

GS. TSKH. NGUYỄN MINH TUYẾN

BƠM MÁY NÉN QUẠT TRONG CÔNG NGHỆ

NHÀ XUẤT BẢN XÂY DỰNG



GS. TSKH. NGUYỄN MINH TUYẾN

BƠM, MÁY NÉN, QUẠT TRONG CÔNG NGHỆ

NHÀ XUẤT BẢN XÂY DỰNG
HÀ NỘI - 2005

LỜI NÓI ĐẦU

Bơm, máy nén, quạt là những máy rất quan trọng và có ứng dụng rộng rãi để vận chuyển nguyên liệu và năng lượng trong các hệ thống công nghệ. Không có bơm, quạt và máy nén chắc chắn sẽ không thực hiện được các quá trình liên tục để sản xuất ra những sản phẩm cần thiết như: sợi hóa học, thức ăn tổng hợp, xà phòng, phân đạm, sơn, xăng, dầu; các nguyên liệu quan trọng cho công nghiệp chế tạo máy như sắt thép, kim loại màu; các thuốc quan trọng như kháng sinh; các vật liệu xây dựng cần thiết như xi măng v.v... Vấn đề thông gió, thải các khí thải, dịch thải nhằm bảo vệ tốt môi trường lao động trong bất cứ nhà máy nào cũng phải cần tới bơm, quạt. Đồng thời các quá trình điều khiển hiện đại ngày nay cũng không thể thiếu được máy nén...

Sự hoạt động của bơm, quạt, máy nén có ảnh hưởng lớn đến hoạt động của toàn bộ dây chuyền công nghệ, đến môi trường, đến quá trình điều khiển, đến năng suất của máy và giá thành sản phẩm. Chính vì vậy việc hiểu biết và nắm vững nguyên lý làm việc, cấu tạo, tính toán, thiết kế, sửa chữa, lắp ghép và vận hành các máy bơm, quạt, máy nén là hết sức cần thiết.

Để trao đổi và cung cấp những kiến thức về các vấn đề trên, chúng tôi biên soạn cuốn sách này.

Sách có nội dung phù hợp với các kỹ sư, cán bộ kỹ thuật công tác tại các nhà máy, xí nghiệp, các viện nghiên cứu và thiết kế thuộc các ngành công nghệ có liên quan tới bơm, quạt, máy nén. Đồng thời sách còn có thể dùng làm tài liệu tham khảo cho sinh viên, học sinh ở các trường đại học, trung học chuyên nghiệp.

Do khuôn khổ cuốn sách có hạn, nên trong quá trình biên soạn và trình bày không thể tránh khỏi các thiếu sót. Chúng tôi mong nhận được các ý kiến đóng góp của bạn đọc để lần xuất bản sau được tốt hơn. Xin chân thành cảm ơn mọi ý kiến xây dựng cho cuốn sách này.

Tác giả

Chương I

BƠM

1.1. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ BƠM

Từ thời cổ xưa người ta đã dùng các máy đơn giản để vận chuyển, chủ yếu là đưa nước lên cao như cọn quay, gầu múc, vít ắcximet, xe đạp nước ... Đặc điểm của các loại này là vận chuyển chất lỏng dưới áp suất thường. Ngược lại bơm vận chuyển chất lỏng dưới áp suất dư. Cùng với các loại máy múc, ở thời cổ cũng xuất hiện loại bơm pittông đơn giản nhất. Song do không chế tạo được các xilanh và pittông có chất lượng cần thiết, nên đã không được ứng dụng rộng rãi trong nhiều thế kỷ sau này. Tất cả các cơ cấu này thường được truyền động bằng sức người hoặc động vật, cũng có khi quay bằng sức nước của sông hoặc kênh.

Chỉ sau khi phát minh ra máy hơi nước thì bơm pittông mới được ứng dụng rộng rãi, đặc biệt là vào thế kỷ 19 lúc mà các loại bơm tác dụng trực tiếp đã được hoàn thiện.

Đến cuối thế kỷ 17 bơm ly tâm cũng đã xuất hiện, song do chưa hoàn thiện về cấu tạo, hiệu suất lại thấp nên trong một thời gian dài không cạnh tranh nổi với bơm pittông. Giữa thế kỷ 18 viện sĩ Euler đã hoàn thiện lý thuyết dòng các máy ly tâm, nhờ đó đã thiết kế được các bơm ly tâm có hiệu suất cao. Nhưng chỉ từ đầu thế kỷ 20 khi các động cơ quay nhanh xuất hiện (động cơ điện, tuốc bin hơi) thì bơm ly tâm mới được cải tiến nhanh chóng và ứng dụng rộng rãi.

Các bơm hiện nay là những máy rất hiện đại, có thể vận chuyển tới hàng vạn mét khối chất lỏng trong một giờ, công suất tiêu thụ có thể tới hàng nghìn kilôoát (kW).

1.1.1. Ứng dụng của bơm trong công nghiệp

Bơm được ứng dụng rộng rãi trong các ngành công nghiệp: hóa chất, thực phẩm, công nghiệp nhẹ, công nghiệp điện, cơ khí, mỏ v.v... để vận chuyển chất lỏng theo đường ống trong những trường hợp cần cung cấp áp suất cho chất lỏng lên cao, để thắng trở lực trên đường ống dẫn và đôi khi để thắng hiệu số áp suất ở hai đầu đường ống dẫn. Muốn nâng áp suất của chất lỏng, bơm cần phải cung cấp năng lượng cho nó, năng lượng đó lấy từ động cơ điện hoặc từ các nguồn động lực khác. Như vậy *bơm là một máy thu năng lượng*.

Vai trò của bơm trong các hệ thống thiết bị công nghệ vô cùng quan trọng. Ở đây bơm cần phải làm việc tốt, không gây va đập, tiếng động trong đường ống và trong thiết bị, đồng thời phải tiêu hao năng lượng đúng mức. Thực tế đã chứng minh rằng: chọn

đúng loại bơm cho các điều kiện làm việc và môi trường cụ thể, đặt bơm đúng, sửa chữa và sử dụng đúng quy cách thì bơm sẽ làm việc bình thường, không có va động. Khi chọn bơm cần chú ý tới các điều kiện làm việc của bơm: nhiệt độ, tính chất hóa, lý của chất lỏng cần vận chuyển. Đồng thời phải căn cứ vào các thông số cơ bản của bơm: lưu lượng (năng suất), áp lực, công suất, hiệu suất và hệ số quay nhanh. Có thỏa mãn với những điều kiện trên thì bơm mới có thể làm việc thích hợp trong hệ thống thiết bị công nghệ.

1.1.2. Phân loại bơm

Theo nguyên lý làm việc, bơm được chia ra hai loại: bơm thể tích và bơm động học.

Bơm thể tích hút và đẩy chất lỏng ra khỏi bơm do thay đổi thể tích của không gian làm việc nhờ một bộ phận chuyển động tịnh tiến (pít tông) hoặc quay (rôto), do đó thể năng và áp suất của chất lỏng tăng lên. Loại này gồm có bơm pít tông, bơm rôto (bơm răng khứa, bơm cánh trượt, bơm trục vít).

Bơm động học hút và đẩy, như vậy là làm tăng áp suất chất lỏng do cung cấp động lượng nhờ va đập của các cánh (bơm ly tâm, bơm hướng trục) hoặc nhờ ma sát của tác nhân làm việc (bơm xoáy ốc, bơm tia, bơm chấn động, bơm vít xoắn, bơm sục khí, bơm luồng), hoặc nhờ tác dụng của trường điện từ (bơm điện từ) hoặc các trường lực khác.

1.1.3. Các thông số cơ bản của bơm

1. Năng suất (lưu lượng) của bơm là thể tích chất lỏng mà bơm cung cấp vào ống đẩy trong một đơn vị thời gian. Lưu lượng được ký hiệu là Q và thường đo bằng m^3/s , l/s , m^3/h .

2. Chiều cao áp lực hay áp lực của bơm là lượng tăng năng lượng riêng của chất lỏng khi đi từ miệng hút đến miệng đẩy của bơm và thường được tính bằng mét cột chất lỏng (đôi khi cũng tính bằng mét cột nước) và được ký hiệu là H . Áp lực của bơm dùng để khắc phục chiều cao nâng (hình học) $H_1 = z_1 + z_2$, hiệu số áp suất ở hai đầu đường ống

$\frac{p_2 - p_1}{\rho g}$, trở lực thủy lực trong ống hút $\sum h_{th}$ và trong ống đẩy $\sum h_{td}$, hiệu số áp suất

động học (động năng) giữa phía đẩy và phía hút $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$ (hình 1.1):

$$H = z_1 + z_2 + \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \sum h_{th} + \sum h_{td} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \quad (1-1)$$

trong đó:

z_1 - chiều cao hút, m;

z_2 - chiều cao đẩy, m;

p_2 và p_1 - áp suất ở thùng chứa phía đẩy và ở thùng chứa phía hút, N/m^2 ;

ρ - khối lượng riêng của chất lỏng, kg/m^3 ;

g - gia tốc trọng trường, m/s^2 ;

v_2, v_1 - vận tốc chất lỏng ở thùng đẩy và thùng hút, m/s ;

$\sum h_{th}$ - trở lực thủy lực trong ống hút:

$$\sum h_{th} = \frac{v_h^2}{2g} \left(\frac{\lambda_1 l_1}{d_1} + \sum \xi_h \right) \quad (1-2)$$

$\sum h_{td}$ - trở lực thủy lực trong ống đẩy:

$$\sum h_{td} = \frac{v_d^2}{2g} \left(\frac{\lambda_2 l_2}{d_2} + \sum \xi_d \right) \quad (1-3)$$

v_h, v_d - vận tốc chất lỏng trong ống hút và trong ống đẩy, m/s ;

λ_1, λ_2 - hệ số trở lực ma sát trong ống hút và đẩy;

l_1, l_2 - chiều dài ống hút và chiều dài ống đẩy, m ;

d_1, d_2 - đường kính ống hút và đường kính ống đẩy, m ;

$\sum \xi_h$ và $\sum \xi_d$ - tổng hệ số trở lực cục bộ trong ống hút và đẩy.

3. Công suất của bơm là công suất tiêu hao để tạo ra lưu lượng Q và chiều cao áp lực H và được xác định theo công thức:

$$N = \frac{N_i}{\eta} = 10^{-3} \left(\frac{\rho g H Q}{\eta} \right), \text{ kW} \quad (1-4)$$

4. Hiệu suất là tỉ số giữa công suất có ích N_i và công suất bơm N :

$$\eta = \frac{N_i}{N} = \eta_t \eta_v \eta_c \quad (1-5)$$

trong đó:

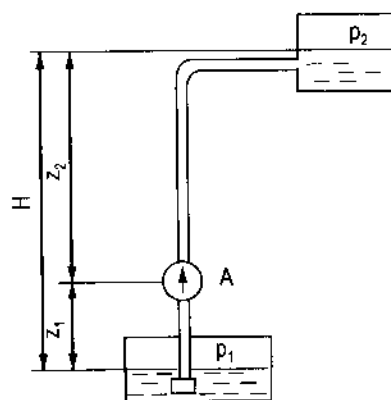
η_t - hiệu suất thủy lực, tính tới sự mất mát năng lượng do ma sát trong nội bộ bơm:

$$\eta_t = \frac{H}{H + h_b} ;$$

η_v - hiệu suất thể tích, tính tới sự mất mát năng lượng do một phần chất lỏng chảy ngược từ phía đẩy về phía hút trong nội bộ bơm:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + \Delta Q} ;$$

η_c - hiệu suất cơ khí, kể tới tổn hao năng lượng để khắc phục ma sát trong các cơ cấu của bơm như ở ổ bi của hộp đệm và bề mặt ngoài của guồng động với chất lỏng (ở bơm ly tâm):



Hình 1.1

$$\eta_c = \frac{N - \Delta N}{N} = \frac{N_{ct}}{N};$$

h_b - trở lực thủy lực của bơm, m;

ΔQ - lượng chất lỏng chảy ngược lại trong bơm, m^3/s ;

ΔN - công suất để khắc phục ma sát cơ học trong bơm, kW;

N_{ct} - công suất chỉ thị, kW.

Hiệu suất thể tích cho biết tỉ số giữa lưu lượng thực tế và lưu lượng lý thuyết. Hiệu suất thủy lực nói lên sự khác nhau giữa chiều cao áp lực thực và chiều cao áp lực lý thuyết của bơm. Hiệu suất cơ khí chỉ ra sự sai khác giữa công suất chỉ thị và công suất bơm. Hiệu suất chung cho biết sự sai khác giữa công suất có ích và công suất cần thiết để bơm tạo ra năng suất và chiều cao áp lực thực tế. Giá trị của hiệu suất chung phụ thuộc vào cấu tạo của bơm, vào chất lượng chế tạo, vào mức độ mòn và vào điều kiện vận hành. Hiện nay người ta đã chế tạo được các bơm pittông với $\eta = 0,60 - 0,92$; các bơm ly tâm với $\eta = 0,68 - 0,90$; các bơm hướng trục với $\eta = 0,70 - 0,85$. Bơm càng lớn thì hiệu suất chung càng cao.

5. Hệ số quay nhanh của bơm là số vòng quay của bơm mẫu tác dụng đơn, một cấp đồng dạng hình học với nó và có áp lực $H_M = 1m$, năng suất $Q_M = 0,075 m^3/s$. Như vậy hệ số quay nhanh được xác định theo công thức:

$$n_s = \frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{0,75}}, \text{ vg/ph} \quad (1-6)$$

trong đó:

n - số vòng quay của bơm, vg/ph;

Q - năng suất của bơm, m^3/s ;

H - chiều cao áp lực của bơm, m.

Dựa vào hệ số quay nhanh tính theo công thức (1-6) ta có thể chọn được loại bơm thích hợp (bảng 1.1):

Bảng 1.1

Loại bơm	n_s , vg/ph
Bơm pittông và rôto	Đến 50
Bơm ly tâm	50 ÷ 300
Bơm hướng chéo	300 ÷ 500
Bơm hướng trục	500 ÷ 1200

1.2. BƠM THỂ TÍCH

Bơm thể tích có một số đặc điểm như sau:

1. Ống hút luôn luôn ngăn cách với ống đẩy, chất lỏng được đẩy cưỡng bức vào ống đẩy.

2. Lưu lượng chất lỏng không đều và hầu như không phụ thuộc vào áp suất của bơm.
3. Bơm một cấp có thể sinh ra áp lực bất kỳ nếu có đủ độ bền và công suất.

1.2.1. Bơm pittông

Người ta phân loại bơm pittông theo nhiều cách. Theo truyền động có thể chia ra: bơm truyền động được động cơ dẫn động qua cơ cấu thanh truyền tay quay; bơm trực tiếp được dẫn động trực tiếp bằng máy hơi; bơm tay. Theo số lần tác dụng có thể chia ra: bơm tác dụng đơn; bơm tác dụng kép; bơm tác dụng ba; bơm tác dụng nhiều lần; bơm vi sai. Theo cấu tạo của pittông có thể chia ra: bơm pittông đĩa; bơm pittông trụ (bơm plôngđơ); bơm pittông thùng; bơm cách màng. Theo vị trí của xilanh có thể chia ra: bơm thẳng đứng; bơm nằm ngang, bơm nghiêng. Theo áp suất của bơm có thể chia ra: bơm thấp áp ($p < 10 \text{at}$); bơm trung áp ($p = 10 - 20 \text{at}$); bơm cao áp ($p > 20 \text{at}$). Theo năng suất có: bơm nhỏ ($Q < 15 \text{m}^3/\text{h}$); bơm vừa ($Q = 15 - 60 \text{m}^3/\text{h}$); bơm lớn ($Q > 60 \text{m}^3/\text{h}$).

1.2.1.1. Nguyên tắc làm việc

1. Bơm tác dụng đơn: ở hình 1.2a là sơ đồ của bơm pittông tác dụng đơn. Khi pittông 5 chuyển dịch từ điểm dừng (hoặc điểm chết) trái (biểu diễn bằng đường chấm gạch AA) sang điểm dừng phải (biểu diễn bằng đường chấm gạch BB) thì không gian phía trái pittông sẽ tạo chân không. Do vậy xupáp hút 11 sẽ được nâng lên (do áp suất bên ngoài là áp suất khí quyển) và nước đi vào xilanh theo ống hút 10. Khi pittông chuyển động ngược lại thì xupáp hút đóng lại, xupáp đẩy 9 được nâng lên và nước được cung cấp vào ống đẩy 8. Ở đây xilanh nằm ngang nên bơm có tên là bơm tác dụng đơn nằm ngang.

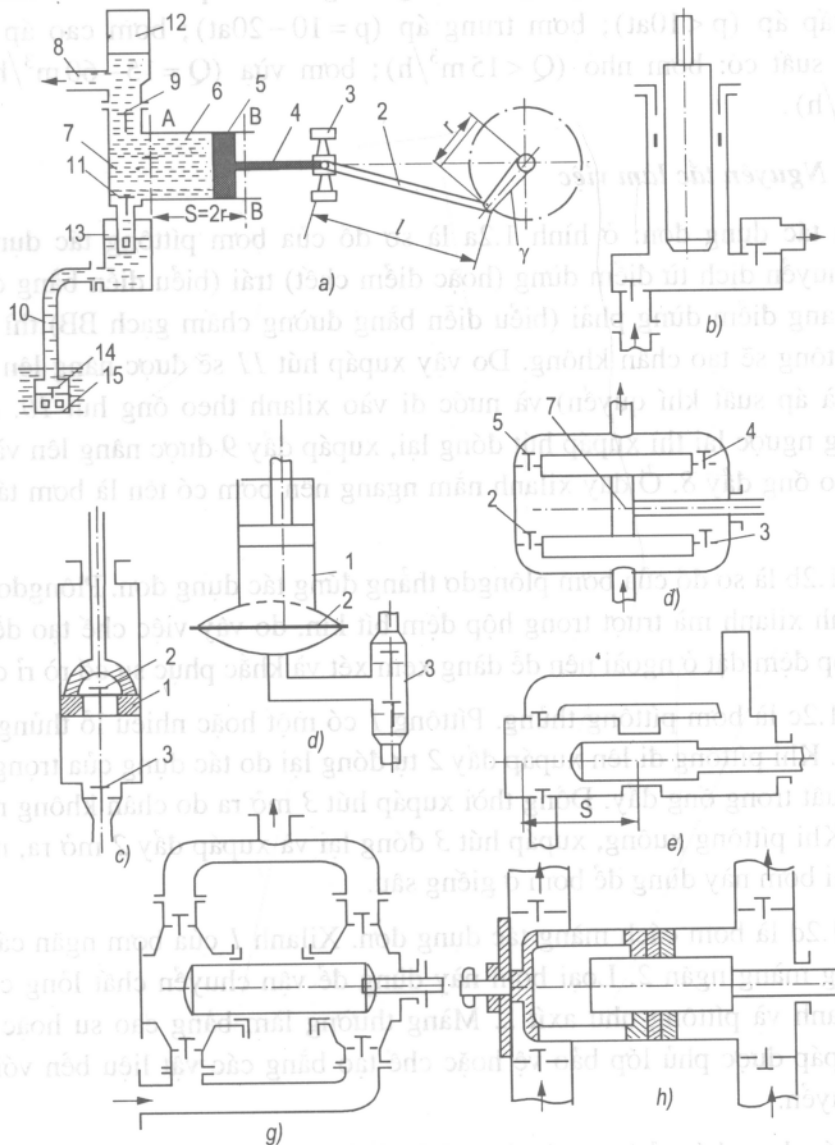
Ở hình 1.2b là sơ đồ của bơm plôngđơ thẳng đứng tác dụng đơn. Plôngđơ không tiếp xúc với thành xilanh mà trượt trong hộp đệm bít kín, do vậy việc chế tạo dễ dàng hơn. Mặt khác hộp đệm đặt ở ngoài nên dễ dàng xem xét và khắc phục sự cố rò rỉ chất lỏng.

Ở hình 1.2c là bơm pittông thùng. Pittông 1 có một hoặc nhiều lỗ thùng để đặt các xupáp đẩy 2. Khi pittông đi lên xupáp đẩy 2 tự đóng lại do tác dụng của trọng lượng bản thân và áp suất trong ống đẩy. Đồng thời xupáp hút 3 mở ra do chân không nên nước đi vào xilanh. Khi pittông xuống, xupáp hút 3 đóng lại và xupáp đẩy 2 mở ra, nước đi qua đó sang. Loại bơm này dùng để bơm ở giếng sâu.

Ở hình 1.2d là bơm cách màng tác dụng đơn. Xilanh 1 của bơm ngăn cách với hộp xupáp 3 bằng màng ngăn 2. Loại bơm này dùng để vận chuyển chất lỏng có tác dụng phá hoại xilanh và pittông như axit ... Màng thường làm bằng cao su hoặc thép. Hộp xupáp và xupáp được phủ lớp bảo vệ hoặc chế tạo bằng các vật liệu bền với chất lỏng được vận chuyển.

2. Bơm tác dụng kép: ở bơm tác dụng kép, hai mặt của pittông đều là mặt làm việc. Trong một vòng quay của trục, bơm thực hiện hai lần hút và hai lần đẩy. Như vậy là phải

có hai xupáp hút và hai xupáp đẩy. Ở hình 1.2d là sơ đồ của bơm pittông đĩa tác dụng kép. Khi pittông 1 đi sang phía phải thì xupáp hút 2 và xupáp đẩy 4 mở ra, còn xupáp hút 3 và xupáp đẩy 5 đóng lại. Như vậy là phần trái hút và phần phải đẩy. Khi pittông đi sang trái sẽ có hiện tượng ngược lại. Ở đây ta không kiểm tra được độ bít kín của pittông và khó khắc phục được hiện tượng rò rỉ của chất lỏng từ phần này qua phần kia của xilanh. Những nhược điểm này không có ở bơm plôngđơ (pittông trụ) tác dụng kép (hình 1.2g). Xilanh của loại bơm này được chia làm hai phần có các hộp đệm bít kín để dễ quan sát và dễ điều chỉnh, nhưng thể tích làm việc của xilanh bị giảm bớt. Do đó muốn có được lưu lượng cần thiết thì phải kéo dài xilanh. Đôi khi người ta làm xilanh liền và ngăn cách hai phần bằng đệm bít kín (hình 1.2h), nhưng ở đây cũng không theo dõi được độ bít kín của plôngđơ trong quá trình làm việc.



Hình 1.2

Bơm vi sai (hình 1.2e) khi hút giống như bơm tác dụng đơn, còn khi đẩy thì giống bơm tác dụng kép. Loại bơm này có lưu lượng đồng đều hơn bơm tác dụng đơn và ít xupáp hơn bơm tác dụng kép.

3. Bơm tác dụng ba: bơm tác dụng ba gồm ba bơm tác dụng đơn có chung ống hút và ống đẩy. Tay quay của các bơm đặt lệch nhau một góc 120° , do đó lưu lượng của bơm đồng đều hơn vì không có thời điểm nào bơm ngừng cung cấp chất lỏng vào ống đẩy. Do sự phân phối lực trong một vòng quay khá đồng đều nên kích thước của vỏ lăng nhỏ hơn.

4. Bơm tác dụng bốn: bơm này gồm hai bơm tác dụng kép có tay quay đặt lệch nhau 90° . Lưu lượng của bơm này đồng đều hơn so với bơm tác dụng kép nhưng lại kém bơm tác dụng ba.

1.2.1.2. Lưu lượng của bơm

1. Lưu lượng lý thuyết: công thức chung để xác định lưu lượng lý thuyết của bơm là:

$$Q_0 = \frac{FSn}{60}(i\psi), \text{ m}^3/\text{s} \quad (1-7)$$

trong đó:

F - diện tích pittông, m^2 ;

S - khoảng chạy của pittông, m;

n - số vòng quay của bơm (số lần đi lại của pittông, vg/ph);

i - số lần tác dụng của bơm;

ψ - thừa số kể tới ảnh hưởng của cán. Đối với bơm có số lần tác dụng lẻ $\psi = 1$,

với bơm có số lần tác dụng chẵn: $\psi = \frac{2F-f}{2F}$;

f - diện tích cán pittông, m^2 .

Để đạt được độ đồng đều lớn nhất về lưu lượng trong ống đẩy thì bơm vi sai cần có quan hệ $F = 2f$, nghĩa là diện tích pittông bằng hai lần diện tích cán.

2. Lưu lượng thực tế: do một số nguyên nhân nên lưu lượng thực tế của bơm nhỏ hơn lưu lượng lý thuyết và được xác định theo công thức:

$$Q = \eta_v Q_0 = \eta_v i \psi \left(\frac{FSn}{60} \right), \text{ m}^3/\text{s} \quad (1-8)$$

Hiệu suất thể tích η_v phụ thuộc vào các yếu tố sau:

a) Tốc độ quay: những bơm quay nhanh có hiệu suất thể tích lớn hơn vì khí không kịp tách ra khỏi nước khi đi qua bơm và như vậy không tạo ra các túi không khí;

b) Chất lượng lắp ghép và bảo dưỡng khi vận hành: nếu lắp ghép tốt, bảo dưỡng cẩn thận thì sẽ ít rò rỉ và như vậy hiệu suất thể tích cao hơn;

c) Tính chất của các chất lỏng được vận chuyển: nếu chất lỏng bẩn hoặc chất lỏng nóng sẽ làm giảm hiệu suất thể tích vì xilanh và pittông bị mòn hở hoặc vì tạo ra các túi hơi;

d) Cung cấp chất lỏng hoặc tiêu thụ chất lỏng không đều cũng sẽ làm ảnh hưởng tới hiệu suất thể tích.

Do đó không thể quy định một giá trị nhất định cho η_v . Tùy theo điều kiện cụ thể có lấy $\eta_v = 0,8 - 0,98$. Với các bơm nước loại lớn $\eta_v = 0,97 - 0,98$; loại vừa $\eta_v = 0,9 - 0,95$; loại nhỏ $\eta_v = 0,85 - 0,9$.

Nếu lưu lượng của bơm giảm nghĩa là hiệu suất thể tích η_v giảm thì thường do các nguyên nhân:

a) Do xupáp hút đóng không kịp thời nên chất lỏng đã vào xilanh lại rò vào đường ống hút. Xupáp đẩy mở không kịp thời cũng có hiện tượng như vậy;

b) Do số lần đi lại (số vòng quay của bơm) và các kích thước của xupáp không phù hợp nên chất lỏng không chiếm hết không gian do pittông quét;

c) Xupáp hút mở không kịp thời ở quá trình hút nên quá trình hút không xảy ra trên toàn bộ khoảng chạy của pittông. Xupáp đẩy đóng không kịp thời nên chất lỏng đã vào ống đẩy lại quay trở về xilanh;

d) Xupáp, pittông, hộp đệm và mối ghép bít không kín, ống hút và ống đẩy không kín;

đ) Xupáp bị kẹt bản, xupáp tiếp nhận bị tắc;

e) Xilanh tích lũy khí hoặc hơi (tạo thành túi hơi), nên quá trình hút chỉ xảy ra khi khí hoặc hơi đã dẫn tới áp suất hút.

Để khắc phục ba nguyên nhân đầu tiên cần tính toán lại các chi tiết của xupáp và đặt đúng tải trọng của chúng. Muốn khắc phục nguyên nhân thứ ba và thứ tư cần lắp ghép cẩn thận, thường xuyên lau chùi, sửa chữa. Nguyên nhân cuối cùng là do kết cấu xilanh bơm không đúng, vì vậy khi thiết kế bơm cần phải chú ý chọn hình dạng và vị trí xilanh sao cho không khí và hơi tách ra khỏi chất lỏng không tạo thành các bóng khí hoặc hơi ở điểm dừng của pittông mà được đưa ra khỏi xilanh. Ở nhiều bơm còn cần có van xả không khí đặt ở vị trí của xilanh sau điểm dừng về phía xupáp.

3. Điều chỉnh lưu lượng của bơm: lưu lượng của bơm có thể điều chỉnh được bằng cách thay đổi: số vòng quay, khoảng chạy, diện tích pittông trụ hoặc cho hồi lưu trở lại. Thay đổi số vòng quay bằng cách điều chỉnh số vòng quay của động cơ hoặc của hộp biến tốc, thay đổi khoảng chạy nhờ thay đổi bán kính tay quay.

1.2.1.3. Quy luật chuyển động của pittông

Trong một vòng quay pittông đi qua một đoạn đường là $2S$ và sau n vòng quay nó sẽ đi được đoạn đường $2Sn$. Như vậy vận tốc trung bình của pittông là:

$$v_{tb} = \frac{2S_n}{60} = \frac{S_n}{30}, \text{ m/s} \quad (1-9)$$

Nếu chiều dài thanh truyền có hạn thì:

$$v = \omega \left(r \sin \varphi \pm \frac{r^2 \sin 2\varphi}{2l} \right)$$

$$a = \omega^2 r \left(\cos \varphi \pm \frac{r \cos 2\varphi}{l} \right)$$

Dấu + đối với vị trí của pittông khi ngỗng trục quay ở giữa xilanh và trục tay quay. Thường $\frac{r}{l} = 0,2$, vì vậy giá trị của gia tốc ở các điểm chết tính theo công thức (1-12) phải nhân với một hệ số điều chỉnh là 1,2 và 0,8. Với vận tốc thì hệ số điều chỉnh có giá trị cực đại khi $\varphi = \frac{\pi}{4}$; còn khi vận tốc cực đại, hệ số điều chỉnh bằng không.

1.2.1.4. Đồ thị cung cấp (đồ thị lưu lượng)

Lưu lượng tức thời của bơm bằng tích số của vận tốc tức thời và diện tích pittông. Diện tích pittông không đổi mà vận tốc biến đổi theo quy luật hình sin nên lưu lượng cũng biến đổi theo quy luật hình sin:

$$Q_t = vF = \omega r F \sin \varphi, \text{ m}^3/\text{s} \quad (1-13)$$

Như vậy lưu lượng của bơm biến đổi theo góc quay φ của tay quay hoặc theo thời gian. Tỷ số giữa lưu lượng lớn nhất và lưu lượng trung bình là mức độ không đều của lưu lượng và được ký hiệu là m :

$$m = \frac{Q_{\max}}{Q} \quad (1-14)$$

Đồ thị cung cấp của bơm tác dụng đơn (hình 1.3b) được xây dựng theo công thức (1-13). Đồ thị cung cấp của bơm tác dụng kép hai pittông và hai tay quay đặt lệch nhau một góc 180° biểu diễn ở hình 1.3c. Đồ thị cung cấp của bơm tác dụng ba có ba tay quay đặt lệch nhau 120° (hình 1.3d) chính là tổng của ba đồ thị cung cấp của bơm tác dụng đơn đặt lệch nhau 120° . Đồ thị cung cấp của bơm tác dụng bốn (hình 1.3đ) là tổng hai đồ thị cung cấp của bơm tác dụng kép đặt lệch với nhau một góc 90° theo trục hoành.

Mức độ không đồng đều của các bơm được giới thiệu ở bảng 1.2. Nói chung số lần tác dụng càng lớn thì mức độ không đều càng nhỏ. Để làm lưu lượng đều hơn phải đặt bầu khí.

Bảng 1.2

Loại bơm	Mức độ không đồng đều m
Tác dụng đơn	3,14
Tác dụng kép	1,57
Tác dụng ba	1,047
Tác dụng bốn	1,11
Tác dụng năm	1,016
Vì sai	3,14 và 1,57

1.2.1.5. Áp suất trong xilanh bơm khi hút và khi đẩy

Áp suất trong xilanh bơm biến đổi trong suốt hành trình của pittông. Đó là do sự biến đổi của vận tốc trong các ống dẫn cũng như trong xilanh. Nếu diện tích ống dẫn bằng diện tích pittông thì vận tốc và gia tốc của chất lỏng trong ống cũng bằng vận tốc và gia tốc của pittông. Nói chung các diện tích này không bằng nhau, nên vận tốc và gia tốc chất lỏng trong ống dẫn sẽ gấp $\frac{F}{f_0}$ lần vận tốc và gia tốc pittông (trong đó f_0 - diện

tích ống dẫn; F - diện tích pittông). Như vậy quy luật biến đổi vận tốc và gia tốc của chất lỏng trong ống cũng có dạng hình sin. Vận tốc chất lỏng trong ống sẽ biến đổi từ 0 khi $x = 0$ đến $v_{h\max} = \frac{F\omega r}{f_0}$ khi $x = r$ và tới 0 khi $x = 2r$. Gia tốc chất lỏng trong ống biến đổi

từ $\frac{dv_h}{dt} = a_h = \frac{F\omega^2 r}{f_0}$ khi $x = 0$ đến 0 khi $x = r$ và tới $-\frac{F\omega^2 r}{f_0}$ khi $x = 2r$.

Do sự biến đổi của vận tốc nên áp lực vận tốc trong ống sẽ biến đổi và các trở lực thủy lực cũng biến đổi. Đồng thời lực quán tính sẽ tác dụng vào cột chất lỏng. Chuyển động của chất lỏng sẽ không ổn định. Những điều này sẽ ảnh hưởng tới áp suất chất lỏng ở trước pittông.

1. Áp suất của bơm trong giai đoạn hút (hình 1.4a): hiệu số chiều cao áp suất trong giai đoạn hút $\frac{p_1 - p_h}{\rho g}$ tính bằng mét cột chất lỏng (trong đó: p_1 - áp suất bên ngoài, thường là áp suất khí quyển; p_h - áp suất trong xilanh ở giai đoạn hút) dùng để khắc phục chiều cao hút từ mực nước tới bơm; đưa chất lỏng lên độ cao x trong xilanh nếu xilanh nằm thẳng đứng; cung cho chất lỏng vận tốc bằng vận tốc trong xilanh; thắng trở lực thủy lực $\sum h_{th}$; thắng trở lực quán tính h_e và khắc phục trở lực xupáp hút X_1 .

Có nghĩa là:

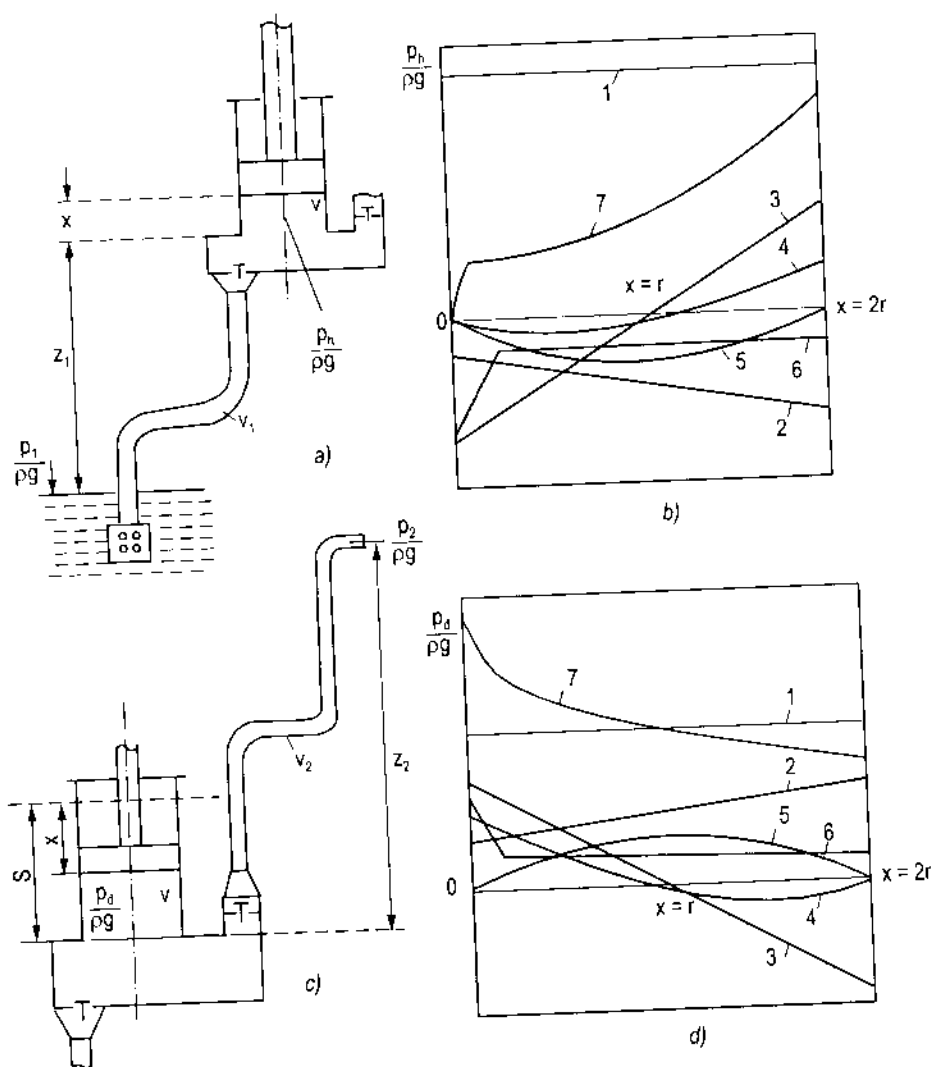
$$\frac{p_1 - p_h}{\rho g} = z_1 + x + \frac{v^2}{2g} + \sum h_{th} + h_e + X_1 \quad (1-15)$$

Tổng của thành phần phụ thuộc vào vận tốc $\frac{v^2}{2g} + \sum h_{th}$ có thể tính như sau:

$$\frac{v^2}{2g} + \sum h_{th} = \frac{v^2}{2g} + \frac{v_h^2}{2g} \left(\frac{\lambda l_1}{d_1} + \sum \xi_h \right) = \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2 F^2}{2g f_0^2} \left(\frac{\lambda l_1}{d_1} + \sum \xi_h \right) = \frac{v^2}{2g} (1 + W_1)$$

Lực quán tính tác dụng lên chất lỏng trong ống hút là:

$$P'_e = \frac{l_1 f_0 \rho F \omega^2 r}{f_0} \left(1 - \frac{x}{r} \right).$$



Hình 1.4

Chiều cao áp lực quán tính tương ứng là:

$$h'_c = \frac{P'_c}{\rho g f_0} = \frac{L_1 \omega^2 r}{g} \left(1 - \frac{x}{r} \right)$$

trong đó: $L_1 = l_1 \left(\frac{F}{f_0} \right)$ - chiều dài tương đương của ống hút, m.

Cũng tính tương tự ta sẽ có chiều cao áp lực quán tính tác dụng vào chất lỏng trong xilanh:

$$h''_c = \frac{x \omega^2 r}{g} \left(1 - \frac{x}{r} \right)$$

Chiều cao áp lực tương ứng với lực quán tính tác dụng vào chất lỏng khi hút:

$$h_e = h'_e + h''_e = \frac{L_1 \omega^2 r}{g} \left(1 - \frac{x}{r}\right) + \frac{x \omega^2 r}{g} \left(1 - \frac{x}{r}\right)$$

Thay các giá trị của $\frac{v^2}{2g} + \sum h_{th}$ và h_e vào công thức (1-15) rồi biến đổi ta có:

$$\begin{aligned} \frac{p_h}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} - \left[(z_1 + x) + \frac{L_1 \omega^2 r}{g} \left(1 - \frac{x}{r}\right) + \frac{x \omega^2 r}{g} \left(1 - \frac{x}{r}\right) + \right. \\ \left. + \frac{\omega^2 r}{2g} \left(\frac{2x}{r} + \frac{x^2}{r^2}\right) (1 + W_1) + X_1 \right] \end{aligned} \quad (1-16)$$

Công thức (1-16) dùng để xác định áp suất dưới pittông trong giai đoạn hút theo vị trí của pittông. Ảnh hưởng của mỗi số hạng trong công thức (1-16) lên áp suất dưới pittông được thể hiện trên đồ thị (hình 1.4b): đường thẳng 1 biểu diễn giá trị $\frac{p_1}{\rho g}$;

đường thẳng 2 biểu diễn $z_1 + x$; đường thẳng 3 biểu diễn $\frac{L_1 \omega^2 r}{g} \left(1 - \frac{x}{r}\right)$; đường thẳng 4 biểu diễn $\frac{x \omega^2 r}{g} \left(1 - \frac{x}{r}\right)$; đường cong 5 biểu diễn $\frac{\omega^2 r}{2g} \left(\frac{2x}{r} + \frac{x^2}{r^2}\right) (1 + W_1)$; đường gãy khúc 6 biểu diễn X_1 và đường cong 7 biểu diễn giá trị $\frac{p_h}{\rho g}$.

Từ đồ thị cho thấy: giá trị nhỏ nhất của $\frac{p_h}{\rho g}$ là ở thời điểm ban đầu, vì lúc này phải khắc phục quán tính của chất lỏng trong ống hút và của xupáp hút. Về mặt toán học có thể nhận được $\frac{p_h}{\rho g} < 0$, nhưng về phương diện vật lý sẽ không thể cho phép, vì như vậy

có nghĩa là chiều cao áp lực tác dụng bên ngoài $\frac{p_1}{\rho g}$ không đủ để đưa chất lỏng lên chiều cao z_1 để thắng lực quán tính và để nâng xupáp lên... Kết quả là pittông và chất lỏng rời khỏi nhau. Khi pittông chuyển động tiếp tục đến lúc gia tốc của pittông và chất lỏng giảm đi, chất lỏng đi vào trong xilanh sẽ va đập vào pittông gây ra hiện tượng xâm thực rất nguy hiểm.

Ở điểm giữa ($x = r$) pittông có thể tách khỏi dòng chất lỏng nếu trở lực đường hút lớn.

Khi pittông dần tới điểm chết thì áp suất của chất lỏng tăng lên vì pittông đi chậm lại, còn chất lỏng do quán tính có xu hướng chuyển động với vận tốc cũ.

Sau khi tìm các giá trị $\frac{P_h}{\rho g}$ ứng với $x = 0$, $x = r$ và $x = 2r$ ta có khả năng xét sự làm

việc đúng đắn của bơm. Nếu một trong hai giá trị đầu âm, bơm làm việc với sự đứt của dòng lỏng khỏi pittông ở thời điểm tương ứng thì phải xét lại tất cả các số hạng của công thức (1-16) và dừng lại ở số hạng nào làm giảm áp suất, rồi căn cứ vào đó để tìm biện pháp khắc phục. Áp suất âm sinh ra là do tổng các số hạng trong ngoặc vuông lớn, vì vậy cần có biện pháp để giảm giá trị này. Những biện pháp này bao gồm: giảm chiều cao hút z_1 , giảm tốc độ vòng quay n của bơm, giảm bán kính tay quay r (giảm khoảng chạy), giảm chiều dài ống hút (bằng cách bỏ bớt các đoạn nằm ngang như vậy là giảm W_1), tăng đường kính ống hút (giảm W_1), giảm trở lực cục bộ trên ống hút (nghĩa là giảm W_1), giảm tải trọng xupáp và đặt bầu khí.

2. Áp suất trong xilanh của bơm khi đẩy: áp suất trong xilanh của bơm ở giai đoạn đẩy (hình 1.4c) dùng để khắc phục áp suất ở thùng chứa phía đáy $\frac{P_2}{\rho g}$ (đường thẳng 1 ở hình 1.4d); khắc phục chiều cao đẩy $z_2 - S + x$, nếu bơm nằm ngang chỉ là z_2 (đường 2 hình 1.5d); khắc phục lực quán tính h_c (đường 3 và 4 hình 1.4d); khắc phục trở lực thủy lực $\sum h_{td}$; tạo nên vận tốc ra và khắc phục trở lực của xupáp đẩy X_2 (đường 6 ở hình 1.4d). Với cách lập luận tương tự như trên sẽ tìm được công thức xác định áp suất dưới pittông trong giai đoạn đẩy:

$$\begin{aligned} \frac{P_d}{\rho g} = & \frac{P_2}{\rho g} + (z_2 - S + x) + \frac{L_2 \omega^2 r}{g} \left(1 - \frac{x}{r}\right) + \left(\frac{S-x}{g}\right) \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r}\right) + \\ & + \frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}\right) \left(W_2 + \frac{F^2}{f_0^2} - 1\right) + X_2 \end{aligned} \quad (1-17)$$

trong đó:

$L_2 = \frac{l_2 F}{f_0}$ - chiều dài tương đương của ống đẩy;

$W_2 = \frac{\lambda_2 l_2}{d_2} + \sum \xi_{td}$ - tổng trở lực ma sát và cục bộ trên ống đẩy;

S - khoảng chạy của pittông, $S = 2r$.

Sự biến đổi của mỗi số hạng ở công thức (1-17) theo độ rời x của pittông được biểu diễn trên đồ thị (hình 1.4d). Đường 3 biểu diễn giá trị $\frac{L_2 \omega^2 r}{g} \left(1 - \frac{x}{r}\right)$; đường 4 biểu diễn

$\left(\frac{S-x}{g}\right) \omega^2 r \left(1 - \frac{x}{r}\right)$; đường 5 biểu diễn $\frac{\omega^2 r^2}{2g} \left(\frac{2x}{r} - \frac{x^2}{r^2}\right) \left(W_2 + \frac{F^2}{f_0^2} - 1\right)$ và đường 7 biểu

diễn $\frac{P_d}{\rho g}$. Từ đồ thị cho thấy giá trị $\frac{P_d}{\rho g}$ lớn nhất khi $x = 0$ và nhỏ nhất khi $x = 2r$. Khi

$x = 2r$ (về phương diện toán học) có khả năng nhận được áp suất âm, về vật lý có nghĩa là dòng chất lỏng rời khỏi pittông và sẽ gây ra va đập trong bơm. Muốn khắc phục hiện

tượng này phải nâng cao áp suất $\frac{P_d}{\rho g}$ ở $x = 2r$ bằng các biện pháp được rút ra khi nghiên

cứu công thức (1-17). Rõ ràng là phải tăng các giá trị dương và giảm các giá trị âm ở vế phải của công thức bằng cách: tăng chiều cao đẩy, giảm các đoạn nằm ngang của ống đẩy (giảm L_2) tăng đường kính ống đẩy (cũng là giảm L_2), giảm số vòng quay, giảm bán kính quay và đặt bầu khí (cũng là để giảm lực quán tính).

Tùy theo điều kiện có thể thực hiện được mà chọn biện pháp đã nêu ra để giảm được chiều cao áp lực quán tính nhằm tránh đứt đoạn dòng chất lỏng.

3. Áp suất dưới pittông và áp suất hơi của chất lỏng: qua phân tích sự biến đổi của áp suất dưới pittông trong giai đoạn hút và đẩy đã cho thấy khi xuất hiện giá trị âm của áp suất thì có nghĩa là dòng chất lỏng rời khỏi pittông (về phương diện vật lý). Thực tế sự

đứt đoạn đó xảy ra trước khi $\frac{P_h}{\rho g}$ và $\frac{P_d}{\rho g}$ đạt được giá trị âm. Nếu áp suất dưới pittông

thấp hơn áp suất hơi bão hòa của chất lỏng ở nhiệt độ của nó thì chất lỏng sẽ bay hơi và chiếm toàn bộ không gian trước bề mặt pittông, như vậy là dòng chất lỏng rời khỏi pittông.

Ký hiệu h_t là chiều cao áp suất hơi bão hòa của chất lỏng ở nhiệt độ của nó, thì điều kiện để tránh sự đứt đoạn của dòng lỏng là:

$$\frac{P_h}{\rho g} > h_t; \quad \frac{P_d}{\rho g} > h_t \quad (1-18a)$$

$$\text{Trong điều kiện giới hạn } \frac{P_h}{\rho g} = h_t; \quad \frac{P_d}{\rho g} = h_t \quad (1-18b)$$

4. Số vòng quay của bơm: số vòng quay giới hạn của bơm đặt trong một hệ thống bơm được xác định tại các vị trí nguy hiểm:

a) Ở phía hút khi $x = 0$:

$$\frac{P_1}{\rho g} - \left(z_1 + \frac{1,2\omega^2 L_1 r}{g} + X_1 \right) = h_t;$$

khi $x = r$:

$$\frac{P_1}{\rho g} - \left[z_1 + r + \omega^2 r^2 (1 + W_1) + X_1 \right] = h_t;$$

b) Ở phía đẩy khi $x = 0$:

$$\frac{p_2}{\rho g} + z_2 - \frac{1,2\omega^2 L_2 r}{g} + X_2 = h_t.$$

Ở đây 1,2 là hệ số điều chỉnh đối với gia tốc tại điểm chết của pittông khi $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$.

Thay thế ω bằng n ta có:

$$\left. \begin{aligned} n_{\max} &= \sqrt{150g \left(\frac{\frac{p_1}{\rho g} - h_t - z_1 - X_1}{L_1 S} \right)}; \\ n_{\max} &= \sqrt{160g \left(\frac{\frac{p_1}{\rho g} - h_t - z_1 - r - X_1}{r^2} \right)}; \\ n_{\max} &= \sqrt{150g \left(\frac{\frac{p_2}{\rho g} - h_t + z_2 + X_2}{L_2 S} \right)}; \end{aligned} \right\} \quad (1-19)$$

Số vòng quay giới hạn là số vòng quay nhỏ nhất tính được từ hệ (1-19). Số vòng quay n của bơm phải nhỏ hơn số vòng quay giới hạn (thường $n = 100 - 200$ vg/ph).

Đối với bơm có bầu khí, khi xác định số vòng quay giới hạn phải thay $\frac{p_1}{\rho g}$ bằng áp

suất trong bầu hút, thay $\frac{p_2}{\rho g}$ - áp suất trong bầu đẩy, thay L_1 bằng chiều dài tương

đương của phần giữa bơm và bầu hút, L_2 - chiều dài tương đương của phần giữa bơm và bầu đẩy.

5. Khoảng chạy của pittông: giá trị của khoảng chạy $S = 2r$, trong đó r ảnh hưởng tới lực quán tính theo quan hệ bậc một. Như vậy muốn lực quán tính nhỏ phải dùng khoảng chạy nhỏ. Bơm càng có số vòng quay lớn càng cần có khoảng chạy nhỏ. Bơm có $\frac{S}{D} < 1,5$ gọi là bơm có khoảng chạy ngắn, đó thường là bơm quay nhanh, có áp suất nhỏ

(để lực pittông nhỏ) và đặt thẳng đứng. Bơm có $\frac{S}{D} > 2$ gọi là bơm có khoảng chạy dài, đó thường là bơm quay chậm, áp suất cao và có chiều cao hút nhỏ. Giá trị lớn nhất của $\frac{S}{D}$ thường không quá 3,5 (D - đường kính của pittông).

6. Vận tốc trung bình của pittông: để đảm bảo khoảng chạy và số vòng quay có quan hệ thích hợp, thì phải chọn các giá trị của vận tốc trung bình thích hợp:

$v_{tb} = \frac{nS}{30} = 0,2 - 1 \text{ m/s}$, không nên lấy $v_{tb} > 1 \text{ m/s}$. Trong trường hợp rất đặc biệt có thể lấy v_{tb} tới 2 m/s .

7. Chiều cao hút của bơm: để tránh sự đứt đoạn của dòng lỏng trong khi hút bơm cần thoả mãn quan hệ (1-18a) và trong trường hợp giới hạn là quan hệ (1-18b). Tại điểm chết của pittông ứng với $x = 0$ (theo 1-18b) có:

$$\frac{P_1}{\rho g} - \left(z_1 + \frac{1,2L_1\omega^2 r}{g} + X_1 \right) = h_1.$$

Từ đó rút ra giá trị lớn nhất của chiều cao hút giới hạn:

$$z_{1\max} = \frac{P_1}{\rho g} - h_1 - \frac{1,2L_1\omega^2 r}{g} - X_1 \quad (1-20)$$

Từ công thức (1-20) cho thấy chiều cao hút tối đa phụ thuộc vào các yếu tố như: địa điểm đặt bơm, khối lượng riêng, nhiệt độ chất lỏng được vận chuyển, chiều dài và đường kính ống hút, số vòng quay của bơm, bán kính tay quay hay khoảng chạy của bơm và trở lực của xupáp.

Nếu nhiệt độ càng cao, chiều cao hút tối đa càng nhỏ và tới một nhiệt độ nào đó $\left(h_1 = \frac{P_1}{\rho g} \right)$ thì không thể đặt bơm hút được mà phải đặt bơm thấp hơn mực chất lỏng.

Trong trường hợp bơm có đặt bầu khí thì lực quán tính chỉ xuất hiện trong đoạn l_h giữa bầu hút và bơm. Vậy công thức để xác định chiều cao hút tối đa là:

$$z_{1\max} = \frac{P_1}{\rho g} - h_1 - \frac{v_{htb}}{2g} \left(1 + \sum \xi_h + \frac{\lambda_1 l_1}{d_1} \right) - \frac{l_h \omega^2 r}{g} - X_1 \quad (1-21)$$

trong đó:

v_{htb} - vận tốc trung bình của chất lỏng trong ống hút dưới bầu hút, m/s;

h_1 - chiều cao áp suất hơi bão hòa của chất lỏng, m. Đối với nước cho ở bảng 1.3.

Bảng 1.3

Nhiệt độ chất lỏng °C	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
h_1 , m	0,06	0,12	0,24	0,45	0,75	1,25	2,02	3,17	4,82	7,14	10,33

Căn cứ vào công thức (1-21) sẽ xác định được chiều cao hút tối đa cho phép, phụ thuộc vào số vòng quay của bơm và nhiệt độ của nước (bảng 1.4) khi áp suất ở phía hút là áp suất khí quyển.

Bảng 1.4

Số vòng quay, vg/ph	Nhiệt độ, °C						
	0	20	30	40	50	60	70
50	7	6,5	6	5,5	4	2,5	0
60	6,5	6	5,5	5	3,5	2	0
90	5,5	5	4,5	4	2,5	1	0
120	4,5	4	3,5	3	1,5	0,5	0
150	3,5	3	2,5	2	0,5	0	0
180	2,5	2	1,5	1	0	0	0

1.2.1.6. Chiều cao áp lực của bơm

Chiều cao áp lực trung bình bơm cung cấp cho dòng chất lỏng (tính bằng mét cột chất lỏng):

$$H = \frac{P_{đtb}}{\rho g} - \frac{P_{hđb}}{\rho g} = z_1 + z_2 + \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \sum h_{th} + \sum h_{td} + X_1 + X_2 \quad (1-22)$$

trong đó:

z_1, z_2 - chiều cao hút và đẩy, m;

X_1, X_2 - trở lực của xupáp hút và xupáp đẩy, m.

Chiều cao áp lực kế của bơm xác định theo công thức:

$$H_{ak} = h + \frac{P_{ak} + P_{ck}}{\rho g} \quad (1-23)$$

trong đó:

P_{ak} - chỉ số của áp kế, N/m²;

P_{ck} - chỉ số của chân không kế, N/m²;

h - khoảng cách giữa áp kế và chân không kế, m.

Quan hệ giữa chiều cao áp lực của bơm và chiều cao áp kế là:

$$H = H_{ak} + X_1 + X_2 + \frac{v_d^2 - v_h^2}{2g} \quad (1-24)$$

trong đó:

X_1, X_2 - trở lực của xupáp hút và xupáp đẩy, m;

v_d - vận tốc trung bình của chất lỏng trong ống đẩy tại nơi đặt áp kế, m/s;

v_h - vận tốc trung bình của chất lỏng trong ống hút tại nơi đặt chân không kế, m/s

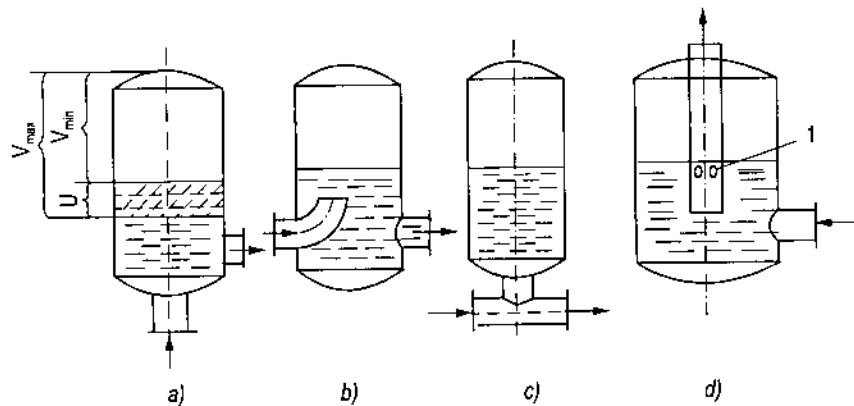
1.2.1.7. Bầu khí

1. Sơ đồ cấu tạo và nguyên tắc làm việc của bầu khí: chuyển động không ổn định của chất lỏng trong ống hút và ống đẩy là nguyên nhân làm cho lưu lượng không đều và

gây ra lực quán tính. Bầu khí là thiết bị tốt nhất để khắc phục hiện tượng này. Ở hình 1.2a là sơ đồ của hệ thống bơm có bầu khí ở ống hút (bầu hút) và ống đẩy (bầu đẩy).

Quá trình làm việc của bầu khí như sau: không khí chứa trong bầu khí bị nén khi lượng cung cấp chất lỏng tăng lên và dẫn nở ra khi lượng cung cấp chất lỏng giảm xuống. Do đó thể tích không khí trong bầu biến đổi từ $V_{\max}$ đến $V_{\min}$ rồi lại từ $V_{\min}$ đến $V_{\max}$ (hình 1.5a) và như vậy là thể tích chất lỏng trong bầu sẽ biến đổi ngược lại. Bởi vậy, khi lượng lỏng cung cấp tăng lên thì bầu khí sẽ chứa thêm một thể tích chất lỏng:

$$U = V_{\max} - V_{\min} \quad (1-25)$$



Hình 1.5

Lượng chất lỏng này lại cung cấp cho bơm hoặc cung cấp vào ống đẩy khi lượng hút hoặc lượng cung cấp của bơm giảm xuống.

Áp suất trong bầu khí thay đổi từ $p_{\min}$ đến $p_{\max}$ trong quá trình tích lũy chất lỏng và ngược lại khi nhả chất lỏng ra. Muốn vận tốc chất lỏng trong ống dẫn biến đổi ít thì áp suất trong bầu phải biến đổi ít và như vậy thể tích của bầu khí phải đủ lớn. Dao động của áp suất trong bầu khí sẽ dẫn đến dao động của lưu lượng trong bầu, vì vậy tỉ số:

$$\frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_{tb}} = m_b \quad (1-26)$$

Đại lượng m_b gọi là mức độ không đều của bầu khí. Giá trị này đối với bầu hút là 0,025 – 0,050 và với bầu đẩy là 0,01 – 0,025. Muốn chuyển động ổn định hoàn toàn thì $m_b \rightarrow 0$, lúc này thể tích không khí trong bầu khí sẽ lớn vô hạn.

Nếu coi quá trình nén dẫn không khí trong bầu là đẳng nhiệt thì có:

$$p_{\max} V_{\min} = p_{\min} V_{\max} = p_{tb} V_{tb};$$

rút ra:
$$\frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_{tb}} = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{tb}} = \frac{U}{V_{tb}} = m_b$$

Từ đó tìm được thể tích trung bình của không khí trong bầu:

$$V_{tb} = \frac{U}{m_b} \quad (1-27)$$

Muốn xác định giá trị của U phải lập đồ thị cung cấp (hình 1.3b, c, d, đ) và thay thế đường đặc tuyến của lượng cung cấp khí không có bầu khí bằng đường đặc tuyến nằm ngang khi lượng cung cấp không đổi. Diện tích giới hạn giữa hai đường đặc tuyến là thể tích chất lỏng đi vào bầu khí khi lượng cung cấp tăng lên và đi ra khỏi bầu khí khi lượng cung cấp giảm xuống. Với bơm tác dụng đơn $U = 0,55FS$; bơm tác dụng kép $U = 0,21FS$; bơm tác dụng ba $U = 0,009FS$; bơm tác dụng bốn $U = 0,042FS$; bơm vi sai ở phía hút $U = 0,55FS$; và ở phía đẩy $U = 0,21FS$. Nếu lấy mức độ không đều của lưu lượng khí có bầu $m_b = 0,025$ thì tính được thể tích của không khí trong bầu ở bơm tác dụng đơn $V_{tb} = 22FS$, bơm tác dụng kép $V_{tb} = 9FS$; bơm tác dụng ba $V_{tb} = FS$ và bơm tác dụng bốn $V_{tb} = 2FS$.

Khi ống dẫn dài lực quán tính lớn thì lấy $m_b = 0,01$. Nếu kích thước của bầu khí lớn thì trên thân bơm chỉ đặt một bầu khí nhỏ, còn thể tích chính của không khí được tập trung trong bầu khí đặc biệt đặt gần bơm. Bầu hút có thể lấy $m_b = 0,05$ nếu ống hút ngắn và chiều cao hút nhỏ hơn 5m.

Vì phần dưới của bầu khí chứa chất lỏng (hình 1.5a, b, c, d) nên thể tích của bầu khí lớn hơn thể tích trung bình V_{tb} của khí trong bầu và được xác định theo công thức:

$$V_b = 1,5V_{tb} = \frac{1,5U}{m_b}, \quad m^3 \quad (1-28)$$

Bầu khí thường có dạng hình trụ với đường kính:

$$D = 0,97\sqrt[3]{V_b} \quad \text{và chiều cao } H = 1,36\sqrt[3]{V_b} \quad (1-29)$$

Phương pháp đưa chất lỏng vào và lấy chất lỏng từ bầu khí ra có thể khác nhau nhưng phải đảm bảo nguyên tắc: tất cả chất lỏng cần đi qua bầu khí, chất lỏng ở trong bầu khí phải mất hướng ban đầu. Ở hình 1.5a, b, c là các cách cấu tạo của bầu đẩy. Kết cấu (hình 1.5c) không thoả mãn, kết cấu (hình 1.5a, b) thoả mãn với các nguyên tắc trên, còn ở hình 1.5d là cấu tạo của bầu hút.

Để bầu khí làm việc bình thường cần phải có ống đo mực nước, áp kế và van không khí. Đối với bầu đẩy còn cần có van an toàn. Van này cũng có thể đặt giữa bơm và bầu đẩy.

Khi làm việc bình thường lượng không khí trong bầu hút tăng lên vì không khí tách ra từ chất lỏng vào không gian của bầu hút. Ngược lại, trong bầu đẩy lượng không khí bị giảm đi vì không khí tiếp xúc với chất lỏng có áp suất cao nên độ hòa tan trong nó tăng lên. Vì vậy cần phải định kỳ thải không khí khỏi bầu hút và bổ sung không khí vào bầu đẩy. Đối với các trạm bơm lớn phải có trạm máy nén không khí kèm theo. Với trạm bơm

nhỏ muốn thải không khí khỏi bầu hút cần làm các lỗ nhỏ (hình 1.5d) cách đầu ống một ít. Để đưa thêm không khí vào bầu đẩy ta đặt một van không khí ở dưới xupáp hút, khi mở van này không khí sẽ vào bơm rồi tách ra ở bầu đẩy.

Nếu lượng không khí ở bầu đẩy tăng lên thì có nghĩa là đường ống hút không kín. Nếu bơm làm việc rung động nghĩa là thiếu khí ở bầu hút và bầu đẩy.

Khi mức độ không đều m_b chọn đủ nhỏ (theo các giá trị đã cho) có thể coi chất lỏng trong ống dẫn chuyển động đồng đều thì áp suất trung bình ở bầu hút là:

$$P_{tb1} = \rho g \left[\frac{P_1}{\rho g} - z_1 - \frac{v_h^2}{2g} \left(\frac{\lambda_1 l_1}{d_1} + \sum \xi_h + 1 \right) \right], \quad \text{N/m}^2;$$

ở bầu đẩy:

$$P_{tb2} = \rho g \left[\frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_d^2}{2g} \left(\frac{\lambda_2 l_2}{d_2} + \sum \xi_d + 1 \right) \right], \quad \text{N/m}^2$$

2. Áp suất lớn nhất trong bầu khí: áp suất trung bình ở bầu khí được xác định khi chất lỏng chuyển động ổn định. Căn cứ vào áp suất này ta xác định được các kích thước chủ yếu của bầu khí. Ở thời điểm khởi động bơm, chất lỏng trong ống đẩy tăng vận tốc lên nhiều lần, do đó xuất hiện lực quán tính dẫn tới nâng cao áp suất của bầu khí. Áp suất này sẽ càng lớn nếu ống đẩy càng dài, đường kính ống càng nhỏ và năng suất của bơm tăng càng nhanh (nghĩa là gia tốc càng lớn).

Giả thử áp suất trong bầu khí chưa làm việc là $\frac{P_b}{\rho g} = \frac{P_d}{\rho g} + z_2$ và thể tích không khí

tương ứng trong bầu là V_o , thì khi khởi động bơm áp suất trong bầu có giá trị là $\frac{P_{\max}}{\rho g}$.

Ký hiệu $\frac{P_{\max}}{P_b} = k_p$ là hệ số nâng áp ở bầu khí và được tính theo công thức:

$$\ln k_p + \frac{1}{k_p} - 1 = \frac{l_d Q^2 \rho}{2 f_{od} V_o P_b} \quad (1-30)$$

trong đó:

l_d - chiều dài ống đẩy sau bầu khí, m;

f_{od} - diện tích tiết diện ống đẩy, m^2 ;

ρ - khối lượng riêng chất lỏng, kg/m^3 ;

Q - lưu lượng bơm, m^3/s ;

V_o - thể tích không khí trong bầu, m^3 .

3. Bầu khí và dao động áp suất chất lỏng: muốn chất lỏng chuyển động hoàn toàn đồng đều, kích thước bầu phải lớn vô hạn. Nhưng kích thước bầu khí hữu hạn nên áp

suất trong bầu cũng dao động một ít xung quanh giá trị trung bình. Điều này dẫn đến biến đổi vận tốc trong ống đẩy và làm xuất hiện lực quán tính nâng cao hoặc giảm thấp áp suất trong bầu khí. Giá trị của áp suất quán tính không lớn lắm, nếu không trùng với sự tăng của áp suất trong bơm thì áp suất trong bầu khí không thể cao quá giới hạn cho phép. Nhưng nếu nó trùng thì tổng biên độ dao động có thể đạt giá trị rất lớn. Nguy hiểm nhất là khi các biên độ dao động cực đại trùng nhau.

Tần số dao động của cột chất lỏng (số dao động trong 1s) là:

$$z = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{p_b}{\rho g} f_{\text{od}} (\ln V_o)^{-1}}$$

Tần số dao động của chất lỏng trong bơm:

$$z' = \frac{n}{60}$$

Ký hiệu $f = \frac{z}{z'}$ là tiêu chuẩn để xác định thời điểm cộng hưởng của dao động. Muốn tránh cộng hưởng phải thỏa mãn điều kiện:

$$f < 0,7f_{\text{th}} \quad (1-31)$$

trong đó: f_{th} - giá trị tối hạn của f (nghĩa là giá trị gây ra cộng hưởng). Đối với bơm tác dụng đơn $f_{\text{th}} = 1$; với bơm tác dụng kép $f_{\text{th}} = 2$; với bơm tác dụng bốn $f_{\text{th}} = 4$; với bơm tác dụng ba $f_{\text{th}} = 6$.

Nếu quan hệ (1-31) không thỏa mãn thì phải tăng kích thước của bầu khí để giảm giá trị gây ra cộng hưởng.

1.2.1.8. Xupáp

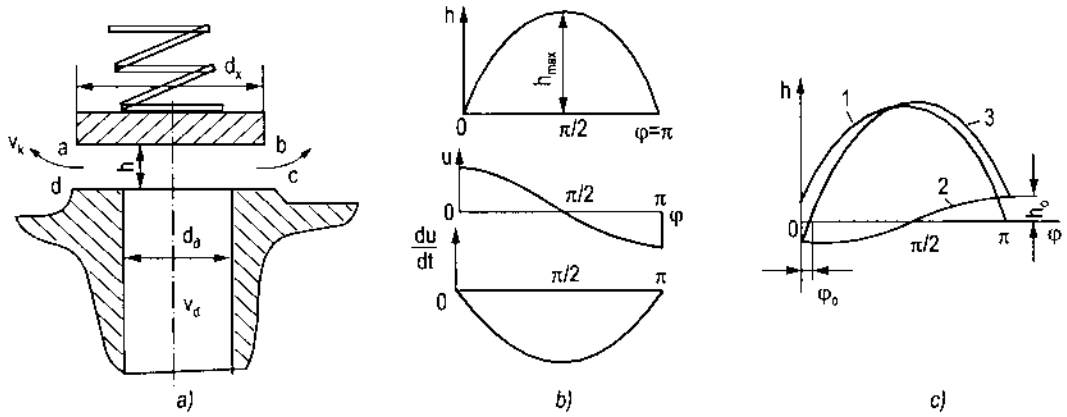
1. Nguyên lý làm việc của xupáp: ở đây chúng ta xét một xupáp đĩa phẳng (hình 1.6a) với d_x - đường kính đĩa xupáp; l - chu vi xupáp; h - chiều cao nâng xupáp; v_k - vận tốc chảy lý thuyết qua khe xupáp; μ - hệ số chảy qua xupáp; f_d - diện tích tự do của đế xupáp 2; v_d - vận tốc chất lỏng trong đế; n_x - số xupáp đĩa phẳng có trong một tổ xupáp và cùng thực hiện một chức năng (đẩy hoặc hút), thường $n_x = 1$.

Theo phương trình liên tục có:

$$\frac{Fv}{n_x} = \mu h / v_k \quad (1-32)$$

Giá trị của v_k coi như không đổi khi tải trọng của xupáp giữ nguyên. Từ công thức (1-32) rút ra:

$$h = \frac{Fv}{n_x \mu / v_k} = \frac{F \omega r \sin \varphi}{n_x \mu / v_k} \quad (1-33a)$$



Hình 1.6

Như vậy chiều cao nâng của xupáp biến đổi theo quy luật hình sin (hình 1.6b) trong suốt khoảng chạy pittông và lớn nhất ở vị trí trung bình khi $\varphi = 90^\circ$:

$$h_{\max} = \frac{F\omega r}{n_x \mu / v_k} \quad (1-33b)$$

Vận tốc nâng của xupáp:

$$u = \frac{dh}{dt} = \frac{F\omega^2 r \cos \varphi}{n_x \mu / v_k} \quad (1-34)$$

Đồ thị vận tốc của xupáp có dạng hình cosin và giá trị tuyệt đối nhỏ nhất của vận tốc u nằm ở vị trí trung bình $\varphi = 90^\circ$ (hình 1.6b)

Gia tốc của xupáp:

$$\frac{du}{dt} = \frac{-F\omega^2 r \sin \varphi}{n_x \mu / v_k} = -\omega^2 h.$$

Đồ thị gia tốc có dạng hình sin (hình 1.6b). Nếu diện tích của đĩa xupáp là f_x , vận tốc của nó là u thì trong một đơn vị thời gian dưới đĩa xupáp sẽ giữ hoặc đẩy đi một lượng chất lỏng là $f_x u$. Kết quả ta có:

$$\mu v_x h l = \frac{Fv}{n_x} - f_x u;$$

rút ra:

$$h = \frac{1}{\mu v_k l} \left(\frac{Fv}{n_x} - f_x u \right)$$

Vận tốc của xupáp là:

$$u = \frac{dh}{dt} = \frac{1}{\mu v_k l} \left(\frac{Fdv}{n_x dt} - \frac{f_x du}{dt} \right)$$

Đại lượng $\frac{f_x du}{dt}$ nhỏ nên có thể bỏ qua, vậy:

$$u = \frac{F}{n_x \mu v_k l} \left(\frac{dv}{dt} \right) = \frac{F \omega^2 r \cos \varphi}{n_x \mu v_k l}$$

Thay thế u vào công thức tính h ta có:

$$h = \frac{F \omega r}{n_x \mu v_k l} \left(\sin \varphi - \frac{f_x \omega \cos \varphi}{\mu v_k l} \right) \quad (1-35)$$

Quan hệ giữa các đại lượng (1-35) được biểu diễn bằng đường cong 3 trên đồ thị (hình 1.6c), còn đường cong 1 và 2 biểu diễn số hạng thứ nhất và thứ hai của vế phải (1-35). Từ đồ thị cho thấy khi pittông ở điểm chết thứ hai thì xupáp còn ở một độ cao h_0 , bởi vậy khi pittông đi ngược lại thì xupáp sẽ hạ xuống và sinh ra tiếng động tỉ lệ với độ cao h_0 . Mặt khác lượng chất lỏng quay trở lại càng nhiều khi h_0 càng lớn, dẫn tới giảm hiệu suất thể tích của bơm. Ở phần trái của đồ thị, đường cong 3 cắt trục hoành khi $\varphi = \varphi_0$ (nghĩa là xupáp nâng lên không đồng thời với sự đổi hướng của pittông mà sau khi pittông đã đi được đoạn đường x_0 tương ứng với góc φ_0).

Góc φ_0 có thể xác định bằng cách thay $h = 0$ vào biểu thức (1-35), rút ra:

$$\operatorname{tg} \varphi_0 = \frac{f_x \omega}{\mu v_k l}.$$

Thường $\varphi_0 = 2 - 5^\circ$. Chiều cao h_0 khi $\varphi = 180^\circ$ là:

$$h_0 = \frac{F \omega^2 r f_x}{n_x \mu^2 v_k^2 l^2}.$$

Qua thí nghiệm cho thấy tiếng động không thể nghe được khi $h_0 \leq \frac{d_x}{60}$.

Để xupáp làm việc bình thường nên lấy $h_0 = \frac{d_x}{250}$.

Tải trọng của xupáp bao gồm trọng lượng của xupáp trong chất lỏng (Mg), lực đàn hồi của lò xo (R). Vì tải trọng tạo ra hiệu số áp suất ở trên và dưới xupáp, do đó tạo ra vận tốc ở khe xupáp nên ta có thể xác định vận tốc này theo công thức:

$$v_k = \sqrt{2g \left(\frac{Mg + R}{f_x \rho g} \right)} = \sqrt{2 \left(\frac{Mg + R}{f_x \rho} \right)} \quad (1-36)$$

trong đó:

M - khối lượng xupáp trong chất lỏng, kg ;

g - gia tốc trọng trường, m/s^2 ;

ρ - khối lượng riêng của chất lỏng, kg/m^3 .

Như vậy là vận tốc chất lỏng chỉ là một hằng số khi xupáp không có lò xo. Trong trường hợp xupáp có lò xo và lực đàn hồi của lò xo thay đổi theo vị trí của đĩa xupáp thì vận tốc trong mỗi vị trí sẽ khác nhau.

Vị trí cao nhất của xupáp ứng với vị trí trung bình của pittông trong xilanh và lúc này lưu lượng chất lỏng gấp π lưu lượng trung bình, do đó:

$$\pi Q_x = v_k \mu / h_{\max} = \mu / h_{\max} \sqrt{2 \left(\frac{Mg + R_{\max}}{f_x \rho} \right)}$$

Từ đó rút ra tải trọng của xupáp ứng với vị trí có $h_{\max}$:

$$Mg + R_{\max} = \left(\frac{\pi Q_x}{\mu / h_{\max}} \right)^2 \frac{f_x \rho}{2}$$

Đối với nước $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$ thì:

$$Mg + R_{\max} = 500 f_x \left(\frac{\pi Q_x}{\mu / h_{\max}} \right)^2 \quad (1-37)$$

Tải trọng của xupáp ứng với vị trí thấp nhất và khi hạ xuống không có va đập xác định từ điều kiện:

$$h_o = \frac{Fr \omega^2 f_x}{n_x \mu^2 v_k^2 l^2} = \frac{d_x}{250}$$

Thay: $\frac{F \omega r}{n_x} = \pi Q_x; \quad \omega = \frac{\pi n}{30}; \quad v_k = \sqrt{\frac{2(Mg + R_o)}{f_x \rho}}$

Và $\mu = 0,8$ ta có thể xác định tải trọng ở vị trí thấp nhất theo công thức:

$$Mg + R_o = 6,55 \left(\frac{Q_x n f_x^2 \rho g}{l^2 d_x} \right),$$

trong đó: R_o - lực đàn hồi của lò xo ở vị trí thấp, N. Đối với xupáp đĩa có $f_x = \frac{\pi d_x^2}{4}$ và $l = \pi d_x$ thì:

$$Mg + R_o = 0,4095 Q_x n d_x \rho g \quad (1-38)$$

Vì va đập xảy ra khi h_o lớn, do đó để giảm h_o cần tăng tải trọng của xupáp, nghĩa là để tránh tiếng động thì cần tăng lực đàn hồi của lò xo.

Hiện tượng chảy qua xupáp tương tự như hiện tượng chảy qua lỗ, nhưng phức tạp hơn. Cấu tạo của xupáp và của hộp xupáp có ảnh hưởng tới sự chảy. Giá trị của hệ số chảy μ phụ thuộc vào chiều cao nặng h cho ở bảng 1.5.

Bảng 1.5

h, mm	μ	h, mm	μ	h, mm	μ
1	0,870	7	0,515	13	0,431
2	0,732	8	0,500	14	0,420
3	0,650	9	0,485	15	0,407
4	0,599	10	0,472	16	0,395
5	0,560	11	0,459	17	0,381
6	0,532	12	0,445	18	0,370

3. Trở lực của xupáp: cần phân biệt trở lực của xupáp đã mở và trở lực của xupáp trong thời điểm mở, trở lực của xupáp đã mở sinh ra do sự đổi chiều sự thất, sự mở rộng của dòng và vì thế được xác định theo công thức tính trở lực cục bộ:

$$K_o = \frac{\xi v_d^2}{2g} \quad (1-39)$$

Giá trị của K_o hầu như không đổi trong suốt khoảng chạy của pittông vì vậy K_o thường tính ở vị trí trung bình của pittông khi mà vận tốc chất lỏng trong đế $v_d = v_{dmax}$ và chiều cao nâng của đế $h = h_{max}$.

Hệ số trở lực cục bộ ξ tính theo công thức kinh nghiệm. Đối với xupáp đĩa phẳng:

$$\xi = \alpha + \beta \left(\frac{d_d}{h} \right)^2$$

trong đó: $\beta = 0,15 - 0,17$; $\alpha = 0,55 + 4 \left(\frac{e_1 - 0,1d_d}{d_d} \right)$;

e_1 - chiều rộng vành khăn tiếp xúc ở đế.

Trở lực của xupáp trong thời điểm bắt đầu mở lớn hơn trở lực xupáp đã mở, vì khi mở xupáp phải khắc phục lực quán tính, hiệu số áp suất trên và dưới xupáp do diện tích tác dụng ở trên đĩa xupáp lớn hơn ở dưới. Những lực tác dụng lên đĩa xupáp là: áp lực ở phía trên $p_t f_x$; áp lực ở phía dưới $p_d f_d$; trọng lượng xupáp Mg ; lực đàn hồi của lò xo

R_o ; lực quán tính của xupáp $\frac{M\omega^2 rF}{n_x f_d}$; p_t - áp suất tác dụng vào bề mặt trên của xupáp;

p_d - áp suất tác dụng vào bề mặt dưới của xupáp. Lập phương trình cân bằng các lực trên có:

$$p_d f_d = p_t f_x + Mg + R_o + \frac{M\omega^2 Fr}{n_x f_d};$$

từ đó tìm ra trở lực xupáp:

$$X = \frac{p_d - p_t}{\rho g} = \frac{1}{\rho g} \left[p_t \left(\frac{f_x - f_d}{f_d} \right) + \frac{Mg + R_o}{f_d} + \frac{M\omega^2 rF}{n_x f_d^2} \right] \quad (1-40)$$

Như vậy là trở lực của xupáp tỉ lệ thuận với khối lượng của nó, với lực đàn hồi của lò xo, với áp suất trên đĩa xupáp, với hiệu số diện tích giữa đĩa và đế xupáp (nghĩa là bề mặt tì). Do đó việc ứng dụng các xupáp nhẹ với bề mặt tì nhỏ có ý nghĩa rất lớn.

Công thức (1-40) rút ra với điều kiện là chất lỏng hoàn toàn bị đẩy khỏi bề mặt tì và áp suất trên mặt này ở thời điểm mở bằng không. Muốn vậy, bề mặt tì phải tuyệt đối phẳng và nhẵn, chất lỏng phải không có tạp chất dị thể (hạt rắn), nhưng thực tế không tồn tại các điều kiện này. Ngoài ra, khi lập công thức ta lấy gia tốc lớn nhất của pittông, nghĩa là gia tốc ở điểm chết, nhưng thật ra xupáp mở chậm đi một góc φ_0 và lúc này gia tốc của pittông nhỏ hơn so với gia tốc lớn nhất. Như vậy giá trị của trở lực xupáp tính theo công thức trên lớn hơn giá trị thực tế một ít. Vì vậy khi bề mặt tì nhỏ ta có thể bỏ số hạng đầu tiên và trở lực của xupáp khi bắt đầu mở tính theo công thức:

$$X = \frac{1}{\rho g} \left(\frac{Mg + R_o}{f_d} + \frac{M\omega^2 rF}{n_x f_d^2} \right) \quad (1-41)$$

4. Thứ tự tính toán xupáp thực hiện như sau:

a) Chọn h_{max} theo công thức kinh nghiệm:

$$h_{max} = \frac{400 \div 500}{n}, \text{ mm.}$$

trong đó: n - số vòng quay của bơm, vg/ph.

Đối với bơm có cơ cấu thanh truyền tay quay $h_{max} \leq 12 - 15 \text{ mm}$. Vật chắn để giới hạn khoảng nâng của xupáp thường đặt ở độ cao khoảng $1,5h_{max}$ kể từ đế xupáp.

b) Chọn vận tốc lý thuyết chảy qua khe xupáp: đối với bơm trung áp $v_k = 2000 - 3000 \text{ mm/s}$; với bơm cao áp $v_k = 5000 \text{ mm/s}$.

c) Dựa vào bảng 1.5 tra hệ số chảy μ , rồi xác định chu vi xupáp l theo công thức:

$$l = \frac{Fr\omega}{\mu v_k h_{max}}. \text{ Nếu xupáp có gân định hướng ở dưới thì:}$$

$$l = \frac{Fr}{\mu v_k h_{max}} + ie, \text{ mm} \quad (1-42)$$

trong đó:

i - số gân;

e - chiều dày gân, mm.

Nếu mặt dưới đĩa xupáp có dạng nón thì thay $h_{\max} = h_{\max} \sin \beta$. Với xupáp bi thì thay $h_{\max} = h_{\max} \sin 45^\circ$.

d) Xác định đường kính xupáp theo chu vi:

$$\text{Đối với xupáp đĩa: } d_x = \frac{l}{\pi} \quad (1-43a)$$

$$\text{Đối với xupáp vành khăn: } d_x = \frac{l}{2\pi} \quad (1-43b)$$

Nếu $d_x > 120 - 150 \text{ mm}$ thì nên dùng tổ xupáp (một tổ xupáp có nhiều xupáp).

đ) Xác định lưu lượng lý thuyết đi qua một xupáp:

$$Q_x = \frac{Q}{\eta_o n_x}, \text{ m}^3/\text{s} \quad (1-44)$$

trong đó:

n_x - số xupáp trong tổ hợp;

Q - năng suất trung bình của bơm, m^3/s ;

η_o - hiệu suất thể tích;

e) Xác định tải trọng của xupáp ở vị trí cao nhất và thấp nhất theo các công thức (1-37) và (1-38);

f) Thiết kế xupáp (xupáp đĩa phẳng hoặc có mặt tì dạng nón): chiều rộng bề mặt tì nên lấy nhỏ nhất và được xác định theo sức bền nén có chú ý tới tác dụng va đập của tải trọng. Ngoài ra cũng có thể tính chiều rộng bề mặt tì theo công thức kinh nghiệm:

$$\text{Đối với xupáp kim loại: } b = 0,8\sqrt{d_d}; \quad (1-45a)$$

$$\text{Đối với xupáp bọc cao su, da: } b = 1,25\sqrt{d_d}; \quad (1-45b)$$

trong đó:

d_d - đường kính đế xupáp, mm;

b - chiều rộng bề mặt tì, mm.

Chiều dày của đĩa xupáp xác định theo công thức:

$$S = 0,5d_d \sqrt{\frac{p\varphi}{\sigma_{cp}}}, \text{ cm} \quad (1-46)$$

trong đó:

d_d - đường kính đế xupáp, cm; φ - hệ số, bằng 1,5 đối với kim loại;

p - áp suất trên bề mặt đĩa xupáp, N/cm^2 ;

σ_{cp} - ứng suất uốn cho phép, N/cm^2 ; với đồng đỏ $\sigma_{cp} = 2000 - 2500 \text{ N}/\text{cm}^2$.

Sau đó cần kiểm tra đĩa xupáp theo ứng suất cắt:

$$\tau = \frac{pd_d}{S} \leq \tau_{cp}, \quad \text{N/cm}^2 \quad (1-47)$$

trong đó: τ_{cp} - ứng suất cắt cho phép, với đồng đỏ $\tau_{cp} = 1250 \text{ N/cm}^2$.

Muốn cho đĩa xupáp không còn phải chịu uốn người ta đúc hoặc hàn thêm các gân vào dưới hoặc trên đĩa. Các gân phía dưới còn có tác dụng định hướng chuyển động. Gân được coi như dầm hai gối tựa có tải trọng phân bố tam giác kép. Như vậy mômen uốn nội lực lớn nhất là:

$$M_{\max} = \frac{P_g d_d}{12}, \quad \text{Ncm}$$

trong đó: P_g - tổng tải trọng trên một gân, N.

Như vậy mômen chống uốn của gân là:

$$W_u = \frac{h_g^2 e}{6} = \frac{M_{\max}}{\sigma_{cp}}, \quad \text{cm}^3 \quad (1-48)$$

trong đó:

h_g - chiều cao gân, lấy bằng $1,5h_{\max}$ để còn có tác dụng định hướng chuyển động, cm;

e - chiều dày của gân, cm;

σ_{cp} - ứng suất cho phép uốn của vật liệu làm gân, N/cm^2 ;

g) Xác định trọng lượng của xupáp trong chất lỏng Mg rồi kết hợp với điều kiện đã cho tính lực đàn hồi lớn nhất $R_{\max}$ và nhỏ nhất R_o . Từ đó tính được hằng số lò xo:

$$C = \frac{R_{\max} - R_o}{h_{\max}} = \frac{Gd_s}{640n_v r_v^3}, \quad \text{N/mm} \quad (1-49)$$

trong đó:

G - môđun chống cắt của vật liệu làm lò xo, đối với thép $G = 7,5 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$;

d_s - đường kính của sợi lò xo, mm;

n_v - số vòng của lò xo;

r_v - bán kính của vòng lò xo, mm;

$R_{\max}$ và R_o - lực đàn hồi lớn nhất và nhỏ nhất của lò xo, N;

$h_{\max}$ - chiều cao nâng lớn nhất của xupáp, mm.

Đối với lò xo hình nón cũng tính tương tự, nhưng dùng bán kính vòng trung bình $r_{v\text{tb}}$.

Sau đó cần kiểm tra lò xo theo xoắn. Với lò xo trụ:

$$\tau = \frac{hGd_s}{4\pi n_v r_v^2} \leq \tau_{cp}, \quad (1-50)$$

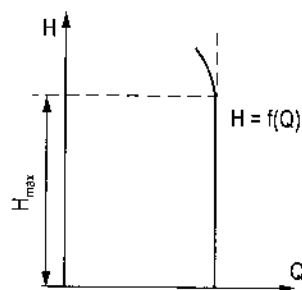
trong đó:

h - chiều cao nén sơ bộ, cm;

τ_{cp} - ứng suất cắt cho phép, N/cm².

1.2.1.9. Đặc tuyến của bơm pittông

Đường cong biểu diễn quan hệ giữa chiều cao áp lực và lưu lượng bơm gọi là đặc tuyến (hình 1.7). Chiều cao áp lực của bơm pittông hầu như không phụ thuộc vào lưu lượng bơm, chỉ khi áp suất rất cao thì lưu lượng mới giảm đi chút ít do bị rò rỉ qua bộ phận bít kín. Vì vậy bơm chỉ nên làm việc ở miền có đặc tuyến thẳng đứng.



Hình 1.7

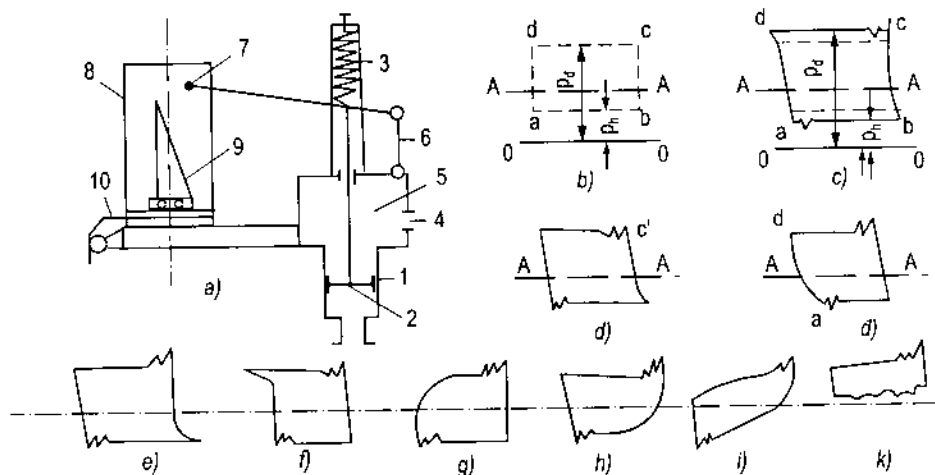
1.2.1.10. Đồ thị chỉ thị của bơm pittông

Nhờ "chỉ thị kế" ta có thể lập được đồ thị chỉ thị sự làm việc của bơm gọi là đồ thị chỉ thị. Dựa vào đồ thị này có thể xác định được công suất chỉ thị và biết được các nhược điểm (sự cố) của bơm khi vận hành. Dụng cụ chỉ thị (hình 1.8a) dùng để ghi lại áp suất trong không gian làm việc của bơm và vẽ nên đồ thị chỉ thị. Nó gồm xilanh 1 có pittông nhỏ 2, cán pittông nhỏ tì lên lò xo 3. Không gian dưới pittông thông với không gian làm việc của bơm nhờ van ba chiều (không có ở hình vẽ). Không gian ở phía trên thông với khí quyển nhờ lỗ 4. Cán 5 của pittông liên hệ với cơ cấu đòn bẩy 6 có gắn bút chì 7. Bút chì này vẽ đồ thị chỉ thị lên băng giấy cuốn xung quanh rulô 8 có kẹp giấy 9. Rulô quay được nhờ thùng 10, đầu thùng buộc vào cán pittông của bơm.

Đồ thị chỉ thị lý thuyết của bơm là một hình chữ nhật (hình 1.8b): đường ab là đường hút tương ứng với áp suất hút; các điểm a, b, c, d tương ứng với các điểm chết của pittông. Khi pittông đổi hướng sang quá trình nén thì áp suất tăng lên theo đường bc; đường cd là đường đẩy; đường ad là đường dẫn (giảm áp suất) khi pittông đổi hướng. Đồ thị chỉ thị lý thuyết chỉ có khi không có khí và hơi trong không gian làm việc của bơm; pittông và xupáp tuyệt đối kín; xupáp không có trở lực; bầu khí rất lớn và áp suất không đổi trong bầu. Trong thực tế không tồn tại các điều kiện này nên chỉ có đồ thị chỉ thị thực tế (hình 1.8c): đường nén và đường dẫn hơi xiên do có khí và hơi trong xilanh (có dịch đặc ở điểm a và c do xupáp lúc mở dao động, đường hút thấp còn đường đẩy cao hơn).

Căn cứ vào đồ thị chỉ thị của bơm ta có thể tìm ra những nhược điểm của bơm để xử lý, vì khi bơm làm việc không bình thường thì đồ thị chỉ thị của bơm bị biến dạng.

Đồ thị chỉ thị (hình 1.8d) có đường nén dốc thoải, điều này chứng tỏ bơm hút cả không khí (như vậy là ống hút không kín) và không khí bị đẩy qua xupáp đẩy khi pittông nén nó theo đường bc. Lưu lượng chất lỏng bị giảm đi.



Hình 1.8

Ở hình 1.8đ là đồ thị chỉ thị của bơm có xilanh làm việc có cấu tạo sai nên tạo thành túi không khí. Xupáp hút chỉ mở ra sau khi không khí đã dẫn nở theo đường da. Lưu lượng chất lỏng bị giảm nhiều.

Đồ thị chỉ thị (hình 1.8e) cho thấy rằng xupáp hút đóng chậm, nên đã để chất lỏng chảy ra. Cần phải tăng tải trọng xupáp bằng cách thay lò xo có lực đàn hồi lớn hơn.

Đồ thị chỉ thị (hình 1.8f) giống như trường hợp trên nhưng với xupáp đẩy. Vì vậy cần phải tăng tải trọng của xupáp đẩy.

Đồ thị chỉ thị (hình 1.8g, h) chỉ ra sự không kín của xupáp hút và xupáp đẩy do bị kẹt bẩn và các lý do khác.

Ở hình 1.8i là đồ thị chỉ thị đặc trưng cho sự làm việc của bơm không có bầu hút và bầu đẩy hoặc bầu đẩy và bầu hút đặt xa bơm hoặc kích thước quá nhỏ. Cũng có thể bầu hút và bầu đẩy bị hết không khí.

Ở hình 1.8k là đồ thị chỉ thị của bơm có chất lỏng tự chảy vào bơm không đồng đều. Trong trường hợp này cần phải tăng tải trọng xupáp hút (đường gạch trên các đồ thị ứng với chiều cao áp suất của khí quyển).

1.2.1.11. Công suất và hiệu suất của bơm pittông

Công suất chỉ thị của bơm pittông được xác định theo công thức:

$$N_{ct} = \frac{i p_i F S n}{60 \cdot 10^3}, \text{ kW} \quad (1-51)$$

trong đó:

i - số lần tác dụng;

F - diện tích pittông, m^2 ;

S - khoảng chạy pittông, m;

n - số lần đi lại của pittông (số vòng quay của bơm), vg/ph ;

p_i - áp suất chỉ thị trung bình: $p_i = \frac{p_{id} + p_{ih}}{2}$ (p_{id} và p_{ih} - áp suất chỉ thị trong giai đoạn đẩy và hút), N/m^2 .

Công suất có ích (công suất thủy lực) được xác định theo công thức:

$$N_i = \frac{\rho g H Q}{10^3}, \text{ kW}$$

Tỉ số giữa công suất có ích và công suất chỉ thị là hiệu suất chỉ thị η_i :

$$\eta_i = \frac{N_i}{N_{ct}} = \eta_t \eta_v.$$

Công suất của trục bơm được xác định theo công thức (1-4) hoặc theo công thức:

$$N = \frac{N_{ct}}{\eta_c}, \text{ kW}$$

trong đó: η_c - hiệu suất cơ khí. Với bơm pittông $\eta_c = 0,85 - 0,95$.

Hiệu suất bơm pittông η phụ thuộc vào cấu tạo (thí dụ bơm thẳng đứng có hiệu suất lớn hơn bơm nằm ngang), chất lượng chế tạo, kích thước bơm và thường biến đổi trong khoảng 0,6 - 0,85 với bơm truyền động, từ 0,8 - 0,92 với bơm trực tiếp.

Công suất của động cơ bơm xác định theo công thức:

$$N_{dc} = \frac{kN}{\eta_{td}}, \text{ kW} \quad (1-52)$$

trong đó:

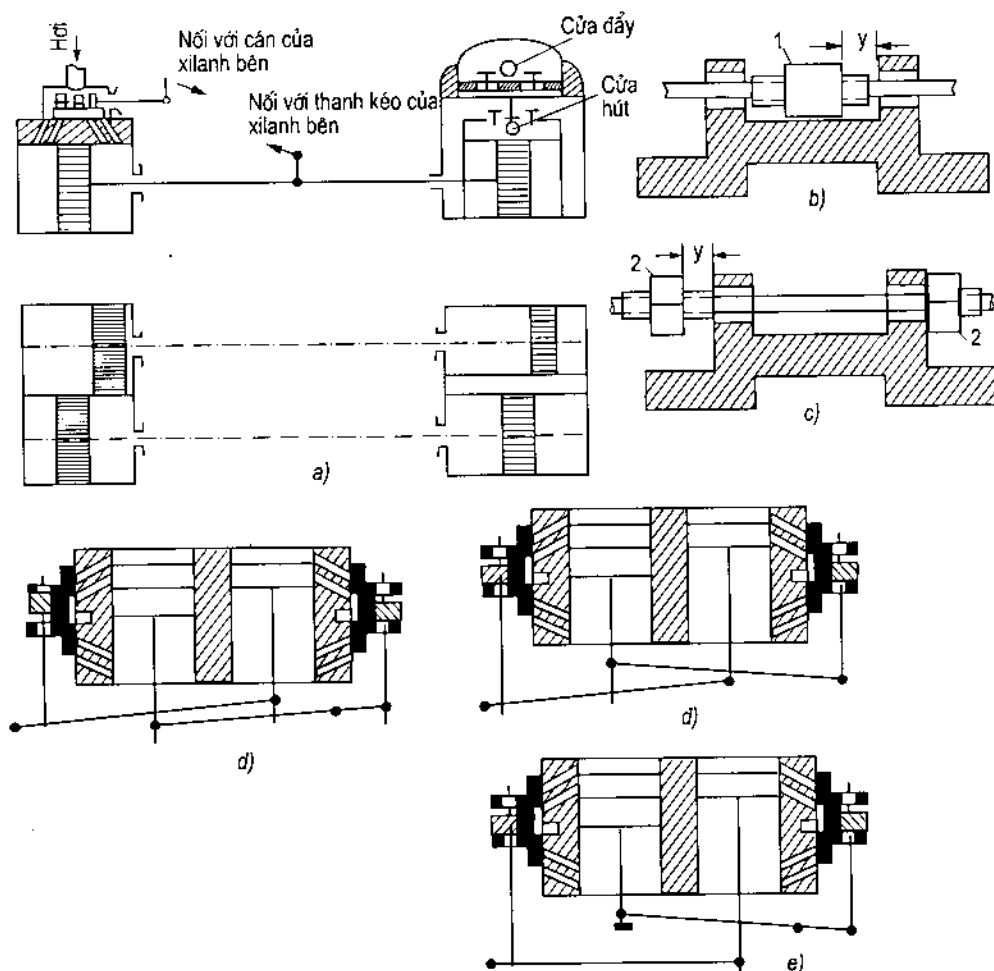
k - hệ số dự trữ, đối với bơm nhỏ ($N < 4\text{kW}$) lấy $k = 1,15 - 1,5$; với bơm lớn ($N \geq 4\text{kW}$) lấy $k = 1,1 - 1,15$;

η_{td} - hiệu suất truyền động.

1.2.1.12. Bơm trực tiếp

Bơm trực tiếp (hình 1.9) không có cơ cấu thanh truyền tay quay và được truyền động trực tiếp từ máy hơi. Pittông của bơm và pittông của máy hơi có chung một cán. Thường phần bơm gồm có hai xilanh tác dụng kép và ở phần máy hơi cũng có hai xilanh. Như vậy bơm trực tiếp là bơm tác dụng bốn. Hộp xupáp thường đặt trên xilanh bơm, còn các xupáp hút đặt dưới các xupáp đẩy.

Thiết bị của xilanh hơi và hệ thống phân phối hơi là đặc điểm quan trọng nhất của bơm trực tiếp.



Hình 1.9

Xilanh hơi có bốn rãnh. Hai rãnh ngoài cùng dày để đưa hơi nước mới ở hộp hơi vào xilanh. Hai rãnh giữa dùng để đưa hơi thải ra khỏi xilanh rồi qua lỗ ở mặt phân phối ra ngoài.

Con chấn phân phối (có bề mặt phẳng hoặc trụ) di chuyển theo chu kỳ để lần lượt đưa hơi vào và thải hơi ra ở phần này hoặc phần kia của xilanh. Con chấn phân phối không lắp cứng mà chỉ lắp tự do với thanh kéo (hình 1.9b, c). Thanh kéo có thể đẩy con chấn về phía này hoặc phía kia nhờ mũ ốc vuông (hình 1.9b) hoặc các mũ ốc đặc biệt (hình 1.9c) và chỉ bắt đầu đẩy khi nào mũ ốc vuông hoặc một trong hai mũ ốc đặc biệt đập vào con chấn.

Căn cứ vào cấu tạo của xilanh và cơ cấu phân phối con chấn ta có thể giải thích được cách làm việc của xilanh hơi bằng ba sơ đồ:

Ở sơ đồ 1.9d: trong xilanh 1 pittông đi lên trên và làm chuyển động cơ cấu đòn bẩy của con chấn ở xilanh 2. Pittông của xilanh 2 nằm ở điểm chết và con chấn của nó đã đi qua một khoảng y .

Sơ đồ 1.9đ tương ứng với vị trí dùng của pittông ở xilanh 1, con chấn của xilanh 1 đã đi qua một khoảng y .

Sơ đồ 1.9e tương tự như sơ đồ 1.9d nhưng vị trí của các pittông trong các xilanh ngược lại.

Bơm trực tiếp có ưu điểm là lưu lượng đều, làm việc êm, vì vậy trong các bơm hơi có thể lấy chiều cao nâng cực đại của xupáp đến 20 mm và lớn hơn; bầu khí nhỏ vì pittông chuyển động gần như với vận tốc không đổi, vì vậy lực quán tính nhỏ; số lần đi lại của bơm có thể điều chỉnh được nhờ điều chỉnh lượng hơi vào.

Do có các ưu điểm trên nên hiệu suất của bơm cao. Khi vận chuyển nước sạch có nhiệt độ thấp $\eta = 0,85$.

Nhược điểm của bơm trực tiếp là tiêu hao hơi lớn khoảng 55-80 kg hơi/kWh vì hơi đi vào xilanh không dẫn nở. Do đó bơm trực tiếp thường chỉ dùng để cung cấp nước cho nồi hơi, vì theo quy tắc an toàn lao động các bơm này phải có máy hơi riêng. Bơm trực tiếp cũng dùng để vận chuyển các chất dễ cháy nổ.

1. Tiêu hao hơi: năng suất hơi cung cấp cho bơm có thể xác định theo công thức đối với máy hơi, nhưng cần để ý tới kích thước khoảng hại (15%) và tổn thất do ngưng tụ ở trong xilanh:

$$Q_h = 7920 F_h v \rho_h \left(1,15 - \frac{0,24}{p_h} \right), \text{ kg/h} \quad (1-53)$$

trong đó:

F_h - diện tích pittông máy hơi, m^2 ;

v - vận tốc của pittông, m/s ;

ρ_h - khối lượng riêng của hơi, kg/m^3 ;

p_h - áp suất hơi trong xilanh, at.

2. Quan hệ giữa đường kính xilanh máy hơi và đường kính bơm: nếu áp suất hơi trong nồi hơi là p_n (N/m^2) và áp suất hơi trong xilanh là ap_n với $a < 1$ (a - hệ số tính đến sự giảm áp trên đường ống dẫn tới bơm) thì:

$$a = \frac{0,9p_n - 0,5}{p_n}$$

Biết áp suất hơi thừa về phía khác của pittông là p_t thì tổng áp lực của hơi tác dụng vào pittông là $(ap_n - p_t) \frac{\pi D_h^2}{4}$ (D_h - đường kính xilanh hơi, m).

Giả sử áp suất trong xilanh chất lỏng là $p_l = \rho g H$ thì áp lực tác dụng vào pittông của nó là:

$$\left(\frac{\pi D_1^2}{4}\right) p_1 = \frac{\pi D_1^2 \rho g H}{4}$$

trong đó: D_1 - đường kính của xilanh bơm, m.

Để pittông có thể dịch chuyển được cần phải khắc phục ma sát, do đó áp lực tác dụng cần phải lấy gấp 1,1 lần áp lực cần, nghĩa là:

$$(ap_n - p_t) \frac{\pi D_h^2}{4} = 1,1 \left(\frac{\pi D_1^2 \rho g H}{4} \right);$$

rút ra:

$$D_h = D_1 \sqrt{\frac{1,1 \rho g H}{ap_n - p_t}}, \text{ m.} \quad (1-54)$$

1.2.1.13. Các chi tiết của bơm pittông

1. Vỏ bơm: chế tạo bằng gang hoặc thép đúc, sau đó gia công cơ khí. Ở các bơm vận chuyển các hóa chất có tính ăn mòn cao thì vỏ bơm chế tạo bằng hợp kim đặc biệt như: silíc chịu nhiệt, thép crôm-niken v.v... Trong một số trường hợp người ta dùng đồng đỏ thay gang hoặc lót bạc, đồng đỏ vào trong xilanh gang để vận chuyển axit yếu và các chất dễ cháy. Mặt khác để thay bạc khi bị mòn.

Chiều dày của vỏ bơm xác định theo công thức:

$$S = \frac{D}{2} \sqrt{\frac{\sigma_{cp} + 0,4p}{\sigma_{cp} - 1,3p}} + C, \text{ cm} \quad (1-55)$$

trong đó:

σ_{cp} - ứng suất cho phép của vật liệu, N/cm^2 ;

p - áp suất trong, N/cm^2 ;

D - đường kính trong của xilanh, cm;

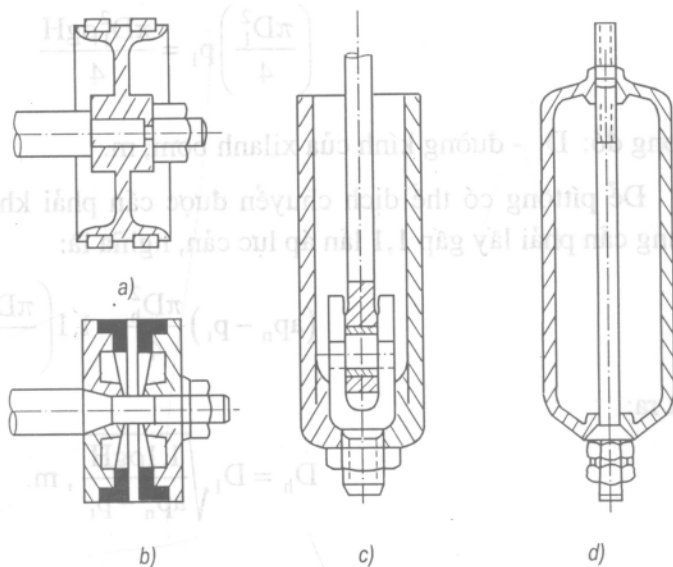
C - chiều dày bù thêm, tính tới độ không chính xác do đúc $C = 0,3 - 0,6$ cm.

Ứng suất trong vật liệu tăng lên nhiều nếu khoan lỗ ở xilanh, do vậy phải có biện pháp tăng bền nếu khoan lỗ.

Khi thiết kế vỏ xilanh cần chọn hình dạng sao cho chất lỏng đi qua xilanh không có chỗ ngoặt thừa và loại trừ khả năng tích lũy không khí trong xilanh. Mặt bích phải bố trí cho dễ thấy, dễ vận. Trên vỏ bơm cần có các lỗ tương ứng để gắn các thiết bị phụ.

2. Hộp xupáp: chiều dày hộp xupáp tính theo công thức (1-55). Hộp cần có cấu tạo để tháo lắp nhanh chóng. Những nơi có khả năng tạo thành túi khí phải có độ nghiêng nhất định để khắc phục. Hộp có thể chế tạo rời hoặc liền khối với vỏ.

3. Pítông: pítông có dạng đĩa hoặc trụ. Pítông đĩa dày 0,8 - 1D có các vòng bít kín bằng kim loại (hình 1.10a) hoặc da (hình 1.10b), gai và đôi khi được mài nhẵn để tiếp xúc kín với bề mặt trong xilanh (bề mặt trong xilanh thường được lót một bạc đồng). Vòng kim loại được chế tạo bằng kim loại mềm hoặc bằng đồng đỏ và có các khe hở tương ứng để có thể co giãn. Ở trạng thái tự do, vòng có đường kính lớn hơn đường kính xilanh. Vòng kim loại dùng cho cả nước nóng lẫn nước lạnh, vòng da và dây chỉ dùng cho nước có nhiệt độ $t \leq 30^\circ\text{C}$.



Hình 1.10

Pítông trụ (hình 1.10c, d) làm bằng gang, bề mặt được gia công thật nhẵn nếu đường kính lớn hơn 100 mm thì bên trong rỗng. Với loại này phải kiểm tra tính ổn định dưới tác dụng của áp suất ngoài theo công thức:

$$d_n = d_t \sqrt{\frac{\sigma_{cp}}{\sigma_{cp} - 8,5d_t}} + C, \text{ cm} \quad (1-56)$$

trong đó:

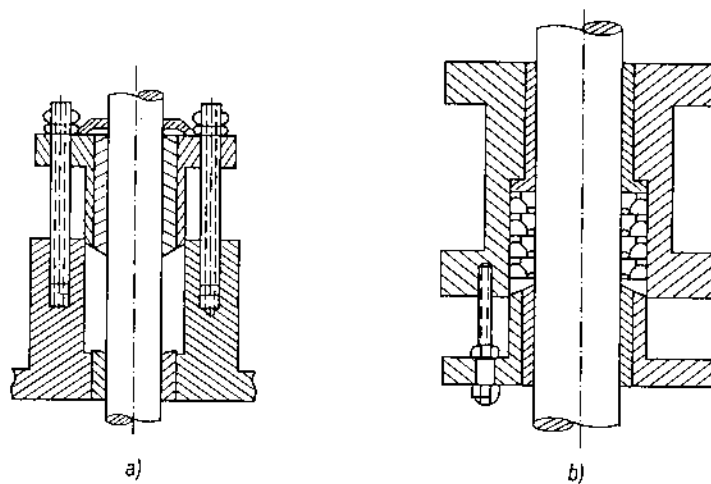
d_n, d_t - đường kính ngoài và đường kính trong của pítông trụ, cm;

σ_{cp} - ứng suất cho phép của vật liệu làm pítông. Đối với gang và đồng đỏ lấy $\sigma_{cp} = 6000 \text{ N/cm}^2$;

C - lượng dự trữ để gia công cơ khí, thường lấy $C = 0,6 \div 1 \text{ cm}$.

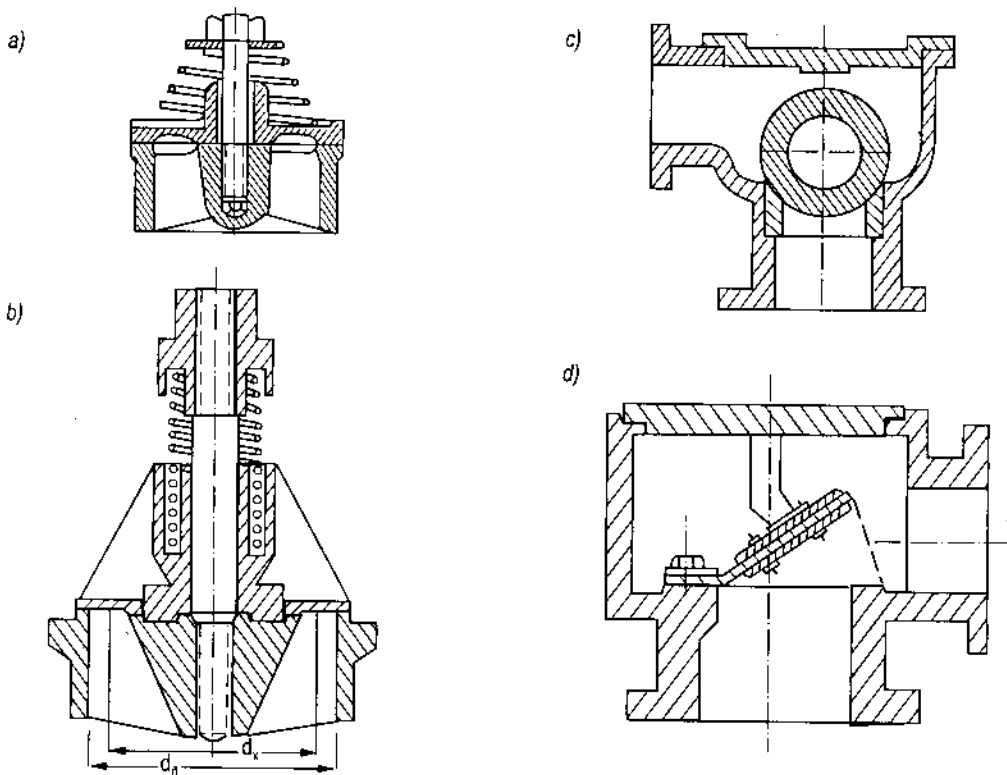
Loại pítông trụ kín hai đầu (hình 1.10d) dùng trong bơm tác dụng kép cần được thường xuyên kiểm tra độ kín. Cán pítông trụ được tính theo kéo với hệ số an toàn $n = 15$ và tính theo nén dọc với hệ số an toàn $n = 15 \div 20$.

4. Hộp đệm (hình 1.11a, b) dùng để bít kín khe hở giữa pítông trụ hoặc cán pítông đĩa và lỗ thành xilanh. Tùy theo điều kiện làm việc có thể dùng đệm sợi thấm bột hoạt thạch $(\text{OH})_2\text{Mg}_3\text{Si}_4\text{O}_{10}$, vòng da, vòng kim loại mềm hoặc đồng đỏ. Vòng kim loại có tiết diện tam giác và đặt sao cho bề mặt của các vòng đồng đỏ tì vào thân hộp đệm, còn vòng kim loại mềm ép vào bề mặt cán. Lượng bulông ở hộp đệm phụ thuộc vào đường kính của hộp đệm và khoảng 2 ÷ 6 chiếc. Bulông được tính theo ba lần áp suất trong hộp đệm.



Hình 1.11

5. Xupáp: thường là loại nâng (hình 1.12a, b, c) và loại bản lề (hình 1.12d). Loại bản lề chỉ dùng với bơm có số vòng quay nhỏ và áp suất không lớn. Vật liệu để bít kín là cao su hoặc da. Xupáp nâng gồm có xupáp đĩa (hình 1.12a), xupáp vòng (hình 1.12b), xupáp bi (hình 1.12c). Bề mặt tì, chiều dày của đĩa xupáp và độ nâng của đĩa tính theo các công thức đã cho. Vật liệu làm xupáp là thép không gỉ, thép thường, đồng thanh, gang. Lò xo chế tạo bằng thép không gỉ hoặc đồng thanh.



Hình 1.12

Xupáp bi đúc bằng gang, đồng đỏ, thép, ebônít v.v... và trong một số trường hợp được bọc một lớp cao su bên ngoài. Nên làm bi rỗng để có thể thay đổi khối lượng của bi bằng cách đổ thêm kim loại. Đường kính của bi bằng 1,5 lần đường kính trong của đế. Xupáp bi dùng trong trường hợp vận chuyển chất lỏng nhớt và huyền phù, chất lỏng có nhiệt độ cao và chất lỏng ăn mòn. Nhược điểm của loại này là gây va đập mạnh nên chỉ dùng cho bơm chạy chậm.

Xupáp cần phải thỏa mãn các yêu cầu: kín (nghĩa là không cho chất lỏng chảy qua ở vị trí đóng); nhẹ để không tạo nên trở lực khi mở; khi đóng không có va đập (như vậy cần có lò xo); bộ phận hướng làm việc thoải mái không kẹt.

1.2.1.14. Các thiết bị phụ của hệ thống bơm pittông

Các thiết bị đó là:

1. Lưới và xupáp tiếp nhận: để giữ lại rác khi bơm làm việc, giữ nước trong ống hút khi bơm ngừng.
2. Xupáp an toàn để bảo vệ bơm và ống đẩy khỏi hư hỏng khi có va đập thủy lực. Xupáp an toàn bố trí giữa xupáp một chiều và van chặn trên ống đẩy hoặc đặt trên bầu đẩy.
3. Xupáp một chiều không cho nước quay trở lại khi dừng hoặc không cho nước từ bơm này qua bơm kia khi có nhiều bơm làm việc song song.
4. Xupáp đặc biệt ở vỏ bơm dùng để nạp khí vào bầu đẩy.
5. Van chặn ở ống đẩy.
6. Van chặn ở ống hút chỉ đặt khi chất lỏng đưa vào bơm có áp lực hoặc là khi ống hút của bơm nối với ống hút của bơm khác làm việc song song.
7. Ống đo mực nước 1 – 5 ở bầu hút và bầu đẩy.
8. Áp kế đặt ở bầu đẩy hoặc ống đẩy.
9. Chân không kế đặt ở bầu hút hoặc ống hút.
10. Van nhỏ để xả không khí ở xilanh của bơm.

1.2.1.15. Lắp đặt và vận hành bơm

1. Lắp đặt: bản vẽ bề máy được nhà máy chế tạo cung cấp. Bệ làm bằng gạch tốt hoặc bê tông và phải được đặt trên lớp đất cứng. Nếu không có lớp đất cứng thì phải thay bằng một tấm bê tông lớn hơn diện tích đáy của bệ. Mạch vừa liên kết ở bệ gạch phải là dung dịch xi măng, gồm một phần xi măng poocăng, hai phần cát sạch và độ dày của mạch cố gắng làm nhỏ. Thành phần bê tông của bệ bê tông như sau: một phần xi măng poocăng, 2 – 3 phần cát và 5 – 6 phần sỏi hoặc đá dăm với kích thước cực $\leq 50\text{mm}$. Tỷ lệ thành phần bê tông trên bề mặt của bệ là 1: 2: 4. Trong bệ cần phải đặt các ống gỗ đúng vào các vị trí của bulông bệ và ống cần nút kín để vữa bê tông không tràn vào. Bệ bơm là một chỉnh thể tách khỏi các bệ khác, không được liên kết với cột nhà và cũng không cho phép tách bệ thành hai phần: bệ xilanh và bệ cơ cấu truyền động.

Bơm được đặt tạm lên những xà gỗ đặt trên bệ và vuông góc với đường tâm xilanh. Đưa bulông nền vào các ống gỗ rồi lắp các bulông này vào khung bơm. Kiểm tra độ nằm

ngang của bơm bằng nivô đặt ở các bề mặt gia công tinh nếu chưa đạt thì phải chèn thép vào dưới khung. Căng một sợi dây thép theo đường tâm xilanh, sau đó đặt trục bơm lên hai ổ đỡ và kiểm tra khoảng cách của điểm mút tay quay ở hai vị trí dừng đến sợi dây phải bằng nhau. Đồng thời kiểm tra xem điểm giữa của ốc tay quay có nằm trong mặt phẳng thẳng đứng đi qua sợi dây không. Sau đó đổ bê tông vào lỗ các bulông bệ và đổ bê tông cho tới tận khung máy.

Khi lắp vô lăng hoặc bánh đai vào trục bơm cần kiểm tra xem nó có nằm trong mặt phẳng song song với mặt phẳng thẳng đứng đi qua đường tâm xilanh không.

Khi lắp pittông vào nên lấy sợi dây nhỏ buộc vòng vít kín (xéc măng) lại, sợi dây sẽ được cắt đứt khi nửa vòng đã vào được xilanh. Đường tâm của cán pittông phải trùng với đường tâm xilanh, và chỉ nối với ốc sau khi đã đặt nắp sau của xilanh. Cần kiểm tra khoảng hở giữa pittông và nắp bằng cách cho đầu dích vào qua lỗ xupáp, đầu này sẽ dích lại trên nắp xilanh và cho ta biết khoảng hở.

Muốn cạo rà bạc của hai ổ đỡ trục phải bôi lên ngồng trục một lớp muối dầu, sau đó đặt trục vào bạc ổ đỡ và quay trục. Sau khi lấy trục đi ta sẽ cạo những vị trí có dính muối dầu trên bạc. Việc này tiến hành cho tới khi tất cả bạc đều dính muối dầu đồng đều. Sau đó lau lớp muối dầu ở bạc và bôi trơn bằng dầu máy. Các nửa bạc được ghép vào với nhau lần cuối cùng như sau: lấy hai sợi chì đặt ngang ngồng trục, lắp nửa bạc trên và lắp ổ vào rồi xiết bulông thật chặt, tiếp đó tháo ra đo chiều dày của sợi chì bị bẹp. Chế tạo đệm lót từ kim loại mỏng có chiều dày như thế rồi đặt vào các bề mặt tiếp giáp với bạc. Sau đó lại lắp ổ vào rồi xiết bulông lần cuối.

Đĩa xupáp phải rà với đế bằng cách xoa vào bề mặt tiếp xúc một lớp dầu rồi rắc bột mài. Tiếp đó đặt đĩa xupáp lên đế rồi xoay thuận bốn vòng và xoay ngược cũng bốn vòng. Nguyên công này kéo dài cho tới khi dùng vải bông xoa lên đĩa xupáp không còn thấy vết đen nào. Để vít kín cần dùng đệm sợi bông hoặc kim loại. Đệm sợi cũng cần cắt thành từng vòng riêng biệt. Các đầu đệm phải vát chéo và đặt lệch các chỗ nối. Đệm sợi bông phải được thấm muối dầu.

2. Khởi động và dừng bơm: việc khởi động bơm được thực hiện như sau:

- a) Kiểm tra xem có vật lạ ở trong bơm không;
- b) Kiểm tra các mối lắp ghép và vít kín, đồng thời xem mức dầu ở bình dầu và ổ bi;
- c) Mở van đẩy và van hút;
- d) Đẩy không khí ra qua van nhỏ đặc biệt, đồng thời kiểm tra xem bơm đã được môi chưa. Đóng van đặc biệt lại khi có dòng chất lỏng liên tục;
- đ) Đóng điện đưa bơm vào hoạt động.

Dừng bơm được tiến hành như sau: đóng van hút, dừng bơm và đóng van đẩy.

Cần chú ý là khi chạy bơm phải mở van đẩy để tránh hỏng bơm.

3. Quan sát sự làm việc của bơm và điều chỉnh bơm: trong thời gian bơm làm việc cần bôi trơn bình thường để tránh đốt nóng ổ đỡ cán pittông và con trượt. Dầu phải sạch và một tháng bôi trơn ít nhất một lần.

Nếu phát hiện thấy tiếng động không bình thường trong bơm thì phải tìm nguyên nhân và khắc phục ngay. Cần xem xét lượng nước trong các bầu khí và các chỉ số áp kế. Nếu áp kế chỉ áp suất cao thì cần tìm nguyên nhân và khắc phục. Khi thiếu không khí trong bầu đẩy cần bổ sung bằng cách mở van nhỏ dưới xupáp hút hoặc ngay trên thân bơm. Khi thừa không khí phải thải ra ngoài qua van nhỏ ở trên bầu. Độ không kín của xupáp có thể nhận được nhờ tiếng kêu rít của nó và phải rà xupáp kịp thời. Lưới tiếp nhận cần phải được làm sạch thường xuyên.

Cấm làm sạch các bộ phận chuyển động và tháo dỡ các thiết bị an toàn trong khi bơm đang làm việc.

Người ta có thể điều chỉnh năng suất bơm bằng cách giảm số vòng quay hoặc giảm khoảng chạy (thường dùng biện pháp giảm số vòng quay). Cũng có thể điều chỉnh bơm bằng cách cho hồi lưu hoặc thay đổi tiết diện của pittông trụ. Đối với bơm trực tiếp, thường điều chỉnh lượng hơi vào xilanh hơi để điều chỉnh lưu lượng. Không được phép thay đổi năng suất bằng cách đóng mở van đẩy.

4. Các sự cố cơ bản của bơm pittông: khi vận hành bơm pittông sẽ gặp một số sự cố, nếu xử lý kịp thời sẽ có thể tăng thời gian sử dụng của bơm (bảng 1.6).

Bảng 1.6

Sự cố	Nguyên nhân
Sau khi khởi động bơm không hút được nữa	1. Xupáp tiếp nhận không giữ được chất lỏng 2. Các mặt bích của ống hút không kín để lọt không khí qua nên bơm không tạo được chân không 3. Chiều dài ống hút tăng lên do mực nước trong bể chứa bị thấp xuống 4. Xupáp hút đóng không kín nên nước từ xilanh chảy vào ống hút 5. Lưới tiếp nhận bị tắc
Lưu lượng bơm không đủ	1. Không khí vào qua các chỗ không kín ở ống hút và hộp đệm 2. Một phần chất lỏng chảy qua các chỗ không kín của xupáp 3. Lưới tiếp nhận bị bẩn, xupáp tiếp nhận bị kẹt
Ổ đỡ và hộp đệm bị nóng	1. Dầu cho vào ổ đỡ không đúng quy cách hoặc dầu bị bẩn 2. Ngõng trực tiếp xúc không tốt với bạc 3. Bulông hộp đệm vặn quá căng
Có tiếng động khi làm việc	1. Bầu khí thiếu khí 2. Lò xo xupáp yếu bị gãy 3. Số vòng quay cao hơn bình thường 4. Ổ đỡ bị mòn 5. Đường tâm của trục quay không thẳng góc với đường tâm của xilanh 6. Ống hút quá nhỏ nên gây đứt dòng chất lỏng 7. Có khoảng hở lớn giữa ngõng trục và bạc lót hoặc giữa bạc biên và ốc hoặc giữa mặt trượt và con trượt 8. Mối ghép giữa cán và pittông không chắc

1.2.1.16. Sửa chữa bơm

Bơm làm việc qua 500 ÷ 1000 h cần được xem xét, sửa chữa và khắc phục các sai sót của xupáp, vòng pittông (xéc măng), đệm trong hộp đệm, các chi tiết của các cơ cấu truyền động và phối hơi (ở bơm hơi trực tiếp).

Sau 4000 ÷ 5000 h làm việc cần tháo bơm để kiểm tra tất cả các chi tiết và khắc phục thiếu sót.

1.2.1.17. Ưu nhược điểm của bơm pittông

Ưu điểm chủ yếu của bơm pittông là:

1. Cho phép cung cấp lượng chất lỏng không lớn nhưng có áp suất lớn. Áp suất của bơm không phụ thuộc vào năng suất và độ bền tương ứng.
2. Cho phép mở máy không cần môi chất lỏng, nhưng đồng thời có sự đốt nóng và mài mòn xilanh, tiêu thụ công suất vô ích và gây ra ứng suất nhiệt trong xilanh.
3. Bơm pittông đĩa có kích thước và khối lượng nhỏ so với bơm pittông trụ; bơm pittông trụ có hộp đệm dễ quan sát nên được dùng để tạo áp suất cao.

Nhược điểm chủ yếu của bơm pittông là:

1. Kích thước và khối lượng lớn, giá thành cao.
2. Gây chấn động truyền tới bộ.
3. Diện tích chiếm chỗ lớn.
4. Các chi tiết chóng mòn.
5. Truyền động phức tạp (trừ bơm trực tiếp).
6. Lưu lượng không đều.
7. Bơm pittông đĩa có bít kín phức tạp dễ rò chất lỏng và xilanh chóng mòn; bơm pittông trụ có kích thước và khối lượng lớn so với bơm pittông đĩa có cùng áp suất và lưu lượng.

1.2.2. Bơm rôto

1.2.2.1. Bơm tấm trượt (hình 1.13a)

Bơm gồm vỏ 1, rôto 2 và các tấm trượt 3 đặt trong rãnh rôto. Tâm của rôto không trùng với tâm vỏ. Khi rôto quay, dưới tác dụng của lực ly tâm và đôi khi của cả lực lò xo các tấm trượt sẽ trượt theo rãnh và tì vào thành vỏ. Vùng 6 giữa các điểm A và B là vùng nén chất lỏng, còn vùng 4 là vùng hút và vùng 5 là vùng đẩy.

Năng suất của bơm tấm trượt xác định theo công thức:

$$Q = \left[\frac{ben(2\pi R - Sz)}{30} \right] \eta_v, \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-57)$$

trong đó: e - khoảng lệch tâm, m;

b - chiều dài rôto, m;

S - chiều dày tấm trượt;

z - số tấm trượt;

R - bán kính của vỏ ($R = r + e$), m;

r - bán kính rôto, m;

η_v - hiệu suất thể tích bơm.

Bơm tấm trượt có thể tạo ra áp suất tới 70 at và lưu lượng tới 3,5 l/s.

1.2.2.2. Bơm pittông quay

Bơm gồm nhiều pittông có vị trí song song (hình 1.13b) hoặc vuông góc với trục chính của bơm. Năng suất của bơm tính theo công thức:

$$V = \left(\frac{n z \pi d}{240} \right) D \operatorname{tg} \alpha \eta_v, \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-58)$$

trong đó:

z - số pittông;

d - đường kính pittông, m;

α - góc nghiêng của đĩa quay;

D - đường kính vòng tâm các xilanh, m;

η_v - hiệu suất thể tích bơm, khoảng 0,95.

Bơm pittông quay có thể tạo được áp suất tới 300 at khi lưu lượng khoảng 7 l/s và hiệu suất bơm tới 0,9.

1.2.2.3. Bơm răng khía

Bơm răng khía (hình 1.13c) gồm hai bánh răng 1 và 2 ăn khớp với nhau nằm khít trong vỏ 3. Số răng thường chọn khoảng $8 \div 20$ chiếc. Các rãnh răng thực hiện chức năng của xilanh, còn các răng thực hiện chức năng pittông. Như vậy khi quay bơm sẽ liên tục hút và đẩy chất lỏng với lưu lượng khá đồng đều (số răng càng nhiều lưu lượng càng đều).

Nếu coi thể tích của rãnh răng bằng thể tích của răng thì có thể xác định năng suất của bơm răng khía theo công thức:

$$Q = \frac{\pi b n}{240} (D_c^2 - D_i^2) \eta_o, \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1-59)$$

trong đó: b - chiều dài của bánh răng, m;

n - số vòng quay của bánh răng, vg/ph;

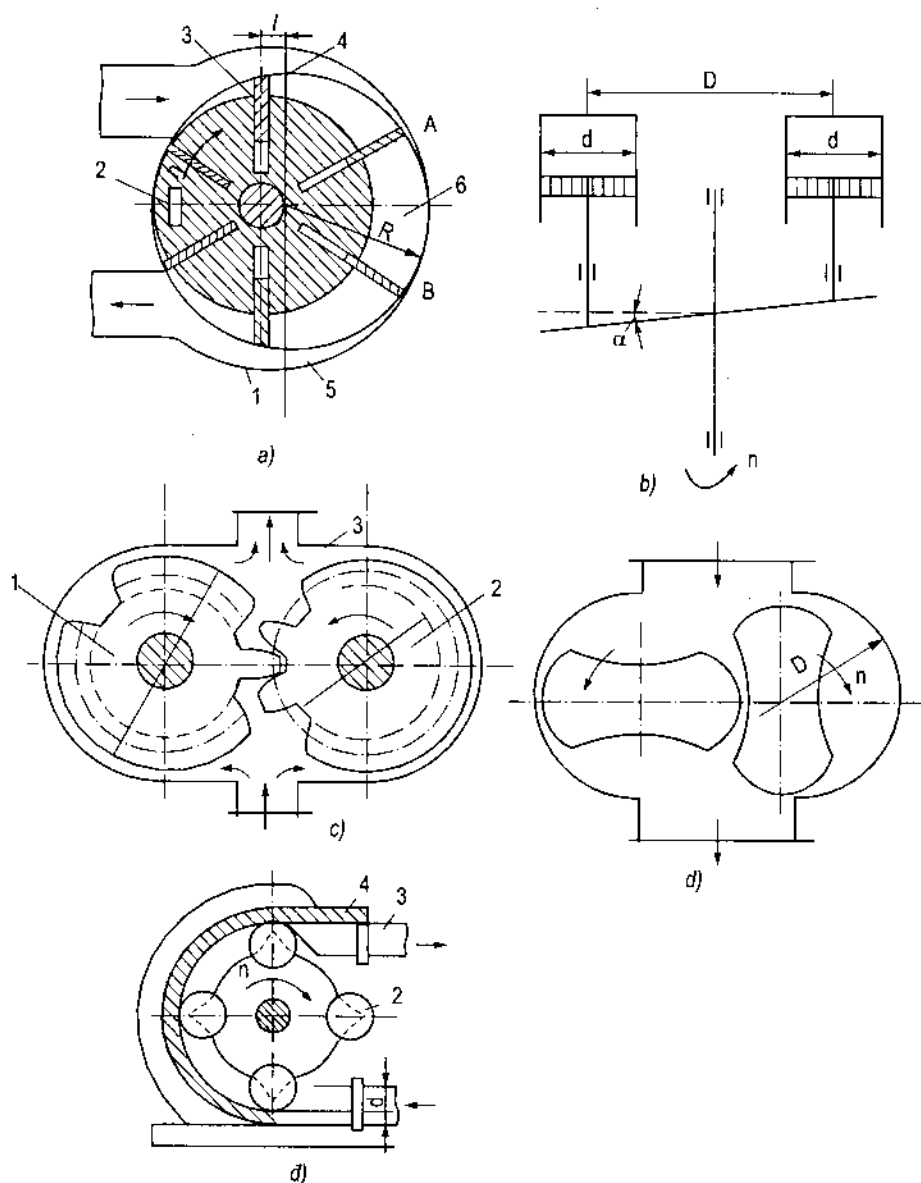
D_c, D_i - đường kính đỉnh và chân răng, m;

η_o - hiệu suất thể tích, $\eta_o = 0,7 - 0,8$.

Bơm răng khía có thể tạo được áp suất tới 25at khi lưu lượng là $58 \text{ m}^3/\text{h}$. Bơm này thường dùng để vận chuyển các chất lỏng có độ nhớt từ $0,2 - 100 \text{ cm}^2/\text{s}$ ở nhiệt độ từ -40°C đến 250°C . Loại bơm này thường dùng trong các hệ thống bôi trơn và hệ thống điều khiển tự động.

1.2.2.4. Bơm hai rôto (hình 1.13d)

Mỗi rôto có dạng số tám hoặc dạng đặc biệt được quay trong vỏ. Hai rôto luôn luôn cách vỏ và cách nhau khoảng hở rất nhỏ và được dẫn động nhờ bộ truyền bánh răng đặt ở ngoài bơm.



Hình 1.13

Năng suất của bơm có thể xác định theo công thức:

$$Q = \left(\frac{D^2 nb}{60} \right) \eta_v, \text{ m}^3/\text{s} \quad (1-60)$$

trong đó:

D - đường kính của vòng tròn quét bởi rôto, m;

b - chiều dài rôto, m;

n - số vòng quay của rôto, vg/ph.

Loại bơm này có năng suất khoảng 6 – 160 m³/h khi áp suất tới 16 at và được dùng để vận chuyển chất lỏng có độ nhớt động học 0,2 – 2000 cm²/s ở nhiệt độ 250 °C.

1.2.2.5. Bơm ống mềm (hình 1.13đ)

Bơm gồm rôto 1 có các con lăn 2. Rôto quay trong giá 4 có gắn ống mềm 3 bằng cao su hoặc chất dẻo. Khi rôto quay, các con lăn sẽ lăn ép ống và đẩy chất lỏng đi.

Năng suất của bơm có thể xác định theo công thức:

$$Q = \frac{\pi d^2 l}{240} \frac{n \eta_v}{\text{s}}, \text{ m}^3/\text{s} \quad (1-61)$$

trong đó:

d - đường kính ống mềm, m;

l - chiều dài phần ống bị ép, m;

n - số vòng quay của rôto, vg/ph;

η_v - hiệu suất thể tích.

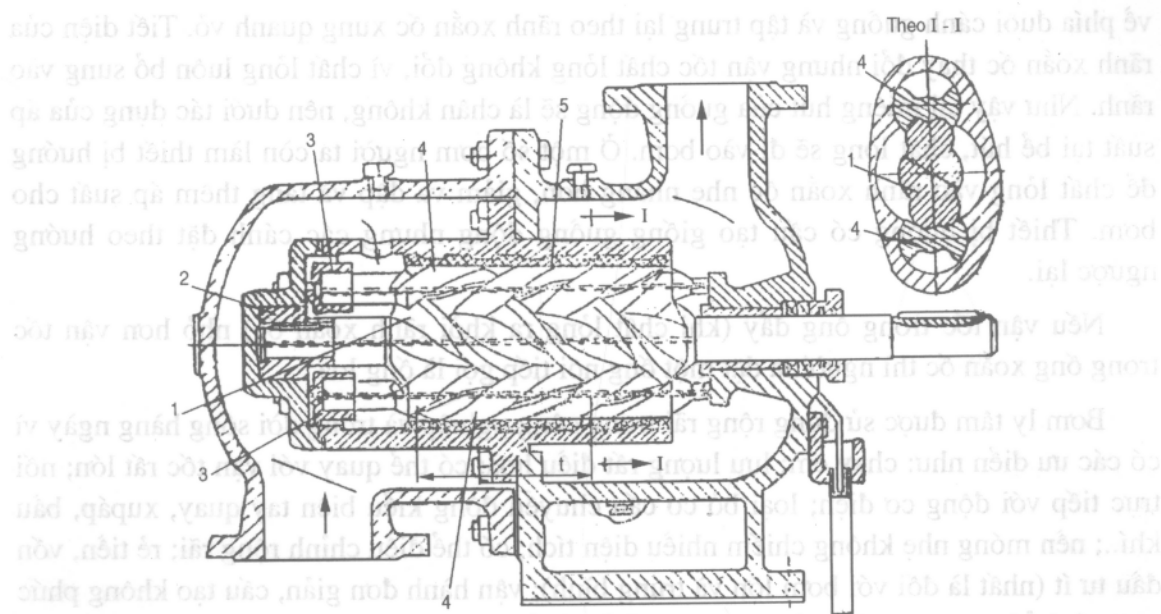
Điều chỉnh lưu lượng nhờ biến đổi số vòng quay của rôto. Bơm ống mềm thường dùng làm bơm định lượng và để chuyển các chất có tính chất ăn mòn mạnh.

1.2.2.6. Bơm trục vít

Rôto của bơm là trục vít có biến dạng đặc biệt nên ngăn cách được hoàn toàn đường hút và đẩy. Bơm có thể có một, hai, ba hoặc nhiều trục vít đặt ở vị trí nằm ngang hoặc thẳng đứng. Loại bơm ba trục vít (hình 1.14) thì trục giữa là trục dẫn và hai trục bên là các trục bị dẫn. Khi làm việc bình thường trục dẫn không truyền mômen xoắn cho các trục bị dẫn, mà các trục này quay dưới tác dụng của áp suất chất lỏng. Các trục bị dẫn chỉ có tác dụng bít kín.

Năng suất của bơm trục vít (m³/h) xác định theo các công thức:

$$Q = 248,8 \cdot 10^{-6} n d_n^3 \eta_v \text{ khi } t = \frac{10 d_n}{3} \quad (1-62)$$



Hình 1.14

$$Q = 124,4 \cdot 10^{-6} n d_n^3 \eta_v \text{ khi } t = \frac{5d_n}{3} \quad (1-63)$$

trong đó:

n - số vòng quay của trục dẫn, vg/ph;

d_n - đường kính ngoài của trục bị dẫn, cm;

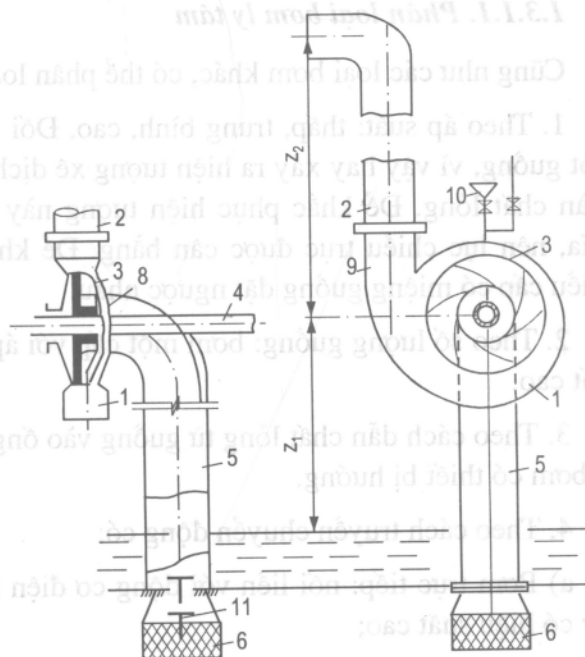
t - bước của vít.

1.3. BƠM ĐỘNG HỌC

1.3.1. Bơm ly tâm

Bơm ly tâm (hình 1.15) gồm vỏ bơm 1 có biên dạng xoắn ốc, trục 4, guồng động 3 trên đó có gắn các cánh 7 cong về phía sau, miệng hút 8 và miệng đẩy 9.

Trước khi chạy bơm ly tâm cần môi nước qua ống 10, vì vậy nếu bơm đặt cao hơn mức chất lỏng thì phải có bộ phận tiếp nhận, gồm xupáp tiếp nhận 11 để giữ chất lỏng và lưới tiếp nhận 6. Trục quay làm quay guồng có các cánh gây ra lực ly tâm làm chuyển động chất lỏng



Hình 1.15

về phía đuôi cánh guồng và tập trung lại theo rãnh xoắn ốc xung quanh vỏ. Tiết diện của rãnh xoắn ốc thay đổi nhưng vận tốc chất lỏng không đổi, vì chất lỏng luôn bổ sung vào rãnh. Như vậy tại miệng hút của guồng động sẽ là chân không, nên dưới tác dụng của áp suất tại bề hút, chất lỏng sẽ đi vào bơm. Ở một số bơm người ta còn làm thiết bị hướng để chất lỏng vào rãnh xoắn ốc nhẹ nhàng hơn, giảm va đập và tăng thêm áp suất cho bơm. Thiết bị hướng có cấu tạo giống guồng động nhưng các cánh đặt theo hướng ngược lại.

Nếu vận tốc trong ống đẩy (khi chất lỏng ra khỏi rãnh xoắn ốc) nhỏ hơn vận tốc trong ống xoắn ốc thì người ta đặt một ống nối tiếp gọi là ống loa.

Bơm ly tâm được sử dụng rộng rãi trong công nghiệp và trong đời sống hàng ngày vì có các ưu điểm như: chạy êm; lưu lượng rất điều hoà; có thể quay với vận tốc rất lớn; nối trực tiếp với động cơ điện; loại bỏ cơ cấu chuyển động kiểu biên tay quay, xupáp, bầu khí.; nền móng nhẹ không chiếm nhiều diện tích; có thể điều chỉnh rộng rãi; rẽ tiền, vốn đầu tư ít (nhất là đối với bơm lớn và trung bình); vận hành đơn giản, cấu tạo không phức tạp; có thể bơm được chất lỏng đặc, có lẫn vật rắn; hiệu suất cao, đặc biệt là với bơm có công suất lớn.

Tuy vậy bơm ly tâm cũng còn tồn tại một số nhược điểm như: mới khởi động không có khả năng hút nước, phải có bộ phận môi nước vào; không nên tạo ra áp suất quá 7 at (vì điều kiện bít kín); hiệu suất của bơm có công suất nhỏ không lớn lắm (theo định luật thủy lực; ống, rãnh càng nhỏ thì trở lực càng lớn); năng suất Q phụ thuộc vào chiều cao H.

1.3.1.1. Phân loại bơm ly tâm

Cũng như các loại bơm khác, có thể phân loại bơm ly tâm theo nhiều cách:

1. Theo áp suất: thấp, trung bình, cao. Đối với bơm áp suất thấp và vừa thường làm một guồng, vì vậy hay xảy ra hiện tượng xê dịch guồng cùng với trục và hiện tượng tuần hoàn chất lỏng. Để khắc phục hiện tượng này người ta làm guồng kép có cánh ở hai phía, nên lực chiều trục được cân bằng. Để khử lực chiều trục người ta còn làm bơm nhiều cấp có miệng guồng đặt ngược nhau.

2. Theo số lượng guồng: bơm một cấp với áp suất thấp và vừa; bơm nhiều cấp với áp suất cao.

3. Theo cách dẫn chất lỏng từ guồng vào ống đẩy: gồm có bơm không thiết bị hướng và bơm có thiết bị hướng.

4. Theo cách truyền chuyển động có:

a) Bơm trực tiếp: nối liền với động cơ điện hoặc máy nổ qua nối trục đàn hồi. Loại này có hiệu suất cao;

b) Có cơ cấu truyền chuyển động (hộp tăng tốc, dây đai, bánh răng khía). Hiệu suất của loại bơm này đạt được thấp.

5. Theo vị trí của trục gồm có bơm ly tâm thẳng đứng, nằm ngang.

6. Theo hệ số cao tốc n_s . Cũng tính theo công thức (1-6) người ta chia bơm ly tâm ra các loại dưới đây (bảng 1.7).

a) Bơm ly tâm vận tốc chậm: $n_s = 40 - 80$ vg/ph, năng suất nhỏ nhưng chiều cao áp lực lớn;

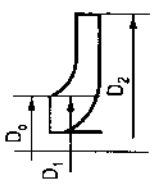
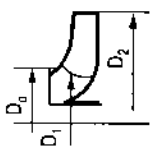
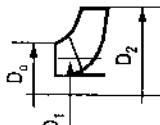
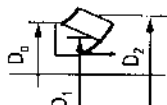
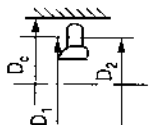
b) Bơm ly tâm vận tốc vừa: $n_s = 80 - 150$ vg/ph;

c) Bơm ly tâm vận tốc lớn: $n_s = 150 - 300$ vg/ph;

d) Bơm chéo: $n_s = 300 - 600$ vg/ph;

đ) Bơm hướng trục: $n_s = 500 - 1200$ vg/ph.

Bảng 1.7

				
$D_0 = D_1$	$D_0 > D_1$	$D_0 > D_1$	$D_0 > D_1$	$D_0 > D_1$
$\frac{D_2}{D_0} = 2,5 \div 3$	$\frac{D_2}{D_0} = 2$	$\frac{D_2}{D_0} = 1,8 \div 1,4$	$\frac{D_2}{D_0} = 1,2 \div 1,1$	$\frac{D_2}{D_0} = 1,0 \div 0,8$
$H > 100m$	$H < 100m$	$H < 70m$	$H < 30m$	$H < 12m$
$n_s = 40-80$ vg/ph	$n_s = 80-150$ vg/ph	$n_s = 150 - 300$ vg/ph	$n_s = 300 - 600$ vg/ph	$n_s = 600 - 1000$ vg/ph

Ghi chú:

D_0 - đường kính vào của miệng guồng, m;

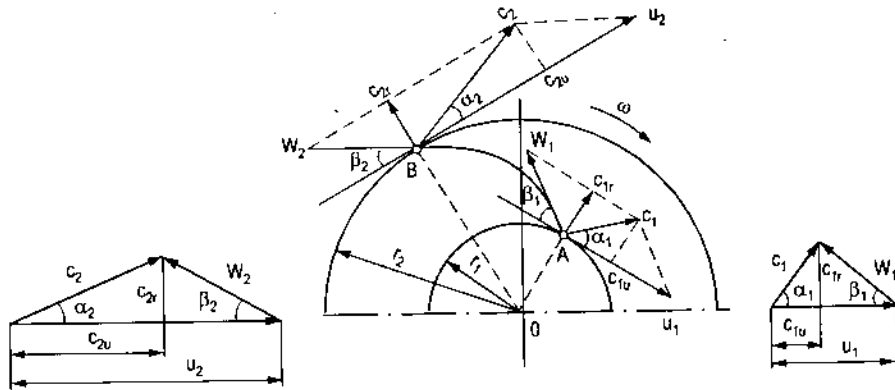
D_1 - đường kính trung bình của chân cánh guồng ở miệng vào, m;

D_2 - đường kính trung bình của chân cánh guồng ở miệng ra, m;

1.3.1.2. Phương trình cơ bản của bơm ly tâm (lý thuyết của guồng)

1. Chiều cao áp lực lý thuyết $H_{l\infty}$ khi số cánh guồng là vô tận: ở đây ta xét quan hệ giữa vận tốc và chiều cao áp lực với những giả thiết coi như không có tổn thất chất lỏng vì rò rỉ; số cánh quạt nhiều vô tận với chiều dày không đáng kể và chất lỏng không bị nén.

Xét chuyển động của một phần tử chất lỏng có khối lượng m đi theo cánh guồng từ A tới B (hình 1.16).



Hình 1.16

Các ký hiệu ở đây (hình 1.16) như sau:

- ω - vận tốc góc của guồng, s^{-1} ;
- c_1 - vận tốc tuyệt đối của chất lỏng khi đi vào guồng, m/s;
- c_2 - vận tốc tuyệt đối của chất lỏng khi đi ra, m/s;
- u_1 - vận tốc vòng của chất lỏng khi đi vào, $u_1 = \omega r_1$;
- u_2 - vận tốc vòng của chất lỏng khi đi ra, $u_2 = \omega r_2$;
- W_1 - vận tốc tương đối của chất lỏng khi đi vào, m/s;
- W_2 - vận tốc tương đối của chất lỏng khi đi ra, m/s;
- α_1 - góc vào của chất lỏng (góc giữa c_1 và u_1);
- α_2 - góc ra của chất lỏng (góc giữa c_2 và u_2);
- β_1 - góc nghiêng của cánh guồng khi vào ($\beta_1 = \widehat{u_1, W_1}$);
- β_2 - góc nghiêng của cánh guồng khi ra ($\beta_2 = \widehat{u_2, W_2}$);
- c_{1r} - vận tốc hướng kính hay hình chiếu c_1 trên phương bán kính r_1 ;
- c_{2r} - vận tốc hướng kính hay hình chiếu c_2 trên phương bán kính r_2 ;
- c_{1u} - vận tốc tiếp tuyến hay hình chiếu c_1 trên u_1 ;
- c_{2u} - vận tốc tiếp tuyến hay hình chiếu c_2 trên u_2 ;

Theo định luật về mômen động lượng ta có thể chứng minh được sự biến đổi mômen động lượng của một hệ vật chất đối với một trục quay ở trong một khoảng thời gian vô cùng nhỏ bằng mômen xung lực của các lực bên ngoài tác dụng lên hệ thống ấy cũng trong khoảng thời gian đó. Trong trường hợp này ta có mômen động lượng ở cửa vào là $mr_1c_1 \cos \alpha_1$ và mômen động lượng ở cửa ra là $mr_2c_2 \cos \alpha_2$. Gọi mômen xung lực là M_t thì năng lượng của nó sẽ bằng năng lượng của cánh guồng truyền cho chất lỏng khi chất lỏng đi từ cửa vào đến cửa ra:

$$m(r_2c_2 \cos \alpha_2 - r_1c_1 \cos \alpha_1) = M_t = \frac{A}{\omega} = \frac{mgH_{l\infty}}{\omega}$$

trong đó:

$H_{l\infty}$ - chiều cao áp suất khi số cánh guồng là ∞ , m cột chất lỏng;

g - gia tốc trọng trường, m/s^2 .

Như vậy chiều cao áp lực của guồng khi có số cánh vô cực là:

$$H_{l\infty} = \frac{\omega}{g} (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1)$$

Vì $\omega r_2 = u_2$ và $\omega r_1 = u_1$ nên:

$$H_{l\infty} = \frac{1}{g} (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (1-64a)$$

Mặt khác $c_2 \cos \alpha_2 = c_{2u}$ và $c_1 \cos \alpha_1 = c_{1u}$ do đó có thể viết:

$$H_{l\infty} = \frac{1}{g} (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (1-64b)$$

Đây là phương trình tính chiều cao lý thuyết của guồng động khi số cánh là vô tận (phương trình cơ bản của bơm ly tâm) – phương trình Euler.

Xét hai tam giác vận tốc tại vị trí 1 và 2 (hình 1.16) có:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1; \quad w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2u_2 c_2 \cos \alpha_2 \quad (1-65a)$$

Giải hai phương trình này rồi thay kết quả vào phương trình Euler sẽ được:

$$H_{l\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (1-65b)$$

Chiều cao áp lực thường biểu diễn bằng hai đại lượng thế năng $H_{l\infty}$ và động năng $H_{l\text{đđ}}$, nghĩa là:

$$H_{l\infty} = H_{l\text{tđt}} + H_{l\text{đđ}};$$

$$H_{l\text{tđt}} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \frac{p_2' - p_1'}{\rho g} \quad (1-66)$$

$$H_{l\text{đđ}} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \quad (1-67)$$

trong đó: p_2' và p_1' - áp suất chất lỏng ở đầu cánh (cửa vào) và ở đuôi cánh (cửa ra).

Nếu có thể cho chất lỏng vào guồng theo đúng hướng bán kính ($\alpha_1 = 90^\circ$) nghĩa là vận tốc tuyệt đối $c_1 = c_{1r}$, thì tất cả thành phần w_1, w_2 sẽ theo hướng tiếp tuyến với cánh guồng. Như vậy có thể tránh được hiện tượng va đập, giảm bớt tổn thất năng lượng. Đó là điều kiện không có va chạm ở cửa vào. Thường lấy c_1 bằng $c_0 = 2 - 4 \text{ m/s}$ (c_0 - vận tốc chất lỏng ở miệng hút của bơm) và $\beta_1 = 14 \div 25^\circ$.

Lúc này phương trình Euler có dạng:

$$H_{l\infty} = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \quad (1-64c)$$

Từ công thức này cho thấy u_2 và c_{2u} càng lớn thì $H_{l\infty}$ càng lớn ($u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$ - phụ thuộc vào đường kính guồng D_2 và vật liệu làm guồng). Muốn thành phần c_{2u} càng lớn thì góc α_2 phải càng nhỏ, góc α_2 thích hợp là $8 - 14^\circ$.

2. Chiều cao áp lực thực tế: chiều cao áp lực thực tế nhỏ hơn chiều cao lý thuyết vì số cánh có hạn và có tổn thất thủy lực. Khi vào rãnh guồng, chất lỏng gặp ngay trở lực của cánh guồng nên các góc α_1 và α_2 bị sai lệch. Tổn thất ấy gọi là tổn thất áp lực do số cánh có hạn. Ảnh hưởng của tổn thất trở lực lên chiều cao lý thuyết được kể tới nhờ hệ số tuần hoàn K , xác định theo công thức:

$$K = \frac{1}{1 + \frac{2\varepsilon}{z} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}} \quad (1-68)$$

trong đó:

z - số cánh guồng;

ε - hệ số: $\varepsilon = 0,8 - 1$ với bơm có thiết bị hướng; $\varepsilon = 1,0 - 1,3$ với bơm không có thiết bị hướng.

Ảnh hưởng tổn thất do ma sát thủy lực được tính bằng hiệu suất thủy lực $\eta_{tl} = 0,7 - 0,9$. Như vậy chiều cao áp lực thực tế sẽ được xác định theo công thức:

$$H = K \eta_{tl} H_{l\infty} = \frac{K \eta_{tl} u_2 c_2 \cos \alpha_2}{g} = \frac{u_2 c_{2u} \eta_{tl} K}{g} \quad (1-69)$$

Xét tam giác vận tốc ở cửa ra ta có:

$$\frac{c_2}{\sin \beta_2} = \frac{u_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}; \text{ rút ra } c_2 = \frac{u_2 \sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)} \quad (1-70)$$

Thay c_2 tính theo (1-70) vào (1-69) sẽ có:

$$H = \left[\frac{u_2^2 \sin \beta_2}{g \sin(\alpha_2 + \beta_2)} \right] \cos \alpha_2 K \eta_{tl} = \frac{\psi u_2^2}{2g} \quad (1-71)$$

Đại lượng $\psi = \frac{2 \sin \beta_2 \cos \alpha_2 K \eta_{tl}}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}$ gọi là hệ số chiều cao áp lực. Đối với

bơm cao áp $\psi = 0,93 - 1,1$; với bơm thấp áp $\psi = 0,7 - 1,0$.

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}, \text{ do đó } H = \frac{\psi \pi^2 D_2^2 n^2}{2g60^2} = K_n n^2 D_2^2.$$

Ở đây $K_n = \frac{\psi \pi^2}{2g60^2} = \text{const}$ cũng là hệ số chiều cao áp lực.

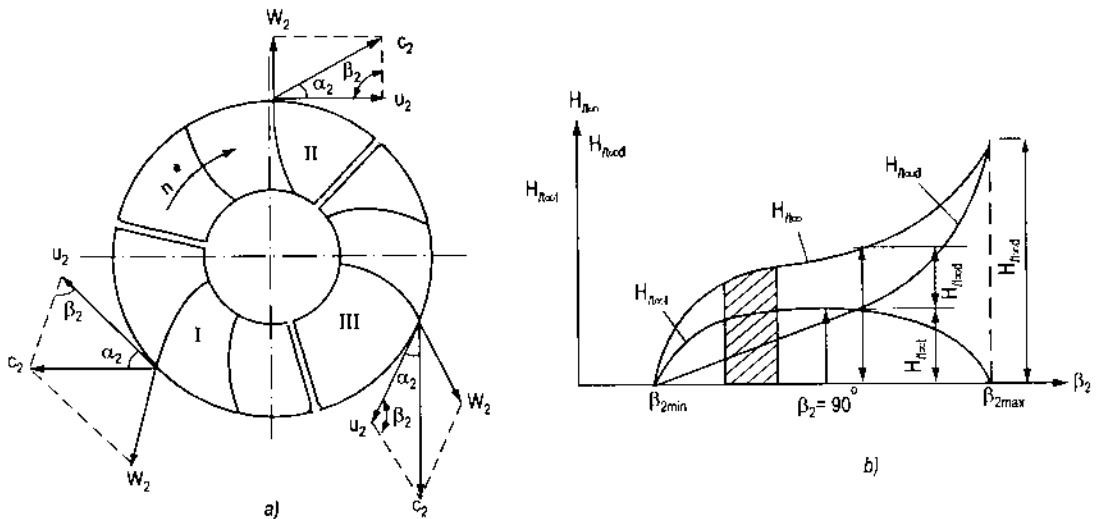
Đối với bơm cao áp $K_n = (1,3 \div 1,5) \cdot 10^{-4}$; với bơm thấp áp $K_n = (1,0 \div 1,4) \cdot 10^{-4}$

1.3.1.3. Hình dáng của cánh guồng

Thực tế và lý thuyết chứng minh cho thấy, để có hiệu suất cao cần có giá trị β_2 thích hợp, vì góc β_2 có ảnh hưởng lớn đến hình dạng rãnh guồng, đến vận tốc chất lỏng và các thành phần chiều cao áp lực.

Các máy bơm ly tâm có ba loại cánh guồng: cong về phía sau thì $\beta_2 < 90^\circ$ (phần I - hình 1.17a); hướng kính có $\beta_2 = 90^\circ$ (phần II - hình 1.17a); cong về phía trước có $\beta_2 > 90^\circ$ (phần III - hình 1.17a).

Trong sản xuất, dạng cánh guồng với $\beta_2 < 90^\circ$ được áp dụng cho bơm ly tâm, còn hai dạng sau chỉ dùng cho quạt gió.



Hình 1.17

Mặc dầu cánh guồng quay về phía trước tạo ra chiều cao áp lực động lớn hơn (vì c_2 lớn) nhưng không được áp dụng trong bơm ly tâm. Cánh guồng quay về phía sau tuy tạo ra c_2 nhỏ nhưng chất lỏng đi trong rãnh guồng điều hòa hơn, quá trình biến động năng thành thế năng nhẹ nhàng hơn, giảm bớt được tổn thất thủy lực và ma sát nên được áp dụng rộng rãi. Số cánh được xác định theo công thức:

$$z = 6,5 \left(\frac{r_2 + r_1}{r_2 - r_1} \right) \sin \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (1-72)$$

Góc β_2 thường có trị số 15 - 30°, đôi khi đến 50°. Số cánh guồng khoảng 6 - 12, đuôi cánh này phủ đầu cánh (chân cánh) kia, bề dày cánh ở cửa vào phải mỏng và có thể làm cánh ngắn lại. Ở hình 1.17b là đồ thị biểu diễn chiều cao áp lực phụ thuộc vào dạng guồng.

1.3.1.4. Hệ số phản lực, hệ số vận tốc, hệ số vòng (lượn) khi ra của chất lỏng

1. Hệ số phản lực K_H là tỉ số giữa chiều cao áp lực tĩnh học và chiều cao áp lực toàn phần.

Đối với guồng có số cánh vô tận:

$$K_H = \frac{H_{l\infty t}}{H_{l\infty o}} = \frac{H_{l\infty o} - H_{l\infty d}}{H_{l\infty o}} = 1 - \frac{H_{l\infty d}}{H_{l\infty o}}$$

Trường hợp $c_{1m} = c_{2m} = c_1$ thì $H_{l\infty d} = \frac{c_2^2 - c_{2m}^2}{2g} = \frac{c_{2u}^2}{2g}$; và $H_{l\infty o} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$ nên

$$K_H = 1 - \frac{c_{2u}}{2u_2}.$$

Vì $c_{2u} = u_2 - c_{2r} \cotg \beta_2$ do đó:

$$K_H = 1 - \frac{u_2 - c_{2r} \cotg \beta_2}{2u_2} = 1 - \left(\frac{1}{2} - \frac{c_{2r} \cotg \beta_2}{2u_2} \right)$$

Từ công thức này cho thấy góc β_2 càng lớn, hệ số phản lực K_H càng nhỏ, nghĩa là tỉ lệ của chiều cao áp lực tĩnh càng nhỏ. Bơm ly tâm có hiệu suất tốt thường có $K_H = 0,7 - 0,8$, nghĩa là guồng tạo ra $H_{l\infty t} = (0,7 \div 0,8) H_{l\infty o}$ và $H_{l\infty d} = (0,2 \div 0,3) H_{l\infty o}$.

2. Hệ số vận tốc:

Vận tốc lý thuyết của dòng chất lỏng tương ứng với một cột cao áp suất H_{lt} nào đó:

$$v_t = \sqrt{2gH_{lt}}.$$

Tỉ số giữa vận tốc thực tế (c , u , c_r) và vận tốc v_t gọi là hệ số vận tốc:

$$\frac{u_2}{v_t} = k_{u2} \text{ - hệ số vận tốc vòng;}$$

$$\frac{c_{2r}}{v_t} = k_{c2r} \text{ - hệ số vận tốc hướng kính;}$$

$$\frac{c_2}{v_t} = k_{c2} \text{ - hệ số vận tốc tuyệt đối.}$$

Nếu sử dụng hệ số vận tốc sẽ đơn giản rất nhiều trong quá trình tính toán máy.

3. Hệ số vòng k_2 của dòng chất lỏng là tỉ số giữa thành phần vận tốc c_{2u} và

$$u_2 \left(\text{tức là } k_2 = \frac{c_{2u}}{u_2} \right).$$

Hệ số k_2 dùng để thiết kế hoặc chọn quạt ly tâm, nghĩa là với vận tốc vòng u_2 thì tạo ra được chiều cao áp lực là bao nhiêu và truyền được bao nhiêu năng lượng cho khí trong máy. Hệ số k_2 phụ thuộc vào dạng cánh quạt của guồng:

$$\beta_2 < 90^\circ \text{ thì } k_2 = \frac{c_{2u}}{u_2} < 1;$$

$$\beta_2 = 90^\circ \text{ thì } k_2 = \frac{c_{2u}}{u_2} = 1;$$

$$\beta_2 > 90^\circ \text{ thì } k_2 = \frac{c_{2u}}{u_2} > 1.$$

1.3.1.5. Guồng động của bơm ly tâm

Các số liệu để tính guồng động là: năng suất của bơm Q , chiều cao áp lực H , số vòng quay của guồng n , giá trị của các vận tốc (c_1 , u , ...) và các góc của cánh.

Chiều cao áp lực của một guồng tạo được thường là 20 – 40m. Chiều cao áp lực chính xác cần được xác định theo hệ số quay nhanh, rồi căn cứ vào chiều cao áp lực cần thiết của bơm mà xác định số cấp.

Công suất của động cơ bơm chọn cần có hệ số dự trữ K (tra theo bảng 1.8).

Bảng 1.8

Công suất bơm, kW	Hệ số dự trữ K	Công suất bơm, kW	Hệ số dự trữ K
Đến 2	2	Đến 25	1,2
Đến 4	1,8	Đến 40	1,15
Đến 7,5	1,6	Cao hơn 40	1,1
Đến 15	1,4		

Căn cứ vào công suất động cơ và số vòng quay có thể xác định được đường kính trục bơm theo công thức:

$$d_t = \sqrt{\frac{48750 N_{dc}}{\tau_{xcp} n}}, \text{ cm} \quad (1-73)$$

trong đó: τ_{xcp} - ứng suất xoắn cho phép của vật liệu làm trục, N/cm^2 .

Chất lỏng vào guồng theo tiết diện vòng:

$$F_v = \frac{\pi D_1^2}{4} - \frac{\pi d_b^2}{4} = \frac{Q}{\eta_v c_1} \quad (1-74)$$

trong đó:

d_b - đường kính ngoài của bạc guồng: $d_b = d_1 + (1,5 \div 3)$, cm, d_b được kiểm tra bên;

c_1 - vận tốc vào guồng, $c_1 = 1,5 \div 3$ m/s;

η_v - hiệu suất thể tích của bơm;

Q - lưu lượng bơm, m^3/s .

D_1 - đường kính miệng vào guồng, m.

Từ (1-74) có thể xác định được đường kính miệng vào guồng:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\eta_v c_1 \pi} + d_b^2}, \text{ m} \quad (1-75)$$

Vận tốc vòng ở miệng vào guồng xác định theo công thức:

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \text{ m/s}$$

Góc nghiêng β của cánh ở miệng (cửa) vào tính theo công thức:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} \quad (1-76)$$

Đường kính ngoài D_2 của guồng động là:

$$D_2 = (1,5 \div 2,5) D_1, \text{ m.} \quad (1-77)$$

Vận tốc vòng ở miệng (cửa) ra của guồng:

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}, \text{ m/s} \quad (1-78)$$

Chọn β_2 trong khoảng $14 - 60^\circ$ (thường là $20 - 40^\circ$). Số cánh xác định theo công thức (1-73) và tính hệ số tuần hoàn K theo công thức (1-68), rồi căn cứ vào cấu tạo guồng chọn hiệu suất thủy lực η_0 . Sau đó xác định α_2 theo công thức:

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \left(\frac{\eta_0 u_2^2 K}{gH} - 1 \right) \operatorname{tg} \beta_2 \quad (1-79)$$

Giá trị của α_2 phải nằm trong giới hạn $8 - 15^\circ$. Nếu α_2 nằm ngoài giới hạn này thì phải thay đổi β_2 .

Chiều rộng của guồng ở miệng vào và ra xác định theo công thức:

$$b_i = \frac{Q k_i}{\eta_v c_i \sin \alpha_i \pi D_i}, \text{ m} \quad (1-80)$$

trong đó:

i - chỉ số. Với miệng (cửa) vào là 1, với miệng (cửa) ra là 2;

- c_i - vận tốc tương ứng ở các miệng (cửa);
- α_i - góc giữa các vận tốc c_i và u_i ;
- η_v - hiệu suất thể tích;
- k_i - hệ số tính đến ảnh hưởng của chiều dày cánh: $k_i = 1,1 - 1,25$;
- D_i - đường kính guồng ở các miệng, m.

Giá trị của c_2 xác định theo công thức (1-70). Trong trường hợp này cánh guồng có dạng cung tròn và được xây dựng như ở hình 1.18a.

1.3.1.6. Thiết bị hướng

Thiết bị hướng là bộ phận của bơm, dùng để tập trung chất lỏng sau khi đi ra khỏi guồng động, biến từ động năng sang thế năng, giảm bớt va đập thủy lực, rồi chuyển vào cấp sau hoặc theo ống đẩy ra ngoài.

Có hai loại thiết bị hướng: guồng hướng và rãnh xoắn ốc.

1. Guồng hướng: có cấu tạo giống như guồng động, nhưng các cánh cong theo hướng ngược lại. Hai đĩa vành khăn của guồng hướng có thể đặt song song với nhau, hoặc có thể mở ra với góc không quá 12° để chất lỏng không tách khỏi thành guồng. Đĩa có thể cấu tạo liền hoặc rời. Guồng hướng thường dùng nhiều trong bơm nhiều cấp.

Trong guồng hướng phải có sự đối xứng giữa các dòng chất lỏng ở các rãnh guồng thì mới không xuất hiện lực hướng tâm. Muốn vậy, cánh guồng hướng phải có cấu tạo theo phương trình lôgarit để chất lỏng tự do chuyển động trong rãnh.

Số cánh của guồng hướng thường chọn $z_1 = z \pm 1$ (ở đây z là số cánh của guồng động).

Các kích thước của guồng hướng (hình 1.18b) là:

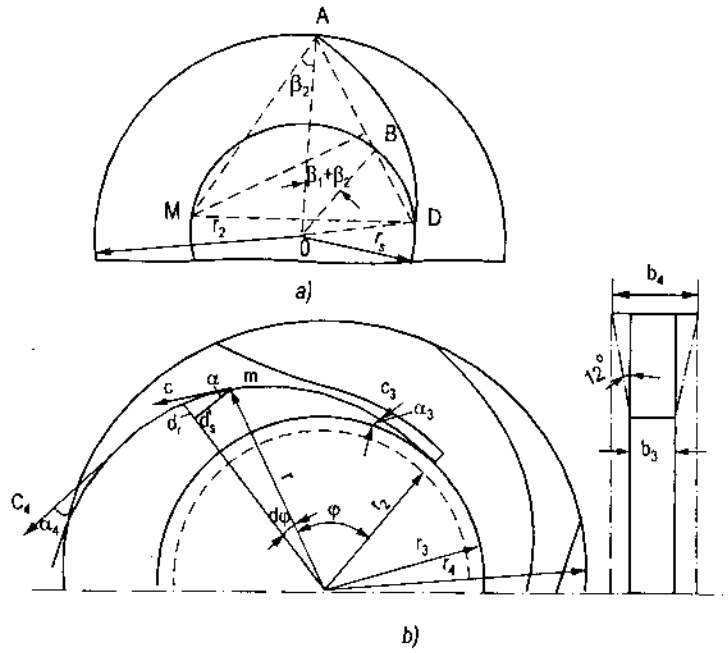
- Bán kính miệng vào $r_3 = r_2 + (2 \div 3) \text{ mm}$;
- Bán kính miệng ra $r_4 = (1,4 \div 1,5) r_3$, mm;
- Chiều rộng guồng ứng với bán kính r_3 là $b_3 = b_2 + (1 \div 1,25)$, mm;
- Chiều dày cánh $\delta = 1 - 4 \text{ mm}$ (ở miệng vào);
- Góc α_3 là góc giữa c_3 và phương vòng và $\alpha_3 = \alpha'_2$;
- Góc α_4 là góc giữa c_4 và phương vòng và:

$$\operatorname{tg} \alpha_4 = \frac{b_4 \operatorname{tg} \alpha_3}{b_3} \quad (\text{điều kiện dòng liên tục}).$$

Góc α'_2 chính là góc thực giữa vận tốc tuyệt đối c'_2 của chất lỏng khi ra khỏi guồng động và phương vòng. Chính vì số cánh có hạn nên α'_2 không trùng với α_2 mà được xác định theo công thức:

$$\operatorname{tg} \alpha'_2 = \frac{1}{K}$$

trong đó: K - hệ số tuần hoàn, kể đến số cánh có hạn và xác định theo công thức (1-68).



Hình 1.18

Để xác lập dạng của cánh guồng hướng ta tìm phương trình mô tả quỹ đạo của một phần tử chất lỏng có khối lượng m . Giả thiết rằng $\alpha = \alpha_3 = \alpha_4$ (coi như $b_3 = b_4$) thì đường đi của khối lượng m sau một thời gian vô cùng nhỏ dt là:

- Theo phương vòng: $dS = r d\varphi = c \cos \alpha_3 dt$;

- Theo phương bán kính: $dr = c \sin \alpha_3 dt$.

Lập tỉ số: $\frac{dS}{dr} = \frac{r d\varphi}{dr} = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_3}$ rút ra: $\frac{dr}{r} = \operatorname{tg} \alpha_3 d\varphi$. Lấy tích phân hai vế ta có:

$$\int_{r_3}^r \frac{dr}{r} = \operatorname{tg} \alpha_3 \int_0^\varphi d\varphi, \text{ nghĩa là } \ln \frac{r}{r_3} = \varphi \operatorname{tg} \alpha_3.$$

Như vậy phương trình mô tả dạng cánh guồng là:

$$\varphi = \left(\ln \frac{r}{r_3} \right) \cot \alpha_3 \quad (1-81)$$

Đó là phương trình logarit xoắn ốc. Nếu ta thiết kế cánh guồng hướng theo đúng phương trình này thì các phần tử chất lỏng khi chuyển động sẽ không gây áp lực lên thành rãnh.

Khi tính toán cần chú ý sao cho vận tốc giảm từ c_3 xuống c_4 ($\approx c_0$) là vận tốc vào của cấp sau (hoặc ống đẩy). Khả năng chuyển đổi năng lượng của thiết bị hướng có thể xác định nhờ phương trình Bécnu-li:

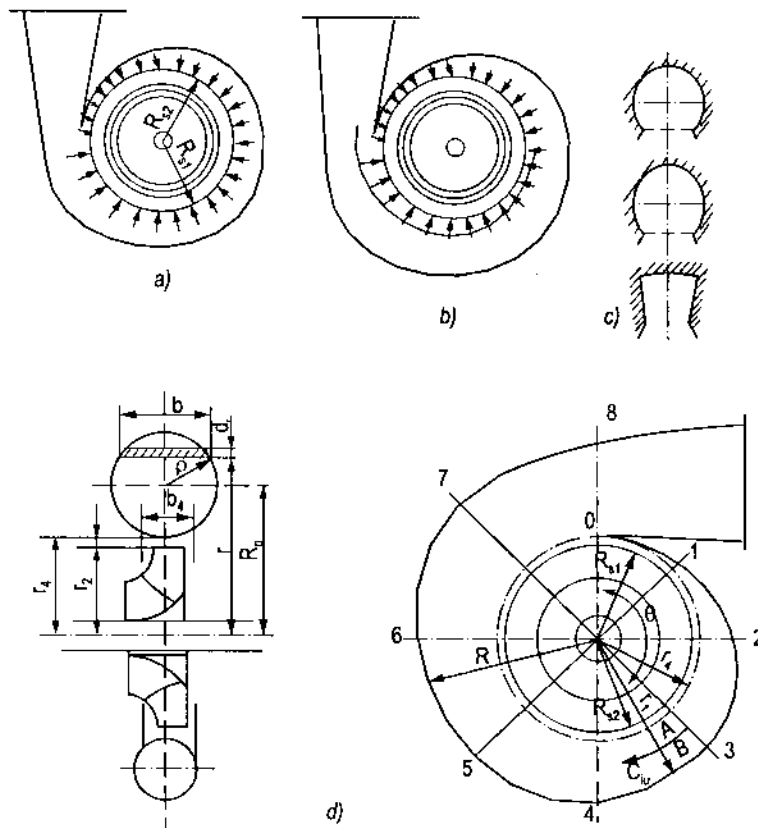
$$\frac{p_3}{\rho g} + \frac{c_3^2}{2g} = \frac{p_4}{\rho g} + \frac{c_4^2}{2g} + \frac{k_h (c_3 - c_4)^2}{2g}$$

trong đó: $k_h = 0,2$ là hệ số tổn thất năng lượng của thiết bị hướng có tính đến tổn thất áp suất do ma sát.

Áp suất được chuyển đổi sau khi qua thiết bị hướng là:

$$h = \frac{p_4 - p_3}{\rho g} = \frac{c_3^2 - c_4^2}{2g} - \frac{0,2(c_3 - c_4)^2}{2g}, \text{ m} \quad (1-82)$$

2. Thiết bị hướng loại rãnh xoắn ốc: rãnh xoắn ốc là một rãnh mở rộng rất đều (hình 1.19a) và có thể có nhiều dạng tiết diện khác nhau (hình 1.19c). Nhiệm vụ chủ yếu của rãnh xoắn ốc là tập trung chất lỏng rồi đẩy ra ngoài, ngoài ra rãnh xoắn ốc cũng có tác dụng biến đổi động năng sang thế năng.



Hình 1.19

Bơm có rãnh xoắn ốc khi làm việc có thể chịu tác dụng của lực hướng tâm làm trục bị cong và mòn ổ tựa. Lực hướng tâm xuất hiện là do rãnh xoắn ốc không phải là một rãnh đối xứng với trục quay của guồng động. Khi lưu lượng giảm, áp suất ở đoạn đầu ống xoắn ốc sẽ giảm, làm xuất hiện lực hướng kính R_{s1} . Khi lưu lượng tăng, áp suất ở

phần rộng sẽ tăng hơn phần hẹp làm xuất hiện lực hướng kính R. Để khử các lực này người ta thường làm rãnh xoắn ốc kép (hình 1.19b). Bất cứ rãnh xoắn ốc nào cũng phải theo đúng định luật liên tục, nghĩa là:

$$r_1 c_{iu} = \text{const} = c = \frac{gH}{\omega} \quad (1-83)$$

Để vận tốc phân bố đồng đều, độ lớn của khe hở giữa guồng động và vị trí ban đầu của rãnh xoắn ốc (hình 1.19d) lấy bằng $e = r_4 - r_2$; với $r_4 = (1,03 \div 1,05)r_2$.

Chiều rộng b_4 tương ứng với r_4 là: $b_4 = b_2 + 0,1r_2$. Nhiệm vụ chủ yếu khi tính rãnh xoắn ốc là xác định diện tích tiết diện của nó. Lưu lượng qua mỗi tiết diện tỉ lệ thuận với góc ở tâm θ . Như vậy lưu lượng qua tiết diện AB có diện tích F là:

$$Q_i = \frac{\theta Q}{360} = \frac{\theta Q}{2\pi}, \text{ m}^3/\text{s} \quad (1-84)$$

trong đó: Q - lưu lượng thực tế ở ống đẩy, m^3/s .

Lưu lượng qua tiết diện AB có thể biểu diễn theo công thức khác nhờ phương trình liên tục:

$$Q_i = \int_{r_4}^R c_u b dr = c \int_{r_4}^R \frac{b dr}{r} \quad (1-85)$$

trong đó: b - chiều rộng của rãnh phụ thuộc vào bán kính.

Phối hợp hai phương trình trên ta được:

$$\theta = \frac{2\pi c}{Q} \int_{r_4}^R \frac{b dr}{r} \quad (1-86)$$

Nếu biết quy luật biến đổi của $b = f(r)$ thì trên cơ sở hai công thức (1-85) và (1-86) ta có thể lập phương trình để xây dựng rãnh xoắn ốc. Nói chung tính rãnh xoắn ốc có tiết diện không tròn mất rất nhiều công. Nếu tiết diện tròn có bán kính là:

$$\rho^2 = (r - R_o)^2 + \left(\frac{b}{2}\right)^2$$

thì khi thay $b = 2\sqrt{\rho^2 - (r - R_o)^2}$, $r_4 = R_o - \rho$ và $R = R_o + \rho$ vào công thức (1-85) rồi biến đổi, rút ra được:

$$\rho = \frac{\theta}{k} + \sqrt{\frac{2\theta r_4}{k}} \text{ với } k = \frac{720\pi c}{Q} = \frac{720\pi gH}{\omega} \quad (1-87)$$

trong đó: H - chiều cao áp lực, m;

k - hệ số, m^2/s ;

ρ - bán kính tiết diện rãnh xoắn ốc, m.

1.3.1.7. Sự phụ thuộc của lưu lượng, chiều cao áp lực và công suất bơm vào số vòng quay

Người ta đã xác định được các quan hệ giữa lưu lượng Q , chiều cao áp lực H và công suất N của bơm ly tâm có số vòng quay n với lưu lượng Q_1 , chiều cao áp lực H_1 và công suất N_1 cũng của bơm này khi có số vòng quay n_1 là:

$$\frac{Q}{Q_1} = \frac{n}{n_1}; \quad \frac{H}{H_1} = \frac{n^2}{n_1^2}; \quad \frac{N}{N_1} = \frac{n^3}{n_1^3}$$

Các quan hệ này gọi là định luật đồng dạng của bơm, cho biết lưu lượng của bơm tỉ lệ bậc nhất, chiều cao áp lực của bơm tỉ lệ bậc hai và công suất của bơm tỉ lệ bậc ba với số vòng quay của bơm.

1.3.1.8. Đặc tuyến lý thuyết chính của bơm ly tâm

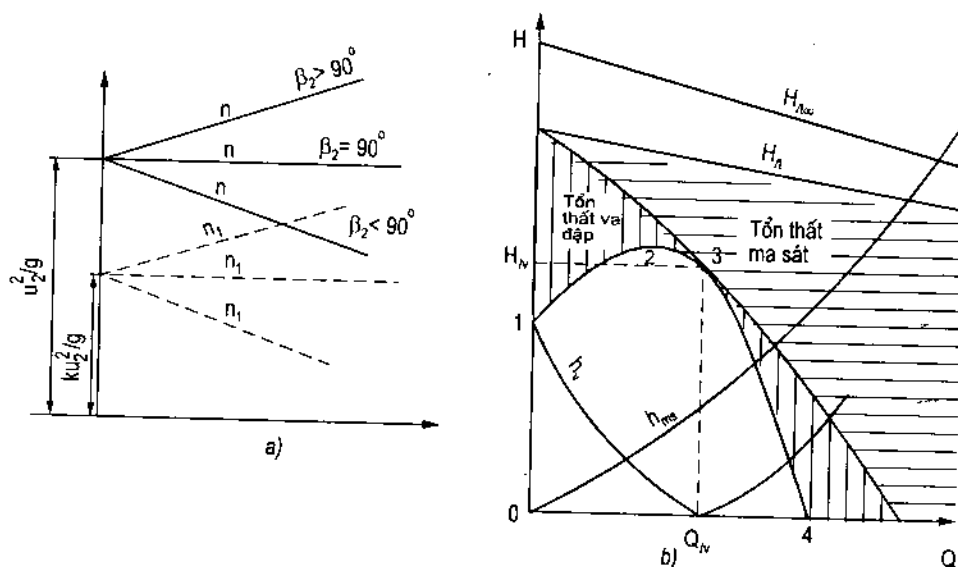
Từ công thức (1-64c) sau khi biến đổi ta có thể rút ra:

$$H_{lt\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 Q \cotg \beta_2}{g \pi D_2 b_2} \quad (1-64d)$$

Đường thẳng biểu diễn mối quan hệ phụ thuộc giữa chiều cao áp lực $H_{lt\infty}$ và lưu lượng Q theo công thức (1-64d) gọi là đặc tuyến lý thuyết chính của bơm ly tâm (hình 1.20a).

1.3.1.9. Đặc tuyến thiết kế của bơm ly tâm

Để xây dựng đặc tuyến thiết kế $H - Q$ (hình 1.20b) trước hết phải tính đến số cánh guồng có hạn (chiều cao áp lực chỉ còn lại là H_{lt}), các tổn thất thủy lực ở guồng động và ở thiết bị hướng (đường cong h_{ms}) và cuối cùng là tổn thất do va đập thủy lực (đường cong h_v).



Hình 1.20

Để vẽ đặc tuyến người ta quy ước chỉ dùng loại bơm có góc $\beta_2 < 90^\circ$. Chiều cao lý thuyết khi số cánh có hạn xác định theo công thức:

$$H_{lt} = KH_{l\infty}, m \quad (1-88)$$

Tổn thất do ma sát thủy lực xác định theo công thức:

$$h_{ms} = (1 - \eta_u) H_{lt} \left(\frac{Q}{Q_{lv}} \right)^2, m \quad (1-89)$$

trong đó:

Q - lưu lượng, m^3/s ;

Q_{lv} - lưu lượng làm việc ứng với hiệu suất cực đại, m^3/s .

Tổn thất do va đập thủy lực (vì tạo thành các xoáy và hiện tượng đứt quãng dòng chất lỏng) xác định theo công thức:

$$h_v = \frac{K_s}{2g} \left[u_1^2 + \left(\frac{Ku_2 D_2}{D_3} \right)^2 \right] \left(1 - \frac{Q}{Q_{lv}} \right)^2, m \quad (1-90)$$

trong đó:

K_s - hệ số thực nghiệm lấy bằng 0,6 – 0,8;

D_3 - đường kính nhỏ của guồng hướng, $D_3 = D_2 + 2 \div 6$, mm.

Sau khi xây dựng các đường cong tổn thất, cộng các đường cong sẽ được đặc tuyến thực tế của bơm.

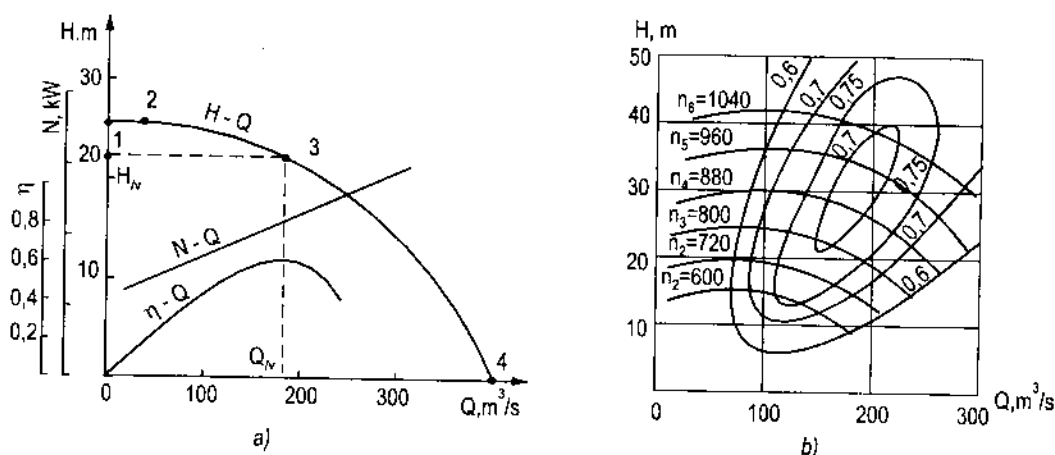
1.3.1.10. Đặc tuyến thực của bơm ly tâm

Đặc tuyến thực của bơm ly tâm (hình 1.21a) xây dựng theo kết quả của quá trình thử bơm. Mục đích thử bơm là để xác định được ba thông số: lưu lượng Q , chiều cao áp lực H và công suất N ứng với số vòng quay n không đổi.

Lưu lượng thường được xác định bằng cách đo trực tiếp (thùng) hoặc gián tiếp (tiết lưu áp suất). Chiều cao áp lực đo bằng áp kế hoặc chân không kế, còn công suất đo bằng các dụng cụ điện (oát kế, vôn kế, ampe kế). Từ các số liệu trên ta xác định được hiệu suất của bơm.

Điểm 1 (hình 1.21a) ứng với lưu lượng $Q = 0$ và công suất bơm là nhỏ nhất $N_{\min}$. Điểm 2 ứng với chiều cao áp lực cực đại $H_{\max}$ gọi là điểm tới hạn. Đoạn 1 – 2 là vùng làm việc không ổn định, từ điểm 2 về phía phải bơm sẽ làm việc ổn định. Điểm 3 đặc trưng bằng hiệu suất $\eta_{\max}$ và các trị số Q_{lv} , H_{lv} gọi là trị số làm việc. Điểm 4 ứng với $Q_{\max}$, $H = 0$ và tại đây công suất N tăng lên quá cao có thể làm cháy động cơ.

Đặc tuyến tổng hợp (hình 1.21b) sẽ cho ta chọn được các trị số cần thiết để xác định chế độ làm việc của bơm.



Hình 1.21

Đặc tuyến tổ hợp là đồ thị kết hợp các đường cong làm việc với số vòng quay n khác nhau. Để xây dựng đồ thị ta cần biết quan hệ phụ thuộc $Q - H$ và $\eta - Q$ đối với các số vòng quay khác nhau. Nói chung nên chọn bơm có chế độ làm việc nằm trong vùng có hiệu suất $\eta \geq 0,8\eta_{\max}$.

1.3.1.11. Đặc tuyến chung của cả hệ thống

1. Đặc tuyến của đường ống: như trên đã biết cột cao áp suất toàn phần cần thiết được xác định bằng công thức:

$$H_m = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + z_1 + z_2 + \sum h_1 + \sum h_2 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}, \text{ m}$$

trong đó:

z_1 - chiều cao hút, m;

z_2 - chiều cao đẩy, m;

$\sum h_1$ - tổn thất thủy lực trong ống hút, m;

$\sum h_2$ - tổn thất thủy lực trong ống đẩy, m;

v_1, v_2 - vận tốc ở phía hút và phía đẩy, m/s.

Mặt khác có thể viết: $H = H_T + H_d$, m;

hoặc là:

$$H_m = \text{const} + kQ^2 \quad (1-91)$$

trong đó:

H_T - chiều cao áp lực tĩnh: $H_T = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + z_1 + z_2 = \text{const}$

H_d - chiều cao áp lực động: $H_d = \sum h_1 + \sum h_2 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$

Đường cong biểu diễn quan hệ $H_m - Q$ theo công thức (1-91) gọi là đặc tuyến của đường ống dẫn (hình 1.22a).

2. Đồ thị phối hợp đặc tuyến của bơm và của đường ống dẫn (đặc tuyến làm việc): ở bất cứ chế độ làm việc nào bơm cũng đều có thể cung cấp những lượng nước khác nhau, phụ thuộc vào áp suất tạo ra để thắng các trở lực. Cho nên H và Q không những phụ thuộc vào dạng bơm mà còn phụ thuộc vào đặc tính của ống dẫn.

Chế độ làm việc thích hợp với bơm khi bơm tạo ra chiều cao áp suất $H = H_{lv}$, lưu lượng $Q = Q_{lv}$ và phù hợp với điều kiện η_{max} . Điểm A (hình 1.22b) biểu diễn hai đại lượng H_{lv} và Q_{lv} là giao điểm của đặc tuyến bơm và đặc tuyến đường ống dẫn. Điểm A_1 cho $Q > Q_A$ nhưng H giảm vì H_d giảm, có nghĩa là giảm trở lực của mạng. Như vậy muốn tăng Q thì phải thay đổi đặc tuyến của đường ống dẫn, nghĩa là thay H_{m1} , H_{m2} hoặc là thay đổi đặc tuyến của bơm nhờ biến đổi số vòng quay n của nó.

Không được phép cho điểm làm việc (giao điểm của đặc tuyến bơm và đặc tuyến đường ống) ở vùng làm việc không ổn định (đoạn 1-2).

3. Làm việc của nhiều bơm trong hệ thống bơm: trong thực tế, ta thường gặp trường hợp cần thiết phải lắp nhiều bơm cùng làm việc trong một hệ thống bơm. Có nhiều cách lắp và có thể lắp những bơm có đặc tính khác nhau:

a) Lắp song song: có thể hai hoặc nhiều bơm có cùng một đặc tuyến hoặc đặc tuyến khác nhau lắp song song. Lắp song song khi cần thiết giữ nguyên áp suất và tăng lưu lượng.

Đồ thị (hình 1.22c) cho thấy:

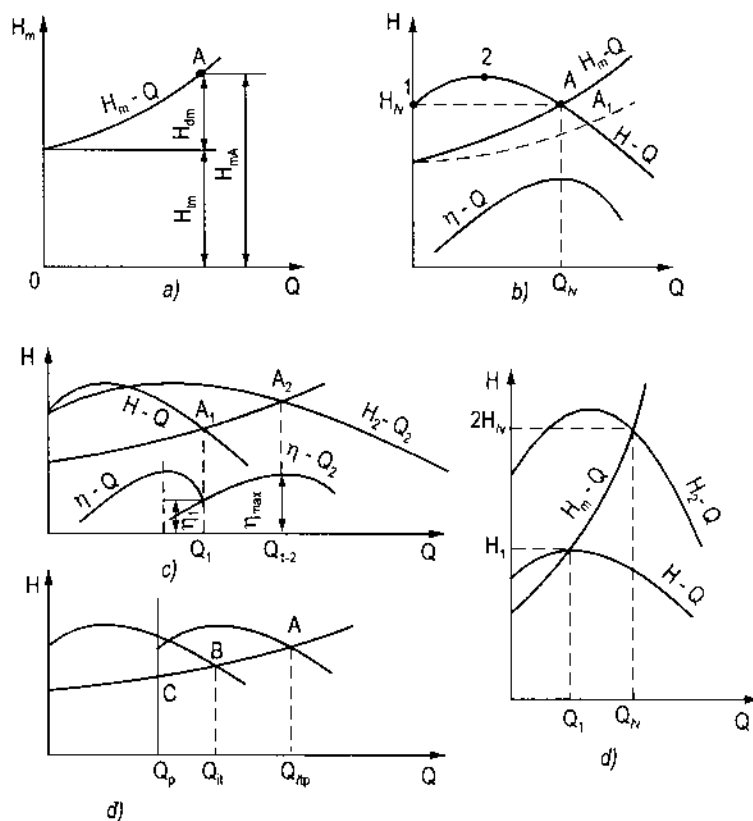
A_1 - điểm làm việc riêng lẻ của mỗi bơm ứng với Q_1 và hiệu suất η_1 ;

A_2 - điểm làm việc của hệ thống bơm (gồm hai bơm giống nhau) ứng với Q_{1-2} và η_{max} .

Ở đây $Q_{1-2} < 2Q_1$, tỉ số $2Q_1/Q_{1-2}$ sẽ càng lớn và càng gần tới điểm 2 khi đặc tuyến của đường ống càng thoải. Như vậy là đặc tuyến của hệ thống ống dẫn phải thoải thì mắc song song mới có lợi;

b) Lắp nối tiếp: được thực hiện khi cần thiết tăng áp suất. Khi lắp nối tiếp hệ bơm cho ta áp suất lớn. Tổng áp suất phụ thuộc vào đặc tuyến của hệ thống ống dẫn. Đặc tuyến này càng dốc thì áp suất càng lớn và lắp nối tiếp càng có lợi. Đặc tuyến phối hợp trong trường hợp lắp nối tiếp hai bơm thì giống nhau (hình 1.22d);

c) Làm việc song song của bơm ly tâm pittông: bơm pittông làm việc không phụ thuộc vào áp suất nên đặc tuyến là một đường thẳng (Q_p). Muốn có đặc tuyến tổng hợp ta chỉ việc tịnh tiến đặc tuyến của bơm ly tâm về bên phải một đoạn bằng Q_1 . Như vậy $Q_p + Q_{lt} > Q_{ltp}$ nhưng Q_p (lưu lượng bơm pittông) không thể giảm được, nên phần giảm này phụ thuộc vào bơm ly tâm (hình 1.22đ).



Hình 1.22

1.3.1.12. Áp lực chiều trục (lực chiều trục)

Áp lực chiều trục là lực tạo ra do sự chênh lệch giữa áp suất trước và sau guồng động. Hướng của lực dọc theo trục bơm và có chiều từ phía sau ra phía trước guồng động.

Áp lực chiều trục nếu không được cân bằng sẽ đưa đến các hiện tượng làm xô dịch guồng động, mòn ổ đỡ, ma sát giữa guồng và thành bơm, làm hỏng hộp đệm, tăng kẽ hở giữa vỏ và guồng. Để khắc phục lực đó ta cần biết trị số áp lực chiều trục.

Phần diện tích guồng động được cân bằng lực (hình 1.23a):

$$F_{cb} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_0^2), m^2$$

Phần diện tích guồng động không được cân bằng lực:

$$F = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_b^2), m^2$$

Áp lực chiều trục sẽ là:

$$R_t = F(p'_2 - p'_1) = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_b^2) (p'_2 - p'_1), N \quad (1-92)$$

trong đó:

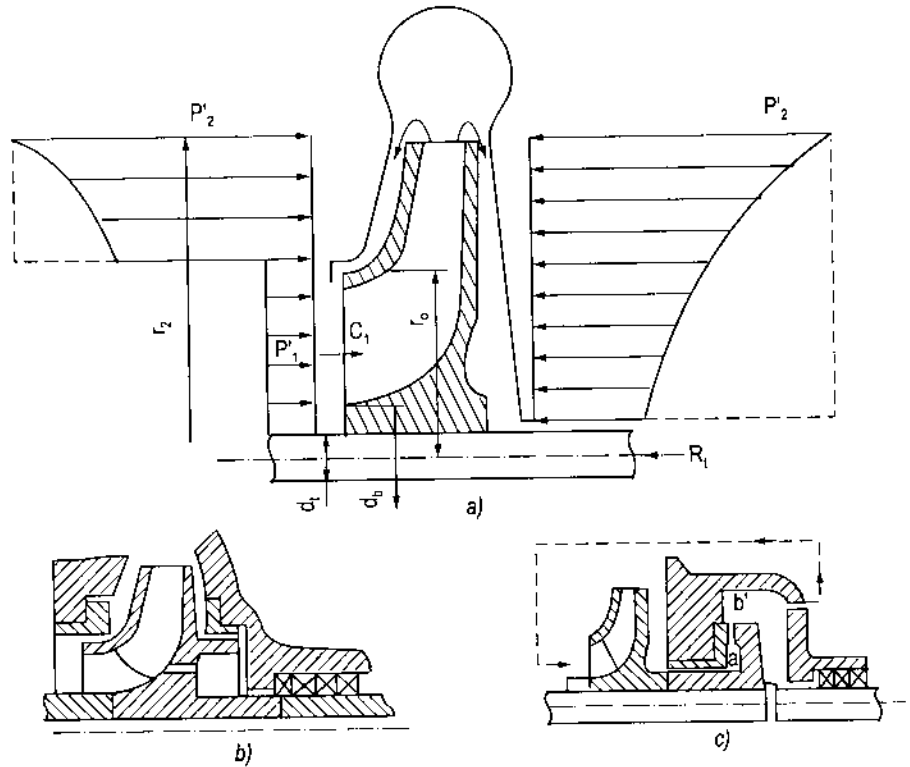
D_2 - đường kính ngoài của guồng, m;

D_0 - đường kính trong của guồng, m;

d_b - đường kính bạc của guồng, m.

Nếu bơm nhiều cấp (n cấp):

$$R_m = \sum_{i=1}^n R_{ti}, \quad N \quad (1-93)$$



Hình 1.23

Thực tế áp suất p'_2 giảm dần theo chiều hướng tâm do guồng quay nhanh.

Dưới đây là một số phương pháp khử lực chiều trục:

1. Khoan lỗ nhỏ phía sau guồng động (hình 1.23b) để giảm áp suất, nhưng phương pháp này chỉ dùng cho bơm một guồng. Phương pháp này đơn giản nhưng có nhiều nhược điểm: năng suất và hiệu suất giảm.

2. Làm ống dẫn từ phía sau guồng ngược trở lại cửa hút, phương pháp này tiện hơn.

3. Làm guồng động kép, dẫn chất lỏng vào từ hai phía.

4. Dùng đĩa khử lực (hình 1.23c): phương pháp này tốt nhất vì tự động cân bằng lực chiều trục nhưng phụ thuộc vào áp suất hoặc lưu lượng. Đĩa đặt ở phía sau guồng tạo với thân bơm thành phòng nhỏ a. Khi áp suất tăng nước chảy qua khe b' vào phòng b. Áp

suất p_2' đẩy guồng về bên trái kéo theo đĩa. Như vậy khe hở b' giảm, trong khi đó chất lỏng vẫn tiếp tục vào phòng a, áp suất tăng và tạo ra một lực tương đương với lực chiều trục kéo guồng trở lại vị trí ban đầu.

5. Làm bơm nhiều guồng có cửa hút đối xứng: về căn bản nó giống như bơm có guồng kép.

1.3.1.13. Hiện tượng xâm thực

Khi làm việc chất lỏng chuyển động vào miệng bơm phía trước guồng động là nơi có áp suất tuyệt đối thấp. Nếu áp suất ở đây đạt dưới áp suất sôi ở nhiệt độ làm việc thì chất lỏng sẽ chuyển sang thể hơi, đồng thời các khí hoà tan cũng tách ra khỏi chất lỏng. Tiếp đó chất lỏng vào guồng rồi sẽ lên ống đẩy. Nhưng áp suất không cố định mà luôn luôn tăng. Áp suất tăng, hơi sẽ ngưng tụ và khí lại hoà tan. Phần thể tích của bóng hơi và khí sẽ bị chất lỏng dồn vào nhanh chóng đạt áp suất khoảng 100 – 1000at. Hiện tượng đó tạo ra va đập thủy lực, bào mòn những phần kim loại có cấu tạo không chắc, gây sự ăn mòn nhiệt và điện hoá học. Kèm theo đó còn gây ra rung động, ồn do va chạm trong bơm, làm giảm hiệu suất bơm. Đối với bơm cao áp (thép) xâm thực tạo ra rãnh phẳng và nhẵn.

Nguyên nhân của hiện tượng xâm thực là:

1. Vận tốc cục bộ của chất lỏng tăng trong rãnh guồng.
2. Cửa vào hẹp vì có chiều dày của guồng.
3. Trở lực gây ra do mặt chi tiết không nhẵn.
4. Áp suất và vận tốc phân bố không đều vì lực ly tâm.
5. Sự thay đổi hướng chuyển động của chất lỏng ở ống hút.
6. Chiều cao hút quá lớn.
7. Áp suất khí quyển quá thấp so với bình thường.

Thủ tiêu hẳn hiện tượng xâm thực là không được nhưng có thể làm giảm bớt bằng các phương pháp: làm cạnh tròn ở những phần nhô lên; mép vào của cánh guồng nên làm tròn và mỏng; giảm vận tốc c_r và W đến cực tiểu bằng cách tăng chiều rộng rãnh guồng; ống hút nên làm rộng, ngắn, ít chỗ võng; nhiệt độ làm việc không cao quá nhiệt độ sôi ứng với áp suất khí; không cho chạy quá tải 25% lưu lượng cho phép.

Nếu tất cả các phương pháp trên không đạt yêu cầu thì có thể thay vật liệu làm bơm bằng thép không gỉ hoặc đồng thau.

1.3.1.14. Chiều cao đặt bơm

Do hiện tượng xâm thực nên phải giới hạn chiều cao độ hút. Chiều cao hút giới hạn tính theo công thức:

$$z_{l\max} \leq \frac{p_l}{\rho g} - \left[\frac{p_t}{\rho g} + \sum h_l + \frac{v_l^2}{2g} + h_{xt} \right], \quad m \quad (1-94)$$

trong đó:

p_1 - áp suất ở bể hút, N/m^2 ;

p_t - áp suất hơi bão hoà của chất lỏng được vận chuyển ở nhiệt độ hút, N/m^2 ;

$\sum h_1$ - tổng trở lực trên đường hút, m;

v_1 - vận tốc trong ống hút, m/s ;

h_{xt} - tổn thất tính đến hiện tượng xâm thực; h_{xt} được xác định theo công thức:

$$h_{xt} = \left(\frac{5,62n\sqrt{Q}}{C} \right)^{4/3}, \text{ m}$$

C - hệ số xâm thực, $C = 500 - 1000$.

1.3.1.15. Điều chỉnh bơm

Điều chỉnh bơm nhằm làm thay đổi những thông số cơ bản của bơm (áp suất và lưu lượng), gồm các cách điều chỉnh sau:

1. Phương pháp tiết lưu trên ống đẩy bằng cách đóng mở van chặn – thực chất là làm tăng trở lực dòng chất lỏng. Không nên tiết lưu trên ống hút, vì như vậy dễ gây đứt đoạn dòng chất lỏng. Chỉ tiết lưu trên ống hút khi nào chiều cao hút z_1 có trị số âm.

2. Thay đổi số vòng quay của bơm.

3. Làm hẹp rãnh guồng động bằng cách xoay (thay đổi góc độ) – cánh guồng (chỉ áp dụng cho bơm lớn).

4. Thay đổi góc độ thiết bị hướng (với bơm lớn).

5. Cho một ít không khí lẫn vào dòng chất lỏng.

6. Dẫn chất lỏng ngược lại ống hút (dùng cho hệ thống).

7. Nếu là bơm nhiều cấp thì chuyển từ làm việc nối tiếp sang làm việc song song.

1.3.1.16. Các chỉ tiết chủ yếu của bơm ly tâm

1. Trục bơm ly tâm chế tạo bằng thép cacbon chất lượng tốt, hoặc bằng thép hợp kim. Trong trường hợp thép không chịu được ăn mòn hoặc nhiệt độ làm việc thì nên dùng đồng thanh hoặc bạc đồng thanh (thí dụ bơm vận chuyển oxy lỏng). Tính toán trục theo bền xoắn nhờ công thức (1-74) và kiểm tra ổn định về dao động của trục theo công thức:

$$\text{hoặc:} \quad \left. \begin{array}{ll} n \leq 0,7n_{th} & \text{nếu} \quad n < n_{th} \\ n \geq 1,3n_{th} & \text{nếu} \quad n > n_{th} \end{array} \right\} \quad (1-95)$$

trong đó: n_{th} - số vòng quay tới hạn (vận tốc tới hạn) của trục và được xác định theo công thức:

$$n_{th} = 300 \sqrt{\frac{k}{m}}, \text{ vg/ph} \quad (1-96)$$

m - khối lượng của guồng động và của trục, kg;

k - độ cứng của trục tại nơi mắc guồng động;

$$k = \frac{3EJ(l_1 + l_2)}{gl_1^2 l_2^2} \quad (1-97)$$

E - môđun đàn hồi của vật liệu làm trục, N/m^2 ;

J - mômen quán tính của tiết diện trục tại nơi mắc guồng động, m^4 ;

l_1, l_2 - khoảng cách từ các ổ đỡ đến guồng động, m;

g - gia tốc trọng trường, m/s^2 .

Nếu là bơm nhiều cấp thì k có thể xác định theo công thức:

$$k = \frac{384EJ}{5gl^2} \quad (1-98)$$

trong đó: l - khoảng cách giữa hai ổ đỡ, m.

2. Guồng động của bơm thấp áp ($u_2 \leq 35 - 40 \text{ m/s}$) có thể làm bằng gang, với bơm áp suất cao thì làm bằng đồng thanh và thép. Loại guồng bằng đồng thanh có vận tốc vòng u_2 tới 80 m/s để gia công, ít ma sát thủy lực, chống mài mòn và chống ăn mòn tốt. Guồng có hai loại: guồng hở không có đĩa trước và guồng kín có cả đĩa trước (nghĩa là có hai đĩa). Dù là guồng hở hoặc guồng kín thì đều đúc liền khối với các cánh guồng. Chiều dày đĩa guồng càng về phía trục càng lớn.

Vận tốc vòng cực đại của guồng xác định theo công thức:

$$u_{max} = \sqrt{\frac{98,1\sigma_{cp}}{\rho}}, \text{ m/s}$$

trong đó:

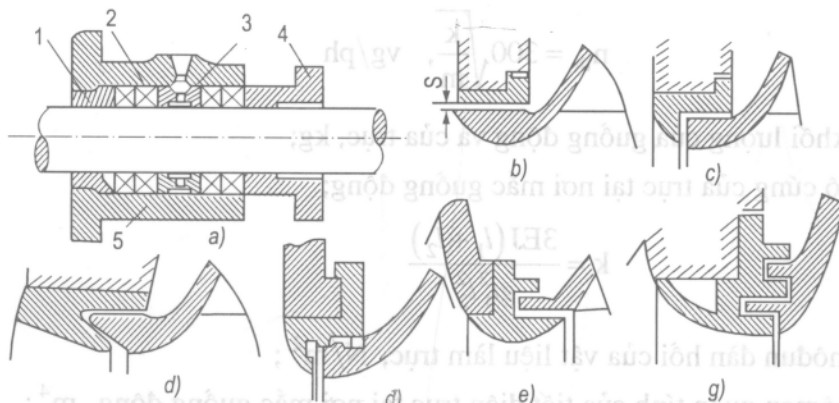
ρ - khối lượng riêng của 1 cm^3 vật liệu, kg/cm^3 ;

σ_{cp} - ứng suất cho phép của vật liệu làm guồng, N/cm^2 .

3. Hộp đệm bít kín vỏ tại chỗ trục đi qua (hình 1.24a): gồm vỏ hộp đệm 5, trong đó có các đệm 2, để hộp đệm 1 để giữ không cho đệm chui vào bơm và bạc chèn 4 để ép các đệm tạo nên áp suất bít kín.

Hộp đệm ở phía hút thường có đường đưa nước vào để tạo ra van thủy lực, tăng cường bít kín không cho không khí lọt vào.

4. Vỏ bơm một cấp có biên dạng xoắn ốc (hình 1.19), còn ở bơm nhiều cấp thì chỉ có vỏ cấp cuối cùng mới có biên dạng xoắn ốc, vì chất lỏng chỉ cần qua guồng hướng rồi trực tiếp vào không gian vành khăn để dẫn tới cấp sau.



Hình 1.24

Vỏ các bơm hiện đại thường gồm hai nửa: nửa trên và nửa dưới, với mặt phân cách nằm ngang đi qua trục bơm. Vỏ bơm nhiều cấp tạo thành từ phần vỏ của từng cấp phân cách theo mặt phẳng thẳng đứng và được ghép với nhau bằng các bulông giằng song song với trục bơm. Ở mỗi một cấp của bơm cần phải có một van nhỏ ở chỗ cao nhất để xả khí bơm và một van nhỏ ở chỗ thấp nhất để xả nước (hoặc chất lỏng) khi dừng bơm lâu. Giữa vỏ bơm và guồng động có các khe bít kín khúc khuỷu (hình 1.24b, c, d, đ, e, g).

1.3.1.17. Quy tắc lắp đặt và vận hành bơm ly tâm

Khi lắp đặt và vận hành bơm ly tâm cần tuân theo các quy tắc sau:

1. Trục bơm phải nằm ngang, nếu không trục sẽ lệch.
2. Nếu bơm nối trực tiếp với động cơ thì trục bơm và trục động cơ phải đồng tâm, nếu không tiêu hao công trên ổ đỡ sẽ rất lớn, ổ đỡ sẽ nóng và chóng hỏng.
3. Nếu bơm được truyền động qua các bộ truyền thì các trục của chúng phải song song với nhau.
4. Các bulông bệ chỉ được xiết khi dung dịch xi măng đã đông cứng.
5. Đệm trong các hộp đệm phải mềm và được thấm muối dầu.
6. Mỗi bơm qua phễu có van nhỏ đặt ở chỗ cao nhất trên thân bơm. Để đơn giản có thể nối vào đó một đường ống chất lỏng và dẫn chất lỏng tới mỗi qua đường này, nhưng vẫn phải có phễu để kiểm tra xem bơm đã được mỗi thật chưa, đường hút và bơm có kín không.
7. Quy tắc trên sẽ không thực hiện khi bơm đặt dưới mức chất lỏng. Trường hợp này muốn mỗi bơm chỉ việc mở van hút.
8. Trên đầu ống hút cần đặt xupáp tiếp nhận và lưới tiếp nhận.
9. Đường kính ống hút không được nhỏ hơn đường kính miệng hút của bơm, nếu ống hút có đường kính lớn hơn thì cần có đoạn chuyển tiếp.

10. Van hút chỉ cần thiết khi bơm đặt dưới mức chất lỏng, mà nhất thiết phải là loại van tấm chắn.

11. Đầu ống hút phải đặt sâu dưới mực nước ít nhất 0,5m và cũng đặt cách đáy thùng ít nhất 0,5m (nếu có thể).

12. Chiều cao hút xác định theo công thức (1-94).

Khi vận chuyển nước lạnh, chiều cao hút cũng không được quá 6 – 7m.

Khi nhiệt độ nước cao hơn 60°C thì chiều cao hút z_1 thường có giá trị âm, có nghĩa là bơm phải đặt thấp hơn mức chất lỏng với giá trị z_1 đã tính được.

13. Nếu ống hút tạo thành từ những đoạn ống riêng biệt thì nên nối chúng bằng hàn hoặc bằng bích chế tạo chính xác.

14. Phải bố trí ống hút luôn luôn hướng lên về phía bơm, không nên có đoạn nằm ngang và tuyệt đối không được có đoạn đi xuống, vì ở đây sẽ là nơi tạo ra các bóng khí làm đứt dòng chất lỏng.

15. Nếu ống đẩy ngắn thì chỉ cần dùng loại van đẩy kiểu tấm chắn. Nếu ống đẩy dài thì cần thêm van một chiều sau van đẩy, ngoài ra phải có một đường vòng qua hai van này mà ở trên đường vòng chỉ bố trí một van tấm chắn phụ.

16. Bơm khởi động theo thứ tự: mở bơm; đóng van đẩy; đóng điện (cho bơm chạy); dần dần mở van đẩy phụ ở đường vòng (nếu ống đẩy dài); mở van đẩy chính; đóng van đẩy phụ (nếu ống đẩy dài).

17. Dầu bôi trơn các ổ đỡ là dầu xilanh đã được lọc sơ bộ. Sau 10 – 15 ngày cần thay dầu hoàn toàn và rửa các ổ đỡ bằng dầu hỏa.

18. Cần định kỳ tháo bơm để lau chùi, trước khi lắp cần bôi trơn các bề mặt có chuyển động tương đối và bề mặt bên trong rãnh xoắn ốc cần quét sơn, nhựa đường.

Các sai sót của bơm ly tâm trong quá trình làm việc và nguyên nhân sinh ra các sự cố này cho ở bảng 1.9.

Bảng 1.9

Sự cố	Nguyên nhân
Bơm không cung cấp chất lỏng	Số vòng quay không đủ; không mở bơm và ống hút trước khi chạy; lưới tiếp nhận bị kẹt; xupáp tiếp nhận hỏng; bơm chứa một phần hoặc chứa đầy không khí; ống hút và hộp đệm không kín; trở lực ống hút và ống đẩy rất lớn; van đẩy bị đóng; bơm đặt quá cao
Lúc đầu bơm cung cấp chất lỏng, sau đó giảm dần, có khi giảm tới không (0)	Ống hút không kín; hộp đệm không kín; tắc ống và tắc bộ phận tiếp nhận; guồng động chuyển dịch chiều trục; các van mở không hết; điện thế bị sụt; đai bị trượt (khi có truyền động đai); nhiệt độ chất lỏng được vận chuyển bị tăng lên.

Bảng 1.9 (tiếp theo)

Sự cố	Nguyên nhân
Bơm tiêu thụ công suất quá mức	Ngổn trục bị vướng trong ổ đỡ; trục bơm có độ võng lớn và guồng động bị vướng vỏ; đĩa tháo tải không làm việc; lực chiều trục rất lớn do áp suất chiều trục lớn; các bộ phận bên trong bơm bị vướng
Bơm không đạt chiều cao áp lực cần thiết	Số vòng quay không đủ; guồng động và các vòng bít kín bị bào mòn (ở khe bít kín khúc khuỷu)
Bơm rung động khi làm việc	Bulông bệ bị yếu; trục bơm và trục động cơ không đồng tâm; nối trục bị tuột ra
Vỏ bơm bị đốt nóng	Bơm đã làm việc rất lâu khi van đóng; nhiệt độ của chất lỏng được vận chuyển quá cao
Đĩa tháo tải bị đốt nóng	Van dẫn nước đến đĩa tháo tải bị đóng; van dẫn nước hoặc kênh dẫn bị tắc
Các ổ đỡ bị đốt nóng	Dầu bôi trơn bị bẩn; chất lượng dầu kém; dầu bôi trơn chảy hết khỏi ổ đỡ; ít dầu; các vòng bôi trơn không quay; mô tơ và bơm không đồng trục; trục bơm không nằm ngang; các bạc của ổ đỡ bị hỏng; các bạc bị xiết chặt quá; đai truyền quá căng
Hộp đệm bị đốt nóng	Nắp hộp đệm xiết quá căng; đệm quá cứng; nắp chèn bị nghiêng

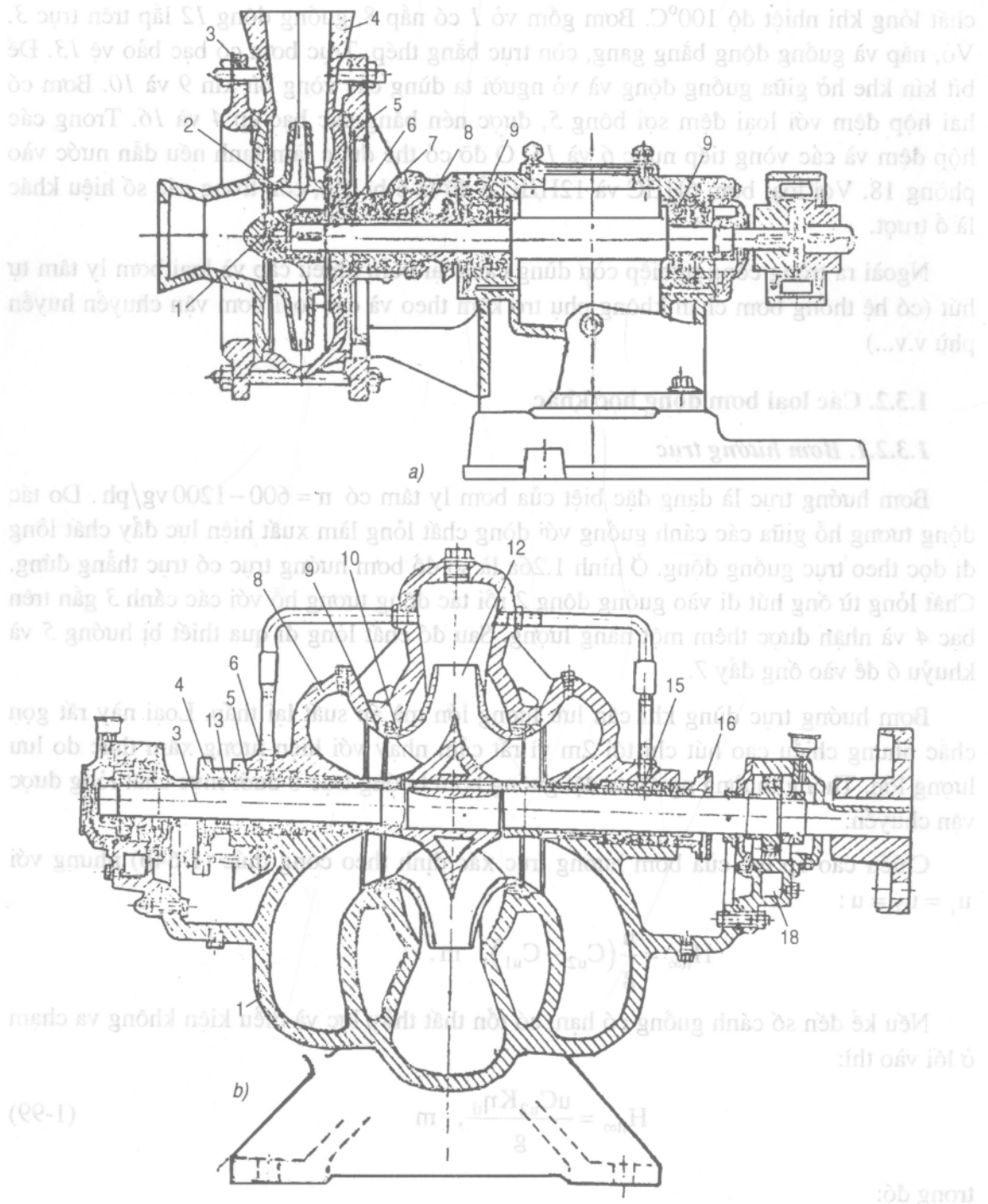
1.3.1.18. Các loại bơm ly tâm thông dụng

Bơm ly tâm được dùng trong công nghiệp để bơm nước và bơm các chất lỏng làm việc. Tùy theo tính chất của chất lỏng như độ nhớt, tính ăn mòn hóa học, tính dị thể (có hạt rắn lơ lửng) mà bơm có những cấu tạo rất đa dạng, song về nguyên tắc vẫn gồm những bộ phận chủ chốt như đã nêu ở trên.

Bơm ly tâm nằm ngang hút một phía được dùng phổ biến trong công nghiệp. Khi vận chuyển các chất lỏng có tính ăn mòn, bơm được chế tạo từ các vật liệu bền hoá học như gang chống axit (ferosilic), thép không gỉ, hợp kim của chì và antimon, đồ gốm, diabat và các vật liệu bền hoá học khác. Các bộ phận bên trong được lót cao su hoặc được phủ êpôxy để chống ăn mòn.

Ở hình 1.25a là bơm chịu axit. Nhờ mặt bích bằng gang 3 mà vỏ bơm 4 được ghép chặt vào giá bơm bằng gang. Vỏ bơm được chế tạo từ gang ferosilic. Trục côngxôn 6 được lắp thật đúng tâm vào các ổ bi 9. Hộp đệm 7 giữ vai trò ổ đỡ phụ cho phần trục gần guồng động. Phần trục tiếp xúc với axit được bảo vệ bằng bạc ferosilic 8. Guồng động gắn chặt lên trục nhờ then và mũ ốc 1 làm bằng ferosilic, mũ ốc vặn chặt vào một mặt của guồng động. Mặt kia của guồng động được mài nhẵn và tiếp xúc với mặt dầu của bạc 8. Ở bơm có hộp đệm tháo được người ta dùng đệm bằng vật liệu mềm (thường là thừng amian có thấm các chất chịu axit). Để giảm tải trọng làm việc của hộp đệm trên bạc của guồng động người ta làm các cánh nhỏ 2, nhờ các cánh này mà axit được hút từ

hộp đệm đến miệng hút của bơm. Hộp đệm và tất cả vỏ bơm đặt ra ngoài phạm vi bể bơm để tránh các giọt axit rơi xuống bể. Động cơ điện truyền động trực tiếp qua nối trục đàn hồi và được đặt trên cùng một bệ với giá bơm. Loại bơm này được chế tạo với năng suất 1 - 110 m³/h. Vì axit thường bị rò rỉ qua hộp đệm, nên để vận chuyển axit người ta cũng dùng loại bơm nằm ngang một miệng hút không có hộp đệm.



Hình 1.25

Loại bơm một miệng hút thường có lực chiều trục, để khử lực chiều trục ta phải sử dụng các cơ cấu chế tạo phức tạp hoặc tốn năng lượng và chỉ tốt khi bơm có năng suất nhỏ và vừa. Với năng suất cao người ta thường dùng bơm hai miệng hút có thể khử lực chiều trục rất tốt. Ở hình 1.25b là mặt cắt dọc của bơm hai miệng hút loại HД dùng để bơm chất lỏng có năng suất khoảng 90 – 11500 m³/h, chiều cao áp lực 10 – 137m cột chất lỏng khi nhiệt độ 100°C. Bơm gồm vỏ 1 có nắp 8, guồng động 12 lắp trên trục 3. Vỏ, nắp và guồng động bằng gang, còn trục bằng thép. Trục bơm có bạc bảo vệ 13. Để bít kín khe hở giữa guồng động và vỏ người ta dùng các vòng bít kín 9 và 10. Bơm có hai hộp đệm với loại đệm sợi bông 5, được nén bằng các bạc ép 4 và 16. Trong các hộp đệm và các vòng tiếp nước 6 và 15. Ổ đỡ có thể được làm lạnh nếu dẫn nước vào phòng 18. Với loại bơm 6HДC và 12HДC ổ đỡ là ổ bi cầu, còn trong các số hiệu khác là ổ trượt.

Ngoài ra trong công nghiệp còn dùng các loại bơm nhiều cấp và loại bơm ly tâm tự hút (có hệ thống bơm chân không phụ trợ kèm theo và các loại bơm vận chuyển huyền phù v.v...)

1.3.2. Các loại bơm động học khác

1.3.2.1. Bơm hướng trục

Bơm hướng trục là dạng đặc biệt của bơm ly tâm có $n = 600 - 1200$ vg/ph. Do tác động tương hỗ giữa các cánh guồng với dòng chất lỏng làm xuất hiện lực đẩy chất lỏng đi dọc theo trục guồng động. Ở hình 1.26a là sơ đồ bơm hướng trục có trục thẳng đứng. Chất lỏng từ ống hút đi vào guồng động 2 rồi tác động tương hỗ với các cánh 3 gắn trên bạc 4 và nhận được thêm một năng lượng. Sau đó chất lỏng đi qua thiết bị hướng 5 và khuỷu 6 để vào ống đẩy 7.

Bơm hướng trục dùng khi cần lưu lượng lớn mà áp suất lại thấp. Loại này rất gọn chắc nhưng chiều cao hút chỉ tới 2m vì rất cảm nhạy với hiện tượng xâm thực do lưu lượng lớn. Thông thường người ta đặt guồng bơm hướng trục ở dưới mực chất lỏng được vận chuyển.

Chiều cao áp lực của bơm hướng trục xác định theo công thức (1-64b) nhưng với $u_1 = u_2 = u$:

$$H_{H\infty} = \frac{u}{g}(C_{u2} - C_{u1}), \text{ m.}$$

Nếu kể đến số cánh guồng có hạn, có tổn thất thủy lực và điều kiện không va chạm ở lối vào thì:

$$H_{H\infty} = \frac{uC_{u2}K\eta_{H\infty}}{g}, \text{ m} \quad (1-99)$$

trong đó:

$uC_{u2} = \text{const}$ - tích của vận tốc vòng và thành phần vận tốc ra chiếu trên nó, m²/s²;

K - hệ số tuần hoàn;

η_{II} - hiệu suất thủy lực.

Lưu lượng của bơm hướng trục xác định theo công thức:

$$Q = C_R \psi \eta_v \left(D^2 - d^2 \right) \frac{\pi}{4}, \text{ m}^3/\text{s} \quad (1-100)$$

trong đó:

C_R - vận tốc hướng trục của chất lỏng, m/s;

D - đường kính ngoài của guồng, m;

d - đường kính của bạc guồng, m;

ψ - hệ số chảy của dòng chất lỏng;

η_v - hiệu suất thể tích.

1.3.2.2. Bơm ma sát

1. Bơm xoáy lốc: bơm xoáy lốc thuộc loại bơm ma sát điển hình. Về cấu tạo, bơm xoáy lốc cũng có những bộ phận tương tự như bơm ly tâm, nhưng làm việc theo nguyên tắc hoàn toàn khác: dùng lực ma sát để hút, nén và đẩy chất lỏng.

Ở hình 1.26b là sơ đồ của bơm xoáy lốc, gồm guồng động 1 đặt trong vỏ 2. Chất lỏng được dẫn tới guồng động qua ống hút 4 và được đưa ra ngoài nhờ ống đẩy 5. Theo chiều quay của guồng động là kênh vòng 3 ở phần vỏ phía dưới giữa ống hút và ống đẩy. Phần giữa các ống này (ở phía trên) phải đảm bảo khe hở nhỏ nhất giữa guồng và vỏ.

Bơm xoáy lốc thường có hai loại guồng động: kín (hình 1.26c) và hở (hình 1.26d). Guồng kín có các cánh về hai phía và số cánh là 12 – 24. Guồng hở có các cánh hướng kính, số cánh 18 – 30.

Bơm xoáy lốc làm việc như sau: mỗi phần tử chất lỏng bị cuốn vào rãnh guồng động sẽ nhận được thêm một năng lượng rồi lại được văng trở lại vào kênh vòng 3, rồi lại tiếp tục bị cuốn vào rãnh guồng động để nhận thêm một năng lượng mới. Quá trình này cứ lặp đi lặp lại trên toàn bộ đường đi của chất lỏng trong bơm (theo đường xoắn đứt nét ở hình 1.26b), làm cho phần tử chất lỏng được tăng thêm năng lượng rất nhiều lần.

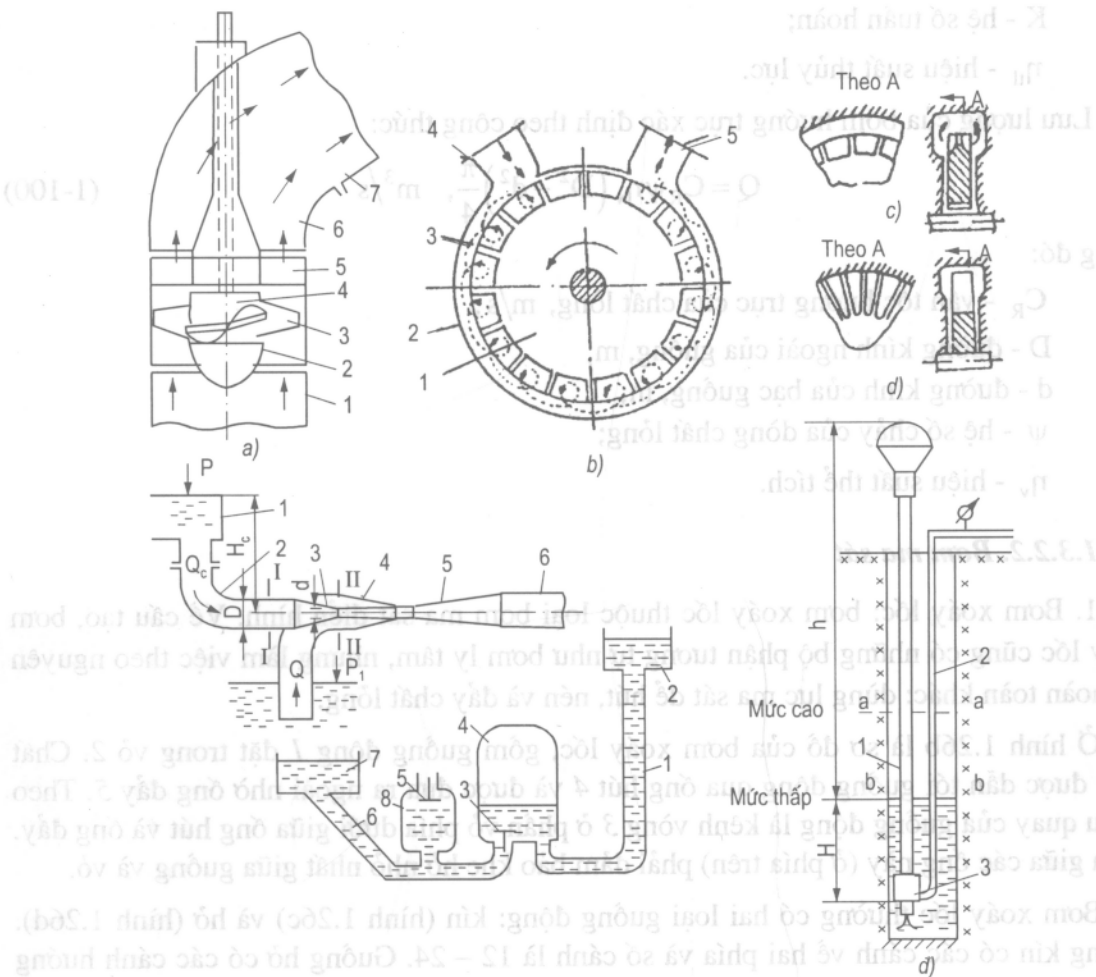
Bơm xoáy lốc tạo nên chiều cao áp lực gấp hai, ba lần bơm ly tâm có cùng kích thước guồng động và cùng số vòng quay. Ngoài ra, bơm xoáy lốc có khả năng tự hút (z_1 tới 4m). Nhưng do tiêu hao năng lượng cho ma sát rất lớn nên hiệu suất bơm thấp, chỉ đạt 0,25 – 0,48.

Chiều cao áp lực của bơm xoáy lốc tính theo công thức:

$$H = \frac{\psi u^2}{2g}, \text{ m}$$

trong đó: ψ - hệ số chiều cao áp lực, bằng 3,5 ÷ 4,5;

u - vận tốc vòng ở mép ngoài guồng động, m/s.



Hình 1.26

Đặc điểm của đặc tuyến bơm xoáy lốc là công suất tiêu hao và chiều cao áp lực tăng khi năng suất giảm. Vì vậy giá trị lớn nhất của công suất và của chiều cao áp lực đạt được khi năng suất $Q = 0$. Để tránh công suất và chiều cao áp lực quá lớn người ta đặt xupáp an toàn trên thân bơm hoặc trên đường ống đẩy và khi khởi động bơm phải mở hoàn toàn van đẩy.

Bơm xoáy lốc đã được sản xuất với lưu lượng $1,8 \div 22,7 \text{ m}^3/\text{h}$ khi chiều cao áp lực $16 \div 40 \text{ m}$.

Ngày nay người ta cũng đã sản xuất bơm ly tâm – xoáy lốc (cấp xoáy lốc ở sau) có lưu lượng $14,4 \div 22,7 \text{ m}^3/\text{h}$, chiều cao áp lực $80 \div 160 \text{ m}$ và chiều cao tự hút 6 m .

2. Bơm luồng (tuy e): để vận chuyển chất lỏng có thể dùng năng lượng của luồng chất làm việc (được phun vào phòng hỗn hợp) truyền cho chất lỏng được vận chuyển. Chất làm việc có thể là chất lỏng (ở trong tuy e nước), hơi hoặc khí (ở trong tuy e hơi hoặc khí). Ở hình 1.26đ là sơ đồ của bơm luồng. Chất làm việc từ nguồn năng lượng I

(có thể là thùng cao vị như ở hình vẽ, cũng có thể là bơm riêng, thùng chứa khí nén, hơi bão hoà hoặc quá nhiệt) theo ống dẫn 2 được đưa vào vòi phun 3, rồi đi ra khỏi vòi với động năng cực đại. Do đó tại tiết diện II – II áp suất sẽ là chân không, nhờ vậy chất lỏng được vận chuyển sẽ được hút theo ống 7 vào phòng hỗn hợp 4. Tại đây sẽ xảy ra sự trộn mãnh liệt giữa hai dòng, sau đó cả hai sẽ đi vào ống khuếch tán 5 rồi vào ống đẩy 6. Trong ống khuếch tán, động năng sẽ chuyển một phần thành thế năng, nghĩa là chiều cao áp lực tĩnh được nâng cao.

Nếu bơm luống đặt nằm ngang thì dùng phương trình Becnuli có thể xác định được chiều cao áp lực chân không tại phòng 4 (ứng với tiết diện II – II) là:

$$H_{ck} = \frac{8Q_c^2}{\pi^2 g} \left(\frac{1}{D^2} + \frac{1+\xi}{d^4} \right) \quad (1-101)$$

trong đó:

Q_c - lưu lượng chất làm việc, m^3/s ;

D - đường kính ống dẫn chất làm việc, m;

d - đường kính miệng ra của vòi phun, m;

ξ - hệ số trở lực của đoạn giữa các tiết diện I – I và II – II.

Hiệu suất của bơm luống là tỉ số công cấp cho chất lỏng được vận chuyển và công của luống chất làm việc:

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{\rho_c g Q_c H_c} \quad (1-102)$$

trong đó:

Q và Q_c - lưu lượng chất được vận chuyển và lưu lượng chất làm việc, m^3/h ;

H và H_c - chiều cao áp lực tương ứng, m;

ρ và ρ_c - khối lượng riêng tương ứng, kg/m^3 .

Hiệu suất η của bơm luống rất thấp khoảng 0,2 – 0,3.

Bơm luống được dùng để hút nước từ giếng sâu và để vận chuyển nước vào lò hơi.

Bơm luống nước thường có năng suất 0,015 – 0,030 m^3/s và áp lực 4 – 20m.

3. Bơm chân động: là loại bơm ma sát dùng để vận chuyển chất lỏng nhờ chuyển động tịnh tiến qua lại (do chấn động) của bộ phận làm việc. Các bộ phận chủ yếu của bơm là: bộ dao động điện từ, ống nâng nước và van một chiều.

Bộ dao động điện từ 1 nối trực tiếp với ống nâng nước và chúng cùng chuyển động tịnh tiến với tần số lớn (3000 dao động trong một giây), kết quả là tạo ra liên tiếp nội lực nén – chân không trong chất lỏng được vận chuyển. Nếu trong ống là chân không thì chất lỏng sẽ qua van một chiều vào ống nâng và được chuyển tiếp đi nhờ lực quán tính. Ưu điểm của bơm chân động là không cần độ sâu lớn của nước trong giếng. Nhược điểm

của bơm chân động là hiệu suất quá thấp ($\eta = 0,25 - 0,35$). Người ta đã chế tạo loại bơm chân động có năng suất $1-3\text{m}^3/\text{h}$.

4. Bơm sục khí: nguyên tắc làm việc của bơm sục khí là bình phải thông nhau và ở mỗi bình có chứa các chất lỏng có khối lượng riêng khác nhau.

Nếu ta dẫn khí nén qua ống 2 vào thiết bị hỗn hợp 3 (phần dưới của ống 1 chứa đầy chất lỏng - hình 1.26g) thì không khí tạo thành bọt trong chất lỏng. Do đó khối lượng riêng của chất lỏng giảm đi, còn hỗn hợp chất lỏng và không khí được nâng lên theo ống 1 rồi chảy qua miệng trên của ống. Để đảm bảo chiều cao đưa chất lỏng lên thì không khí phải có áp suất dư tương ứng với độ chìm sâu của ống nâng 1. Để tránh khí nén lọt ra ngoài cần phải đặt thiết bị hỗn hợp 3 cao hơn miệng dưới của ống từ 1 – 1,5m.

Nếu ký hiệu ρ_l là khối lượng riêng của chất lỏng và ρ_h là khối lượng riêng trung bình của hỗn hợp không khí và chất lỏng thì điều kiện để bơm làm việc được là:

$$k = \frac{H+h}{H} \leq \frac{\rho_l}{\rho_h}$$

trong đó:

H - chiều sâu nhúng nhỏ nhất, m;

h - chiều cao nâng từ mực nước vận chuyển đến miệng ra, m.

Khi chiều cao nâng trong khoảng 6 – 30m có thể lấy $\frac{H}{H+h} = 0,65 \div 0,7$.

Hiệu suất η của bơm sục khí phụ thuộc vào tỉ số $k = \frac{H+h}{H}$ và thường biến đổi từ 0,25 – 0,35 khi $k = 3 - 10$.

Lượng không khí cần thiết được xác định theo công thức:

$$Q_k = \frac{QH}{\eta 10 \ln \frac{h+10}{10}}, \text{ m}^3/\text{s} \quad (1-103)$$

trong đó:

Q_k - lưu lượng khí ở áp suất khí p_1 , m^3/s ;

H - chiều sâu nhúng, m;

h - chiều cao nâng, m;

η - hiệu suất bơm;

p_1 - áp suất khí nén lúc ban đầu, N/m^2 .

5. Bơm vít tải: là loại bơm ma sát, có cấu tạo giống như vít tải để vận chuyển các vật liệu rời.

Hiệu suất của bơm khoảng 0,56 – 0,75. Số vòng quay bơm 25 - 115 vg/ph, lưu lượng bơm $0,01 - 2,7\text{m}^3/\text{s}$ và chiều cao nâng chất lỏng 2,25 – 5,2m. Đường kính vít tải 0,28 – 3m.

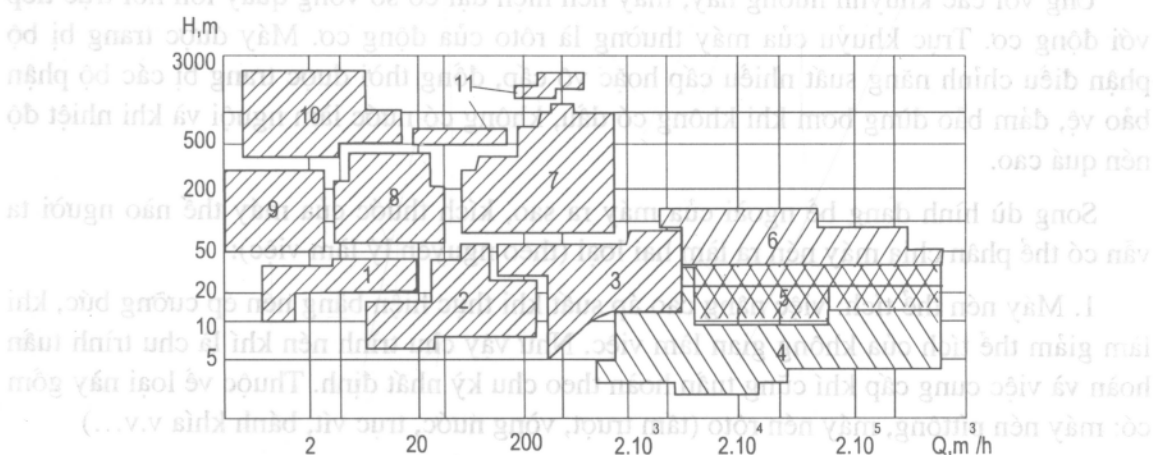
1.3.2.3. Taran thủy lực

Taran thủy lực là loại bơm nước nhờ năng lượng va đập thủy lực. Ở các nơi có địa hình thuận lợi người ta thường hay xây dựng taran thủy lực. Điều kiện cơ bản để taran thủy lực có thể làm việc được là thiết bị phải đặt thấp hơn nguồn chất lỏng. Cấu tạo của taran gồm bầu khí 4, xupáp 3. Bầu khí nối với nguồn chất lỏng 7 qua ống dẫn 6 và nối với bể chứa 2 qua ống dẫn 1. Trên đường dẫn 6 còn có bầu nhận 8 với xupáp va đập 5 (hình 1.26e).

Nước từ nguồn tự chảy vào taran. Dưới áp suất xupáp 5 nâng lên đẩy đường nước thoát ra ngoài tạo ra va đập thủy lực, do đó xupáp 3 mở và một phần chất lỏng được đi vào bầu khí làm áp suất trong bầu tăng lên. Dưới áp suất này, nước được đẩy vào ống dẫn 1 rồi lên bể chứa 2. Sau khi va đập, áp suất trong ống dẫn giảm xuống, xupáp va đập 5 và xupáp 3 hạ xuống do trọng lượng bản thân. Nước lại từ nguồn chảy vào và chu kỳ lại lặp lại như trên.

1.4. VÙNG ỨNG DỤNG THÍCH HỢP CỦA CÁC LOẠI BƠM

Các loại bơm được ứng dụng thích hợp trong một khoảng chiều cao áp lực và khoảng lưu lượng nhất định. Ở hình 1.27 là đồ thị biểu diễn vùng ứng dụng thích hợp của các loại bơm: vùng 1 – bơm xoáy ốc và ly tâm – xoáy ốc; vùng 2 – bơm ly tâm một miệng hút (loại K); vùng 3 – bơm ly tâm hai miệng hút (loại D); vùng 4 – bơm hướng trục; vùng 5 – bơm hướng chéo; vùng 6 – bơm ly tâm trục thẳng đứng; vùng 7 – bơm ly tâm nhiều cấp; vùng 8 – bơm pittông; vùng 9 – bơm một trục vít; vùng 10 – bơm ba trục vít; vùng 11 – bơm pittông tác dụng nhiều lần



Hình 1.27

Chương 2

MÁY NÉN

2.1. PHẠM VI ỨNG DỤNG CỦA MÁY NÉN TRONG CÔNG NGHIỆP

Ngày nay không có ngành công nghiệp hoặc kỹ thuật nào là không dùng khí nén. Khí nén có nhiều công dụng khác nhau: là tác nhân mang năng lượng (dùng để khuấy trộn trong thiết bị phản ứng), là tác nhân mang tín hiệu điều chỉnh (trong kỹ thuật tự động) và là nguyên liệu để sản xuất ra các sản phẩm nhất là trong công nghiệp hoá học.

Muốn có khí nén phải dùng các máy nén khí.

Máy nén đã xuất hiện từ lâu, ngay từ thời cổ đã có các loại máy thổi khí dùng trong sản xuất đồng và sắt, kể cả những máy thổi khí chạy bằng sức nước. Tới thế kỷ thứ 18 máy nén pittông xuất hiện và nửa đầu thế kỷ 19 các loại quạt ly tâm, hướng trục cũng đã ra đời cùng với sự xuất hiện của truyền động hơi nước và điện.

Những năm gần đây công nghiệp chế tạo máy nén đã đạt được những thành tựu lớn: sản xuất ra những máy nén pittông có năng suất hàng 10000 m³/h và áp suất tới vài nghìn atmốtphe; những máy nén ly tâm với năng suất 10⁵ m³/h, áp suất tới 100at; những máy nén trục vít có số vòng quay 10⁴ vg/ph và áp suất tới 10at.

Khuynh hướng phát triển của máy nén là giảm nhẹ khối lượng; tăng hiệu suất; tăng độ vững chắc khi làm việc; tự động hoá việc điều chỉnh năng suất và đảm bảo an toàn.

Ứng với các khuynh hướng này, máy nén hiện đại có số vòng quay lớn nối trực tiếp với động cơ. Trục khuỷu của máy thường là rôto của động cơ. Máy được trang bị bộ phận điều chỉnh năng suất nhiều cấp hoặc vô cấp, đồng thời được trang bị các bộ phận bảo vệ, đảm bảo dùng bơm khí không có dầu, không có nước làm nguội và khí nhiệt độ nén quá cao.

Song dù hình dạng bề ngoài của máy ra sao, kích thước của máy thế nào người ta vẫn có thể phân chia máy nén ra làm hai loại (theo nguyên lý làm việc):

1. Máy nén thể tích: việc nâng cao áp suất khí thực hiện bằng nén ép cưỡng bức, khi làm giảm thể tích của không gian làm việc. Như vậy chu trình nén khí là chu trình tuần hoàn và việc cung cấp khí cũng tuần hoàn theo chu kỳ nhất định. Thuộc về loại này gồm có: máy nén pittông, máy nén rôto (tấm trượt, vòng nước, trục vít, bánh khía v.v...)

2. Máy nén động học: việc nâng cao áp suất khí thực hiện bằng cách cấp động năng cưỡng bức cho khí từ các cơ cấu làm việc. Lúc này khí chuyển động cưỡng bức ổn định và động năng thu được sẽ biến thành thế năng. Thực tế thì chuyển động của khí có đặc

trung tuần hoàn không ổn định, nhưng vì tần số rất lớn và biên độ rất nhỏ nên có thể coi là ổn định. Thuộc về loại này có các máy nén ly tâm và hướng trục.

Máy nén thể tích có thể tạo ra được áp suất rất cao ứng với năng suất nhỏ, nhưng vì lực quán tính lớn nên khó nối trực tiếp với động cơ. Ngược lại, máy nén ly tâm tạo ra năng suất lớn nhưng áp suất lại không cao lắm và có ưu điểm là nối trực tiếp với động cơ. Song đó cũng chỉ là điều khác biệt tương đối. Ngày nay đã có loại máy nén thể tích có năng suất rất lớn với số vòng quay rất cao, ngược lại cũng có loại máy nén ly tâm với áp suất rất cao.

Phạm vi sử dụng của các loại máy nén cho ở bảng 2.1.

Bảng 2.1

Loại máy nén	Áp suất làm việc, at	Năng suất, m ³ /h
<i>Máy nén thể tích</i>		
1. Máy nén pittông	0 ÷ 3000 (và tới 100000)	0 ÷ 30000
2. Máy nén tấm trượt	0 ÷ 12	0 ÷ 6000
3. Máy nén vòng nước	0 ÷ 8	0 ÷ 9000
<i>Máy nén trục vít</i>	0 ÷ 10 (khí sạch)	0 ÷ 30000
<i>Máy nén cách mô</i>	0 ÷ 200 (khí hiếm, sạch)	0 ÷ 1000
<i>Máy nén động học</i>		
1. Máy nén ly tâm	0 ÷ 50	6000 ÷ 300000
2. Máy nén tuabin	0 ÷ 20	6000 ÷ 900000
3. Máy nén hướng trục	0 ÷ 10	Rất lớn

Ngoài ra, người ta còn phân loại máy nén theo các đặc điểm khác như:

1. Theo áp suất: áp suất cao, trung bình, thấp, chân không.
2. Theo năng suất: lớn, vừa, nhỏ.
3. Theo làm lạnh: có làm lạnh trong quá trình nén khí, có làm lạnh trung gian và không làm lạnh.
4. Theo số cấp: một cấp và nhiều cấp.
5. Theo số lần tác dụng: đơn, kép.
6. Theo truyền động: tay, động cơ hơi hoặc khí và động cơ điện.
7. Theo loại khí: không khí và các khí khác.

Tất cả các máy nén dù làm việc theo nguyên lý nào và thuộc loại nào đều có chu trình làm việc ngược với động cơ pittông hoặc tuabin.

Một số lý thuyết và tính toán của máy nén giống như của bơm chất lỏng, nhưng phải chú ý rằng chất lỏng trong bơm không bị nén ép, còn khí ở trong máy nén bị nén ép.

Ngoài các bài toán về nhiệt động và khí động học, khi tính bền các chi tiết và mối ghép của những máy này phải để ý tới khả năng rung động và va đập. Mặt khác phải chọn phương pháp điều chỉnh và điều khiển tự động, đồng thời phải thiết kế các hệ thống này. Cũng cần phải xác định các đặc tuyến của máy sẽ có khi vận hành, xây dựng các đặc tuyến này đối với các máy mới thường dựa trên những nguyên lý chung và dựa vào thí nghiệm ở loại máy tương tự.

2.2. CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA MÁY NÉN

Bất kể làm việc theo nguyên lý nào, các máy nén đều có ba thông số cơ bản:

1. Tỉ số nén ε : là tỉ số giữa áp suất khí ra p_d và áp suất khí vào p_h của máy nén:

$$\varepsilon = \frac{p_d}{p_h} \quad (2-1)$$

2. Năng suất Q : tính bằng khối lượng khí cung cấp bởi máy nén trong một đơn vị thời gian hoặc thể tích khí cung cấp bằng máy nén trong một đơn vị thời gian quy về điều kiện hút.

3. Công suất N : là công suất tiêu hao để nén và truyền khí.

Ngoài các thông số trên, cần chú ý tới: các hiệu suất của máy nén, các hệ số lưu lượng; áp suất và nhiệt độ khí vào p_h và t_h (hoặc T_h); áp suất và nhiệt độ khí ra p_d và t_d (hoặc T_d); đặc tính vật lý của khí nén gồm tỉ nhiệt, chỉ số đoạn nhiệt, vận tốc âm, khối lượng riêng, tính độc, tính cháy nổ, tính ăn mòn hoá học, phương trình trạng thái, các hằng số khí và các thông số ứng với phương trình đó.

2.3. CÁC PHƯƠNG TRÌNH TRẠNG THÁI CỦA KHÍ

Phương trình trạng thái của khí lý tưởng có dạng:

$$pv = RT \quad (2-2)$$

trong đó:

R - hằng số khí, J/kg $^{\circ}$ K;

v - thể tích riêng của khí, m 3 /kg;

p - áp suất tuyệt đối, N/m 2 ;

T - nhiệt độ tuyệt đối, $^{\circ}$ K.

Trong thực tế không có khí lý tưởng, nhưng nếu một loại khí nào đấy có nhiệt độ T cao hơn nhiệt độ tới hạn T_h rất nhiều và ở áp suất thấp thì có thể coi là khí lý tưởng. Đối với loại khí có nhiệt độ T gần nhiệt độ tới hạn T_h và có áp suất cao thì không thể coi là khí lý tưởng, do đó không dùng được phương trình (2-2) mà phải dùng phương trình trạng thái của khí thực. Phương trình trạng thái của khí thực mà chúng ta dùng để tính toán là:

$$p(v - b) = RT \quad (2-3)$$

hoặc:
$$pv = \xi RT \quad (2-4)$$

trong đó:

ξ - hệ số nén ép, đối với khí lý tưởng $\xi = 1$;

b - hiệu số thể tích của khí thực và khí lý tưởng khi ở cùng điều kiện nhiệt độ áp suất.

Quan hệ giữa ξ và b là:

$$\xi = 1 + \frac{pb}{RT};$$

$$b = \frac{RT}{p}(\xi - 1) \quad (2-5)$$

Ngoài ra, người ta còn dùng chỉ số sai lệch độ nén ép:

$$\beta = \frac{b}{p_0 v_0} = \frac{b}{273R} = \frac{T}{273} \left(\frac{\xi - 1}{p} \right) \quad (2-6)$$

rút ra:

$$b = 273R\beta;$$

$$\xi = \frac{273p\beta}{T} + 1$$

Như vậy thể tích riêng của khí thực được xác định theo công thức:

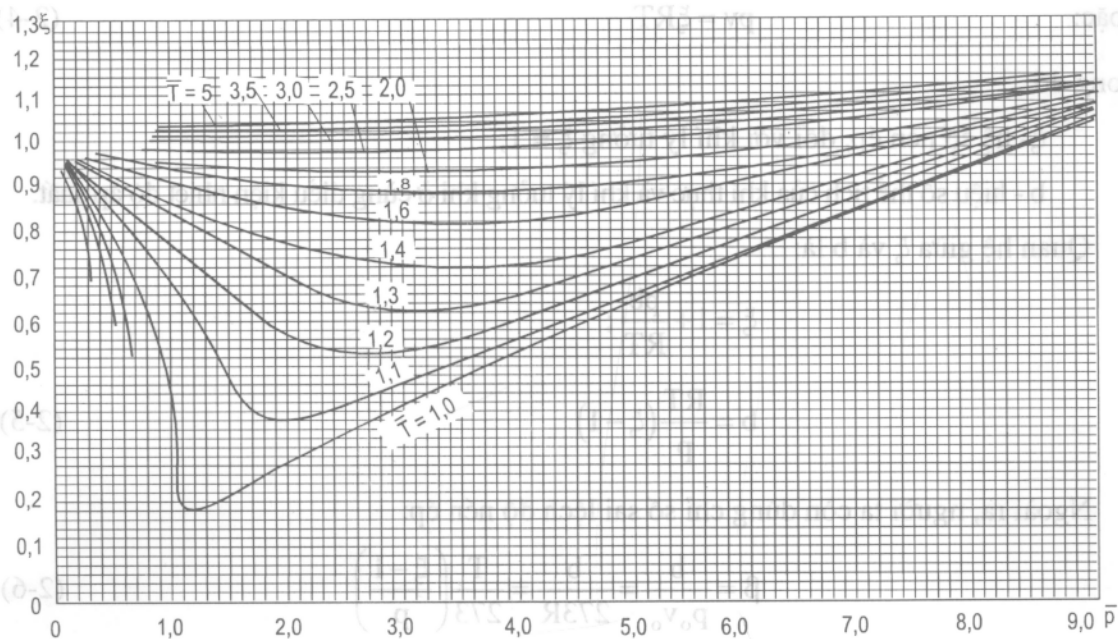
$$v = R \left(\frac{T}{p} + 273R\beta \right); \text{ m}^3/\text{kg}$$

Các giá trị của ξ tra ở đồ thị (hình 2.1) theo áp suất tương đối $\bar{p} = \frac{p}{p_{th}}$ và nhiệt độ

tương đối $\bar{T} = \frac{T}{T_{th}}$. Áp suất tới hạn p_{th} và nhiệt độ tới hạn T_{th} của các khí tra ở bảng 2.2.

Bảng 2.2

Khí	Nhiệt độ tới hạn T_{th} , °K	Áp suất tới hạn p_{th} , at	Khí	Nhiệt độ tới hạn T_{th} , °K	Áp suất tới hạn p_{th} , at
Ammoniác	405,4	111,5	Oxy	154,2	51,35
Cacboníc	304,1	73	Không khí	132,3	38,4
Sunfuaro	430,2	77,7	Mê tan	190,5	47,2
Oxít nitơ	179	65	Etylen	282,7	50,9
Oxít cacbon	134	35	Etan	305,1	48,8
Hyđrô	33,1	12,8	Axêtylen	309	62
Nitơ	125,9	33,5	Butan	426	36



Hình 2.1

2.4. MÁY NÉN THỂ TÍCH

Máy nén thể tích được sử dụng khi cần tạo áp suất lớn mà năng suất thì nhỏ hoặc vừa. Loại này gồm: máy nén pittông và máy nén rôto (máy nén trục vít, tấm trượt, vòng chất lỏng v.v...). Các loại máy nén thể tích cũng được dùng làm máy hút chân không để tạo độ chân không cao gần như tuyệt đối.

2.4.1. Máy nén pittông

Theo số lần tác dụng có thể chia thành: tác dụng đơn, tác dụng kép. Theo số cấp chia thành: máy nén một cấp, máy nén nhiều cấp. Theo áp suất chia ra: máy hút chân không, máy nén áp suất thấp ($p_2 < 10\text{at}$), máy nén trung áp ($p_2 = 10 \div 100\text{at}$) và máy nén cao áp ($p_2 > 100\text{at}$).

Theo năng suất chia ra: máy nén nhỏ ($Q < 10 \text{ m}^3/\text{ph}$), vừa ($Q = 10 \div 30 \text{ m}^3/\text{ph}$) và lớn ($Q > 30 \text{ m}^3/\text{ph}$).

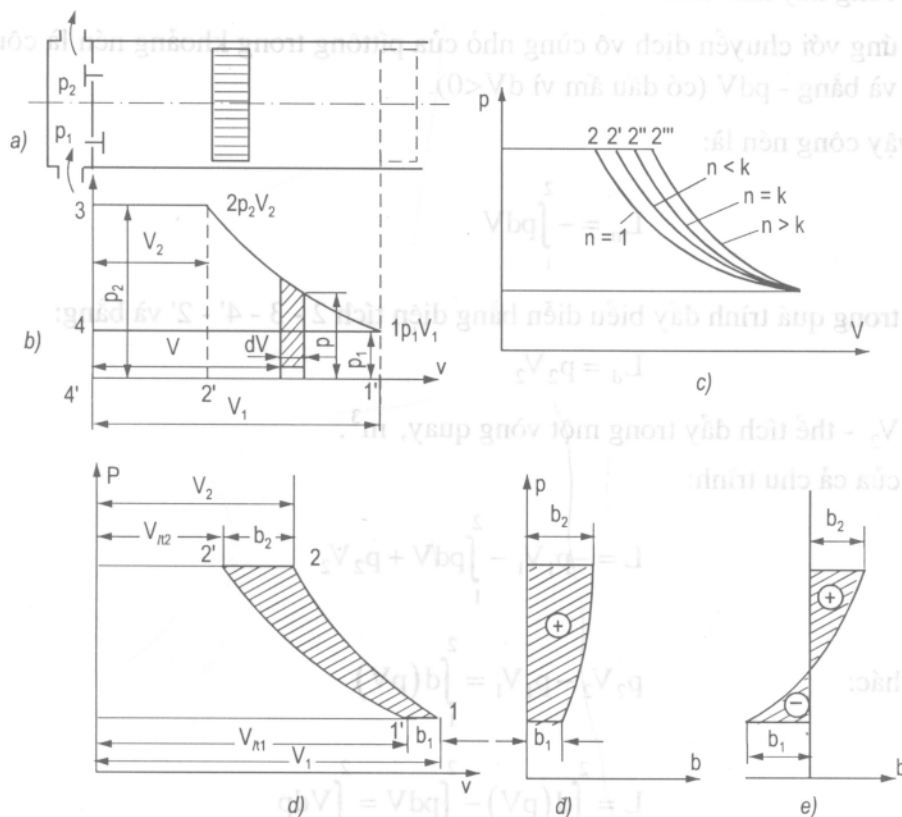
Theo vị trí xilanh: máy nén thẳng đứng, nằm ngang, chữ V, chữ L, hình sao.

Theo loại khí nén: máy nén không khí, máy nén các khí có tính chất đặc biệt (nổ, cháy, độc).

2.4.1.1. Nguyên lý làm việc và công nén trong chu trình lý thuyết của máy nén pittông một cấp

Máy nén pittông làm việc theo nguyên lý nén cưỡng bức, với các quá trình tiến hành tuần tự như sau: hút, nén, đẩy khí. Toàn bộ các quá trình này được lặp lại trong mỗi vòng quay của trục máy nén và được gọi là chu trình lý thuyết của máy nén. Ở hình 2.2a, b

là sơ đồ máy nén và đồ thị biểu diễn chu trình nén lý thuyết (đường 4 - 1 là đường hút khí khi áp suất không đổi; đường 1 - 2 là nén khí từ p_h đến p_d ; đường 2 - 3 là đẩy khí khi áp suất không đổi).



Hình 2.2

Quá trình hút và đẩy không phải là quá trình nhiệt động, vì trong quá trình này khí trong xilanh chỉ biến đổi về lượng chứ không biến đổi trạng thái.

Ở chu trình lý thuyết, quá trình hút chỉ xảy ra trong cả khoảng chạy của pittông. Ở thời điểm thay đổi hướng chạy (điểm 1), xupáp hút đóng lại và quá trình nén bắt đầu. Quá trình này kéo dài đến khi áp suất trong xilanh đạt tới áp suất đẩy p_2 , xilanh đẩy mở ra và quá trình đẩy khí ra khỏi xilanh bắt đầu. Khi pittông thay đổi hướng chạy lần thứ hai (điểm 3) thì xupáp đẩy đóng lại và xupáp hút bắt đầu mở ra.

Nếu quá trình nén tiến hành theo một trong các quá trình: đẳng nhiệt, đa biến, đoạn nhiệt thì chúng ta có các chu trình tương ứng: đẳng nhiệt, đa biến và đoạn nhiệt.

Công tiêu hao để thực hiện chu trình lý thuyết biểu diễn bằng diện tích 1-2-3-4 (hình 2.2b) và bằng tổng công của các quá trình hút, đẩy, nén.

Công do khí sinh ra trong quá trình hút là công âm:

$$L_h = p_1 V_1,$$

trong đó: V_1 - thể tích hút trong một vòng quay, m^3 .

Trên đồ thị công này được biểu diễn bằng diện tích 4 - 1 - 1' - 4'.

Công nén khí từ áp suất $p_1 = p_h$ tới $p_2 = p_d$ biểu diễn bằng diện tích 1 - 2 - 2' - 1'.
Cách tính công này như sau:

Công ứng với chuyển dịch vô cùng nhỏ của pittông trong khoảng nén là công dương (tiêu hao) và bằng $-pdV$ (có dấu âm vì $dV < 0$).

Như vậy công nén là:

$$L_n = - \int_1^2 pdV$$

Công trong quá trình đẩy biểu diễn bằng diện tích 2 - 3 - 4' - 2' và bằng:

$$L_d = p_2 V_2$$

trong đó: V_2 - thể tích đẩy trong một vòng quay, m^3 .

Công của cả chu trình:

$$L = -p_1 V_1 - \int_1^2 pdV + p_2 V_2$$

Mặt khác:
$$p_2 V_2 - p_1 V_1 = \int_1^2 d(pV)$$

Vậy:
$$L = \int_1^2 d(pV) - \int_1^2 pdV = \int_1^2 Vdp \quad (2-7)$$

Công riêng để nén 1 kg khí là:

$$l = \frac{L}{G} = \int_1^2 \frac{Vdp}{G} = \int_1^2 vdp, \quad J/kg \quad (2-8)$$

trong đó: G - khối lượng khí đẩy ra trong một vòng quay, kg.

Biết được quan hệ giữa v và p trong quá trình nén ta có thể xác định được công tiêu hao riêng l một cách dễ dàng.

Đối với khí lý tưởng $v = v_h$:

$$l_h = \int_1^2 v_h dp, \quad J/kg \quad (2-9)$$

Đối với khí thực vì $v = v_h + b$ nên:

$$l_h = \int_1^2 (v_h + b) dp = \int_1^2 v_h dp + \int_1^2 b dp, \quad J/kg \quad (2-10)$$

Số hạng thứ nhất là công trong chu trình lý thuyết nén khí lý tưởng. Số hạng thứ hai là công phụ gây nên sự sai lệch độ nén ép của khí thực. Đại lượng công phụ biểu diễn bằng diện tích 1 - 2 - 2' - 1' (hình 2.2d). Diện tích gạch chéo (hình 2.2đ) biểu diễn công

phụ $\int_1^2 bdp$ được tách riêng ra. Nếu $b < 0$, thì công phụ có thể âm (hình 2.2e).

Từ các công thức (2-9), (2-10) ta có thể tính cụ thể công riêng trong các chu trình lý thuyết đối với khí lý tưởng và khí thực:

1. Chu trình đẳng nhiệt:

a) Với khí lý tưởng có:

$$pv = RT_1 = \text{const};$$

hoặc:

$$p_1 v_1 = p_2 v_2.$$

$$\text{Rút ra:} \quad v = \frac{\text{const}}{p} = \frac{RT_1}{p} = \frac{p_1 v_1}{p} = \frac{p_2 v_2}{p}.$$

Thay giá trị của v vào công thức (2-9) ta có:

$$l_{Th} = \int_1^2 v dp = p_1 v_1 \int_1^2 \frac{dp}{p} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = p_2 v_2 \ln \frac{p_2}{p_1};$$

$$l_{Th} = RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1}, \quad \text{J/kg} \quad (2-11)$$

Trong trường hợp này công riêng để nén khí lý tưởng trong chu trình lý thuyết đoạn nhiệt phụ thuộc vào loại khí, nhiệt độ khí, vào tỉ số nén và không phụ thuộc vào áp suất đầu.

Công khi nén G kg khí là:

$$L_{lt} = GRT_1 \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (2-12)$$

b) Với khí thực:

$$\begin{aligned} l_{Th} &= \int_1^2 v_{lt} dp + \int_1^2 b dp = RT \int_1^2 \frac{dp}{p} + 273R \int_1^2 \beta dp = \\ &= RT \ln \frac{p_2}{p_1} + 273R \int_1^2 \beta dp, \quad \text{J/kg} \end{aligned} \quad (2-13)$$

$$\int_1^2 \beta dp = \int_0^2 \beta dp - \int_0^1 \beta dp = B_2 - B_1 = \Delta B_T,$$

trong đó:

B - đại lượng vô thứ nguyên, được gọi là chỉ số dư của năng lượng thể tích của khí thực;

ΔB_T - chỉ số dư của công trong chu trình đẳng nhiệt lý thuyết và có thể xác định theo công thức trên hoặc tính gần đúng theo công thức Simson:

$$\Delta B_T = \frac{1}{6}(\beta_1 + 4\beta' + \beta_2)(p_2 - p_1) \quad (2-14)$$

β_1, β', β_2 - tra trên đồ thị (ứng với $T_1, p_1, \frac{p_1 + p_2}{2}$ và p_2).

Công riêng để nén trong trường hợp này còn phụ thuộc cả vào áp suất đầu và cuối.

2. Chu trình đoạn nhiệt:

a) Với khí lý tưởng: quan hệ giữa p và v khí nén đoạn nhiệt được biểu diễn bằng công thức:

$$pv^k = \text{const}, \quad (2-15a)$$

trong đó:

$k = \frac{C_p}{C_v}$ - chỉ số đoạn nhiệt của khí lý tưởng;

C_p và C_v - tỉ nhiệt của khí khi áp suất và nhiệt độ không đổi.

Đối với khí một nguyên tử $k = 1,66 - 1,67$; với khí hai nguyên tử $k = 1,4 - 1,41$; với khí ba nguyên tử $k = 1,1 - 1,33$.

Đối với hỗn hợp khí chỉ số đoạn nhiệt xác định theo công thức:

$$\frac{1}{k-1} = \sum_{i=1}^n \frac{a_i}{k_i-1},$$

trong đó:

a_i - thành phần thể tích của cấu tử i ;

k, k_i - chỉ số đoạn nhiệt của hỗn hợp và của cấu tử i ;

n - số cấu tử có trong hỗn hợp.

Từ công thức (2-15a) ta có thể viết:

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k; \quad (2-15b)$$

rút ra:

$$v_2 = v_1 \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Tương tự có: $v = v_1 \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{k}}$

Dựa vào công thức (2-15) và (2-2) có:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}$$

Tương tự có: $T = T_1 \left(\frac{v_1}{v} \right)^{k-1}$

Thay v_1 và v_2 theo p_1 và p_2 ta có:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad T = T_1 \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Thay v vào công thức (2-9) ta có công riêng trong chu trình đoạn nhiệt của khí lý tưởng:

$$l_{Qh} = \int_1^2 v dp = p_1^{\frac{1}{k}} v_1 \int_1^2 \frac{dp}{p^{1/k}} = \frac{p_1^{\frac{1}{k}} v_1 k}{k-1} \left(p_2^{\frac{k-1}{k}} - p_1^{\frac{k-1}{k}} \right);$$

$$l_{Qh} = \frac{k p_1 v_1}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k R T_1}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right], \quad \text{J/kg} \quad (2-16)$$

trong đó:

p_1, p_2 - áp suất đầu và cuối, N/m^2 ;

v_1 - thể tích riêng của khí vào, m^3/kg ;

T_1 - nhiệt độ đầu, $^\circ\text{K}$.

Ở đây công riêng để nén khí lý tưởng trong chu trình đoạn nhiệt lý thuyết cũng chỉ phụ thuộc vào loại khí và nhiệt độ đầu, tỉ số nén, không phụ thuộc vào áp suất đầu hoặc cuối;

b) Với khí thực: chỉ số đoạn nhiệt thay đổi theo nhiệt độ và xác định theo công thức A.M.Rosen:

$$k_T = \frac{C_p}{C_p - p \left(\frac{dv}{dT} \right)_p} \quad (2-17)$$

Giá trị của k_T phụ thuộc vào áp suất và nhiệt độ, thường cho trong các bảng (bảng 2.3).

Bảng 2.3

Loại khí	Nhiệt độ, °K	Áp suất, N/cm ²						
		10	1000	2000	3000	6000	8000	10000
		k_T						
Nitơ	298	1,410	1,416	1,400	1,379	1,345	1,340	1,346
	373	1,406	1,419	1,426	1,419	1,377	1,342	1,373
	473	1,400	1,409	1,409	1,408	1,387	1,380	1,374
Hydrô	298	1,404	1,407	1,408	1,407	1,402	1,394	1,390
	373	1,398	1,399	1,400	1,401	1,396	1,393	1,388
	473	1,396	1,397	1,398	1,399	1,396	1,394	1,392
Oxít cacbon (CO)	298	1,400	1,433	1,414	1,394	1,349	1,344	1,341
	373	1,400	1,422	1,424	1,422	1,395	1,390	1,390
	473	1,399	1,407	1,415	1,422	1,408	1,403	1,398
Métan	298	1,32	1,36	1,28	1,24	1,22	1,21	1,21
	373	1,27	1,30	1,30	1,28	1,25	1,23	1,22
	473	1,23	1,26	1,25	1,25	1,24	1,24	1,23
Amoniác	423	1,271	1,355	1,086	1,073	1,079	1,083	1,094
	573	1,234	1,252	1,286	1,286	1,216	1,187	1,119
Hỗn hợp khí $N_2 + 3H_2$	298	1,405	1,407	1,406	1,404	1,397	1,398	1,395
	373	1,399	1,397	1,402	1,403	1,400	1,396	1,395
	473	1,398	1,400	1,402	1,407	1,403	1,398	1,395

Với đa số các loại khí k_T có giá trị ổn định trong khoảng nhiệt độ lớn, vì vậy có thể coi như k_T không đổi và bằng giá trị tại điểm trung bình có $p_{th} = \frac{p_1 + p_2}{2}$ trong quá trình nén. Do đó trong các công thức tính toán cho khí thực ta thay k bằng k_T .

Như vậy công đoạn nhiệt của khí thực là:

$$l_{Qt} = R \int_1^2 \frac{T dp}{p} + 273 \int_1^2 \beta dp, \quad \text{J/kg} \quad (2-18)$$

Biến đổi số hạng đầu ta có:

$$\begin{aligned} R \int_1^2 \frac{T dp}{p} &= R \int_1^2 T_1 \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} \frac{dp}{p} = \frac{KT_1}{p_1^{\frac{k_T-1}{k_T}}} \int_1^2 \frac{dp}{p^{\frac{1}{k_T}}} = \\ &= \frac{RT_1 k_T}{p_1^{\frac{k_T-1}{k_T}} (k_T-1)} \left(p_2^{\frac{k_T-1}{k_T}} - p_1^{\frac{k_T-1}{k_T}} \right) = \frac{RT_1 k_T}{k_T-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k_T-1}{k_T}} - 1 \right] \end{aligned}$$

Đây chính là công nén khí lý tưởng ứng với điều kiện nhiệt độ của khí thực.

Biến đổi số hạng thứ hai ta có:

$$\int_1^2 \beta dp = \Delta B_Q = \frac{(\beta_1 + 4\beta' + \beta_2)(p_2 - p_1)}{6} \quad (2-19)$$

trong đó:

ΔB_Q - chỉ số dư của công trong chu trình nén đoạn nhiệt:

β_1, β', β_2 - xác định ứng với T_1 và p_1 , $\frac{p_1 + p_2}{2}$ và nhiệt độ tương ứng, p_2 và T_2 .

Công riêng trong chu trình đoạn nhiệt của khí thực là:

$$l_{Qt} = R \left\{ \frac{T_1 k_T}{k_T - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} - 1 \right] + 273 \Delta B_Q \right\}, J/kg \quad (2-20)$$

3. Chu trình đa biến: là chu trình nén có tính chất tổng quát nhất:

a) Đối với khí lý tưởng khi chỉ số đa biến không đổi ($m = \text{const}$) thì được đặc trưng bằng công thức:

$$pv^m = \text{const} \quad (2-21)$$

hoặc:

$$p_1 v_1^m = p_2 v_2^m = pv^m$$

từ đó rút ra:

$$v = v_1 \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} \quad (2-22a)$$

Mặt khác có thể xác định được nhiệt độ ở trạng thái bất kỳ trong quá trình:

$$T = T_1 \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} \quad (2-23a)$$

b) Đối với khí thực thay $m = m_T$:

$$pv^{m_T} = \text{const}$$

từ đó có:

$$v = v_1 \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{1}{m_T}} \quad (2-22b)$$

$$T = T_1 \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{m_T - 1}{m_T}} \quad (2-23b)$$

trong đó: m_T - chỉ số đa biến nhiệt độ, xác định theo $p_{tb} = \frac{p_1 + p_2}{2}$ và nhiệt độ tương ứng.

Như vậy công riêng để nén khí trong chu trình đa biến có thể xác định theo những công thức tương ứng ở chu trình đoạn nhiệt nhưng thay k và k_T bằng m và m_T , nghĩa là khi nén khí lý tưởng:

$$l_n = \frac{RT_1 m}{m-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right], \quad \text{J/kg} \quad (2-24)$$

Đối với khí thực:

$$l_t = R \left\{ \frac{T_1 m_T}{m_T - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m_T-1}{m_T}} \right] + 273 \Delta B \right\}, \quad \text{J/kg} \quad (2-25)$$

Từ nhiệt động học cho thấy, các quá trình nén đẳng nhiệt và đoạn nhiệt chỉ là hai trường hợp đặc biệt của quá trình nén đa biến khi $m = 1$ và khi $m = k$. Vì vậy ta có thể tính công trong chu trình đẳng nhiệt và đoạn nhiệt bằng các công thức (2-24) và (2-25) khi thay chỉ số đa biến tương ứng với các quá trình đó. Khi thay $m = 1$, muốn tìm công riêng ta phải sử dụng quy tắc L'Hôpital.

Nếu biểu diễn các quá trình nén lên cùng đồ thị (hình 2.2c) thì thấy với sự tăng chỉ số đa biến m thì đường cong nén càng dốc và công tiêu hao càng tăng. Còn công riêng để nén khí theo chu trình đẳng nhiệt ($m = 1$) là nhỏ nhất.

4. Lượng nhiệt được lấy đi hoặc thu vào trong các chu trình: nhiệt được lấy đi hoặc cấp vào là nguyên nhân sinh ra các quá trình nén khác nhau và như vậy là các chu trình của máy nén cũng khác nhau.

Theo nguyên lý một của nhiệt động học thì lượng nhiệt lấy đi hay cấp vào cho khí trong quá trình nén được tính theo công thức:

$$Q_N = l_n - \Delta i, \quad \text{J/kg} \quad (2-26)$$

trong đó: l_n - công tiêu hao trong quá trình nén, J/kg;

$\Delta i = i_2 - i_1$ - biến thiên hàm nhiệt, J/kg.

Từ công thức trên ta thấy:

Khi nén khí lý tưởng ở quá trình đẳng nhiệt $T_1 = \text{const}$ thì $i_2 = i_1$ và:

$$Q_N = l_n, \quad \text{J/kg} \quad (2-27)$$

Nghĩa là muốn thực hiện chu trình nén đẳng nhiệt đối với khí lý tưởng cần phải lấy đi khỏi khí ngay trong quá trình nén một lượng nhiệt bằng toàn bộ công tiêu hao trong quá trình nén. Cũng có thể xác định lượng nhiệt đó theo công thức:

$$Q_N = T_1 (S_1 - S_2), \quad \text{J/kg}$$

trong đó: S_1 và S_2 - entropi của khí ở trạng thái hút và trạng thái đẩy.

Đối với khí thực khi nén đẳng nhiệt ở khu vực áp suất thấp và trung bình thì $i_2 < i_1$ và $Q_N > l_n$; ở khu vực áp suất cao $i_2 > i_1$ và $Q_N < l_n$. Như vậy nhiệt toả ra từ khí ở trường hợp đầu lớn hơn công tiêu hao, còn ở trường hợp sau thì nhỏ hơn công tiêu hao.

Đối với quá trình đa biến nói chung lượng nhiệt lấy đi hay cấp cho khí trong quá trình nén có thể xác định theo công thức:

$$Q_N = \left(\frac{k-m}{k-1} \right) l_n, \quad \text{J/kg} \quad (2-28)$$

hoặc:
$$Q_N = \frac{T_1 + T_2}{2} (S_1 + S_2), \quad \text{J/kg}$$

trong đó: k và m - chỉ số đoạn nhiệt và chỉ số đa biến của khí.

Như vậy lượng nhiệt lấy đi khỏi khí trong quá trình nén càng lớn thì chu trình càng gần đẳng nhiệt và công tiêu hao càng nhỏ. Đó là nguyên nhân cần làm lạnh máy nén ngay trong quá trình nén.

Khi khí thu nhiệt do ma sát thì chỉ số đa biến $m > k$ và công tiêu hao để nén khí là lớn nhất.

Chu trình lý thuyết chỉ đúng khi: trở lực của xupáp hút và đẩy bằng không, áp suất trong ống hút và đẩy không đổi, nhiệt độ khí trong giai đoạn hút và đẩy không đổi; cuối quá trình nén, tất cả khí trong xilanh phải được đẩy vào đường đẩy; không có tổn hao khí qua khe xupáp và xéc măng. Các máy nén thực hiện được chu trình lý thuyết gọi là máy nén lý tưởng.

2.4.1.2. Chu trình thực của máy nén pittông

Các máy nén thực tế đều thực hiện chu trình thực. Chu trình thực của máy nén được biểu diễn bằng đồ thị chỉ thị (hình 2.3).

Đồ thị chỉ thị biểu diễn sự biến đổi áp suất khí trong xilanh theo khoảng dời của pittông hay nói cách khác là theo sự biến đổi của không gian làm việc.

Các ký hiệu trên đồ thị:

V_h, V_H, V_x - thể tích không gian có hại của xilanh, thể tích quét được của pittông và thể tích xilanh, m^3 ;

V'_H - thể tích của khí được hút vào xilanh ở điều kiện áp suất p_a và nhiệt độ T_a , m^3 ;

V''_H - thể tích khí hút được ở điều kiện áp suất của khí trên đường hút p_1 và nhiệt độ khí T_1 ; m^3 ;

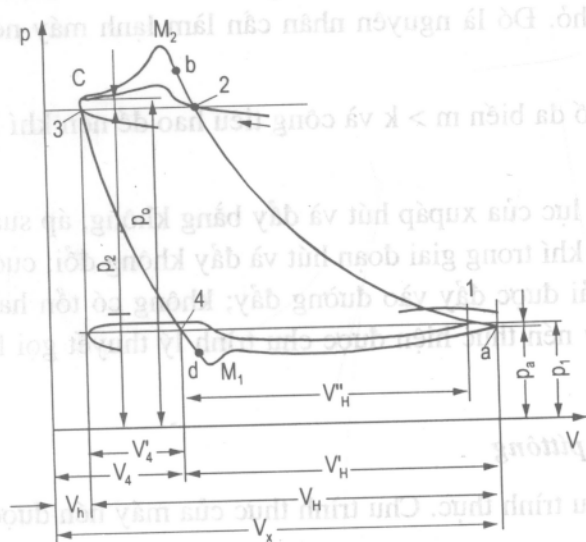
V_4 - khoảng không gian do khí dẫn nở từ khoảng hại chiếm mất;

d, b - các điểm ứng với lúc xupáp hút và đẩy mở;

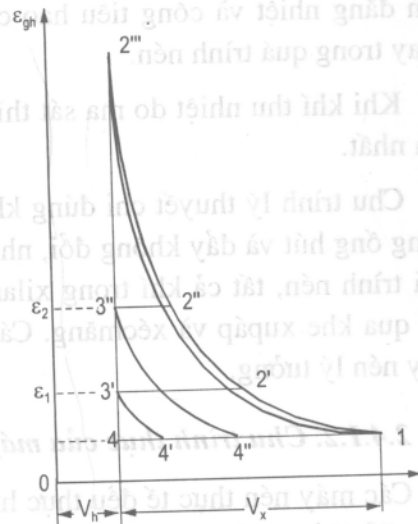
a, c - các điểm ứng với lúc xupáp hút và đẩy đóng;
 đường ad - ứng với quá trình hút;
 đường ab - ứng với quá trình nén;
 đường bc - ứng với quá trình đẩy;
 đường cd - ứng với quá trình giãn;

P_h, P_d - áp suất hút và đẩy trung bình trong xilanh.

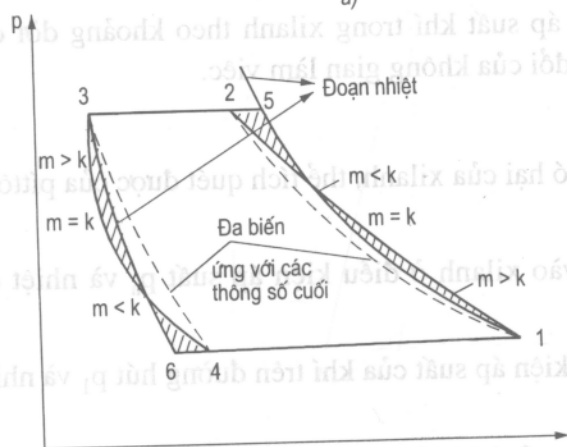
Qua đồ thị (hình 2.3) cho thấy chu trình thực của máy nén khác chu trình lý thuyết ở các điểm sau: khi pittông đổi chiều, quá trình hút không xảy ra ngay mà còn có quá trình giãn cd; đường hút và đẩy là đường ngoằn ngoèo, có cực tiểu (M_1) ở đường hút và cực đại (M_2) ở đường đẩy; các điểm bắt đầu và kết thúc của đường hút hoặc đẩy không nằm trùng với đường áp suất trong ống đẩy và hút; nếu so sánh ta thấy đường nén cũng không ứng với chỉ số đa biến $m = \text{const}$.



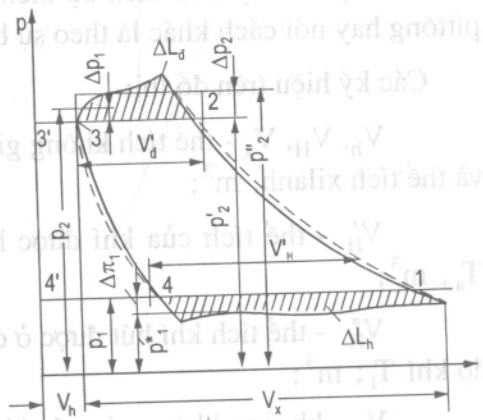
a)



c)



b)



d)

Hình 2.3

Có sự khác nhau như vậy giữa chu trình thực và lý thuyết của máy nén là:

1. Xilanh có khoảng hại V_h : vì có khoảng hại nên khi kết thúc quá trình đẩy không phải tất cả khí được đẩy khỏi xilanh, mà còn lại một phần khí trong khoảng hại, gồm phần thể tích giữa pittông (ở vị trí chết cuối quá trình đẩy) và xilanh, ở trong hộp xupáp và ở các rãnh xupáp. Do có khoảng hại, nên việc hút khí vào xilanh chỉ bắt đầu sau khi áp suất của khí còn lại trong khoảng hại giảm xuống bằng áp suất hút.

Do sự có mặt của khoảng hại đã làm xuất hiện đường cong dẫn cd , làm giảm thể tích có ích của xilanh trong quá trình hút, nhưng không tăng công tiêu hao riêng để nén khí.

2. Xupáp hút và đẩy có trở lực nên quá trình hút và đẩy chỉ xảy ra khi áp suất khí trong xilanh thấp hơn áp suất khí trong ống hút p_1 và cao hơn áp suất khí trong ống đẩy p_2 . Trở lực xupáp biến đổi trong cả khoảng đời của pittông vì vận tốc của khí biến đổi và giá trị lớn nhất của trở lực xuất hiện khi xupáp bắt đầu mở. Chính vì thế, ngay cả khi áp suất trong ống hút và đẩy không dao động thì đường hút ad cũng không phải đường thẳng.

Trở lực xupáp gây ra chủ yếu do lực đàn hồi của lò xo (để dễ điều chỉnh và không gây ra sự tiêu hao năng lượng vô ích). Xupáp cần phải đóng kín và mở kịp thời. Khi lò xo xupáp quá yếu, việc đóng sẽ chậm và do vậy đường nén và dẫn chuyển dịch theo hướng chạy của pittông. Khi lò xo quá mạnh, xupáp sẽ đóng trước và quá trình nén bắt đầu sau khi khí đã được dẫn nở, quá trình dẫn bắt đầu với áp suất khí cao.

Do lò xo quá mạnh và do dao động áp suất trong ống hút, ống đẩy quá lớn nên áp suất khí trên lá xupáp đôi khi không đủ để mở hoàn toàn xupáp. Trong trường hợp này lá xupáp rất dễ bị dao động giữa để và bộ phận giới hạn. Đường hút và đẩy có dạng làn sóng không ổn định.

Đó là một vài sai sót do xupáp gây ra, ảnh hưởng đến sự làm việc bình thường của máy nén.

Do xupáp có trở lực nên công riêng tiêu hao để nén khí tăng lên, dẫn đến năng suất riêng (hoặc năng suất) của máy nén cũng bị ảnh hưởng.

3. Áp suất trong ống hút và ống đẩy thay đổi (hoặc dao động) tùy theo vị trí của pittông: sự thay đổi áp suất gây ra do chuyển động không ổn định của dòng khí. Trong máy nén nhiều cấp, sự hút và đẩy khí ở không gian giữa các cấp của cấp sau và cấp trước tiến hành không đồng thời, đây cũng là nguyên nhân làm cho áp suất trong không gian giữa các cấp thay đổi (dao động).

Vì vậy trong thời gian hút và đẩy, áp suất khí trong xilanh cũng thay đổi.

Biên độ dao động áp suất có khi đạt tới 25% áp suất bình thường và cao hơn nữa.

Dao động của áp suất trong đường hút và đẩy ảnh hưởng tới năng suất của máy nén. Ảnh hưởng này càng lớn nếu áp suất ở cuối đường hút càng xa áp suất p_1 (p_1 - áp suất hút khí trong chu trình lý thuyết).

Trong tính toán, để đơn giản người ta dùng các đại lượng trung bình của áp suất khí đẩy p_2 và hút p_1 .

4. Có sự trao đổi nhiệt giữa khí và xilanh cùng pittông: do lần lượt bị đốt nóng và làm lạnh nên nhiệt độ của thành xilanh và pittông có giá trị trung gian giữa nhiệt độ khí hút và khí đẩy.

Khi bị hút qua các đường dẫn và dọc theo thành xilanh khí bị đốt nóng (vì ở giai đoạn này nhiệt độ khí thấp hơn nhiệt độ thành xilanh và pittông). Lúc bắt đầu quá trình nén nhiệt độ của khí vẫn thấp và khí vẫn thu nhiệt của thành xilanh, như vậy quá trình nén có $m > k$. Nhưng vì trong quá trình nén, nhiệt độ của khí tăng dần và tới một lúc nào đó thì nhiệt độ của khí bằng nhiệt độ thành xilanh (lúc này $m = k$), sau đó cao hơn nhiệt độ thành xilanh nên khí sẽ cấp nhiệt cho thành xilanh và như vậy $m < k$. Vậy thì kết quả của sự trao đổi nhiệt là chỉ số đa biến của đường cong nén biến đổi từ $m > k$ đến $m < k$.

Trong giai đoạn đẩy, sự trao đổi nhiệt vẫn tiến hành và quá trình giãn nở bắt đầu khi nhiệt độ khí thấp hơn so với nhiệt độ ở cuối quá trình nén. Trong quá trình giãn nở chỉ số đa biến lại biến đổi ngược lại từ $m < k$ đến $m > k$.

Ở hình 2.3b là các đường cong nén, giãn thực và các đường cong nén, giãn đoạn nhiệt, đa biến theo các thông số cuối.

So sánh công của đường nén thực và đường nén đoạn nhiệt trên đồ thị ta thấy có sự bù trừ về công. Như vậy khi tính toán ta có thể tính theo nén đoạn nhiệt với $m = k$.

5. Có sự rò khí qua xupáp, vòng bít kín (xéc măng) và hộp đệm: nếu khí rò qua xupáp hút, vòng bít kín, hộp đệm thì đường cong nén sẽ thoải hơn và đường cong giãn sẽ dốc hơn. Như vậy chỉ số đa biến biểu kiến của đường cong nén sẽ thấp hơn và của đường cong giãn sẽ cao hơn chỉ số đa biến thực khi không có sự rò khí.

Ngược lại, khi rò khí qua xupáp đẩy thì đường cong nén dốc hơn, đường cong giãn thoải hơn và các giá trị của chỉ số đa biến cũng ngược lại.

2.4.1.3. Năng suất của máy nén pittông

Năng suất của máy nén là thể tích khí được đẩy ra khỏi máy nén trong một đơn vị thời gian quy về điều kiện hút:

$$Q = \left(\frac{p_d T_h}{p_h T_d} \right) V_d, \text{ m}^3/\text{s} \quad (2-29)$$

trong đó:

V_d - lượng khí đẩy, m^3/s ;

p_d, p_h - áp suất khí ra và vào máy nén, N/cm^2 ;

T_d, T_h - nhiệt độ khí ra và vào máy nén, $^\circ\text{K}$.

1. Năng suất lý thuyết của máy nén pittông xác định tương tự như năng suất lý thuyết của bơm pittông:

$$Q_{lt} = \frac{FSni\psi}{60}, m^3/s \quad (2-30)$$

trong đó:

F - diện tích pittông, m^2 ;

S - khoảng chạy của pittông, m;

n - số lần đi lại của pittông trong 1 phút hoặc số vòng quay của trục trong 1 phút, vg/ph;

i - số lần tác dụng;

ψ - hệ số kể đến ảnh hưởng của cán pittông:

$$\psi = \frac{2F - f}{F};$$

f - diện tích cán pittông, m^2 .

2. Năng suất thực của máy nén pittông khác với năng suất lý thuyết. Nguyên nhân sinh ra sự khác biệt đó là do có sự khác nhau giữa chu trình thực và chu trình lý thuyết. Năng suất thực xác định theo công thức:

$$Q = \lambda Q_{lt} = \frac{\lambda \psi i F S n}{60} = \frac{\lambda \psi i V_H n}{60} \quad (2-31)$$

trong đó:

V_H - thể tích quét được của pittông trong một lần lùi hoặc thể tích làm việc của xilanh, m^3 ;

λ - hệ số lưu lượng (hay hệ số năng suất) và $\lambda < 1$. Hệ số này kể tới các nguyên nhân gây ra sự sai khác giữa năng suất thực, lý thuyết và được xác định theo công thức:

$$\lambda = \frac{V_o}{V_H} = \lambda_v \lambda_p \lambda_t \lambda_k = \lambda_d \lambda_k; \quad (2-32)$$

λ_k - hệ số kín, là tỉ số giữa thể tích khí được đẩy vào đường đẩy quy về điều kiện hút V_o và thể tích hút thực V_{ht} :

$$\lambda_k = \frac{V_o}{V_{ht}}$$

λ_d - hệ số đẩy, là tỉ số giữa thể tích khí hút được và thể tích làm việc của xilanh, được xác định theo công thức:

$$\lambda_d = \frac{V_{ht}}{V_H} = \frac{V_{ht} V_H'' V_H'}{V_H' V_H' V_H} = \lambda_t \lambda_p \lambda_v$$

V_{ht} - thể tích của khí hút được ở áp suất hút bình thường p_1 và nhiệt độ hút bình thường T_1 ở ống hút của máy nén.

2.4.1.4. Các thành phần của hệ số lưu lượng

1. Hệ số thể tích λ_v : phản ánh phần thể tích làm việc của xilanh ($V'_4 = V_4 - V_h$) không sử dụng được do sự dẫn nở của khí trong không gian có hại (hình 2.3a). Như vậy thể tích để hút khí vào xilanh chỉ còn V_H^* .

Tỉ số giữa V_H^* và V_H phản ánh ảnh hưởng của không gian có hại lên năng suất của máy nên gọi là hệ số thể tích:

$$\lambda_v = \frac{V_H^*}{V_H} = \frac{V_H - (V_4 - V_h)}{V_H} = 1 - \frac{V_4 - V_h}{V_H}$$

Với khí lý tưởng vì $V_h = aV_H$ và $V_4 = V_h \varepsilon^{\frac{1}{m_0}} = aV_H \varepsilon^{\frac{1}{m_0}}$ nên:

$$\lambda_v = 1 - a(\varepsilon^{1/m_0} - 1) \quad (2-33)$$

Với khí thực vì quá trình dẫn tuân theo phương trình:

$$\frac{P_3 v_3^{m_T}}{\xi_3} = \frac{P_4 v_4^{m_T}}{\xi_4} = \text{const}$$

$$\text{nên:} \quad \lambda_v = 1 - a \left(\frac{\xi_4 \varepsilon^{1/m_0}}{\xi_3} - 1 \right) \quad (2-34)$$

Như vậy là hệ số thể tích λ_v phụ thuộc vào các yếu tố sau:

a) Tỉ số nén ε . Hệ số thể tích giảm khi ε tăng, tới một tỉ số nén nào đấy tất cả khí nén được đều nằm trong khoảng hại thì máy nén không đẩy và hút khí.

Ở trên đồ thị đường nén và dẫn có chung điểm đầu và cuối (đường 1 - 2''' ở hình 2.3c), lúc này $\lambda_v = 0$. Tỉ số nén này gọi là tỉ số nén giới hạn ε_{gh} .

Với khí lý tưởng:

$$\lambda_v = 1 - a(\varepsilon_{gh}^{1/m_0} - 1) = 0$$

$$\varepsilon_{gh} = \left(\frac{1}{a} + 1 \right)^{m_0} \quad (2-35)$$

Với khí thực:

$$\varepsilon_{gh} = \left[\frac{\xi_3}{\xi_4} \left(\frac{1}{a} + 1 \right) \right]^{m_T} \quad (2-36)$$

Thường chọn $m_T = m_0$.

b) Hệ số khoảng hại $a = \frac{V_h}{V_H}$ càng lớn thì λ_v càng nhỏ.

Trong các máy nén lớn và vừa khi bố trí xupáp ở bên thì có $a = 0,08$ đối với cấp áp suất thấp; $a = 0,12$ đối với cấp áp suất cao. Khi dùng xupáp nhóm cấp áp suất thấp thì giá trị của a tăng lên 0,15. Nếu dùng các xupáp liên hợp hút và đẩy cùng lắp chung vào một cam bố trí ở đầu thì $a = 0,05 - 0,07$.

Nếu khoảng hai tầng thì vận tốc khí đi qua xupáp nhỏ và trở lực nhỏ, nhưng máy lớn; trường hợp ngược lại thì máy nhỏ nhưng trở lực lớn và hiệu suất nhỏ;

c) Chỉ số đa biến tăng thì λ_v tăng, đồng thời công tiêu hao để nén khí cũng tăng lên. Chỉ số đa biến ứng với các thông số biên (đầu và cuối) của quá trình dẫn nở phụ thuộc vào áp suất hút và chỉ số đoạn nhiệt của khí (bảng 2.4)

Bảng 2.4

Áp suất hút p_1 , N/cm ²	Giá trị m_o	
	Khi k bất kỳ	Khi $k = 1,4$
≤ 15	$1 + 0,5(k - 1)$	1,2
$15 \div 40$	$1 + 0,62(k - 1)$	1,25
$40 \div 100$	$1 + 0,75(k - 1)$	1,3
$100 \div 300$	$1 + 0,88(k - 1)$	1,35
> 300	k	1,4

2. Hệ số áp suất λ_p : phản ánh áp suất khí trong xilanh ở cuối quá trình hút $p_a < p_1$. Áp suất p_1 chỉ đạt được trong quá trình nén ở điểm 1, lúc này thể tích xilanh không sử dụng được là $\Delta V' = V_H' - V_H''$. Tỉ số của V_H'' và V_H' phản ánh ảnh hưởng của áp suất cuối quá trình nén lên năng suất (hoặc sự chứa đầy xilanh) gọi là hệ số áp suất:

$$\lambda_p = \frac{V_H''}{V_H'} = \frac{p_a}{p_1} \quad (2-37)$$

Lực lò xo của xupáp hút và dao động của áp suất trong ống hút ảnh hưởng lớn tới λ_p .

Nếu lực lò xo quá mạnh thì xupáp sẽ đóng sớm, như vậy là p_a giảm xuống làm giảm λ_p .

Nếu áp suất ở cuối quá trình hút nâng cao do sự dao động áp suất trong ống hút thì có thể tăng λ_p . Đối với ống hút dài có thể tăng năng suất tới 10% và hơn. Nhưng nếu do dao động áp suất trong ống hút mà áp suất giảm xuống thì λ_p lại giảm.

Ở cấp đầu tiên nếu áp suất hút bằng hoặc gần bằng áp suất khí quyển thì $\lambda_p = 0,95 - 0,98$. Trị số nhỏ ứng với xupáp có tiết diện nhỏ và lực lò xo lớn. Đối với cấp trung gian có thể lấy $\lambda_p = 1$.

3. Hệ số nhiệt độ λ_t là tỉ số giữa thể tích hút V_{Ht} (ứng với áp suất p_1 và nhiệt độ T_1) và thể tích hút V_H'' (ứng với áp suất p_1 là nhiệt độ T_1'):

$$\lambda_t = \frac{V_{ht}}{V_H''} = \frac{T_1}{T_1'} \quad (2-38)$$

trong đó:

T_1 - nhiệt độ khí ở ống hút, °K;

T_1' - nhiệt độ khí trong xilanh ứng với áp suất p_1 và thể tích V_H'' , °K;

$$T_1' = T_1 + \Delta T'$$

Nhiệt độ tăng thêm $\Delta T'$ do giảm áp suất hút tỉ lệ với sự tăng trở lực của xupáp và vận tốc khí. Đối với cấp áp suất thấp nhiệt độ tăng thêm 3 - 10°C, đối với cấp áp suất cao tăng thêm 1 - 3°C.

Thông thường hệ số nhiệt độ được xác định theo các công thức sau:

- Đối với máy nén có năng suất lớn, chạy nhanh, trở lực xupáp nhỏ và làm lạnh tốt:

$$\lambda_t = 1 - 0,01(\varepsilon - 1)$$

- Đối với máy nén có năng suất nhỏ, chạy chậm và làm lạnh bằng khí:

$$\lambda_t = 1 - 0,02\varepsilon = 0,98 - 0,02(\varepsilon - 1)$$

Hệ số nhiệt độ λ_t phụ thuộc vào đặc tính dẫn nhiệt của khí và vào số nguyên tử trong phân tử khí. Đối với H_2 , NH_3 và hỗn hợp khí có chứa H_2 giá trị λ_t nhỏ hơn tính toán theo các công thức trên một chút, vì các khí này có hệ số dẫn nhiệt cao nên dễ bị đốt nóng hơn. Đối với các khí đa nguyên tử cần lấy λ_t cao hơn, vì chúng có chỉ số đoạn nhiệt nhỏ.

Để tăng hệ số nhiệt độ khi thiết kế xilanh, nắp, các đường ngăn cách phía hút và đẩy cần được làm lạnh để tránh toả nhiệt mạnh từ khí đẩy tới khí hút.

4. Hệ số kín λ_k : là tỉ số giữa thể tích khí được đẩy vào đường đẩy (quy về điều kiện hút V_o) và thể tích hút thực V_{ht} . Hệ số này thể hiện ảnh hưởng của các yếu tố không kín hay nói cách khác là của sự rò khí qua các chỗ không kín tới năng suất. Trong quá trình nén và đẩy, khí có thể rò qua các chỗ như: qua xupáp rò mất khoảng $(0,01 \div 0,04)V_{ht}$; qua xéc măng rò mất khoảng $(0,01 \div 0,03)V_{ht}$ với máy nén tác dụng đơn và $(0,003 \div 0,015)V_{ht}$ với máy nén tác dụng kép; qua hộp đệm rò mất $(0,0005 \div 0,001)V_{ht}$.

Hệ số kín λ_k được xác định theo công thức:

$$\lambda_k = \frac{V}{V_{ht}} = \frac{V_{ht} - \sum b_i V_{ht}}{V_{ht}} = 0,92 - 0,97 \quad (2-39)$$

trong đó:

$\sum b_i V_{ht}$ - tổng lượng khí rò qua các chỗ không kín, m^3 ;

b_i - hệ số rò đối với các yếu tố gây rò i.

Máy nén có năng suất nhỏ và tác dụng đơn thì lấy giá trị λ_k nhỏ. Với trường hợp ngược lại thì lấy giá trị lớn.

2.4.1.5. Công và công suất tiêu hao để nén khí trong chu trình thực

Công và công suất tiêu hao để nén khí trong chu trình thực gọi là công và công suất chỉ thị. Giá trị của nó có thể xác định được nhờ dụng cụ chỉ thị hoặc tính toán. Phương pháp nhờ dụng cụ dùng khi kiểm nghiệm thực tế, còn phương pháp tính toán dùng khi thiết kế máy mới.

1. Xác định công suất nhờ dụng cụ chỉ thị: nhờ dụng cụ chỉ thị ta vẽ được đồ thị biểu diễn chu trình thực của máy nén (hình 2.3d). Từ đó có thể xác định được các đại lượng:

a) Áp suất chỉ thị trung bình:

$$p_{ct} = m_p \left(\frac{f_{ct}}{S_{ct}} \right), \quad \text{N/cm}^2$$

trong đó: m_p - tỉ lệ xích áp suất, N/cm²/cm;

f_{ct} - diện tích đồ thị chỉ thị, cm²;

S_{ct} - chiều dài đồ thị chỉ thị, cm.

b) Công suất chỉ thị của máy nén:

$$N_{ct} = 10^4 p_{ct} F S n, \quad \text{J/ph}$$

$$\text{hoặc:} \quad N_{ct} = \frac{p_{ct} F S n}{6}, \quad \text{kW} \quad (2-40)$$

trong đó:

F - diện tích pittông, m²;

S - khoảng chạy pittông, m;

n - số vòng quay của trục máy nén trong 1 phút, vg/ph.

Đối với máy nén tác dụng kép và máy nén có số lần tác dụng nhiều hơn thì công suất chỉ thị chung bằng tổng công suất chỉ thị của các lần tác dụng.

2. Tính công và công suất tiêu hao để nén khí trong chu trình thực: chia đồ thị chỉ thị làm ba phần bằng đường áp suất hút p_1 và áp suất đẩy p_2 (hình 2.3d).

Công chỉ thị xác định theo công thức:

$$L_{ct} = L + \Delta L_h + \Delta L_d = L + \Delta L, \quad \text{J}$$

trong đó:

L - phần công ứng với chu trình lý thuyết biểu kiến, J;

$\Delta L_h, \Delta L_d$ - tổn hao công ở phía hút và phía đẩy, J;

ΔL - tổn hao công chung ở cả hai phía, J.

Công L được biểu diễn bằng diện tích 1-2-3-4 và được xác định:

Diện tích (1-2-3-4) = diện tích (1-2-3'-4') - diện tích (3-4-3'-4'),
 trong đó: diện tích (1-2-3'-4') - công để đưa khí vào vùng áp suất cao;
 diện tích (3-4-3'-4') - công do khí dẫn trả lại, nghĩa là:

$$L = \int_1^2 v dp - \int_3^4 v dp, \quad J$$

Vị trí các điểm 1 và 3 tương ứng với hai cận dưới của hai tích phân, phụ thuộc vào áp suất p_a, p_c ở cuối quá trình hút và đẩy, nhưng chính các áp suất này cũng rất khó xác định. Do đó thường lấy các điểm này ứng với điểm có p_1 và p_2 nhưng cùng nằm trên đường thẳng đứng với a và c . Lúc này đường nén và dẫn tương ứng với đường gạch gạch và công tính được lớn hơn công thực khoảng 2 - 3%.

Quá trình nén và dẫn thực là quá trình đa biến có chỉ số đa biến $m \neq \text{const}$, nhưng vì mặt tiêu hao công có thể ứng với đường trung bình có chỉ số đa biến $m = k$ thì:

$$\begin{aligned} V &= V_3 \left(\frac{p_3}{p} \right)^{1/k} \\ \int_3^4 V dp &= \int_3^4 V_3 \left(\frac{p_3}{p} \right)^{1/k} dp = V_3 p_3^{1/k} \int_3^4 \frac{dp}{p^{1/k}} = \frac{V_3 p_3^{1/k}}{1 - \frac{1}{k}} \left(p_3^{\frac{k-1}{k}} - p_4^{\frac{k-1}{k}} \right) \\ &= \frac{p_2 V_3 k}{k-1} \left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right) \end{aligned}$$

$$\text{Tương tự: } \int_1^2 V dp = \frac{p_1 V_1 k}{k-1} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

$$\text{Như vậy thì: } L = \frac{p_1 V_1 k}{k-1} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) - \frac{p_2 V_3 k}{k-1} \left(1 - \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right)$$

Thay $V_1 = V_H + V_h = (a+1)V_h$; $V_3 = V_h = aV_H$ và đặt $p_2 = \varepsilon p_1$ ta có:

$$L = p_1 V_H \left[1 - a(\varepsilon^{1/k} - 1) \right] \frac{k}{k-1} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right),$$

Sử dụng công thức (2-32) và (2-33) đồng thời coi $\lambda_p = 1$ (khi $p_a = p_1$) ta có:

$$L = \frac{p_1 V_o k}{\lambda_l \lambda_k (k-1)} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad J \quad (2-41)$$

Công riêng để nén 1kg khí lý tưởng:

$$l = \frac{p_1 v_o k}{\lambda_1 \lambda_k (k-1)} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \text{ J/kg}$$

Công suất để nén khí lý tưởng của máy nén:

$$N_t = \frac{10^{-3} p_1 Q k}{\lambda_1 \lambda_k (k-1)} \left(\varepsilon^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \text{ kW} \quad (2-42)$$

Tương tự ta có công thức xác định công suất để nén khí thực:

$$N_t = \frac{10^{-3} p_1 Q}{\xi_1 \lambda_1 \lambda_k} \left[\frac{k_T}{k_T - 1} (\varepsilon^{k_T/k_T-1} - 1) + \frac{273 \Delta B_Q}{T_1} \right], \text{ kW} \quad (2-43)$$

Tổng hao công $\Delta L = \Delta L_d + \Delta L_h$ xác định theo công thức:

- Với khí lý tưởng : $\Delta L = p_1 V_o (\delta_h + \delta_d \varepsilon^{\frac{k-1}{k}});$

- Với khí thực: $\Delta L = \frac{p_1 V_o}{\xi_1} (\delta_h + \delta_d \varepsilon^{\frac{k-1}{k}})$

Đặt: $\frac{\Delta L}{L} = \frac{\Delta N}{N_t} = \Delta C_{ct}$ thì $N_{ct} = (1 + \Delta C_{ct}) N_t$ (2-44)

trong đó:

V_o - thể tích đẩy được một lần từ xilanh vào ống đẩy (quy về điều kiện hút), m^3 ;

v_o - thể tích riêng của khí đẩy vào đường đẩy (quy về điều kiện hút), m^3 / kg ;

ε - tỉ số nén, $\varepsilon = \frac{p_2}{p_1}$;

δ_h - hệ số tổn thất áp suất ở phía hút, $\delta_h = 0,38$;

δ_d - giá trị tổn thất trung bình của áp suất ở phía đẩy, $\delta_d = 0,78$;

δ - giá trị tổn thất tương đối và được xác định theo công thức:

$$\delta = \frac{0,15}{p^{0,25}} \quad (2-45)$$

p - áp suất hút hoặc đẩy, at;

ξ_1 - hệ số nén ép của khí ở điều kiện hút (tra ở đồ thị hình 2.1);

p_1 - áp suất hút, N / m^2 ;

T_1 - nhiệt độ hút, $^{\circ}K$;

ΔB_Q - chỉ số dư của công trong chu trình nén đoạn nhiệt, xác định theo công thức (2-19)

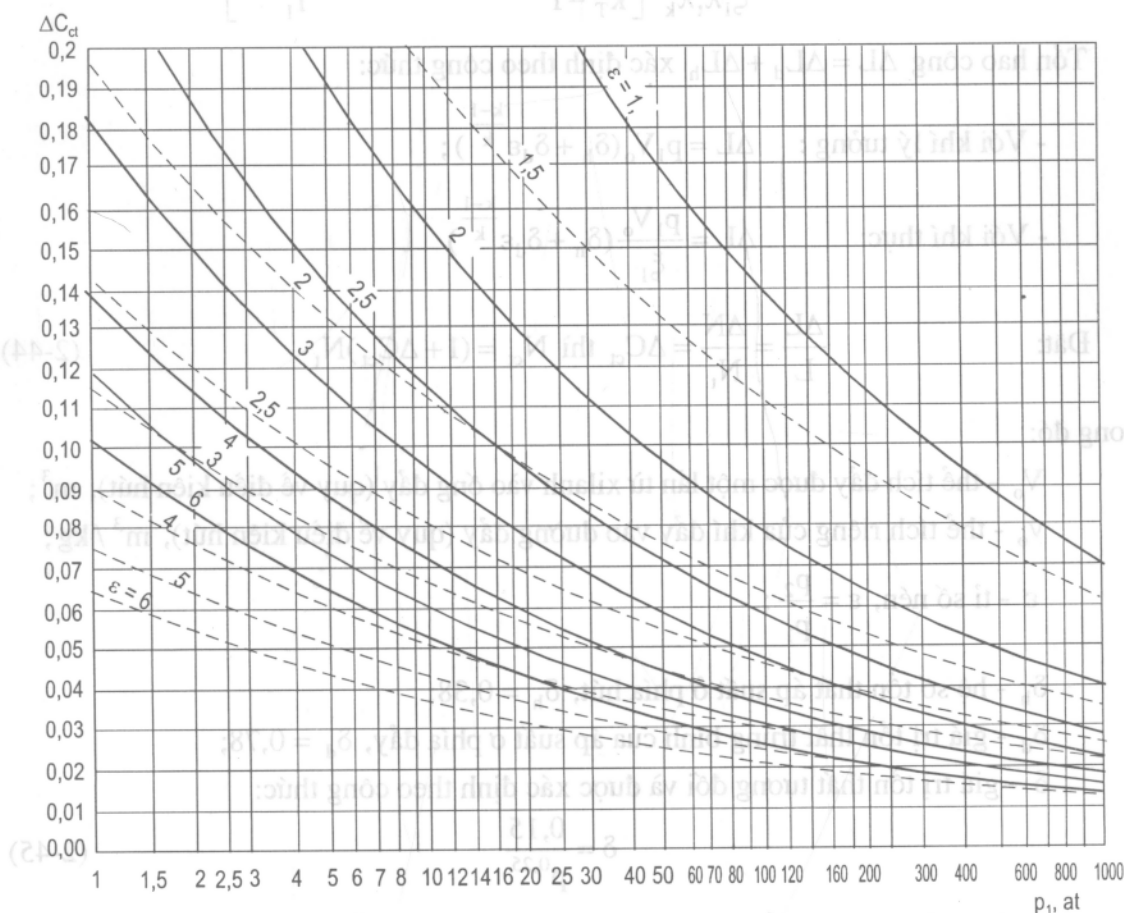
ΔC_{ct} - hệ số tổn hao công suất chỉ thị, tra ở đồ thị hình 2.4 (đường liền nét ứng với tổn thất trung bình, đường đứt nét ứng với tổn thất thấp);

Q - thể tích đẩy trong 1s quy về điều kiện hút (năng suất của máy nén) tính theo công thức (2-31) hoặc (2-29).

Cũng có thể tính gần đúng công suất chỉ thị cho khí lý tưởng và khí thực theo các công thức (2-42) và (2-43), nhưng thay tỉ số nén $\varepsilon = \frac{P_2}{P_1}$ bằng tỉ số nén thực tế trong xilanh.

$$\varepsilon' = \varepsilon(1 + \delta_h + \delta_d) \quad (2-46)$$

Cách tính này rất hay dùng với trường hợp nén nhiều cấp.

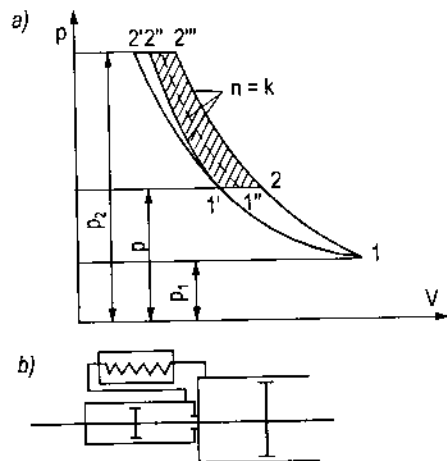


Hình 2.4

2.4.1.6. Nén nhiều cấp

Do trong máy nén có tồn tại khoảng hại nên tỉ số nén chỉ đạt tới một giá trị giới hạn xác định theo các công thức (2-35) hoặc (2-36). Mặt khác khi nén không thể nào lấy hết nhiệt nên các quá trình nén đều gần với đoạn nhiệt. Vì vậy nhiệt độ của khí ở cuối chu

trình nén tăng lên rất cao khi tỉ số nén tăng lên. Nhưng nhiệt độ này lại bị hạn chế bởi nhiệt độ làm việc cho phép của dầu bôi trơn bề mặt tiếp xúc giữa xilanh và pittông, do đó tỉ số nén trong một quá trình nén bị giới hạn. Đồng thời để tăng cao hiệu suất của quá trình thì khi tỉ số nén $\varepsilon > 4-5$ người ta cũng tiến hành nén nhiều cấp. Nén nhiều cấp còn giảm đáng kể lực pittông vì lực pittông ở các cấp gần nhau trái chiều nhau, đồng thời lực pittông trong mỗi cấp nhỏ vì tỉ số nén của từng cấp nhỏ. Đặc điểm của nén nhiều cấp là nén kết hợp với làm lạnh đẳng áp trung gian liên tiếp. Trong chu trình nén ở máy nén hai cấp (hình 2.5b) khí được nén từ áp suất hút p_1 đến áp suất trung gian p theo chu trình đoạn nhiệt 1-2 (hình 2.5a), sau đó được làm lạnh đẳng áp đến nhiệt độ ban đầu, lúc này thể tích khí giảm đi một lượng ứng với đoạn 2-1'. Tiếp đó khí được nén trong cấp thứ hai từ áp suất p đến áp suất p_2 theo chu trình 1'-2'. Công tiết kiệm được khi chuyển từ nén một cấp sang hai cấp được biểu diễn bằng diện tích 2-1'-2'-2'''.



Hình 2.5

Phân phối áp suất cho từng cấp phải tuân theo các nguyên tắc sau:

1. Công toàn phần của máy nén phải nhỏ nhất (cũng có nghĩa là công trong từng cấp phải như nhau).
2. Nén khí trong tất cả các cấp phải tuân theo một định luật.
3. Nhiệt độ không khí khi bắt đầu nén ở mỗi cấp phải bằng nhau.

Căn cứ vào những nguyên tắc đó người ta đã tìm được tỉ số nén của từng cấp trong máy nén khí có z cấp dùng để nén khí lý tưởng từ áp suất p_1 đến p_2 như nhau và xác định theo công thức:

$$\varepsilon = \psi \sqrt[z]{\frac{p_2}{p_1}} \quad (2-47)$$

trong đó: ψ - hệ số kể đến tổn thất trung gian, $\psi = 1,1 - 1,15$.

Kết luận trên cũng có thể dùng cho khí thực. Chỉ khi nén các khí đa nguyên tử có nhiệt độ tới hạn cao và khi nén các hơi trong khu vực áp suất trung bình thì người ta mới giải bài toán phân phối áp suất theo con đường chọn áp suất trung gian, đó là do hệ số nén ép ξ có giá trị rất khác nhau. Như vậy trong trường hợp khí thực, sự bằng nhau của tỉ số nén ε ở các cấp sẽ dẫn đến sự khác nhau về công tiêu hao. Ở cấp cao áp công suất tiêu hao sẽ lớn hơn. Mặt khác tổn thất trung gian tương đối ở cấp áp suất thấp nhỏ hơn ở cấp áp suất cao. Vì vậy cần chọn tỉ số nén giảm dần về các cấp phía sau theo công thức:

$$\varepsilon'_i = \sqrt[z]{\frac{p_2}{p_1}} + \delta_{hi} + \delta_{di} \quad (2-48)$$

trong đó:

ε'_i - tỉ số nén của cấp thứ i , với $i = \overline{1, z}$;

δ_{hi} và δ_{di} - hệ số tổn thất áp suất ở phía hút và phía đẩy.

Khi tăng số cấp, chu trình nén nhiều cấp lý thuyết sẽ gần với chu trình đẳng nhiệt (nghĩa là công nén tiêu hao sẽ ít nhất). Nhưng công tiết kiệm thêm được do đưa thêm một cấp mới vào sẽ càng giảm khi số cấp tăng, mặt khác cấu tạo càng phức tạp và tổn hao công trung gian càng lớn. Vì vậy khi chọn số cấp của máy nén năng suất trung bình và lớn phải xuất phát từ điều kiện tỉ số nén trong mỗi cấp không lớn hơn 4 để đảm bảo nhiệt độ trong xilanh không cao, thuận lợi cho sự bôi trơn. Chỉ ở những máy nén nhỏ có điều kiện làm lạnh thuận lợi và trong một vài máy nén đặc biệt mới được phép dùng tỉ số nén cao hơn.

Tương quan giữa số cấp thích hợp và tỉ số nén của các máy nén cho ở bảng 2.5

Bảng 2.5

Số cấp z	1	2	3	4	5	6	7
Tỉ số nén	7	5 - 30	13 - 150	35 - 400	150 - 1000	200 - 1100	450 - 1100

Việc xác định số cấp thích hợp là một vấn đề rất phức tạp vì cần phải để ý đến nhiều yếu tố mâu thuẫn lẫn nhau: tiêu hao năng lượng, chi phí để chế tạo máy nén, tính điều chỉnh khi làm việc, thời hạn khấu hao.

Để xác định ảnh hưởng của số cấp lên công suất có thể dùng hiệu suất chỉ thị đẳng nhiệt:

$$\eta_{ctdn} = \frac{N_{dn}}{N_{ct}} = \frac{L_{dn}}{L_{ct}} \quad (2-49)$$

trong đó:

N_{dn} , N_{ct} - công suất chỉ thị và công suất đẳng nhiệt, kW;

L_{dn} - công nén đẳng nhiệt, $L_{dn} = \frac{p_1 V_m}{\xi_1} \left(\ln \varepsilon + \frac{273 \Delta B_T}{T_1} \right)$;

L_{ct} - công chỉ thị trong máy nén nhiều cấp:

$$L_{ct} = \frac{p_1 V_m k}{\xi_1 \lambda_1 (k-1)} \left\{ \left[(\varepsilon'_1)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \frac{T'_1}{T_1} \sum_{i=1}^z \left[(\varepsilon'_i)^{\frac{k-1}{k}} - 1 + \frac{273 \Delta B_{Qi}}{T_1} \right] \right\};$$

ε - tỉ số nén của máy nén;

ε'_1 - tỉ số nén của mỗi cấp;

V_{ht} - thể tích hút được của máy nén ở nhiệt độ T_1 và áp suất p_1 ;

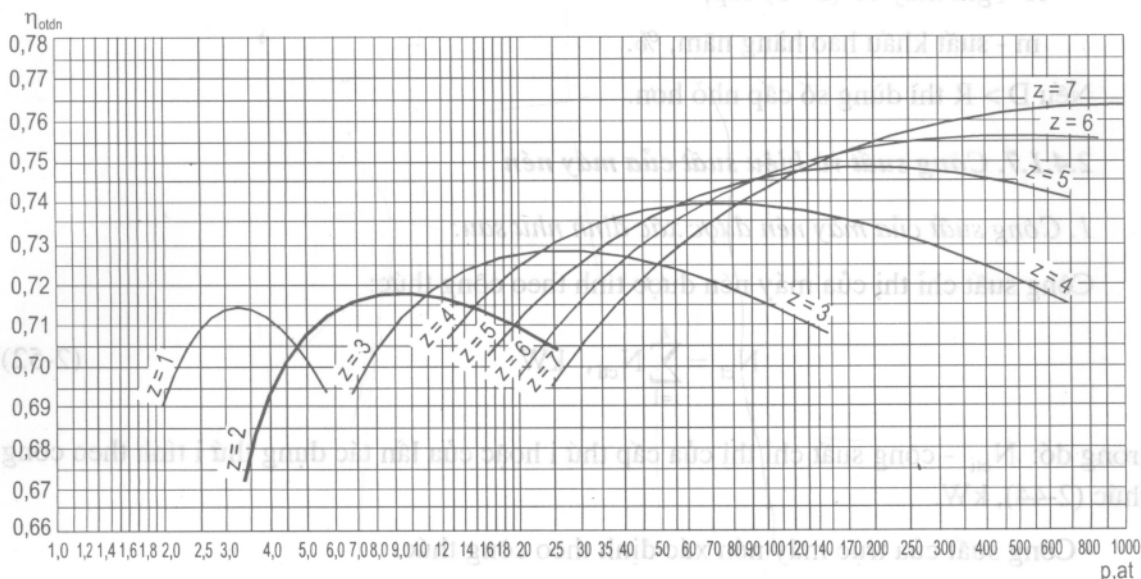
T'_1 - nhiệt độ cuối quá trình làm nguội trung gian, $T'_1 = T_1 + 5 - 10^\circ\text{K}$;

λ_t - hệ số nhiệt độ;

k - chỉ số đoạn nhiệt;

ΔB_T và ΔB_{Qi} xác định theo công thức (2-14) và (2-19).

Sự phụ thuộc của hiệu suất chỉ thị đẳng nhiệt vào tỉ số nén ε khi số cấp khác nhau cho ở đồ thị (hình 2.6)



Hình 2.6

Nếu chỉ để ý đến tiêu hao năng lượng thì từ đồ thị (hình 2.6) ta thấy khi tỉ số nén $\varepsilon < 4,5$ là nén một cấp, khi $\varepsilon = 4,5 \div 11$ - nén hai cấp; khi $\varepsilon = 11 \div 24$ - nén ba cấp; khi $\varepsilon = 24 \div 50$ - nén bốn cấp; khi $\varepsilon = 50 \div 100$ - nén năm cấp, khi $\varepsilon = 100 \div 180$ - nén sáu cấp và khi $\varepsilon > 180$ - nén bảy cấp.

Dựa vào đồ thị đẳng nhiệt (hình 2.6) ta có thể tính được chỉ phí năng lượng khi giảm số cấp theo công thức:

$$R = \left(\frac{\eta_{ctdn} - \eta'_{ctdn}}{\eta_{ctdn}} \right) NMBG, \text{ đồng} \quad (2-50)$$

trong đó:

M - số ngày làm việc trong một năm;

B - số giờ làm việc trong một ngày;

G - giá tiền 1 kWh, đồng;

N - công suất điện tiêu thụ cho máy nén, kW;

η_{ctdn} - hiệu suất chỉ thị đẳng nhiệt khi số cấp là z ;

η'_{ctdn} - hiệu suất chỉ thị đẳng nhiệt khi số cấp là $z - 1$.

Chi phí khấu hao khi giảm số cấp một đơn vị có thể xác định theo công thức:

$$D = (K - K') \frac{m}{100}, \text{ đồng} \quad (2-51)$$

trong đó:

K - giá máy có z cấp;

K' - giá máy có $(z - 1)$ cấp;

m - suất khấu hao hàng năm, %.

Nếu $D > R$ thì dùng số cấp nhỏ hơn.

2.4.1.7. Công suất và hiệu suất của máy nén

1. Công suất của máy nén được xác định như sau:

Công suất chỉ thị của máy nén được tính theo công thức:

$$N_{ct} = \sum_{i=1}^z N_{cti}, \text{ kW} \quad (2-52)$$

trong đó: N_{cti} - công suất chỉ thị của cấp thứ i hoặc của lần tác dụng thứ i tính theo công thức (2-44), kW.

- Công suất của trục máy nén xác định theo công thức:

$$N_m = \frac{N_{ct}}{\eta_{ck}}, \text{ kW} \quad (2-53)$$

trong đó: η_{ck} - hiệu suất cơ khí, phụ thuộc vào loại máy nén, đặc điểm cấu tạo, chất lượng chế tạo, trạng thái lắp ghép và trạng thái của máy.

Đối với máy nén hạng trung và lớn kiểu đứng có con trượt $\eta_{ck} = 0,9 - 0,95$; đối với máy nén nhỏ loại đứng không có con trượt $\eta_{ck} = 0,8 - 0,85$; đối với máy nén nằm ngang nhiều cấp $\eta_{ck} = 0,88 - 0,93$.

Công suất ma sát: N_{ms} , bao gồm cả công suất dẫn động cho bơm dầu bôi trơn: $N_{ms} = \eta_{ck} N_m$. Nếu bơm được dẫn động từ động cơ riêng thì công suất của trục máy nén cũng giảm đi tương ứng.

Khi số vòng quay của máy nén không đổi thì công suất ma sát gần là hằng số và bằng công suất của khoảng chạy không tải khi không có xupáp. Vì vậy hiệu suất cơ khí η_{ck} giảm khi công suất chỉ thị của máy nén giảm. Điều này cần chú ý khi xác định công suất ở chế độ điều chỉnh năng suất với số vòng quay không đổi.

Trong hệ thống máy nén có quạt không khí để làm nguội thì công suất dẫn động quạt khoảng $0,05 N_m$.

- Công suất động cơ máy nén xác định theo công thức:

$$N_{dc} = (1,1 + 1,15) \frac{N_m}{\eta_{ld}} \quad (2-54)$$

trong đó: η_{ld} - hiệu suất truyền động. Với các máy nén nhỏ và trung bình thường dùng truyền động đai có $\eta_{ld} = 0,95$.

2. Hiệu suất

a) Hiệu suất chỉ thị đẳng nhiệt η_{ctdn} :

Công tiêu hao khi nén đẳng nhiệt là nhỏ nhất, vì vậy đối với máy nén pittông đường cong nén đẳng nhiệt là lý tưởng và mức độ hoàn thiện của quá trình nén được đánh giá bằng hiệu suất chỉ thị đẳng nhiệt tính theo công thức (2-49).

Hiệu suất chỉ thị đẳng nhiệt thường có giá trị khoảng 0,65 - 0,75.

b) Hiệu suất chỉ thị đoạn nhiệt xác định theo công thức:

$$\eta_{CT\Delta N} = \frac{N_{\Delta N}}{N_{ct}} \quad (2-55)$$

trong đó: $N_{\Delta N}$ - công suất trong chu trình đoạn nhiệt;

$$N_{\Delta N} = \frac{10^{-3} p_l Q}{\xi_l \lambda_t \lambda_k} \left[\frac{k_T}{k_T - 1} (\varepsilon^{\frac{k-1}{k_T}} - 1) + \frac{273 \Delta B_Q}{T_l} \right] \quad (2-56)$$

N_{ct} - công suất chỉ thị, kW. N_{ct} được xác định theo công thức (2-44).

Giá trị của hiệu suất đoạn nhiệt chỉ thị khoảng 0,93 - 0,97.

c) Hiệu suất chung của máy nén xác định theo công thức:

$$\eta = \frac{N_{dn}}{N_m} = \eta_{ctdn} \eta_{ck} \quad (2-57)$$

trong đó: N_{dn} - công suất đẳng nhiệt, tính theo công thức:

$$N_{dn} = \frac{10^{-3} p_l Q}{\xi_l \lambda_k} \left(\ln \varepsilon + \frac{273 \Delta B_Q}{T_l} \right) \quad (2-58)$$

Như vậy là từ công thức (2-57) ta có thể tính được công suất của trục máy nén N_m rồi căn cứ vào công thức (2-54) sẽ xác định được công suất của động cơ N_{dc} .

2.4.1.8. Tính toán động học và động lực học máy nén

Trước khi tính toán động học cần căn cứ vào điều kiện làm việc và áp suất làm việc để chọn loại máy, trên cơ sở đó xác định các hệ số λ_t , λ_p , λ_k , λ_v , sau đó tiến hành

tính toán khí động. Tiếp đó ta chọn trước vận tốc trung bình của pittông máy nén $v_{tb} = 3 - 5 \text{ m/s}$ rồi kiểm tra lại bằng tính toán.

Chọn tỉ số $\frac{S}{D}$ (S - khoảng chạy; D - đường kính pittông) như sau:

Với máy nén nằm ngang một cấp là 0,6 - 0,7; hai cấp 0,7 - 0,8; ba cấp 0,8 - 0,9.

Với máy nén thẳng đứng: có con trượt là 0,4 - 0,6; không có con trượt 0,6 - 1.

Số vòng quay của máy nén (số lần đi lại của pittông) tính theo công thức:

$$n = \frac{30v}{S}, \text{ vg/ph} \quad (2-59)$$

Đồ thị chỉ thị được xây dựng theo các số liệu ở phần tính toán khí động.

1. Động học cơ cấu tay quay - biên: độ dài, vận tốc và gia tốc của pittông phụ thuộc vào góc quay φ và tỉ số chiều dài tay quay biên $k_r = \frac{r}{l}$. Khi giảm chiều dài biên sẽ tăng áp suất trên bề mặt trượt của con trượt hoặc trên bề mặt biên của pittông (ở máy nén không có con trượt). Nhưng do khối lượng và kích thước máy không thể lớn vô hạn nên giá trị k_r thường lấy khoảng $\frac{1}{3,5} \div \frac{1}{6}$.

Độ dài x của pittông tính từ điểm chết ngoài (ĐN). Lúc này pittông và ổ đỡ cố định nằm về hai phía của ngỗng trục quay (ắc của tay quay). Còn điểm chết ngược lại là điểm chết trong (ĐT).

Giá trị độ dài x (hình 2.7a) xác định theo công thức:

$$x = BO - B'O = l + r - (l \cos \beta + r \cos \varphi), \text{ m}$$

Sử dụng tương quan $\frac{\sin \beta}{\sin \varphi} = \frac{r}{l} = k_r$, nghĩa là $\sin \beta = k_r \sin \varphi$ thì có:

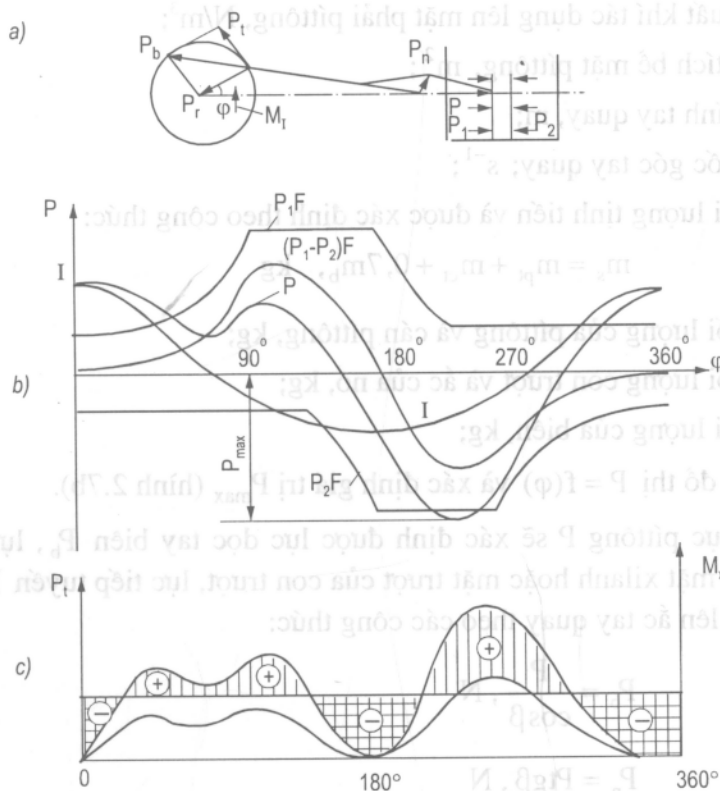
$$\cos \beta = \sqrt{1 - k_r^2 \sin^2 \varphi} = 1 - \frac{k_r^2 \sin^2 \varphi}{2} - \frac{k_r^4 \sin^4 \varphi}{8}$$

Các số hạng thứ ba trở đi có thể coi như không đáng kể và khi thay giá trị của $\cos \beta$ vào công thức trên ta có:

$$x = r \left(1 + \frac{k_r \sin^2 \varphi}{2} - \cos \varphi \right) \quad (2-60)$$

Vậy vận tốc của pittông xác định theo công thức:

$$v = \frac{dx}{dt} = r \left(\sin \varphi + \frac{k_r \sin \varphi}{2} \right) \frac{d\varphi}{dt}$$



Hình 2.7

Giả thiết rằng vận tốc quay của trục $\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \text{const} = \frac{\pi n}{30}$ thì:

$$v = \omega r \left(\sin \varphi + \frac{k_r \sin \varphi}{2} \right) \quad (2-61)$$

Gia tốc của pittông là:

$$a = r\omega^2 (\cos \varphi + k_r \sin 2\varphi) \quad (2-62)$$

2. Động lực học máy nén pittông: lực tác dụng lên pittông (gọi tắt là lực pittông P) được tính theo công thức:

$$P = P_p + J, \quad N \quad (2-63)$$

Lực do áp suất khí tác dụng được xác định theo công thức:

$$P_p = (p_1 - p_2)F, \quad N \quad (2-64)$$

Lực quán tính tác dụng lên pittông được xác định theo công thức:

$$J = m_s r \omega^2 (\cos \varphi + k_r \cos^2 \varphi), \quad N \quad (2-65)$$

Trong các công thức trên:

p_1 - áp suất khí tác dụng lên mặt trái pittông, N/m^2 ;

p_2 - áp suất khí tác dụng lên mặt phải pittông, N/m^2 ;

F - diện tích bề mặt pittông, m^2 ;

r - bán kính tay quay, m ;

ω - vận tốc góc tay quay; s^{-1} ;

m_s - khối lượng tịnh tiến và được xác định theo công thức:

$$m_s = m_{pt} + m_{ct} + 0,7m_b, \text{ kg} \quad (2-66)$$

m_{pt} - khối lượng của pittông và cán pittông, kg ;

m_{ct} - khối lượng con trượt và ốc của nó, kg ;

m_b - khối lượng của biên, kg ;

Tiếp đó ta vẽ đồ thị $P = f(\varphi)$ và xác định giá trị P_{max} (hình 2.7b).

Căn cứ vào lực pittông P sẽ xác định được lực dọc tay biên P_b , lực P_w tác dụng vuông góc lên bề mặt xilanh hoặc mặt trượt của con trượt, lực tiếp tuyến P_t và lực hướng kính P_r tác dụng lên ốc tay quay theo các công thức:

$$P_b = \frac{P}{\cos \beta}, \text{ N} \quad (2-67)$$

$$P_n = P \tan \beta, \text{ N} \quad (2-68)$$

$$P_t = \frac{P \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ N} \quad (2-69)$$

$$P_r = \frac{P \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ N} \quad (2-70)$$

Mômen xoắn tác dụng lên trục khuỷu xác định theo công thức:

$$M_x = P_t r = \frac{P r \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}, \text{ Ncm} \quad (2-71)$$

Như vậy là đường cong M_x (hình 2.7c) hoàn toàn có dạng trùng với dạng đường cong P_t , vì chúng chỉ khác nhau một hệ số tỉ lệ bằng r .

Mômen xoắn trung bình ở đây bằng diện tích f giới hạn dưới đường cong chia cho chiều dài hoành độ l ;

$$M_{xtb} = \frac{f}{l} = \frac{\int_0^{2\pi} M_x d\varphi}{2\pi}, \text{ Ncm} \quad (2-72)$$

Căn cứ vào đồ thị ta có thể tìm được phần công dư lớn nhất trong một vòng quay (nghĩa là một chu kỳ đi lại) A_{max} .

A_{max} ứng với diện tích gạch gạch ở phải trên đường M_{xtb} và có giá trị là:

$$A_{\max} = k_{dt} f_l, \quad J \quad (2-73)$$

trong đó:

f_l - độ lớn của diện tích gạch gạch nằm trên đường trung bình, cm^2 ;

k_{dt} - tỉ lệ xích diện tích và được xác định: $k_{dt} = k_1 k_M, J/\text{cm}^2$;

k_1 - tỉ lệ xích dài, $k_1 = \frac{2\pi}{l}, \text{rad/cm}$;

k_M - tỉ lệ xích mômen tiếp tuyến, Nm/cm .

Các đặc trưng của bánh đà được xác định theo công thức:

$$MR^2 = 10^2 A_{\max} n^2 m_{bd} \quad (2-74)$$

trong đó:

R - bán kính bánh đà, m ;

M - khối lượng tương đương của bánh đà quy về bán kính R , kg ;

n - số vòng quay của bánh đà, vg/ph ;

m_{bd} - mức độ quay không đều của bánh đà:

$$m_{bd} = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{tb}} = \frac{2(\omega_{\max} - \omega_{\min})}{\omega_{\max} + \omega_{\min}} = \frac{1}{40} \div \frac{1}{80} \quad (2-75)$$

Đồng thời căn cứ vào giá trị lớn nhất của các lực tương ứng tiến hành tính bền các chi tiết và các đơn vị lắp của máy nén theo các thông số: thân xilanh và nắp của nó làm việc theo áp suất trong $p_{\max}$; còn pittông tính toán như bản mỏng với áp suất $p_{\max}$ phân bố không đều; ốc của con trượt hoặc ốc pittông tính toán theo cắt, chèn dập, uốn bởi lực $P_{\max}$; biên tính theo nén và uốn dọc bởi lực $P_{b\max}$; ốc tay quay được tính theo uốn cắt bởi lực $P_{b\max}$; ổ đỡ trục khuỷu được tính theo nén bởi lực $P_{r\max}$; trục khuỷu tính theo xoắn và uốn khi tác dụng mômen xoắn $M_{x\max}$.

2.4.1.9. Các sơ đồ cấu tạo của máy nén pittông

1. Máy nén pittông một cấp: tùy thuộc vào năng suất và công dụng mà máy nén pittông một cấp có thể thực hiện theo sơ đồ thẳng đứng, nằm ngang và góc.

Nếu năng suất chỉ tới $5 \text{ m}^3/\text{ph}$ trong một xilanh thì máy nén thường thực hiện theo sơ đồ thẳng đứng (hình 2.8a) hoặc sơ đồ góc (hình 2.8b). Máy nén thẳng đứng có số dãy từ 1 đến 4 (có khi đến 6), thí dụ loại máy nén BBK-200 của Nga có $Q = 5 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 6 \text{ at}$, $n = 730 \text{ vg/ph}$, $N = 33 \text{ kW}$ và số xilanh là 2; hoặc loại BK3-6 có $Q = 3 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 6 \text{ at}$, $n = 730 \text{ vg/ph}$, $N = 20,6 \text{ kW}$ và số xilanh là 1. Loại này có ưu điểm là chạy nhanh.

Khi năng suất một xilanh lớn hơn $10 \text{ m}^3/\text{ph}$ và áp suất khoảng 3 - 5 at, người ta dùng sơ đồ thẳng đứng có con trượt, thí dụ máy nén loại 2CT-4 tác dụng kép có $Q = 23,5 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 4 \text{ at}$, $n = 365 \text{ vg/ph}$, $N = 126 \text{ kW}$.

Máy nén nằm ngang tác dụng kép một xilanh (hình 2.8c) dùng khí năng suất khoảng $10 \div 100 \text{ m}^3/\text{ph}$, thí dụ loại 700K có $Q = 55 \div 68 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 4 \text{ at}$, $n = 130 \div 150 \text{ vg/ph}$, $N = 128 \div 230 \text{ kW}$. Dùng làm máy nén tuần hoàn, thí dụ máy nén tuần hoàn hỗn hợp nitơ hydro loại 5T-3-285/320 có $Q = 3 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_1 = 285 \text{ at}$, $p_2 = 320 \text{ at}$, $n = 125 \text{ vg/ph}$.

Máy nén nằm ngang tác dụng kép hai xilanh (hình 2.8d) dùng khí năng suất lớn hơn $100 \text{ m}^3/\text{ph}$, thí dụ máy nén không khí loại 4BT ($Q = 200 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 2,5 \text{ at}$, $n = 167 \text{ vg/ph}$, $N = 610 \text{ kW}$).

Loại máy nén thẳng đứng không có con trượt có từ hai đến bốn xilanh với các tay quay lệch nhau 108° đạt được cân bằng các lực quán tính khá tốt. Loại có tay quay lệch 90° đảm bảo mômen xoắn tương đối đều nên chỉ cần bánh đà nhỏ.

2. Máy nén pittông hai cấp: máy nén pittông hai cấp thường chỉ dùng tới áp suất 8 at với các loại: thẳng đứng, nằm ngang và góc (hình 2.8d, e, f, g, h, i, k, l).

Máy nén hai cấp không có con trượt thường thực hiện theo sơ đồ thẳng đứng hoặc góc khí năng suất nhỏ hơn $30 \text{ m}^3/\text{ph}$.

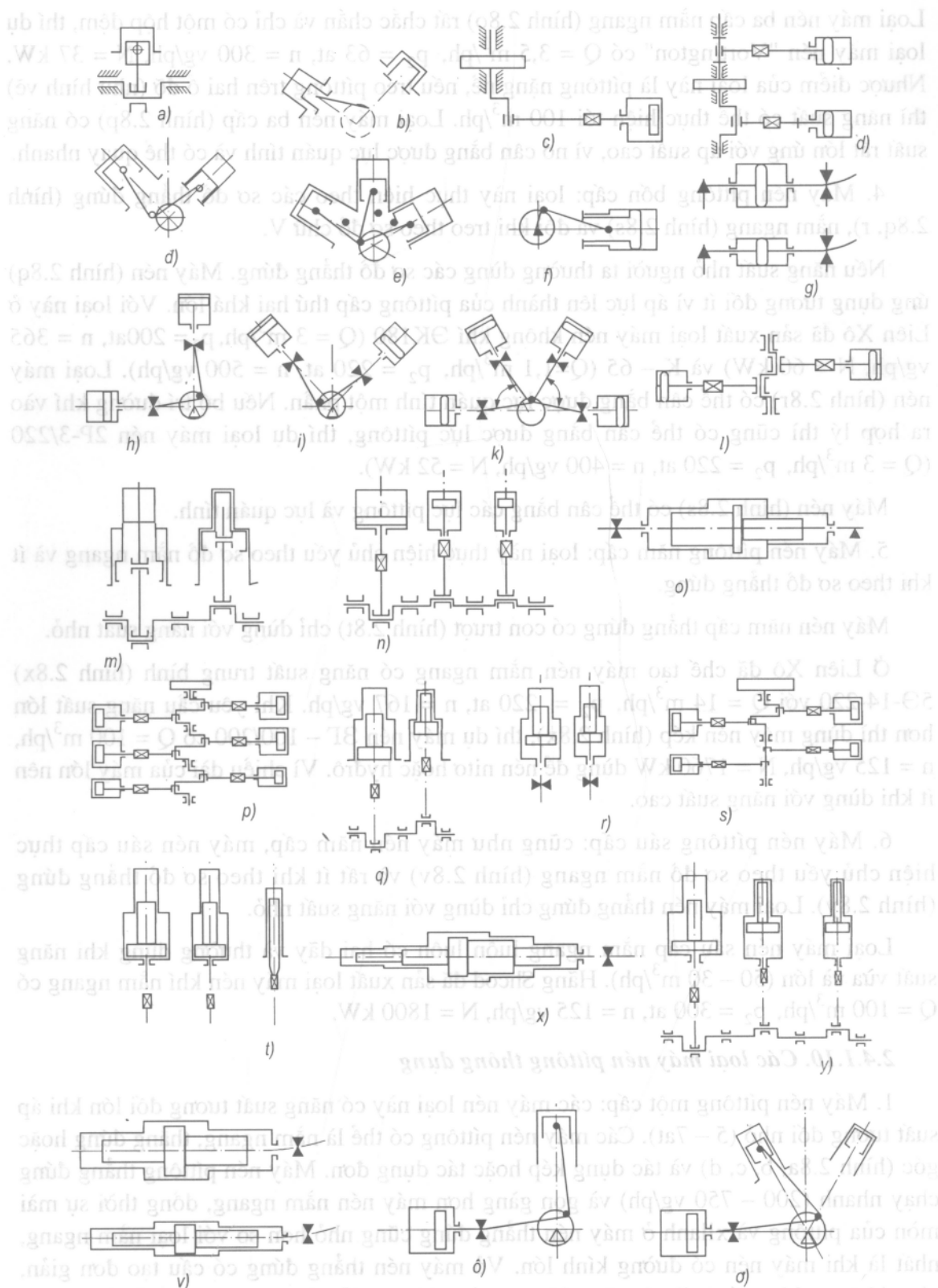
Khí năng suất cấp thứ nhất tới $5 \text{ m}^3/\text{ph}$ thì thường dùng các sơ đồ (hình 2.8d, e). Để nâng cao năng suất có thể dùng các sơ đồ kép, thí dụ máy nén loại 160B-20/8 có $Q = 20 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 8 \text{ at}$, $n = 720 \text{ vg/ph}$, $N = 140 \text{ kW}$ và 6 xilanh (hình 2.8e).

Máy nén hai cấp có con trượt thường dùng với năng suất cao hơn $30 \text{ m}^3/\text{ph}$ trong một xilanh. Loại máy nén thẳng đứng hai cấp có con trượt có năng suất từ $20 \text{ m}^3/\text{ph}$ đến $170 \text{ m}^3/\text{ph}$, do ít mòn và dễ bít kín nên được dùng để vận chuyển các khí độc và quý. Máy nén B-200-2K có $Q = 40 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 8 \text{ at}$, $n = 330 \text{ vg/ph}$, $N = 250 \text{ kW}$. Loại máy nén góc nằm ngang, thẳng đứng có con trượt (hình 2.8h) dùng với năng suất từ $10 \text{ m}^3/\text{ph}$ đến $133 \text{ m}^3/\text{ph}$ khi có một dãy và tới $266 \text{ m}^3/\text{ph}$ khi có hai dãy (được sản xuất nhiều ở Mỹ). Ở Liên Xô đã sản xuất loại máy nén БП 10/8 có $Q = 10 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 6 \text{ at}$, $n = 735 \text{ vg/ph}$, $N = 60 \text{ kW}$.

Loại máy nén (hình 2.8i, k) có ưu điểm: cân bằng lực quán tính, dễ bố trí máy và bộ truyền động, trục có cấu tạo đơn giản. Với loại này có máy nén không khí BY-22/6 ($Q = 21,7 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 6 \text{ at}$, $n = 730 \div 750 \text{ vg/ph}$, $N = 110 \text{ kW}$).

Loại máy nén nằm ngang hai cấp có con trượt và các tay quay lệch 90° (hình 2.8g) dùng với năng suất $100 - 150 \text{ m}^3/\text{ph}$, thí dụ máy nén không khí loại 2BT ($Q = 100 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 8 \text{ at}$, $n = 167 \text{ vg/ph}$, $N = 565 \text{ kW}$) hoặc loại máy nén khí cốc 3Г-141/13 ($Q = 141 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 13 \text{ at}$, $n = 125 \text{ vg/ph}$, $N = 1120 \text{ kW}$, đường kính cấp thứ nhất $D_I = 1250 \text{ mm}$, đường kính cấp thứ hai $D_{II} = 700 \text{ mm}$). Loại máy nén (hình 2.8l) có cân bằng động tốt, chạy nhanh và bền nhỏ.

3. Máy nén pittông ba cấp: máy nén pittông ba cấp thường thực hiện theo sơ đồ thẳng đứng (hình 2.8m, n) hoặc nằm ngang (hình 2.8o, p). Loại máy nén ba cấp thẳng đứng không có con trượt chỉ dùng với năng suất nhỏ. Loại máy nén ba cấp thẳng đứng có con trượt (hình 2.8m) dùng để nén không khí, thí dụ loại 2P-10/20 ($Q = 10 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 20 \text{ at}$, $n = 425 \text{ vg/ph}$, $N = 95 \text{ kW}$). Loại ba cấp thẳng đứng (hình 2.8n) thường dùng để nén các khí đưa đi hoá lỏng.



Hình 2.8

Loại máy nén ba cấp nằm ngang (hình 2.8o) rất chắc chắn và chỉ có một hộp đệm, thí dụ loại máy nén "Vortington" có $Q = 3,5 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 63 \text{ at}$, $n = 300 \text{ vg/ph}$, $N = 37 \text{ kW}$. Nhược điểm của loại này là pittông nặng nề, nếu treo pittông trên hai ổ đỡ (như hình vẽ) thì năng suất có thể thực hiện tới $100 \text{ m}^3/\text{ph}$. Loại máy nén ba cấp (hình 2.8p) có năng suất rất lớn ứng với áp suất cao, vì nó cân bằng được lực quán tính và có thể quay nhanh.

4. Máy nén pittông bốn cấp: loại này thực hiện theo các sơ đồ thẳng đứng (hình 2.8q, r), nằm ngang (hình 2.8s) và đôi khi treo theo sơ đồ chữ V.

Nếu năng suất nhỏ người ta thường dùng các sơ đồ thẳng đứng. Máy nén (hình 2.8q) ứng dụng tương đối ít vì áp lực lên thành của pittông cấp thứ hai khá lớn. Với loại này ở Liên Xô đã sản xuất loại máy nén không khí ЭК180 ($Q = 3 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 200 \text{ at}$, $n = 365 \text{ vg/ph}$, $N = 60 \text{ kW}$) và K – 65 ($Q = 1,1 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 220 \text{ at}$, $n = 500 \text{ vg/ph}$). Loại máy nén (hình 2.8r) có thể cân bằng được lực quán tính một phần. Nếu bố trí đường khí vào ra hợp lý thì cũng có thể cân bằng được lực pittông, thí dụ loại máy nén 2P-3/220 ($Q = 3 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 220 \text{ at}$, $n = 400 \text{ vg/ph}$, $N = 52 \text{ kW}$).

Máy nén (hình 2.8s) có thể cân bằng các lực pittông và lực quán tính.

5. Máy nén pittông năm cấp: loại này thực hiện chủ yếu theo sơ đồ nằm ngang và ít khi theo sơ đồ thẳng đứng.

Máy nén năm cấp thẳng đứng có con trượt (hình 2.8t) chỉ dùng với năng suất nhỏ.

Ở Liên Xô đã chế tạo máy nén nằm ngang có năng suất trung bình (hình 2.8x) 5Э-14-220 với $Q = 14 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 220 \text{ at}$, $n = 167 \text{ vg/ph}$. Khi yêu cầu năng suất lớn hơn thì dùng máy nén kép (hình 2.8x), thí dụ máy nén 3Г – 100/200 có $Q = 100 \text{ m}^3/\text{ph}$, $n = 125 \text{ vg/ph}$, $N = 1760 \text{ kW}$ dùng để nén nitơ hoặc hydro. Vì chiều dài của máy lớn nên ít khi dùng với năng suất cao.

6. Máy nén pittông sáu cấp: cũng như máy nén năm cấp, máy nén sáu cấp thực hiện chủ yếu theo sơ đồ nằm ngang (hình 2.8v) và rất ít khi theo sơ đồ thẳng đứng (hình 2.8y). Loại máy nén thẳng đứng chỉ dùng với năng suất nhỏ.

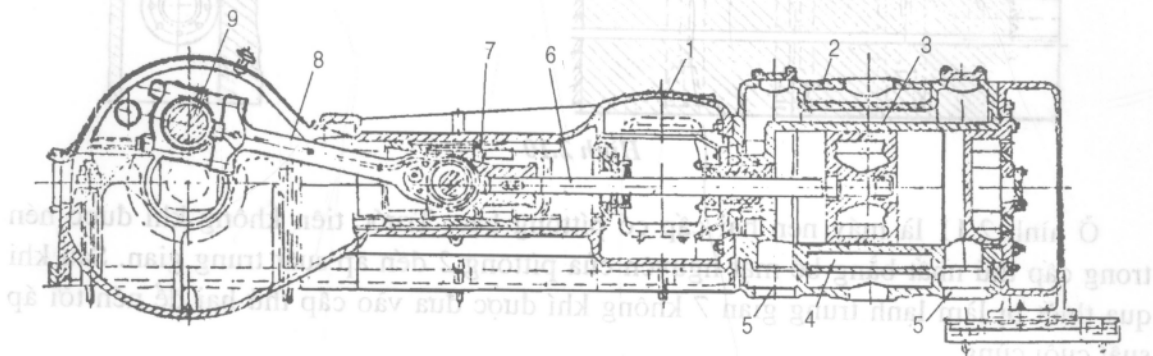
Loại máy nén sáu cấp nằm ngang luôn luôn có hai dãy và thường dùng khi năng suất vừa và lớn ($50 - 30 \text{ m}^3/\text{ph}$). Hãng Shcod đã sản xuất loại máy nén khí nằm ngang có $Q = 100 \text{ m}^3/\text{ph}$, $p_2 = 300 \text{ at}$, $n = 125 \text{ vg/ph}$, $N = 1800 \text{ kW}$.

2.4.1.10. Các loại máy nén pittông thông dụng

1. Máy nén pittông một cấp: các máy nén loại này có năng suất tương đối lớn khi áp suất tương đối nhỏ ($5 - 7 \text{ at}$). Các máy nén pittông có thể là nằm ngang, thẳng đứng hoặc góc (hình 2.8a, b, c, d) và tác dụng kép hoặc tác dụng đơn. Máy nén pittông thẳng đứng chạy nhanh ($200 - 750 \text{ vg/ph}$) và gọn gàng hơn máy nén nằm ngang, đồng thời sự mài mòn của pittông và xilanh ở máy nén thẳng đứng cũng nhỏ hơn so với loại nằm ngang, nhất là khi máy nén có đường kính lớn. Vỏ máy nén thẳng đứng có cấu tạo đơn giản, nhẹ, không chịu uốn, xilanh cũng không cần giá đỡ, dễ lấy pittông nên dễ lắp ráp và sửa chữa.

Lực quán tính của bộ phận truyền động tịnh tiến tác dụng theo phương thẳng đứng nên máy ít chấn động, bệ nhỏ, chiếm ít diện tích. Do có những ưu điểm trên nên máy nén một cấp thẳng đứng được dùng phổ biến hơn.

Với năng suất khoảng $10 \div 100 \text{ m}^3 / \text{ph}$ người ta thường dùng máy nén nằm ngang. Số vòng quay của máy nén nằm ngang loại lớn khoảng $100 \div 200 \text{ vg / ph}$. Ở hình 2.9 là sơ đồ của máy nén nằm ngang một cấp tác dụng kép, gồm thân máy (khung) 1 và xilanh 2, pittông rỗng 3 bằng gang chuyển động qua lại trong xilanh. Xilanh của máy nén có vỏ bọc 4 để làm lạnh khí nén và có các lỗ 5 để đặt các xupáp hút, đẩy. Pittông 3 được lắp chặt vào cán 6 làm bằng thép, một đầu khác của cán gắn với con trượt 7 trượt trong thân máy. Động cơ điện truyền động cho máy nén qua bộ truyền đai, bánh đà (không thể hiện ở hình vẽ) bằng gang dùng làm bánh đai. Máy nén được trang bị các dụng cụ điều chỉnh năng suất tự động bằng cách mở xupáp hút. Các dụng cụ này sẽ đưa máy nén vào trạng thái làm việc không tải khi áp suất trong thùng chứa khí đạt tới giá trị lớn nhất, rồi lại đưa máy nén vào trạng thái làm việc bình thường khi áp suất trong thùng chứa giảm thấp.

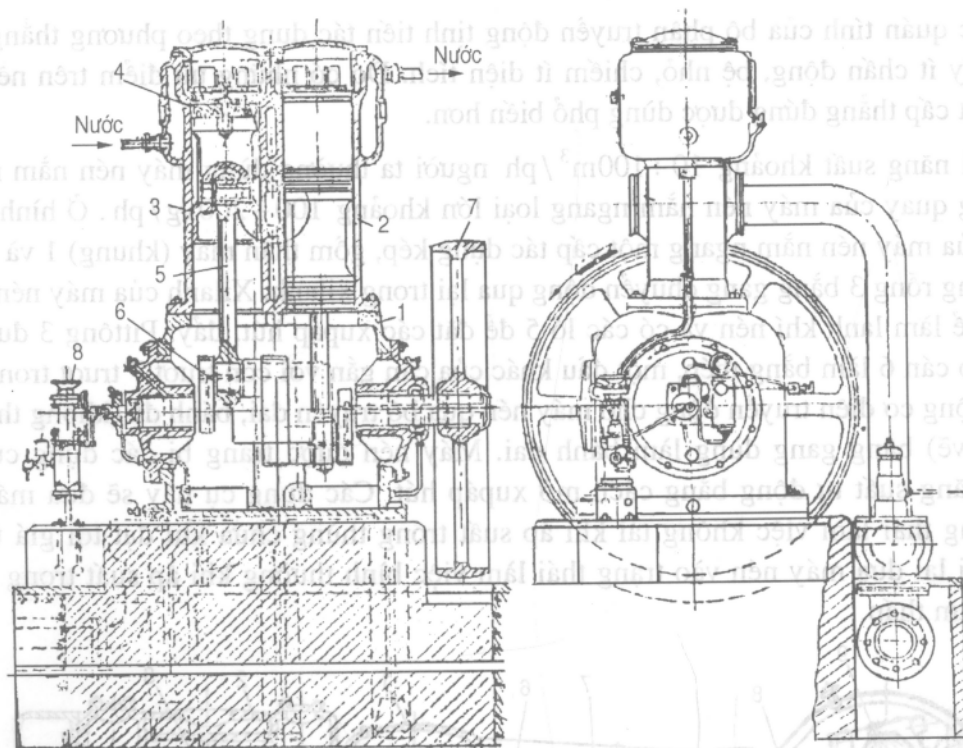


Hình 2.9

Máy nén pittông thẳng đứng có năng suất từ $0,5 \text{ m}^3 / \text{ph}$ đến $80 \text{ m}^3 / \text{ph}$. Máy nén pittông thẳng đứng một cấp tác dụng kép có hai xilanh 1 cùng trong một thân có vỏ bọc nước làm lạnh (hình 2.10). Đây là máy nén trực tiếp có xupáp hút 4 đặt ngay ở pittông 3 và xupáp đẩy ở đầu xilanh. Không khí được hút vào xilanh khi các lỗ ở phần dưới xilanh nối với ống hút được mở ra (lúc pittông chạy về). Khi đó không khí đi vào phần giữa của pittông, rồi qua xilanh hút để vào xilanh. Nhờ dòng không khí đi một chiều và ít bị đốt nóng nên máy có hiệu suất cao. Ngoài ra máy nén loại này rất gọn và không có hộp đệm. Dầu bôi trơn được cung cấp nhờ bơm dầu 8.

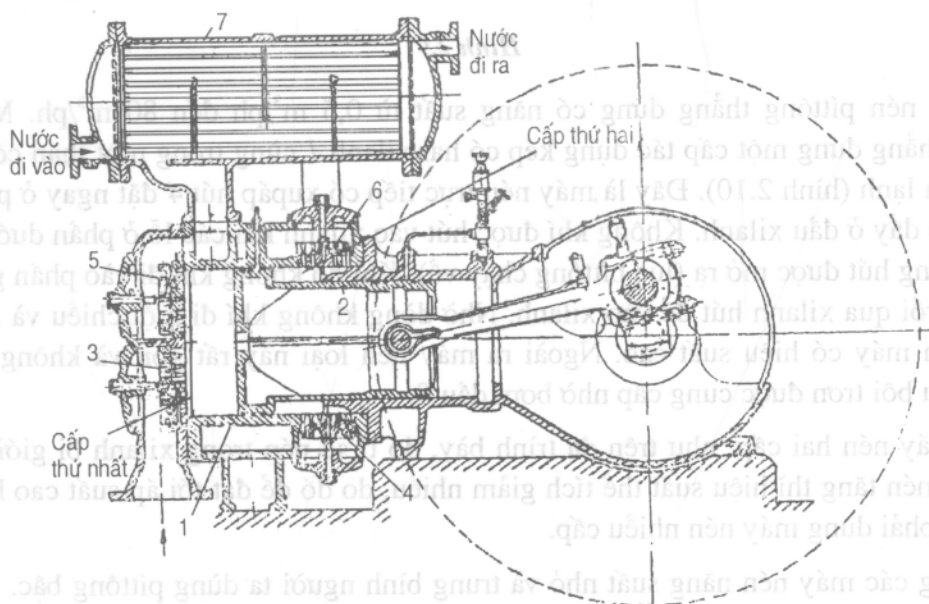
2. Máy nén hai cấp: như trên đã trình bày, do tỉ số nén trong xilanh bị giới hạn và khi tỉ số nén tăng thì hiệu suất thể tích giảm nhiều, do đó để đạt tới áp suất cao hơn 8 at người ta phải dùng máy nén nhiều cấp.

Trong các máy nén năng suất nhỏ và trung bình người ta dùng pittông bạc. Đối với máy năng suất lớn, thì những pittông loại này rất công kênh vì có thể bị kẹt trong xilanh nằm ngang.



Hình 2.10

Ở hình 2.11 là máy nén hai cấp có pittông bậc. Trước tiên không khí được nén trong cấp thứ nhất bằng bề mặt nguyên của pittông 2 đến áp suất trung gian. Sau khi qua thiết bị làm lạnh trung gian 7 không khí được đưa vào cấp thứ hai để nén tới áp suất cuối cùng.



Hình 2.11

2.4.1.11. Tính toán thiết bị làm lạnh trung gian của máy nén nhiều cấp

Thiết bị làm lạnh trung gian (hình 2.12) có thể coi như là bình chứa, có tác dụng điều hoà lưu lượng và áp suất

Thiết bị làm lạnh trung gian của máy nén nhiều cấp tính theo phương pháp dưới đây:

Nhiệt độ của nước khi ra θ_2 (khi biết nhiệt độ của nước vào là θ_1) tính theo công thức:

$$\theta_2 = \theta_1 + 25 \div 35^\circ \text{K} \quad (2-76)$$

Ta có thể chọn sơ đồ làm lạnh ngược dòng hoặc thuận dòng.

Nhiệt độ của khí làm lạnh sau thiết bị làm lạnh lấy cao hơn θ_1 khoảng $5 - 10^\circ \text{K}$ khi ngược dòng hoặc là cao hơn θ_2 khoảng $5 - 10^\circ \text{K}$ khi thuận dòng.

Trong đa số các trường hợp làm lạnh khí thường dùng ngược dòng.

Lưu lượng của nước W tính theo công thức:

$$W = \frac{Q_I \rho_{II} C_p (T_{2i} - T_{1(i+1)})}{C_n (\theta_2 - \theta_1)}, \text{ kg/s} \quad (2-77)$$

trong đó:

ρ_{II} - khối lượng riêng của khí ở điều kiện hút cấp I, nghĩa là khi ở điều kiện p_{II} và T_{II} , kg/m^3 ;

C_p - nhiệt dung riêng của khí, J/kg độ ;

C_n - nhiệt dung riêng của nước, J/kg độ ;

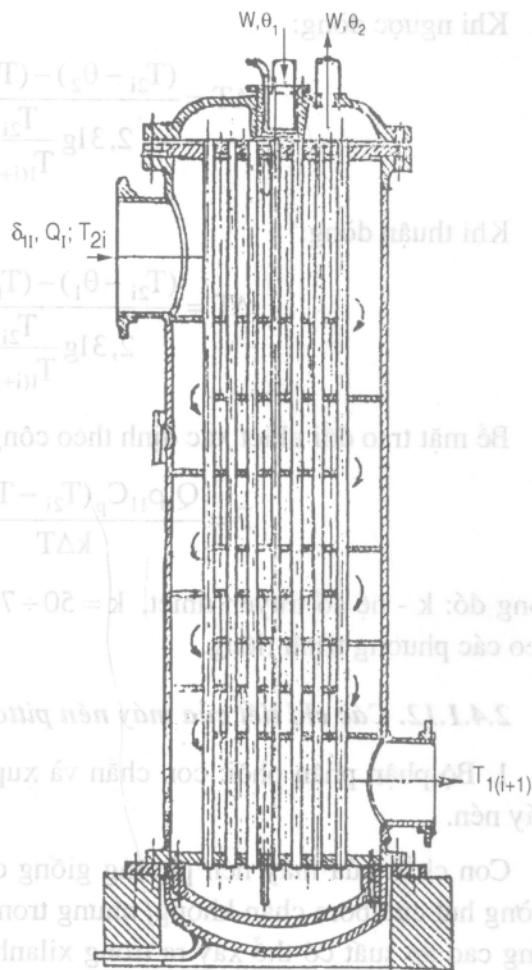
T_{2i} - nhiệt độ của khí đi vào thiết bị làm lạnh đặt sau cấp thứ i , $^\circ \text{K}$;

$T_{1(i+1)}$ - nhiệt độ của khí đi ra khỏi thiết bị làm lạnh, $^\circ \text{K}$;

Q_I - năng suất thể tích, m^3/s ;

W - lượng nước làm lạnh, kg/s .

Hiệu số nhiệt độ trao đổi nhiệt trung bình (tùy thuộc vào sơ đồ làm nguội) xác định theo công thức:



Hình 2.12

Khi ngược dòng:

$$\Delta T = \frac{(T_{2i} - \theta_2) - (T_{1(i+1)} - \theta_1)}{2,3 \lg \frac{T_{2i} - \theta_2}{T_{1(i+1)} - \theta_1}}, \text{ } ^\circ\text{K} \quad (2-78a)$$

Khi thuận dòng:

$$\Delta T = \frac{(T_{2i} - \theta_1) - (T_{1(i+1)} - \theta_2)}{2,3 \lg \frac{T_{2i} - \theta_1}{T_{1(i+1)} - \theta_2}}, \text{ } ^\circ\text{K} \quad (2-78b)$$

Bề mặt trao đổi nhiệt xác định theo công thức:

$$F = \frac{Q_{1P11} C_p (T_{2i} - T_{1(i+1)})}{k \Delta T}, \text{ } m^2 \quad (2-79)$$

trong đó: k - hệ số truyền nhiệt, $k = 50 \div 70 \text{ W} / m^2 \text{ độ}$. Giá trị chính xác của k cần tính theo các phương trình riêng.

2.4.1.12. Các chi tiết của máy nén pittông

1. Bộ phận phân phối: con chắn và xupáp được dùng làm bộ phận phân phối trong máy nén.

Con chắn của máy nén pittông giống con chắn của máy hơi và thường dùng trong đường hút của bơm chân không, nhưng trong đường đẩy luôn luôn đặt xupáp để tránh sự nâng cao áp suất có thể xảy ra trong xilanh. Con chắn thường phẳng hoặc trụ, trong đó có rãnh để cân bằng áp suất.

Xupáp trong đa số trường hợp là tấm thép không gỉ có chiều dày $1 \div 2 \text{ mm}$. Khối lượng của xupáp cần phải nhỏ để giảm trở lực. Xupáp đóng dưới tác dụng của lực lò xo hoặc tính đàn hồi của bản thân. Phía trên lá xupáp có đặt các con chắn để giới hạn chiều cao nâng.

Loại xupáp tổ hợp và vòng cũng như loại bản chữ nhật được ứng dụng nhiều.

Chiều cao nâng của xupáp thường vào khoảng từ $4 \div 5 \text{ mm}$. Hộp xupáp được làm lạnh bằng vỏ bọc ngoài. Đồng thời trong quá trình làm việc các lá xupáp có thể gãy, do đó phải bố trí sao cho dễ để lấy xupáp ra.

Các yêu cầu của xupáp: kín trong trạng thái đóng, mở và đóng kịp thời; trở lực nhỏ, ổn định với sự mài mòn và bền; thể tích khoảng hại nhỏ.

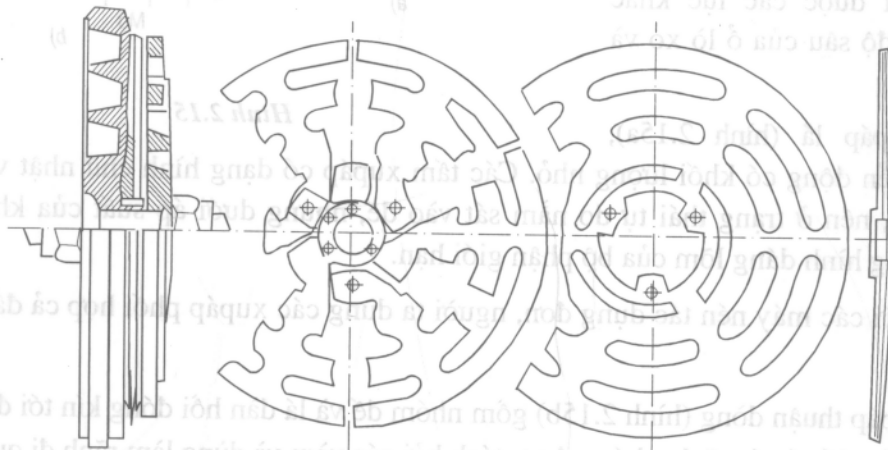
Số vòng quay của máy nén càng lớn thì càng khó tạo nên những xupáp đáp ứng yêu cầu trên.

Lực lò xo xupáp cần tăng theo số vòng quay khi khối lượng phần chuyển động (lò xo + lá xupáp) không đổi. Tuy nhiên tăng thêm lực lò xo gây nên tiết lưu phụ của khí,

giảm năng suất và tăng công suất. Vì vậy cải tiến sự làm việc của xupáp khi số vòng quay lớn không nên bằng cách tăng lực đàn hồi mà là giảm tới hạn khối lượng các phần động.

Xupáp tự tác dụng chủ yếu làm bằng thép tấm. Tùy thuộc vào dạng của tấm hướng của dòng người ta chia ra: Xupáp đĩa, xupáp vòng, xupáp lá và xupáp thuận dòng.

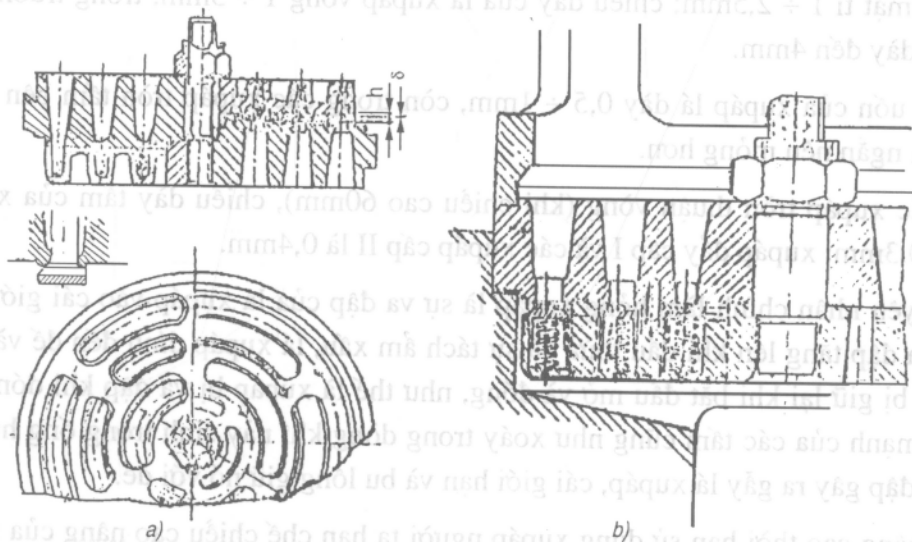
a) Xupáp đĩa (hình 2.13) tạo với đế một lối hoặc nhiều lối, tấm xupáp trong dạng đĩa và có các cửa vòng để cho khí qua.



Hình 2.13

b) Xupáp vành khăn hay còn gọi là xupáp cao áp (hình 2.14) đơn giản và vững chắc, vì vậy người ta thường sử dụng nhiều hơn tùy thuộc vào tiết diện chảy cần thiết mà số vòng của xupáp có thể từ 1 - 4 và đôi khi nhiều hơn.

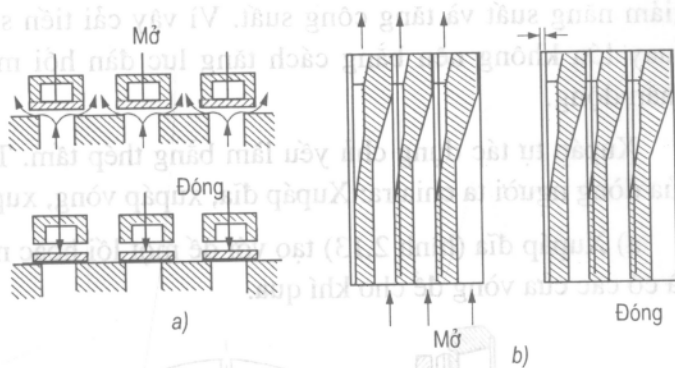
Để hướng các xupáp dùng các gân nhô trong bộ phận giới hạn chuyển động của xupáp.



Hình 2.14

Lò xo có thể là loại vòng đồng tâm (hình 2.14a) hoặc 3, 4 cái nhỏ riêng lẻ cho mỗi vành (hình 2.14b).

Loại sau dùng trong các xupáp hiện đại, vì khối lượng lò xo nhỏ. Khi các lò xo như nhau có thể đặt được các lực khác nhau nhờ độ sâu của ổ lò xo và số lò xo.



Hình 2.15

c) Xupáp lá (hình 2.15a), phần chuyển động có khối lượng nhỏ. Các tấm xupáp có dạng hình chữ nhật và có tính chất lò xo, nên ở trạng thái tự do nằm sát vào đế, nhưng dưới áp suất của khí thì uốn xuống đúng hình dáng lõm của bộ phận giới hạn.

Đối với các máy nén tác dụng đơn, người ta dùng các xupáp phối hợp cả đẩy lẫn hút đặt ở nắp.

d) Xupáp thuận dòng (hình 2.15b) gồm nhóm đế và lá đàn hồi đóng kín tới đế. Bề mặt làm việc của đế có các rãnh, chúng được tách bởi các vòm và dùng làm rãnh đi qua. Ở phía sau của đế bề mặt trũng vào và có dạng nghiêng chữ V để lá xupáp ép vào đó khi mở.

Loại xupáp này giảm tổn thất tới 25% và có ưu điểm giảm không gian có hại; lá xupáp ít bị mài mòn và ép sát tới đế. Không có sự xoáy của khí, vì vậy phẩm vật cháy và cặn than ít tích lũy.

Các kích thước chủ yếu của xupáp:

- Bề mặt từ 1 ÷ 2,5mm; chiều dày của lá xupáp vòng 1 ÷ 3mm, trong trường hợp áp suất cao dày đến 4mm.

Tấm uốn của xupáp lá dày 0,5 ÷ 1mm, còn trong các xupáp tròn tấm bên ngoài có chiều dài ngắn nên mỏng hơn.

Ở các xupáp tròn thuận vòng (khi chiều cao 60mm), chiều dày tấm của xupáp hút cấp I là 0,3mm; xupáp đẩy cấp I và các xupáp cấp II là 0,4mm.

Nguyên nhân chính làm hỏng xupáp là sự va đập của lá xupáp vào cái giới hạn của đế. Sự va đập tăng lên khi dầu thừa và sự tách ẩm xấu, lá xupáp dính đến đế và bộ phận giới hạn bị giữ lại khi bắt đầu mở và đóng, như thế là xupáp bị va đập khi đóng và mở. Va đập mạnh của các tấm cũng như xoáy trong dòng khí nảy sinh trong ống hút và ống đẩy. Va đập gây ra gãy lá xupáp, cái giới hạn và bu lông giữ nó với đế.

Để nâng cao thời hạn sử dụng xupáp người ta hạn chế chiều cao nâng của nó (chiều cao nâng thường khoảng 4 ÷ 5mm).

Vật liệu làm xupáp

Xupáp gãy hoặc không kín có thể là nguyên nhân nảy sinh nhiệt độ nguy hiểm và áp suất cao trong các xilanh. Vì vậy vật liệu làm xupáp phải có yêu cầu cao.

a) Đế xupáp: áp suất thấp làm bằng gang C4 24 - 44; áp suất cao làm bằng thép 35, 40, 45 hoặc thép không gỉ.

b) Cái giới hạn: Đúc bằng gang C424 - 44 hoặc thép.

Theo quy chuẩn đối với xupáp vòng của Viện chế tạo máy hoá thì các tấm xupáp phải là thép 30 X1CA hoặc 3X13 và độ cứng sau khi gia công nhiệt là HR48 - 52.

Lá xupáp đĩa và vòng của xupáp làm bằng thép tấm được cán hai hướng.

Lá xupáp đường kính nhỏ bằng thép dãi. Sau khi gia công nhiệt phải mài chà nhẵn chúng về hai phía để nâng cao độ bền va đập và để sử dụng phía thứ hai của tấm.

Lá xupáp vành và đĩa được mài nhẵn đồng tâm, còn lá xupáp dài mài dọc theo chiều dài của chúng.

Các tấm lò xo của xupáp lá và thuận dòng chế tạo bằng dãi thép đã được nhiệt luyện (thép Y10A).

Lò xo xupáp làm bằng thép lò xo 50XΦA bằng cách cuốn lạnh sợi thép ủ có nhiệt luyện liên tiếp: thường hoá ở 720 - 730°C, làm lạnh bằng không khí, tôi trong dầu ở 860°C và nhúng vào bể muối hoặc chì ở nhiệt độ 400 - 420°C.

Ứng suất xoắn trong lò xo xupáp không cần cao hơn 15000 - 30000N/cm².

Nếu lò xo xupáp gãy dẫn tới gãy xupáp, hỏng đế xupáp và đôi khi cả xilanh và pittông cũng bị hỏng.

2. Xilanh: hình dạng của xilanh phụ thuộc vào áp suất, năng suất, loại máy nén, nhiệm vụ của máy nén, phương pháp làm lạnh và vật liệu lạnh của xilanh.

Đối với áp suất tới 60at (khi kích thước rất nhỏ và dạng đơn giản tới 220at) các xilanh làm bằng gang C421-40; với áp suất từ 60at đến 150at các xilanh làm bằng thép đúc CT35; với áp suất cao hơn làm bằng thép hoặc thép không gỉ (áp suất 800 đến 1000at dùng 30XMA).

Xilanh đúc bằng gang có dạng phức tạp hơn thép.

Để đơn giản khi đúc, người ta có thể chia xilanh thành ba phần. Xilanh rèn đôi khi chế tạo với các hộp xupáp rèn hoặc đúc tách riêng. Bề mặt làm việc của xilanh được gia công cẩn thận, mài hoặc doa khi sản xuất hàng loạt. Để không tạo thành các chỗ nhô ra, khi chế tạo bề mặt làm việc thì tận cùng ở hai đầu nên bằng độ dốc nón phải bố trí chúng thế nào để vòng bắt kín đầu tiên và cuối cùng trong vị trí tận cùng của pittông nhô ra khỏi mép bề mặt làm việc khoảng 1 - 2mm.

Trong xilanh thường đặt bạc khô bằng gang peclit, loại này có khả năng chống ma sát cao hơn và tổ chức kim tương tốt hơn so với gang đúc thường.

Đối với áp suất thấp dùng gang C421-40; với áp suất cao dùng gang C432-52.

Sử dụng loại gang này chất lượng bề mặt làm việc được nâng cao và yêu cầu của các phẩm vật đúc giảm xuống. Nhưng truyền nhiệt sẽ khó khăn hơn.

Bạc chỉ cố định một đầu bằng góc lượn, còn đầu kia tự do để dễ dẫn nở.

Để giảm lực chiều trục lớn xuất hiện khi biến dạng nhiệt độ và tác dụng lên góc lượn các bạc của xilanh cao áp, người ta cho sai lệch giữa kích thước xilanh và bạc với dung sai nhỏ: ở $\frac{1}{3}$ gần phần dốc góc lượn bằng $(0,00015 \div 0,0002)D$; ở $\frac{2}{3}$ còn lại của bạc bằng $(0,00005 \div 0,0001)D$.

Để tăng độ bền của bạc, việc chuyển từ phần hình trụ sang phần dốc lượn theo mặt nón hoặc bán kính phải từ từ.

Xupáp được bố trí ở thân xilanh hoặc ở nắp, còn trục của xupáp đặt hướng kính, nghiêng hoặc song song với trục của xilanh.

Loại xupáp có trục đặt hướng kính được ứng dụng trong máy nén năng suất lớn và vừa, nó có khả năng bố trí xupáp với tiết diện đi qua lớn. Song khoảng hại lớn.

Loại song song với trục xilanh có khoảng hại lớn, khó lấy xupáp ở trong và khi hút nóng. Nhưng có ưu điểm là tám xupáp nằm ngang.

Bố trí xupáp ở nắp xilanh tác dụng đơn làm đơn giản cấu tạo của xilanh.

Xupáp đặt nghiêng thường dùng trong xilanh tác dụng kép với năng suất trung bình và lớn, có khả năng không tăng khoảng hại mà tiết diện khí qua vẫn lớn.

Các nắp xilanh, các xupáp và các hộp xupáp được bắt kín bằng đệm đồng hoặc đệm nhôm. Trong cấp áp suất thấp dùng parônít và đệm đồng - amiăng phối hợp. Để đệm kim loại mềm có thể làm việc thì áp suất nén riêng phải lớn hơn giới hạn dẻo của vật liệu đó (chọn chiều rộng đệm nhỏ).

Áp suất riêng cực tiểu gây nên sự mềm của đệm nhôm và đồng đỏ ủ là: 7000 - 10000N/cm²; với parônít - 600N/cm².

Để đảm bảo độ bền của vật liệu xilanh cần giới hạn áp suất riêng trên đệm: với gang không nên lớn hơn 15000 N/cm² và với thép không nên lớn hơn 30000N/cm².

Ở những máy nén lớn, thời gian gần đây người ta bắt kín nắp xilanh, xupáp, nắp hộp xupáp bằng sự mài nhẵn bề mặt tiếp xúc có chỗ tù tiếp theo Chiều rộng của bề mặt mài nhẵn chọn trong khoảng 2,5 - 25mm.

Trong lỗ làm việc của máy nén lớn và vừa có lỗ chỉ thị (làm ren) để lắp dụng cụ chỉ thị (khoan ở trong khoảng hại).

Bất kỳ loại máy nén nào cũng phải làm lạnh. Nước dẫn vào làm lạnh đi từ dưới lên. Khi làm lạnh bằng không khí thì phía ngoài xilanh có gân:

Tiết diện ống dẫn không khí xác định theo công thức:

$$f_0 = \frac{v_{tb} F}{v_{ktb}}, \quad m^2 \quad (2-80)$$

trong đó:

$$v_{tb} = \frac{S_n}{30} - \text{vận tốc trung bình của pittông, m/s;}$$

F - diện tích pittông, m²;

v_{ktb} - vận tốc trung bình của khí trong ống. Đối với áp suất thấp; $v_{ktb} = 12 \div 18 \text{ m/s}$; đối với áp suất vừa $v_{ktb} = 10 \div 15 \text{ m/s}$; đối với áp suất cao $v_{ktb} = 8 \div 12 \text{ m/s}$.

Tiết diện của ống dẫn trung gian chọn bằng hoặc gấp 1,5 ÷ 2 lần giá trị tính theo công thức (2-80).

3. Pittông gồm có 3 loại: hở, đĩa và bậc:

a) Pittông hở được dùng trong các máy nén không có con trượt. Khi làm việc thành phần áp lực riêng hướng kính tác dụng theo biên ép pittông lên bề mặt của xilanh (giá trị cực đại khi bắt đầu đẩy) và được xác định theo công thức:

$$k_{\max} = \frac{P_{N\max}}{DH'} < 15 \div 35 \text{ N/cm}^2 \quad (2-81)$$

trong đó:

D - đường kính pittông, cm;

H' - chiều cao pittông trừ tổng chiều cao các vòng bít kín, cm. Chiều cao hoàn toàn của pittông $H = (0,8 \div 1,2)D$;

$P_{N\max}$ - lực ép lớn nhất lên bề mặt xilanh tính theo công thức (2-68).

Pittông hở của cấp I và II thường có bốn vòng, hai vòng về phía lỗ làm việc là vòng bít kín còn lại hai vòng là vòng mang dầu. Nhiệm vụ của chúng là đẩy khối bề mặt làm việc lượng dầu thừa.

Cùng với pittông bằng hợp kim nhôm người ta cũng dùng gang chất lượng cao để chế tạo như: CH424 - 44, CH428 - 48.

Đáy pittông tính như tấm phẳng tròn, ứng suất uốn lớn nhất là:

$$\sigma_u = \frac{0,68 p_{\max} r^2}{\delta^2} < \sigma_{ucp} \quad (2-82)$$

trong đó: $p_{\max}$ - áp suất lớn nhất trong xilanh, N/cm²;

r - bán kính vòng bít của pittông, cm;

δ - chiều dày đáy, cm

σ_{ucp} - ứng suất uốn cho phép của vật liệu làm pittông, N/cm².

Đối với pittông gang có gân tăng bền $\sigma_{ucp} = 10000 \text{ N/cm}^2$; với pittông gang không có gân tăng bền $\sigma_{ucp} = 3000 - 3500 \text{ N/cm}^2$.

Khoảng hở đường kính δ_h giữa pittông và xilanh ở trạng thái lạnh chọn trong khoảng:

$$\delta_h = \frac{(0,8 \div 1,2)D}{1000} \quad (2-83)$$

Đối với pittông nhôm δ_h tăng lên 2 lần.

Kích thước của ác pittông được xác định từ điều kiện:

$$k_{cp\max} = \frac{P_{\max}}{dl}, \text{ N/cm}^2 \quad (2-84)$$

trong đó:

$P_{\max}$ - lực pittông lớn nhất, N;

d - đường kính ác, cm;

l - chiều dài thanh truyền, cm

$k_{cp\max}$ - ứng suất chèn dập cho phép của vật liệu làm ác pittông, lấy bằng 1500 N/cm^2 .

Ác pittông được làm rỗng với đường kính lỗ $d_0 = (0,6 \div 0,7)d$. Tiết diện của nó kiểm tra theo uốn giống như dầm có hai đầu tựa tự do và tải trọng phân bố đều. Ứng suất cho phép tới 9000 N/cm^2 đối với thép các bon và 15000 N/cm^2 đối với thép không gỉ. Ứng suất cho phép cắt không quá 5000 N/cm^2 .

Ác làm bằng thép 15X4, 15XMA hoặc thép 45, 40XA;

b) Pittông đĩa được dùng trong các máy nén có con trượt. Các đáy của pittông gắn với nhau bằng gân. Khi đúc bằng gang, các gân thường không dính với thành trục của pittông để tránh ứng suất dẫn và co nứt.

Các pittông của máy nằm ngang treo trên cán hoặc dựa lên bề mặt làm việc của xilanh. Trong trường hợp sau chúng cần phải có bề mặt mang riêng, để đảm bảo sự dẫn nở nhiệt của pittông (bề mặt mang có góc ôm bằng 90° hoặc 120°). Phạm vi của pittông sửa lại theo kích thước xilanh và có khoảng hở 1 - 2 mm. Để giảm sự mài mòn của bề mặt mang người ta đổ babít Б-16 hoặc babít canxi. Loại này dễ gia thêm, giảm mài mòn và có khả năng khôi phục bề mặt đã bị mòn.

Áp suất riêng trên bề mặt mang của pittông xác định theo công thức:

$$k = \frac{Mg}{bH'} < k_{cp}, \quad (2-85)$$

trong đó:

g - gia tốc trọng trường, m/s^2

M - Tổng khối lượng của pittông và nửa cán, kg;

b - chiều rộng mặt mang, cm;

H' - chiều dài của mặt mang, cm;

k_{cp} - áp suất cho phép, N/cm^2 ;

Khi không có babit $k_{cp} = 5 \text{ N/cm}^2$ để tránh mài mòn nhiều. Khi có babit $k_{cp} = 10 \text{ N/cm}^2$.

Phần lớn pittông có cấu tạo cố định trên cán nhờ phần hình trụ (loại nón ít dùng), chuyển tiếp từ phần đỡ pittông đến cán có bán kính cong.

Vị trí của pittông với bề mặt mang được cố định trên cán bằng chốt hoặc then. Pittông lắp chặt trên cán phải căng để loại trừ khoảng hở chiều trục và khả năng va đập giữa đoạn uốn cong hoặc ống cán với pittông. Ốc phải cố định vững vàng, vì nếu tự mở được có thể dẫn tới hư hỏng nặng.

Vật liệu làm pittông của máy chạy chậm là gang CƯ 21-40 có HB 170-229. Pittông của máy chạy nhanh và có đường kính lớn làm bằng thép hàn.

c) Pittông bậc được làm cả khối hoặc từng phần.

Trong các xilanh phức tạp phải dự định trước khả năng tự lựa của từng pittông riêng trong xilanh. Với mục đích này pittông cấp thấp áp liên hệ với cấp cao áp bằng gối cầu có ổ đỡ. Như vậy còn có thể dịch chuyển pittông cao áp với thấp áp.

Người ta làm các vòng pittông có khe hở giáp mối. Ở trạng thái tự do kích thước của vòng lớn hơn đường kính xilanh. Vì vậy khi đặt trong xilanh, vòng tác dụng một áp suất lên thành của xilanh. Áp suất tác dụng theo chu vi (vòng) trong của vòng gần áp suất khí trước nó, cao hơn áp suất trung bình tác dụng theo vòng ngoài và tạo nên áp lực phụ ép vòng đến xilanh. Vòng ở trong rãnh của pittông và có một khoảng hở. Khi máy nén làm việc, do hiệu số áp suất vòng sẽ ép chặt vào một mặt đầu của rãnh.

Nếu các vòng làm thật tốt, thì tổn thất chủ yếu chỉ qua khe hở trong vòng. Ngược lại nếu làm không cẩn thận thì tổn thất chủ yếu là giữa vòng và xilanh, giữa vòng và rãnh pittông. Ở đây do chu vi lớn, nên có thể tạo ra tiết diện lớn.

Số vòng trên pittông phụ thuộc vào áp suất (bảng 2.6).

Bảng 2.6

Áp suất, (N/cm^2)	Số vòng
5	2 - 3
5 - 30	3 - 6
30 - 120	6 - 12
120 - 350	12 - 24

Tổn hao khí (rò) giảm xuống khi tăng số vòng quay. Vì vậy đối với máy nén quay nhanh ta lấy số vòng pittông nhỏ.

Rãnh vòng có thể thẳng, nghiêng 45° , 60° hoặc chữ S. Rãnh chữ S hoàn toàn không khắc phục được sự rò khí.

Dưới tác dụng của lực tiếp tuyến của dòng khí, các vòng chế tạo có khoá nghiêng sẽ quay đi và các khoá sẽ bố trí trên một đường. Để tránh điều này, người ta làm các vòng có khe khoá ngược nhau và bố trí lần lượt liên tiếp.

Thời gian làm việc của vòng pittông phụ thuộc vào chất lượng vật liệu làm vòng, làm xilanh và chất lượng gia công chúng. Người ta làm các vòng bằng gang peclit chất lượng cao. Để làm cho sự mài mòn đồng đều thì vòng và bạc xilanh cần có độ cứng như nhau HB190-241.

4. Hộp đệm:

lượng rò rỉ của chất lỏng hoặc khí qua hộp đệm được xác định qua công thức:

$$\bar{V} = \frac{2600\delta_h^3 d \Delta P}{\mu l}, \text{ cm}^3/\text{s} \quad (2-86)$$

trong đó:

δ_h - khoảng hở hướng kính, cm;

d - đường kính cán được bít kín, cm;

l - chiều dài hộp đệm, cm;

ΔP - độ hạ áp suất, N/cm²;

μ - độ nhớt động học, Ns/cm².

Công thức này đúng khi chế độ chảy là chảy tầng và cán pittông nằm chính giữa hộp đệm. Khi cán nằm lệch tâm khoảng hở tăng, làm tăng lượng rò tới 2,5 lần. Khi bôi trơn bằng chất lỏng, độ nhớt lớn thì lượng rò giảm và khi khoảng hở tăng thì lượng rò cũng tăng.

Trong các máy nén, người ta dùng hộp tự bít kín. Áp suất trên bề mặt bên ngoài của đệm bít kín tạo nên áp lực hướng kính trên cán (lớn hơn áp suất được giảm trong khoảng hở giữa đệm và cán). Do vậy đệm ép vào cán.

Vật liệu dùng làm đệm là các ống da và kim loại. Ống da chắc chắn và thuận lợi khi vận tốc cán $\leq 1\text{m/s}$ còn vòng kim loại có thể là dạng phẳng hoặc dạng nón. Trong cả hai trường hợp các vòng có thể chuyển dịch theo chiều hướng kính tới trục của cán. Vòng loại phẳng dùng với áp suất nhỏ và vừa (tới 1000N/cm²), vòng làm bằng đồng thanh hoặc gang chống ma sát AC1-1 có độ cứng HB190-210, với trường hợp sau HB52-62. Có khi dùng các vòng có đồ babít.

Vòng loại nón dùng với áp suất cao. Khi áp suất máy nén $p \leq 30\text{at}$ thì làm bằng babít đặc biệt. Khi p tới 3000at và cao hơn thường dùng БрОС8-12 với HB65-73, loại này ổn định với bào mòn hơn babít.

Thành phần đặc biệt của babít có độ cứng HB 20-35 ứng dụng làm hộp đệm gồm: Sn = 5,5 - 6,5%; Sb = 13 - 15%; Cu = 0,24 - 0,28%, còn lại là Pb.

Theo thời gian sử dụng, lượng rò qua hộp đệm tăng. Để nâng cao thời hạn sử dụng cán được tôi và mài bề mặt. Khi bít kín bằng hộp đệm áp suất cao thì phải mài nhẵn cán thật. Độ cứng bề mặt và độ mài mòn của cán cao hơn khi nitơ hoá. Cán được nitơ hoá được chế tạo từ thép 35ХМЮА.

2.4.1.13. Điều chỉnh máy nén pittông

Các máy nén làm việc trong các dây chuyền sản xuất khác nhau thường yêu cầu lưu lượng biến đổi khi áp suất không đổi. Vì vậy mục đích điều chỉnh máy nén pittông trong đa số trường hợp là duy trì áp suất cuối không đổi.

Các phương pháp điều chỉnh phổ biến nhất là: biến đổi số vòng quay của động cơ; dừng động cơ tạm thời hoặc tách máy nén khỏi động cơ; ép các xupáp hút; đóng đường hút lại; lắp thêm các thể tích phụ; tiết lưu không khí trong đường hút.

1. Biến đổi số vòng quay: là phương pháp điều chỉnh kinh tế nhất khi động cơ cho phép biến đổi từng bậc hoặc liên tục số vòng quay.

Hiện nay chỉ có dùng truyền động máy hơi là biến đổi số vòng quay tương đối kinh tế (vì công riêng để nén 1m^3 không khí không đổi). Qua số liệu thực tế cho thấy hiệu suất của hệ thống máy nén truyền động máy hơi không đổi khi giảm năng suất (số vòng quay) hơn 3 lần.

2. Dừng động cơ tạm thời hoặc tách máy nén ra khỏi động cơ (loại điều chỉnh gián đoạn): Trong trường hợp sự biến đổi phụ tải mang đặc trưng ổn định và lâu dài thì dừng động cơ là hợp lý nhất, thường sử dụng với máy có $N < 50\text{kW}$.

Việc dừng và khởi động lại được điều khiển bằng các dụng cụ tự động điều chỉnh.

Ưu điểm của nó là tiết kiệm được năng lượng, nhưng khởi động lại gây nên biến đổi dòng điện trong mạch rất nhiều và yêu cầu thể tích thùng chứa lớn. Ngắt máy nén khỏi động cơ thực hiện bằng nối trực diện từ tiết kiệm được ít năng lượng nhưng không gây ra biến đổi dòng điện khi khởi động lại máy nén. Vì vậy nó được dùng khi công suất lớn.

3. Ép xupáp hút (loại điều chỉnh gián đoạn và điều chỉnh liên tục): là một trong những phương pháp đơn giản dễ thực hiện nhất (hình 2.16a).

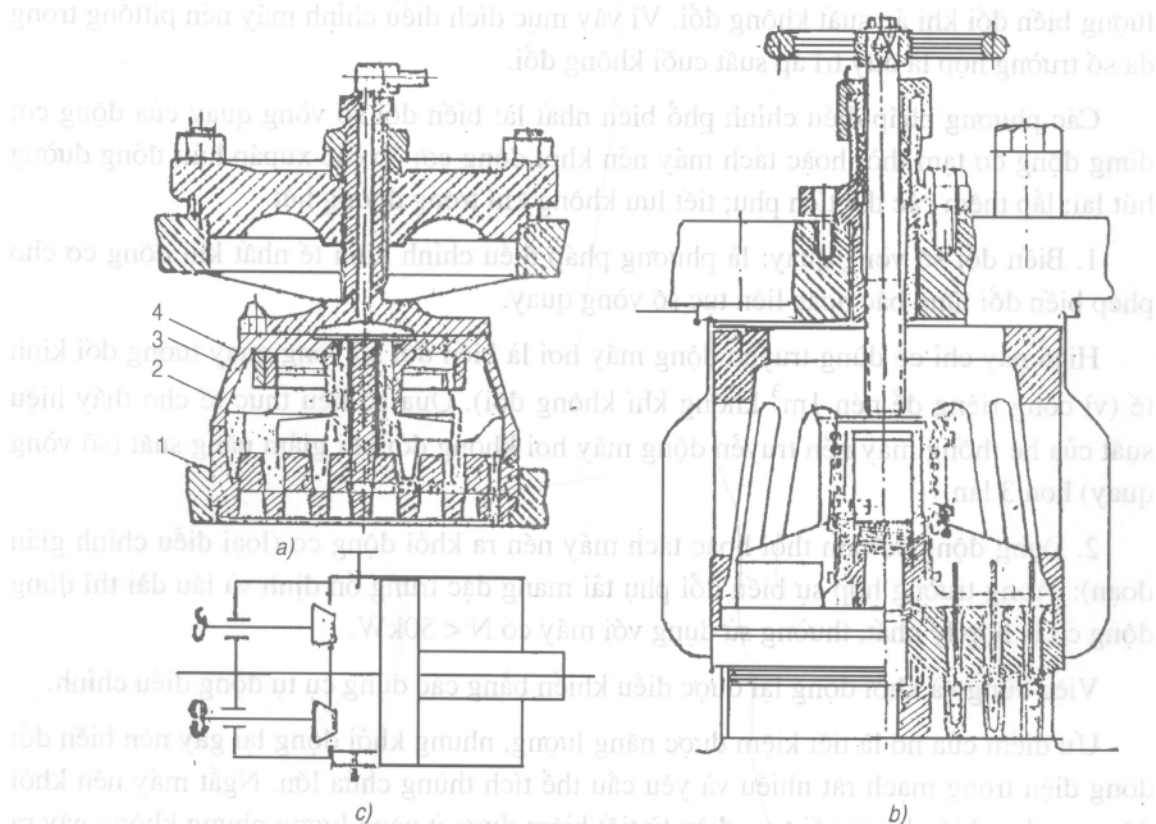
Việc ép các tấm 1 của xupáp hút được tiến hành bằng đĩa 2 nối với pittông nhờ 3 ở trong xilanh 4 (chịu tải từ dưới bởi lò xo) và được lò xo nén từ dưới lên. Lỗ trên của xilanh nối bằng ống 5 với thùng chứa khí (khí áp suất được nâng cao). Khi áp suất của thùng chứa lớn hơn áp suất cho phép thì pittông và đĩa sẽ dịch chuyển và nén lên xupáp. Xupáp hút mở đến khi nào áp suất trong thùng chứa giảm tới bình thường. Đó là sơ đồ điều chỉnh gián đoạn. Ở hình 2.16b là sơ đồ điều chỉnh đảm bảo mở xupáp ở một phần khoảng chạy.

Nếu xupáp mở thì không có sự nén khí và công tiêu hao chủ yếu để thắng ma sát.

Phương pháp này ít tiết kiệm năng lượng hơn phương pháp dừng động cơ và tách máy nén khỏi động cơ.

4. Đóng đường hút lại (là loại điều chỉnh gián đoạn): về kinh tế phương pháp này gần như phương pháp trên và thiết bị điều chỉnh trong trường hợp này cũng tương tự như

trong trường hợp trước, chỉ khác là ở đây bộ phận điều chỉnh tác dụng lên bộ phận đóng của trục hút. Công suất tổn từ 2 - 3% công suất máy nén.



Hình 2.16

5. Lắp thêm các thể tích phụ (là loại điều chỉnh từng bậc): có thể giảm năng suất nhờ tăng thể tích khoảng hại và như vậy là giảm hệ số thể tích λ_v , giảm khoảng chạy có ích. Tăng thể tích khoảng hại từng bậc bằng cách nối vào xilanh một hoặc nhiều lỗ trống (hình 2.16c). Với cách nối này năng suất lập tức bị giảm xuống.

Thể tích phụ V_p cần nối thêm vào thể tích xilanh đối với khí lý tưởng:

a) Khi tỷ số nén và áp suất khí thay đổi:

$$V_p = \frac{V_H \lambda'_v - \frac{\sigma p_1 \lambda_t \lambda_v}{p'_1 \lambda'_t}}{(\epsilon')^{1/m_1} - 1}, \text{ m}^3 \quad (2-87)$$

b) Nếu áp suất hút không biến đổi:

$$V_p = \frac{V_H \lambda'_t - \frac{\sigma \lambda_t \lambda_v}{\lambda'_t}}{(\epsilon')^{1/m_1} - 1}, \text{ m}^3 \quad (2-88)$$

c) Nếu tỷ số nén ε không thay đổi:

$$V_p = \frac{V_H \lambda'_v (1 - \sigma)}{(\varepsilon')^{1/m_1} - 1}, \text{ m}^3 \quad (2-89)$$

trong đó:

m_1 - chỉ số đa biến phụ thuộc vào sự làm lạnh lỗ phụ, trong tính toán lấy $m_1 = k$ (k - chỉ số đoạn nhiệt);

σ - mức độ giảm năng suất (tỷ số giữa năng suất khối lượng đã bị giảm và năng suất toàn phần của máy);

λ_1, λ'_1 - hệ số nhiệt độ ứng với điều kiện cũ và mới;

λ_v, λ'_v - hệ số thể tích ứng với điều kiện cũ và mới;

$\varepsilon, \varepsilon'$ - tỷ số nén cũ và mới.

Đối với khí thực, thể tích phụ nối thêm được xác định theo công thức:

$$V_p = \frac{V_H \left(\lambda'_1 - \frac{\sigma \xi_1 p_1 \lambda_1 \lambda_v}{\xi'_1 p'_1 \lambda'_1} \right)}{\frac{\xi'_1 (\varepsilon')^{1/k_r}}{\xi_2} - 1}, \text{ m}^3 \quad (2-90)$$

khí $\varepsilon = \text{const}$, $p_1 = \text{const}$ thì:

$$V_p = \frac{V_H \lambda_1 (1 - \sigma)}{\frac{\xi_1 \varepsilon^{1/k_r}}{\varepsilon_2} - 1}, \text{ m}^3 \quad (2-91)$$

trong đó: $\xi_1, \xi_2, \xi'_1, \xi'_2$ - các hệ số nén ép khí tương ứng với áp suất hút và đẩy khi năng suất thiết kế và khi năng suất đã điều chỉnh.

Chú ý là năng suất của máy nén nhiều cấp được xác định bởi cấp thứ nhất. Vì vậy, để giảm năng suất ta nối thêm các lỗ phụ chỉ ở cấp I. Việc phân phối này chỉ gây nên sự phân phối lại áp suất ở các cấp sau. Nếu bằng cách nối lỗ phụ vào cấp I, thì không nên điều chỉnh trong khoảng rộng, vì trong các cấp sau tỷ số áp suất tăng lên, do đó có thể nảy sinh nhiệt độ cao không cho phép.

Điều chỉnh năng suất bằng cách thêm các lỗ phụ là phương pháp điều chỉnh kinh tế cả khi trường hợp lỗ phụ chỉ ở cấp I, sự phân phối lại áp suất không gây nên sự nâng cao tiêu hao năng lượng riêng. Khi giảm năng suất từ 100% xuống 70% sẽ tăng không lớn hơn 2% công suất chỉ thị hoàn toàn.

Lỗ phụ có thể đặt trực tiếp ở xilanh hoặc ở bình riêng có thông với xilanh

Để điều chỉnh năng suất từ từ hơn thì dùng loại lỗ phụ có pittông chuyển dịch.

6. Tiết lưu trên đường hút (loại điều chỉnh liên tục): khác với trường hợp điều chỉnh bằng đóng kín đường hút ở chỗ là tiết diện đường hút chỉ biến đổi từ từ. Phương pháp này chỉ hợp lý khi tỷ số nén lớn ($\epsilon > 3,2$). Loại điều chỉnh này ít kinh tế nhất, vì làm tăng tỷ số nén và tăng nhiệt độ cuối. Vì thế, để đảm bảo an toàn cho máy không nên điều chỉnh trong khoảng rộng.

2.4.1.14. Vận hành máy nén pittông (khởi động và sử dụng)

1. Thử máy nén sau khi lắp ráp và đại tu: chia làm hai giai đoạn:

Giai đoạn một: Thử không có xupáp và nắp của hộp xupáp (thử lạnh - thử không tải) với thời gian 5 phút, 15 phút, 30 phút và 6 giờ. Trong khoảng thời gian giữa các lần khởi động phải xem xét cẩn thận máy nén, kiểm tra sự đốt nóng các chi tiết làm việc và khắc phục các nhược điểm. Khi phát hiện tiếng động không bình thường hoặc tiếng va đập, thì từ từ dừng lại kiểm tra và khắc phục. Lần khởi động tiếp theo chỉ bắt đầu khi đã khắc phục được các nguyên nhân gây ra tiếng động hoặc va đập.

Độ kín của xupáp đã lấy khỏi máy nén được kiểm tra bằng nước.

Sau khi chạy không tải người ta thay dầu trong hệ thống bôi trơn và chuẩn bị máy nén để thử có tải (thử nóng).

Giai đoạn hai: Thử nóng với thời gian 30 phút, 6 giờ và 48 giờ, sau đó lại thay dầu. Lần thử 6 giờ, thử ở áp suất thấp hơn (giảm 1at khi áp suất làm việc $p_{lv} < 10at$), còn lần thử 48 giờ ở áp suất làm việc. Nếu trong lần thử 48 giờ máy nén làm việc bình thường và không có sai sót gì thì trạm máy nén có thể đưa vào làm việc lâu dài.

Khi thử máy nén có thể xuất hiện những hiện tượng bất thường chủ yếu sau đây:

a) Các bề mặt làm việc bị đốt nóng: Nếu đốt nóng tất cả bề mặt đồng đều thì chính là do lưu lượng dầu không đủ. Nếu chỉ một phần bề mặt bị đốt nóng thì do lắp ghép không đúng (lắp căng quá, đóng các chi tiết không chính xác);

b) Tiếng động không bình thường khi mới bắt đầu khởi động là do lắp ghép không đúng. Nếu tiếng động không bình thường xuất hiện trong thời gian làm việc thì do xiết bulông ở các mối ghép yếu hoặc do có vật lạ rơi vào;

c) Phân phối áp suất theo các cấp không đúng là do xupáp không đóng kín, lắp ghép xupáp không đúng và xupáp bị gãy.

Cần chú ý nếu máy nén làm việc với các khí dễ nổ, cháy thì cần phải đẩy hết không khí bằng khí trơ ($N_2, v.v...$) sau khi thử.

2. Khởi động máy phải thực hiện như sau:

a) Trước khi khởi động cần quan sát cẩn thận máy nén, kiểm tra các bulông, xem hệ thống dầu và đổ dầu đến mức cần thiết.

b) Mở các van truyền dầu vào các bộ phận máy nén;

c) Hoàn toàn mở van đẩy;

- d) Chuyển máy nén vào trạng thái không tải;
- đ) Cấp nước lạnh vào;
- e) Nếu máy dừng một thời gian dài thì cần dùng tay quay hai ba vòng để xem có bị vướng không;
- f) Đóng động cơ và đưa máy nén vào trạng thái làm việc.

3. Dừng máy nén: Để dừng máy người điều khiển máy cần phải xả các thiết bị làm lạnh và thùng chứa không khí. Chuyển động cơ qua phía không tải và quay tay quay của bộ phận cung cấp dầu khoảng ba, bốn vòng để truyền dầu vào xilanh.

Dừng động cơ và ngắt hệ thống dầu tuần hoàn, đóng van đẩy và ngừng đưa nước làm lạnh vào (ngắt bằng van chung)

Nếu máy nén dừng lâu thì phải tháo tất cả các van xả và van an toàn. Còn những phần chuyển động và xilanh thì bọc mỡ.

4. Các điều cần chú ý và quy tắc sử dụng: Trong thời gian vận hành cần định kỳ xem xét các mối ghép và các chi tiết của hệ thống máy nén, rồi đặt thời hạn sửa chữa cần thiết tương ứng với nó.

Khi xem xét máy nén cần chú ý đặc biệt tới trạng thái của các xupáp máy nén, tất cả các chốt chặn có còn không (đặc biệt là ở trên các bulông của biên), khoảng hở trong các ổ đỡ, độ sạch của các lỗ bên trong máy và của các lưới ở thiết bị lọc dầu, sự vắng mặt của các khe nứt ở các má của trục khuỷu, sự vắng mặt của muội than ở xilanh- pittông và xupáp. Bơm dầu cần truyền đủ lượng dầu để các thành xilanh và pittông tạo thành một màng dầu mỏng, nếu không sẽ làm thành xilanh và vòng pittông mau mòn. Nếu lượng dầu thừa sẽ tăng lượng tích chứa muội than ở xilanh, ở pittông và ở thiết bị làm nguội, dẫn đến điều kiện làm việc kém, hư hỏng và bị nổ.

Cần định kỳ làm sạch thiết bị lọc dầu, khí khỏi bẩn và bụi. Làm sạch các xupáp, ống dẫn, thiết bị làm lạnh, thùng chứa khỏi muội than. Làm sạch thiết bị làm lạnh, vỏ bọc nước khỏi cao canxi cacbonat và trong thời hạn xác định phải thay dầu trong hệ thống tuần hoàn dầu.

Quy tắc sử dụng

Máy nén cần khởi động không tải với van xả của thiết bị làm lạnh được mở ra và hệ thống làm lạnh nước cần cho chạy trước khi khởi động. Dầu trong thùng của bơm dầu và trong các te máy nén phải đủ.

Trong thời gian làm việc cần:

- a) Theo dõi lượng dầu của bơm dầu;
- b) Theo dõi áp suất dầu trong hệ thống tuần hoàn;
- c) Theo dõi sự phân bố áp suất theo các cấp của máy và áp suất ở sau cấp cuối;

- d) Theo dõi nhiệt độ khí, dầu và nước;
- đ) Định kỳ xả thiết bị làm lạnh và thùng chứa khí;
- e) Định kỳ đổ dầu vào bơm dầu;
- f) Hàng ngày kiểm tra xupáp.

Khi vận hành hệ thống máy nén:

- a) Cấm nâng áp suất đẩy cao hơn áp suất làm việc cho phép;
- b) Cấm làm việc nếu nhiệt độ cuối quá trình nén ở một cấp bất kỳ nào đó cao hơn 200°C khi bôi trơn bằng dầu "máy nén 12" và cao hơn 210°C khi bôi trơn bằng dầu "máy nén".

- c) Cấm làm việc nếu trong mỗi ghép bất kỳ nào có tiếng động;
 - d) Cấm xiết bulông bệ khi chạy và xiết các bulông mặt bích có áp suất;
 - đ) Cấm kéo hoặc nén xupáp an toàn;
 - e) Không cho phép máy nén làm việc khi hệ thống làm lạnh không đúng;
 - f) Cấm bôi trơn máy nén bằng dầu bẩn hoặc chất lượng không thích hợp;
 - g) Cấm vi phạm quy tắc chung của kỹ thuật an toàn;
- Khi cần dừng máy nén phải tuân theo các điều đã chỉ dẫn ở trên.

5. Các sai sót cơ bản nhất gồm:

- a) Động cơ quá tải, có thể do áp suất khí nâng quá mức (do xupáp an toàn sai) hoặc làm lạnh khí không đủ;
- b) Năng suất của máy nén bị giảm xuống khi giảm đồng thời áp suất cuối và áp suất trung gian. Nguyên nhân là do supáp hút cấp đầu tiên sai;
- c) Giảm năng suất khi chỉ giảm áp suất cuối. Nguyên nhân là do bộ phận điều chỉnh áp suất làm việc không đúng.
- d) Giảm năng suất khi giảm áp suất cuối và các áp suất trung gian, đồng thời hộp xupáp đẩy cấp thứ nhất bị đốt nóng. Nguyên nhân là xupáp đẩy cấp dầu không đúng.
- đ) Tiếng ồn ào và tiếng động không bình thường trong xilanh. Nguyên nhân là do vòng pittông bị vướng, ốc bị yếu và nước vào xilanh hoặc các vật lạ rơi vào (thí dụ một phần xupáp bị gãy);
- e) Tiếng động không bình thường trong các te. Nguyên nhân có thể do sự làm việc không bình thường của các ổ đỡ hoặc khoảng hở giữa con trượt và mặt trượt lớn.

Các sai sót xuất hiện khi vận hành máy nén không những làm hỏng các thiết bị máy móc mà còn có thể gây ra nổ. Vì vậy phát hiện kịp thời, tìm ra nguyên nhân và có biện pháp khắc phục chúng là rất quan trọng.

Các thiếu sót chủ yếu của máy nén pittông và cách khắc phục cho ở bảng 2.7.

Bảng 2.7

Nguyên nhân	Phương pháp khắc phục
<i>Nhiệt độ khi nén bị nâng cao</i>	
1. Nước trong thiết bị làm lạnh trung gian tuần hoàn không tốt, do đó sự làm lạnh của xilanh không đủ.	1. Làm sạch vỏ bọc xilanh, kiểm tra và làm sạch thiết bị làm lạnh trung gian
2. Thiết bị lọc khí bị bẩn, không khí bị nung nóng khi đi qua nó	2. Làm sạch thiết bị lọc
3. Xupáp đẩy không đúng	3. Kiểm tra xupáp đẩy và sửa chữa
4. Lượng dầu bôi trơn không đủ hoặc không có	4. Kiểm tra ống dẫn dầu, bình dầu, bơm dầu và làm sạch chúng
<i>Năng suất bị giảm</i>	
1. Các vòng bít kín bị hỏng, pittông và bạc của xilanh mòn do bôi trơn không đúng, do đó có khoảng hở lớn.	1. Kiểm tra và thay thế vòng bít kín
2. Xupáp hút mở không kịp thời và không tuần hoàn vì lò xo cứng	2. Thay thế lò xo
3. Xupáp đẩy và hút đóng không kín và không kịp thời, do bị vênh chặm đóng hoặc chiều cao nâng của xupáp rất lớn	3. Kiểm tra xupáp, làm sạch muội than và bẩn. Mài nhẵn và điều chỉnh, vận và thay lò xo.
4. Lưới hoặc thiết bị lọc khí bị bẩn	4. Làm sạch chúng
5. Các vòng pittông bị mài mòn	5. Làm sạch vòng hoặc thay thế cái mới
6. Không khí lọt qua các lỗ không kín trong ống dẫn.	6. Kiểm tra các mối ghép và khắc phục các sai sót
7. Hộp đệm cho khí lọt qua	7. Kiểm tra đệm và vận bulông
8. Bộ phận điều chỉnh áp suất hoạt động kém	8. Điều chỉnh lại bộ phận điều chỉnh áp suất
<i>Giảm áp suất cuối của không khí</i>	
1. Các vòng bít kín bị hỏng	1. Thay thế vòng mới
2. Lò xo các supáp cứng	2. Thay thế lò xo
3. Bộ phận điều chỉnh làm việc không đúng	3. Điều chỉnh lại
<i>Áp suất cuối cao hơn</i>	
1. Van an toàn sai	1. Sửa chữa hoặc thay thế
2. Lò xo các supáp cứng	2. Điều chỉnh tải trọng của lò xo. Nếu lò xo cứng quá thì thay thế
3. Van tấm chắn giữa máy nén và thùng chứa không mở đủ	3. Kiểm tra và làm sạch van tấm chắn
<i>Máy nén và đập khi làm việc</i>	
1. Va đập mạnh bất ngờ xảy ra, có nghĩa là các miếng xupáp gãy rời vào xilanh	1. Dừng máy và lấy ra
2. Lò xo supáp bị yếu hoặc bị gãy	2. Tăng tải trọng hoặc thay thế lò xo mới. Thay xupáp mới
3. Bạc của các ngỗng trục bị hỏng	3. Thay thế bạc
4. Vòng pittông hỏng	4. Thay thế vòng mới
5. Pittông bị kẹt - do bị bôi trơn kém hoặc do tạo thành muội than (tiếng động phát sinh dần dần)	5. Làm sạch pittông
6. Bạc của ổ đỡ hoặc ngỗng trục bị hỏng	6. Thay thế bạc mới và vận bulông
7. Khoảng chết nhỏ (xuất hiện tiếng động khi mới bắt đầu khởi động sau khi sửa chữa máy nén)	7. Tăng thêm chiều dày đệm giữa nắp và vỏ

2.4.2. Máy nén rôto và máy thổi khí rôto

Trong máy nén pittông lực quán tính giới hạn tốc độ chuyển động của pittông, như vậy sẽ giới hạn số vòng quay và ngăn cản việc nối trực tiếp động cơ với máy nén. Ngoài ra, máy nén pittông công kênh, đòi hỏi bộ lớn, lưu lượng không đều và muốn đều thì phải có những biện pháp đặc biệt.

Máy nén và máy chân không rôto không có các nhược điểm này, không có các xupáp và pittông thông thường mà vai trò của pittông được thực hiện bằng rôto có biên dạng nhất định quay liên tục. Do các máy nén rôto không có cơ cấu chuyển động tịnh tiến nên rôto máy cân bằng động và tĩnh tốt, khi số vòng quay lớn có thể nối trực tiếp với động cơ. Loại này bộ nhỏ, năng suất lớn khi kích thước nhỏ (nhỏ hơn 5-6 lần). Lưu lượng đồng đều, không có các xupáp hoặc chỉ có ở phía đẩy nên ít tắc. Loại này điều chỉnh đơn giản và có cấu tạo đơn giản, nên ứng dụng rộng rãi trong những khu vực cần lưu lượng lớn, kích thước nhỏ.

Nhược điểm của loại này là: tổn thất ma sát lớn ($\eta_{ck} = 0,85 - 0,92$). Khó bít kín khi áp suất cao nên hiệu suất thể tích nhỏ. Các phần chuyển động bị bào mòn nhiều. Gia công và lắp ghép yêu cầu chính xác cao. Người sử dụng phải có trình độ chuyên môn cao.

Do có những nhược điểm trên nên cần giới hạn vận tốc tương đối cao của các bề mặt chuyển động (không nên lớn hơn 15-20 m/s) để tránh mài mòn và tiếng ồn. Đồng thời tỉ số nén phải nhỏ hơn 3-4.

2.4.2.1. Phân loại máy nén rôto

Khi tỷ số nén cao ứng với áp suất đẩy ($12at$) và có làm lạnh xilanh gọi là máy nén.

Khi áp suất đẩy của máy nén đến $2,5at$ gọi là máy thổi khí hoặc máy đẩy, thường không làm lạnh bằng nước.

Máy chân không (áp suất hút âm) có cấu tạo khác rất ít so với máy đẩy nhưng lại có đặc điểm của máy chân không.

Theo kiểu của máy nén gồm có: máy nén rôto tấm trượt một trục; máy nén rôto lắc một trục; máy nén rôto hai trục hai cánh hoặc ba cánh; rôto dạng hình sao; máy nén hai hoặc ba trục vít; máy nén vòng chất lỏng.

2.4.2.2. Nguyên tắc làm việc

Khi quay một hoặc hai rôto có hình dạng xác định thì các không gian kín tuần hoàn được tạo ra và thể tích của khí ở áp suất thấp được hút vào đó. Khi rôto chuyển động tiếp tục không gian này được thu hẹp lại, khí được nén và được đẩy vào đường đẩy.

Máy nén rôto được ứng dụng rộng rãi trong công nghiệp hoá học để vận chuyển và nén các khí, không khí. Các máy này được chế tạo với năng suất tới $100m^3/ph$ và áp suất nén đến $4at$. Đối với áp suất cao (đến $8at$) thì người ta dùng máy nén hai cấp có làm lạnh trung gian.

1. Máy nén rôto tấm trượt (hình 2.17) gồm có vỏ trục 4 và nắp 9 được làm lạnh bằng nước. Rôto 7 được lắp vào trục 6 đặt lệch tâm trong vỏ. Rôto có một dãy khe trong đó đặt các tấm chuyển động 8 làm bằng thép có chiều dày 0,8 - 2,5mm.

Khi rôto quay các cánh sẽ văng ra ép vào bề mặt bên trong của hai vòng gang tự do 3 và kéo chúng quay cùng. Do có khoảng hở giữa vỏ và các tấm nên chúng sẽ không bị mài mòn.

Khi rôto quay (theo chiều mũi tên trên hình vẽ) các tấm chia không gian làm việc có tiết diện hình lưỡi liềm thành các phòng nhỏ và thể tích của chúng giảm từ phía hút đến phía đẩy. Trục của máy nén quay trên ổ đỡ 2 được bịt kín bằng bạc nhẵn 1 có rãnh đen và được ép bằng lò xo tới nắp máy nén. Ở phía đẩy có đặt xupáp một chiều. Máy nén truyền động trực tiếp từ động cơ. Đối với các máy nén dùng để nén các khí không cho phép để lọt ra môi trường xung quanh (khí độc, cháy, nổ) thì trục được bịt kín bằng các vòng đệm grafit.

Các máy nén đã được chế tạo với áp suất 4at và năng suất 160 – 4000 m³/h. Đối với áp suất cao hơn người ta dùng máy nén hai cấp. Có thể sử dụng máy nén tấm trượt làm máy hút chân không với độ chân không tới 95%, nếu nối hai máy liên tiếp thì độ chân không sẽ tới 99%.

Máy nén rôto tấm trượt có ưu điểm chắc chắn, làm việc điều hoà và ít xupáp. Nhưng phải chế tạo với độ chính xác cao, yêu cầu lắp ráp cẩn thận và người sử dụng phải có trình độ chuyên môn cao. Khi tỉ số nén $\epsilon > 3 - 4$ thì tổn thất khí qua các chỗ không kín tăng lên. Loại này dễ nhạy cảm với độ bẩn nên ở ống hút phải đặt bầu lọc và ống đẩy phải có thiết bị phân ly dầu.

Năng suất (khí số tấm $z > 20$) được tính theo công thức:

$$V = \frac{\lambda enl(\pi D - \delta z)}{30}, \text{ m}^3/\text{s} \quad (2-92)$$

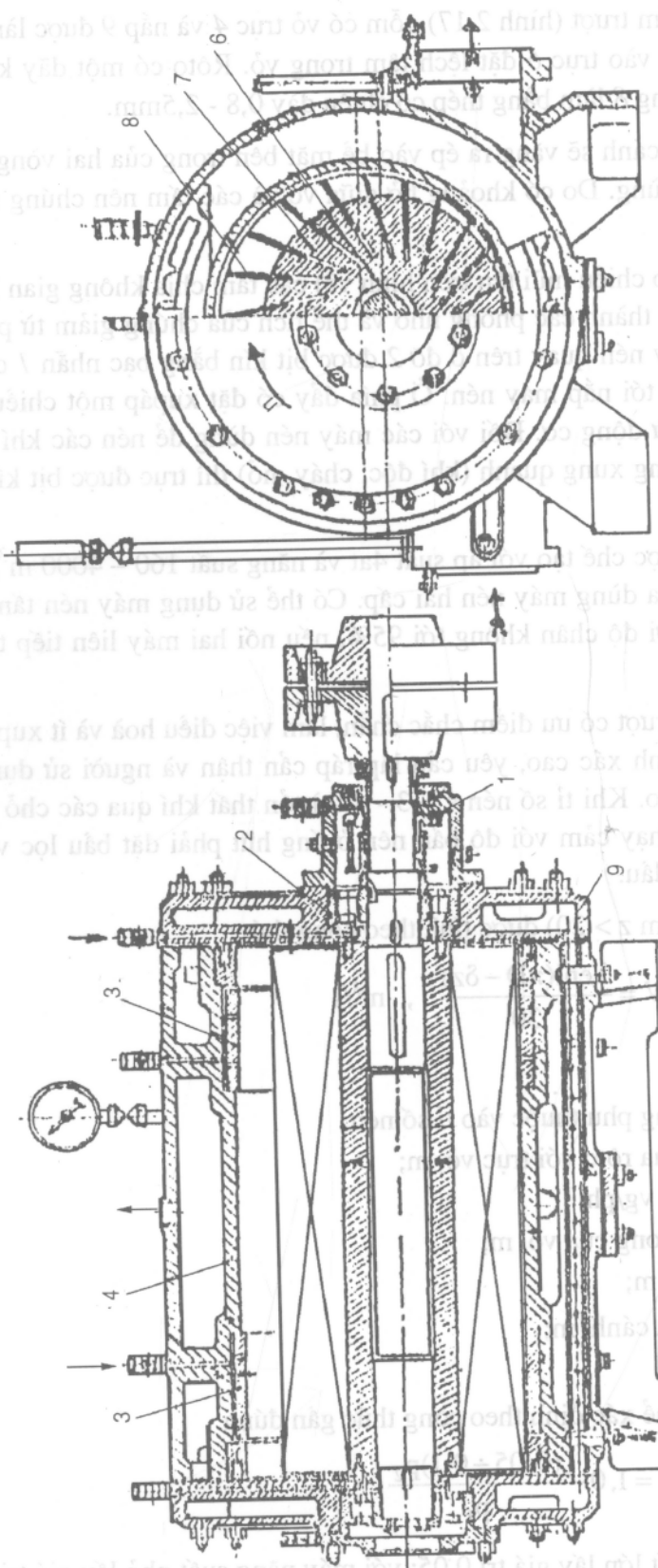
trong đó:

- λ - hệ số lưu lượng phụ thuộc vào tỉ số nén;
- e - độ lệch tâm của rôto với trục vỏ, m;
- n - số vòng quay, vg/ph;
- D - đường kính trong của vỏ, m;
- l - chiều dài rôto, m;
- δ - chiều dày của cánh, m;
- z - số tấm.

Hệ số lưu lượng có thể xác định theo công thức gần đúng:

$$\lambda = 1,0 - \frac{(0,05 \div 0,1)p_2}{p_1} \quad (2-93)$$

Với máy có năng suất lớn lấy giá trị 0,05; với máy năng suất nhỏ lấy giá trị 0,1.



Hình 2.17

Trong các máy hiện đại lấy $\frac{d}{D} = 0,87 \div 0,89$; $\frac{l}{D} = 1,6 \div 2$; $\frac{e}{D} = 0,06 \div 0,07$;
 $\frac{b}{D} = 0,25 \div 0,28$ (d- đường kính rôto, m; b- chiều rộng tấm trượt, m).

Thường lấy số tấm $z = 20 \div 30$ và $n = 200 \div 300$ vg/ph.

Chế độ làm việc của máy nén rôto tấm trượt thuận lợi khi tỉ số nén được xác định theo công thức:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{2}{1 + \cos \alpha} \right)^m, \quad (2-94)$$

trong đó :

m - chỉ số đa biến, cao hơn chỉ số đoạn nhiệt k một chút. Với khí lưỡng nguyên tử $m = 1,5$;

α - góc nén, $\alpha = 1,57 \div 1,9$ rad = $90 \div 100^\circ$.

Khi nén khí lưỡng nguyên tử thì: $\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{\text{tối ưu}} = 3$ và khi $\varepsilon > 3 \div 4$ thì nên dùng nén

hai cấp đặt ở hai phía của động cơ .

Công suất của máy nén có thể xác định theo công thức:

$$N = \frac{2,3 \cdot 10^{-3} Q p_1 \lg \frac{p_2}{p_1}}{\eta_{dn}}, \text{ kW} \quad (2-95)$$

trong đó:

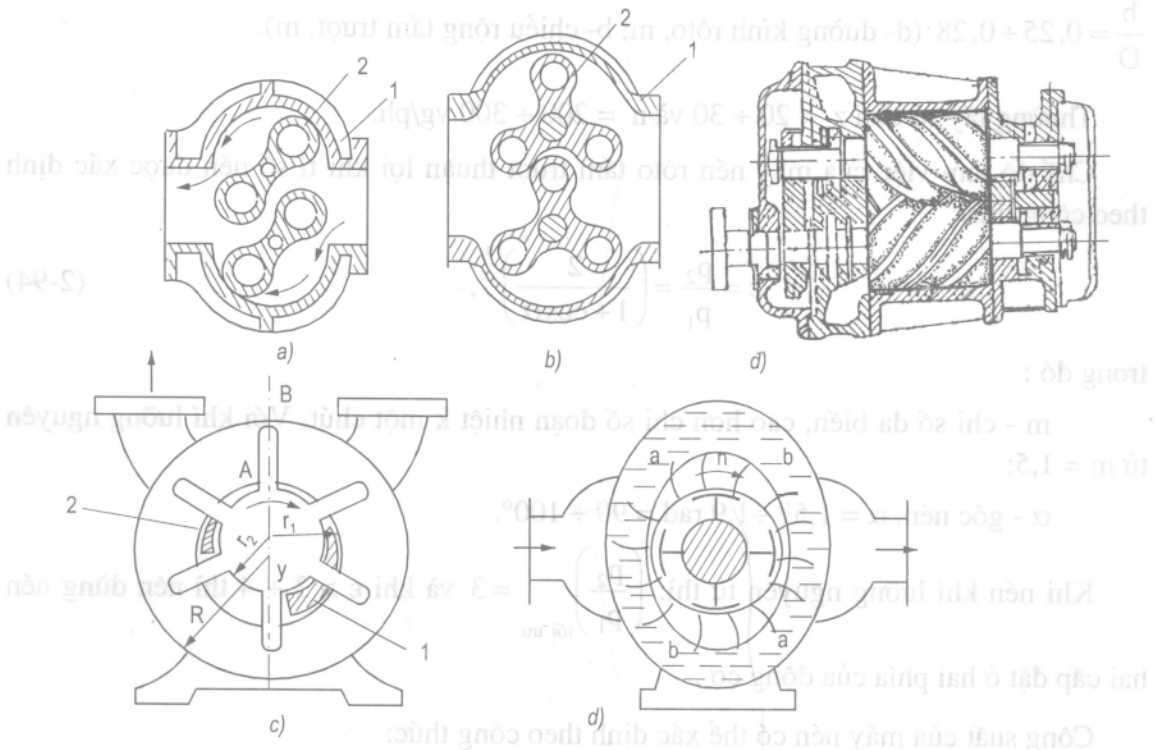
Q - năng suất của máy nén, m^3/s ;

η_{dn} - hiệu suất đẳng nhiệt toàn phần phụ thuộc vào kích thước của máy và tỉ số nén . Đối với máy nén có tỉ số nén $p_2/p_1 = 2 \div 3$ và năng suất đến $35 \text{ m}^3/\text{ph}$ thì $\eta_{dn} = 0,55 \div 0,65$ (do rò rỉ, ma sát lớn).

Cũng có thể tính công suất máy nén rôto theo công thức máy nén pittông nhưng trong trường hợp này chỉ số đa biến m lớn hơn chỉ số đoạn nhiệt k và không kể tới tổn hao công suất ΔN .

2. Máy thổi khí rôto hai trục (hình 2.18a, b) gồm vỏ quay / và hai rôto gang quay ở trong. Khi quay, các rôto này tiếp xúc kín với nhau và tiếp xúc với vỏ, tạo ra trong vỏ hai phòng riêng biệt : hút và đẩy. Sau khi ngăn cách với khí hút, rôto chuyển động tiếp tục cũng không xảy ra nén khí (do không biến đổi thể tích và áp suất) cho tới thời điểm kết hợp không gian đó với phía đẩy. Ở thời điểm này khí được nén ép bởi rôto và được đẩy vào ống đẩy. Trục dẫn quay được là nhờ truyền động từ động cơ qua đai truyền hoặc hộp giảm tốc. Trục thứ hai liên hệ với trục dẫn qua truyền động bánh răng có tỉ số truyền $i = 1$.

Loại này có cấu tạo đơn giản, giới hạn năng suất rộng trong khoảng $2 \div 800 \text{ m}^3/\text{ph}$ khi áp suất tới 0,8at. Hệ số lưu lượng trung bình $\lambda = 0,8$ và hiệu suất cơ khí $\eta_{ck} = 0,65 \div 0,85$.



Hình 2.18

Năng suất được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{\pi n D^2 \gamma \lambda_v}{3}, \quad \text{m}^3/\text{ph} \quad (2-96)$$

trong đó:

n - số vòng quay, vg/ph;

D - đường kính vỏ, m;

l - chiều dài vỏ, $l = (1 \div 1,5)D$, m;

γ - hệ số phụ thuộc vào hình dạng; $\gamma = 0,49 \div 0,53$ đối với rôto hai cánh (hình 2.18a), $\gamma = 0,53 \div 0,59$ đối với rôto ba cánh (hình 2.18b);

λ_v - hệ số thể tích, $\lambda_v = 0,75 \div 0,85$. Giá trị lớn dùng khi độ chính xác cao và vận tốc vòng của rôto $v = 40 \div 50 \text{ m/s}$.

Khoảng hở giữa rôto, vỏ và giữa hai rôto phụ thuộc vào nhiều yếu tố: đại lượng dẫn nở nhiệt, độ chính xác chế tạo rôto và bánh răng, độ uốn và xoắn của trục. Khoảng hở giữa hai rôto trong khoảng $0,25 \div 1,5 \text{ mm}$.

Tỉ số giữa khoảng hở và khoảng cách hai trục là:

$$\frac{\delta}{2a} = 0,001 \div 0,002$$

Công suất của máy được xác định theo công thức:

Khi $\frac{p_2}{p_1} \leq 1,5$ thì:

$$N = \frac{10^{-3} Q(p_2 - p_1)}{\eta_{ck}}, \text{ kW} \quad (2-97)$$

trong đó :

- p_1, p_2 - áp suất hút và đẩy, N/m^2 ;
- Q - năng suất, m^3/s ;
- η_{ck} - hiệu suất cơ khí.

3. Máy nén vòng chất lỏng: làm việc theo nguyên tắc tương tự máy nén rôto tấm trượt, nhưng khác về cấu tạo. Có hai loại máy nén vòng chất lỏng: loại tác dụng đơn (hình 2.18c) và loại tác dụng kép (hình 2.18d).

Rôto của máy nén thường được rèn liền khối với cánh, đồng thời tất cả các cánh có cùng chiều dài. Sự biến đổi các thể tích của các hộp nhỏ ở loại tác dụng đơn xảy ra được nhờ rôto đặt lệch tâm. Dưới tác dụng của lực ly tâm nước văng ra thành máy nén bít kín đầu các cánh và tạo thành các không gian có thể tích biến đổi. Khí được hút vào không gian trống của máy qua lỗ hình lưỡi liềm 1 ở mặt đầu, sau đó xảy ra quá trình nén do thể tích biến đổi, rồi khí được đẩy vào lỗ hình lưỡi liềm khác 2 cũng ở mặt đầu.

Các đầu cánh chuyển dịch trong nước gây ra ma sát giữa cánh và nước. Giữa nước với vỏ làm tổn hao năng lượng. Vì vậy hiệu suất của máy nén vòng nước không cao (40 ÷ 45%). Để không xảy ra sự đun nóng nước người ta truyền một lượng nhỏ nước lạnh vào (vì tỉ số nén giới hạn phụ thuộc vào nhiệt độ của nước). Mặc dù hiệu suất thấp nhưng loại máy nén này vẫn được dùng rất phổ biến làm các hệ phụ trợ vì chế tạo rất đơn giản và vận hành vững chắc. Thí dụ bơm chân không dùng để tạo nên chân không trong các bơm ly tâm để mỗi nước khi khởi động.

Ưu điểm của loại máy nén vòng chất lỏng là có khả năng nối trực tiếp với động cơ, lưu lượng khí đều, không có các xupáp và các cơ cấu phân phối nên ít bị tắc.

Thứ tự chạy máy nén vòng chất lỏng như sau:

- a) Cho chất lỏng đầy tới van hồi lưu;
- b) Đóng van dẫn chất lỏng vào;
- c) Thông đường hút với khí quyển nhờ van phụ (để không tải);
- d) Mở van tuần hoàn chất lỏng qua bơm và van đẩy chất lỏng tới hộp đệm (có chất lỏng rò qua hộp đệm);

d) Đóng cầu dao;

e) Khi đạt tới số vòng quay cần thiết phải dần dần đóng van phụ và khi đạt tới chân không cần thiết thì mở van hút ;

f) Kiểm tra sự làm việc của hộp đệm và các dụng cụ đo.

Thực hiện dừng máy nén vòng chất lỏng theo thứ tự ngược lại :

a) Đóng van hút ;

b) Đóng van tuần hoàn chất lỏng;

c) Mở van không khí;

d) Dừng động cơ.

Thể tích chất lỏng đi qua tiết diện AB (hình 2.18c) là:

$$W = \left[\pi(r_1^2 - r_2^2) - \delta z(r_1 - r_2) \right] \frac{\ln \lambda}{60} \quad ; \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (2-98)$$

Năng suất của máy phụ thuộc vào kích thước hình học của vỏ và rôto, số vòng quay và dạng của vòng chất lỏng.

Với máy tác dụng đơn năng suất của máy được xác định theo công thức:

$$Q = \left[\pi(y^2 - r_2^2) - \delta z(y - r_2) \right] \frac{\ln \lambda}{60} \quad ; \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (2-99)$$

trong đó:

n - số vòng quay của rôto, vg/ph;

r_2 - bán kính lõi rôto, m;

l - chiều dài rôto, m;

λ - hệ số lưu lượng, $\lambda = 0,5 \div 0,65$;

δ - chiều dày cánh, m;

z - số cánh;

y - khoảng cách từ tâm rôto đến mặt phẳng vòng chất lỏng theo trục của lỗ có thể tích lớn nhất, m.

Khoảng cách y tính theo công thức:

$$y = \frac{\delta z}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{\delta z}{2\pi} \right)^2 + r_2^2 + \frac{60v}{\pi n} (R - r_1 + 2) - \frac{\delta z r_1}{\pi} - 2f r_1} \quad , \quad \text{m}$$

trong đó:

R - bán kính vỏ, m;

r_1 - bán kính ngoài của rôto kể cả cánh, m;

f - khoảng cách hở hướng giữa vỏ và rôto ở nơi gần nhất, m; $f = 0,001 \div 0,004$ m;

v - vận tốc vòng của chất lỏng trong lỗ có thể tích lớn nhất, m/s; $v = 8 \div 10$ m/s;

n - số vòng quay nhỏ nhất của rôto:

$$n = \frac{10}{\pi r_1} \sqrt{3p_2 - 2p_1}, \text{ vg/ph} \quad (2-100)$$

p_2, p_1 - áp suất khi đẩy và hút của máy nén, N/cm^2 .

Quá trình nén trong máy nén gần với quá trình đẳng nhiệt nhưng tổn thất thủy lực do ma sát khi quay vòng chất lỏng rất lớn (hiện nay chưa tính được).

Máy nén vòng chất lỏng tác dụng kép dùng để chuyển clo khô và hydrô. Cấu tạo máy nén gồm vỏ ellíp 1 có chứa một phần axit H_2SO_4 đậm đặc và rôto 6 có gắn các cánh được quay trong vỏ. Axit được các cánh quay kéo theo và dưới tác dụng của lực ly tâm axit sẽ văng đến thành vỏ. Vì vỏ có dạng ellíp nên vòng chất lỏng cũng có dạng ellíp. Thể tích tạo ra giữa các cánh và vòng chất lỏng không đều nhau. Chất lỏng lần lượt được văng ra (ở điểm a) và đẩy vào ở (điểm b) hai lần trong một vòng quay của rôto. Khi chất lỏng văng ra, trong phòng nhỏ tạo thành chân không và khí clo được hút vào qua cửa 5 và các lỗ 4 của vỏ. Khi axit được đẩy vào trong rôto thì clo qua lỗ 2 rồi vào cửa ra 3 của máy nén. Vòng axit thực hiện vai trò của pittông lỏng. Một phần axit kéo theo bởi clo được tách riêng trong thiết bị phân ly qua thiết bị làm lạnh rồi trở về máy nén. Trong quá trình làm việc axit được bổ sung vào và thải đi. Điều chỉnh sự làm việc của máy nén nhờ đường hồi lưu nối đường đẩy với đường hút. Máy nén tạo ra áp suất tới 2,25at và năng suất khoảng $600\text{m}^3/\text{h}$ (tính theo không khí).

4. Máy nén trục vít: gồm các chi tiết chủ yếu là vỏ 1, các trục vít 2 và 5, ổ đỡ 7, bộ phận bít kín, các bánh răng ăn khớp 4 (hình 2.18đ).

Khi các trục vít quay sẽ xảy ra quá trình hút khí ở đầu hút (do các vít giải phóng không gian đã ăn khớp), tiếp đó là quá trình nén khí (nhờ thu hẹp không gian do các vít vào ăn khớp). Quá trình này kết thúc khi không gian chứa khí nối tiếp với đầu đẩy và lúc này xảy ra quá trình đẩy khí vào ống đẩy.

Có hai loại máy nén trục vít: khô (năng suất $63 \div 400\text{m}^3/\text{ph}$) và ẩm (năng suất $10 \div 40\text{m}^3/\text{ph}$). Ở loại máy nén khô, việc làm lạnh khí nhờ vỏ bọc ngoài và nhờ thiết bị làm lạnh trung gian hoặc thiết bị làm lạnh sau máy nén. Với các máy nén loại ẩm người ta cho dầu hoặc nước trực tiếp vào không gian làm việc của máy vít. Chỉ có trường hợp làm lạnh bằng dầu mới cho phép các vít tiếp xúc trực tiếp với nhau (nghĩa là không dùng bộ truyền bánh răng). Các trục vít là những bánh răng xoắn có môđun rất lớn làm bằng thép, còn vỏ máy nén chế tạo từ gang xám. Do máy nén trục vít có rất nhiều ưu điểm nên gần đây nó được sử dụng khá phổ biến để thay thế cho máy nén pittông.

Máy nén trục vít một cấp loại khô có thể tạo được áp suất $0,3 \div 0,4\text{MN/m}^2$ ($3 \div 4\text{at}$), loại hai cấp có thể tạo được áp suất $0,9 \div 1,15\text{MN/m}^2$ ($9 \div 11,5\text{at}$).

Máy nén trục vít loại ẩm một cấp có thể tạo được áp suất $0,8\text{MN/m}^2$ (8at).

2.4.3. Tính toán và cấu tạo máy hút chân không

2.4.3.1. Đặc điểm làm việc của máy hút chân không và ảnh hưởng của các đặc điểm này lên cấu tạo của máy

Trong công nghiệp hoá chất có rất nhiều quá trình cần tiến hành dưới áp suất chân không. Muốn vậy cần phải dùng những máy hút chân không (bơm chân không).

Máy hút chân không có thể chia ra thành hai nhóm chính: khô và ướt.

Với loại khô chỉ hút được khí, còn loại ướt có thể hút cả chất lỏng và khí. Vì vậy cấu tạo của hai loại khác nhau.

Cả hai loại máy này đều có thể là loại pittông hoặc rôto (có trường hợp là loại luồng hơi và luồng khí).

Có thể nghiên cứu máy chân không như máy nén, nén khí từ áp suất chân không đến áp suất khí quyển và trong một số trường hợp tới áp suất cao hơn áp suất khí quyển - các máy như vậy gọi là máy hút chân không - nén. Công cần thiết để hút khí có thể tính theo công thức của máy nén. Công này biến đổi trong quá trình khởi động của máy hút chân không làm việc liên tục hoặc biến đổi trong quá trình làm việc của máy hút chân không làm việc gián đoạn. Nếu coi quá trình hút là đa biến thì công cần để hút 1m^3 khí lý thuyết (đối với chu trình lý thuyết) xác định theo công thức:

$$L = \frac{mp_1}{m-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right], \quad \text{J/m}^3. \quad (2-101)$$

Khi bắt đầu làm việc nếu máy hút chân không hút khí từ bình có áp suất khí quyển thì lúc này công lý thuyết bằng không vì $p_1 = p_2 = 1\text{at} = 10^5\text{N/m}^2$. Khi hút hết tất cả khí trong bình thì áp suất $p_1 = 0$ nên công cũng bằng 0. Như vậy khi biến đổi của công tiêu hao theo áp suất hút p_1 sẽ đạt cực đại ở một giá trị nhất định của áp suất hút.

Áp suất ứng với công tiêu hao lớn nhất để nén 1m^3 khí có thể xác định như sau:

$$\frac{dL}{dp_1} = \frac{m}{m-1} \left(\frac{p_1^{\frac{1-m}{m}} p_2^{\frac{m-1}{m}}}{m} - 1 \right) = 0$$

rút ra:
$$\left(\frac{p_2}{p_{1\max}} \right)^{\frac{m-1}{m}} = m, \text{ nghĩa là } \frac{p_2}{p_{1\max}} = m^{\frac{m}{m-1}}$$

Như vậy áp suất hút ứng với công cực đại là:

$$p_{1\max} = \frac{p_2}{m^{\frac{m}{m-1}}}, \text{ at.} \quad (2-102)$$

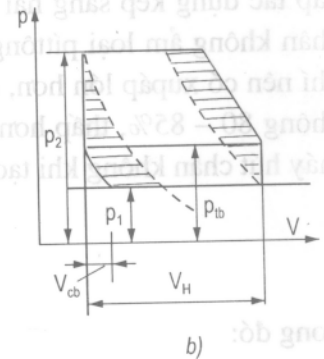
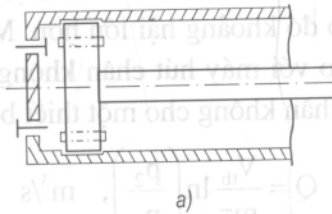
Nếu hút không khí có $m = k = 1,4$ thì :

$$\frac{p_2}{p_{1\max}} = 1,4^{3,5} = 3,3 \text{ và } p_{1\max} = \frac{3p_2}{3,3}$$

Nếu áp suất ở phía hút nhỏ hơn $p_{1\max}$ ($p_1 < p_{1\max}$) thì động cơ của máy hút chân không phải chọn ứng với công suất cực đại mặc dù công suất yêu cầu nhỏ hơn. Như vậy thì máy hút chân không mới có thể đủ công suất tạo ra chân không ứng với công tiêu hao cực đại.

Nếu máy hút chân không tạo ra chân không lớn thì tỉ số nén của nó rất lớn và như thế hệ số thể tích λ_v sẽ rất nhỏ. Thí dụ khi hệ số khoảng hại bằng $0,03 \div 0,05$ thì hệ số thể tích giảm chỉ còn $0,4 \div 0,6$, dẫn tới năng suất cũng nhỏ và nhiệt độ cuối lại rất cao. Để khắc phục hiện tượng này người ta cố làm khoảng hại nhỏ (khoảng hại cho phép $a = 0,01 \div 0,03$) và ứng dụng phương pháp cân bằng áp suất.

Phương pháp cân bằng áp suất thực hiện theo các cấu tạo khác nhau. Một trong các phương pháp này là làm $6 \div 8$ rãnh, mỗi rãnh sâu $3 \div 4$ mm và rộng $10 \div 12$ mm thông trong xilanh (ở các máy dùng xupáp hình 2.19a). Ở hình 2.19b là đồ thị chỉ thị của máy hút chân không loại này.



Hình 2.19

Loại máy hút chân không này có thể có tỉ số nén $\varepsilon > 50$.

Với phương pháp cân bằng áp suất sẽ tăng λ_v ($\lambda_v = 1$) và λ ($\lambda = 0,8 \div 0,9$), nhưng lại giảm hiệu suất vì tăng công tiêu hao và không sử dụng được công dẫn.

Hệ số thể tích λ_v được xác định theo công thức:

$$\lambda_v = 1 - a \left\{ \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} + (1 + a + a_1)}{1 + 2a + 2a_1} - 1 \right\} \quad (2-103)$$

trong đó: a_1 - hệ số khoảng hại cân bằng: $a_1 = \frac{V_{cb}}{V_H}$;

V_{cb} - thể tích khoảng không hút khí khi có rãnh cân bằng, m^3 ;

V_H - thể tích quét của pittông, m^3 .

Vì tỉ số nén lớn, nhiệt độ cuối sẽ cao nên nhất thiết phải làm lạnh xilanh bằng nước hoặc dầu nhờ vỏ bọc hoặc cho dầu trực tiếp, không thể làm lạnh bằng không khí.

Khi sử dụng máy hút chân không cần chú ý là: do áp suất hút thấp nên tổn thất ở xupáp hút ảnh hưởng tới năng suất rất nhạy. Vì vậy phải theo dõi chiều cao nâng của lá xupáp, chiều dày và tải trọng ở các lá (từ phía lò xo) có tuân theo những quy chuẩn của nhà máy không.

Ở các nhà máy dùng con chấn phân phối người ta làm các rãnh cân bằng áp suất ngay trong con chấn.

Năng suất khối lượng của máy hút chân không giảm theo áp suất hút vì vậy khi chọn bơm chân không theo katalò cần chú ý cả hai yếu tố trên.

Máy hút chân không nằm ngang chạy nhanh một cấp tác dụng kép có cấu tạo khác rất ít so với máy nén pittông. Máy hút chân không này có thể tạo nên chân không 700mm Hg. Để nâng cao độ chân không tới 720 ÷ 730mm Hg máy có thể chuyển từ một cấp tác dụng kép sang hai cấp tác dụng đơn, nhưng năng suất giảm đi một nửa. Máy hút chân không ẩm loại pittông có khác chút ít so với loại khô. Vì vận tốc chất lỏng nhỏ hơn khí nên có xupáp lớn hơn, do đó khoảng hại lớn hơn. Máy hút chân không ẩm tạo ra chân không 80 – 85%, thấp hơn so với máy hút chân không khô (96 ÷ 99,9%). Năng suất của máy hút chân không khi tạo chân không cho một thiết bị được xác định theo công thức:

$$Q = \frac{V_{tb}}{m\tau} \ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right), \text{ m}^3/\text{s} \quad (2-104)$$

trong đó:

V_{tb} - thể tích thiết bị, m^3 ;

τ - thời gian hút chân không, s;

p_1, p_2 - áp suất đầu và áp suất cuối trong thiết bị, N/m^2 ;

m - chỉ số đa biến; $m = 1$ với bơm chân không vòng nước; $m = 0,9k$ với bơm chân không tấm trượt; $m = k$ với bơm chân không pittông (k - chỉ số đoạn nhiệt).

2.4.3.2. Công suất của máy hút chân không

Công suất cần thiết của máy hút chân không tính như công suất của máy nén pittông:

$$N = \frac{10^{-3} Q_s L}{\lambda}, \text{ kW} \quad (2-105)$$

Q_s - năng suất của máy hút chân không, m^3/s ;

λ - hệ số lưu lượng xác định theo công thức (2-32);

L - công nén 1m^3 khí, xác định theo công thức (2-101) với $p_1 = p_{ck}$ nếu $p_{ck} > p_{1\max}$ và với $p_1 = p_{1\max}$ nếu $p_{ck} < p_{1\max}$ (p_{ck} - áp suất chân không tuyệt đối cần tạo ra trong hệ thống, N/m^2 ; $p_{1\max}$ - áp suất theo công thức (2-102), N/m^2).

Công suất động cơ máy hút chân không được xác định theo công thức:

$$N_{dc} = \frac{kN}{\eta_{db}\eta_{ck}\eta_{ld}}, \text{ kW} \quad (2-106)$$

trong đó:

η_{db} - hiệu suất đa biến, $\eta_{db} = 0,5 \div 0,6$;

η_{ck} - hiệu suất cơ khí, $\eta_{ck} = 0,8 \div 0,95$;

η_{ld} - hiệu suất truyền động, $\eta_{ld} = 0,9 \div 0,95$;

k - hệ số dự trữ công suất, $k = 1,1 \div 1,15$.

Công suất của máy hút chân không có rãnh cân bằng cũng có thể xác định theo công thức:

$$N = \frac{10^{-3} Q C_p (T_2 - T_1)}{v_{cb} \lambda_T \lambda_v \lambda_k}, \text{ kW} \quad (2-107)$$

trong đó:

T_1, T_2 - nhiệt độ đầu và cuối của khí, °K.

C_p - nhiệt dung riêng của khí, J/kg °K;

v_{cb} - thể tích riêng của khí ở thời điểm cân bằng, m³/kg;

$\lambda_T, \lambda_v, \lambda_k$ - hệ số nhiệt độ, thể tích, kín;

Giả sử quá trình cân bằng tiến hành đẳng nhiệt (nghĩa là $T_{cb} = T_1$) thì:

$$p_{cb} = \left(\frac{\frac{(a + a_1)p_2}{T_1} + \frac{(1 + a + a_1)p_1}{T_1}}{1 + 2a + 2a_1} \right) T_{cb}, \text{ N/cm}^2$$

Như vậy:
$$v_{cb} = \frac{1}{\rho_{cb}} = \frac{T_1 p_2}{T_2 \rho_2 p_{cb}}, \text{ m}^3 / \text{kg}$$

trong đó:

p_2 - áp suất đẩy, N/m²;

p_1 - áp suất hút, N/m²;

ρ_{cb} - khối lượng riêng của khí ở thời điểm cân bằng, kg/m³;

ρ_2 - khối lượng riêng của khí ứng với p_2 và T_2 , kg/m³;

T_{cb} - nhiệt độ khí ở thời điểm cân bằng, °K.

2.4.4. Hệ thống máy nén và hệ thống máy chân không

Thường thường các máy nén khí, máy thổi khí và máy hút chân không được đặt trong các phòng riêng với những thiết bị phụ kèm theo hợp thành hệ thống máy nén hoặc hệ thống máy hút chân không.

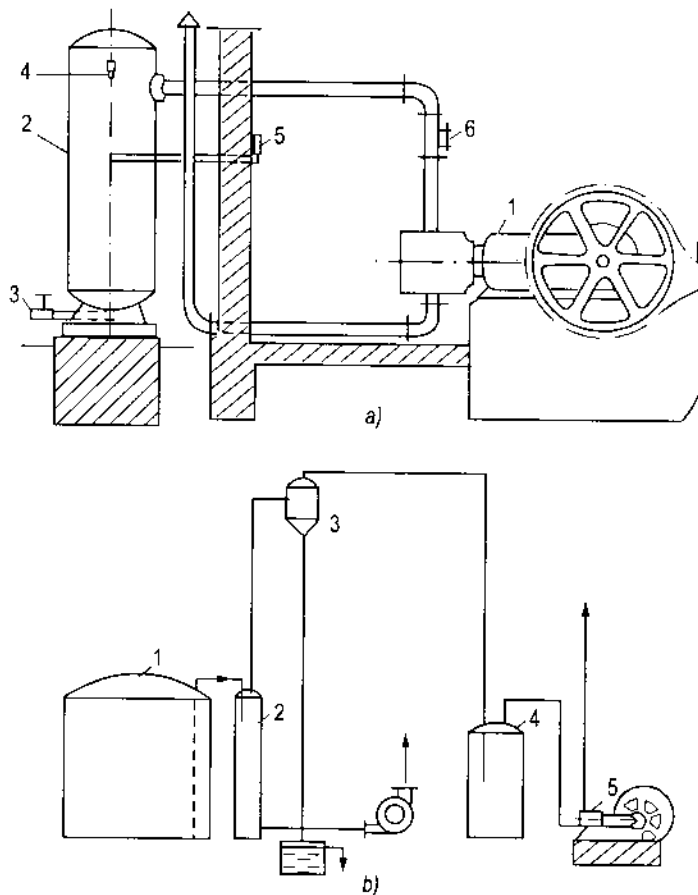
Ở hình 2.20a là sơ đồ hệ thống máy nén. Sau máy nén 1 trên đường ống đẩy người ta đặt thùng chứa khí 2 dùng để giảm bớt sự dao động của lưu lượng khí, làm cho lưu lượng khí tới nơi tiêu thụ điều hoà, đồng thời cũng để phân riêng khí và lỏng (nước ngưng, dầu). Nước và dầu lắng trong thùng chứa khí được xả (thải) qua van 3. Ở phần trên của thùng chứa đặt xupáp an toàn 4 và áp kế 5 (để đo áp suất ở thùng chứa). Xupáp một chiều 6 được dùng để ngăn khí ở thùng chứa quay trở lại khi máy nén dừng đột ngột, khi vỡ đường ống giữa máy nén và thùng chứa khí và khi có những sai sót tương tự.

Thùng chứa khí làm việc giống như bầu đẩy ở bơm, thể tích của nó được xác định theo công thức:

$$V = \frac{U}{m_b}, \text{ m}^3 \quad (2-108)$$

trong đó: m_b - mức độ không đều của thùng chứa, lấy như với bầu đẩy $m_b \leq 0,02$;

U - biến đổi thể tích khí giả thiết rằng áp suất trong thùng chứa không đổi. Đối với máy nén tác dụng đơn $U = 0,55FS, \text{ m}^3$; với máy nén tác dụng kép $U = 0,21FS, \text{ m}^3$; với máy nén tác dụng ba $U = 0,09FS, \text{ m}^3$; với máy nén tác dụng bốn $U = 0,042FS, \text{ m}^3$ (F - diện tích của pittông, m^2 ; S - khoảng chạy của pittông, m).



Hình 2.20

Cũng có thể xác định thể tích của thùng chứa theo năng suất máy nén Q (m^3/s) nhờ công thức:

$$V = (6 \div 12)Q, \text{ m}^3 \quad (2-109)$$

Hệ số lớn trong công thức (2-109) dùng cho máy nén có năng suất nhỏ. Trong trường hợp một số máy nén có cùng một thùng chứa, thì trên đường ống giữa máy nén và thùng chứa phải có van và máy nén cần đặt xupáp an toàn để tránh sự cố khi mở máy mà không mở van đầy. Thùng chứa khí là thiết bị có áp suất, để an toàn người ta thường đặt nó ở ngoài trời.

Không khí được hút vào máy nén thường lấy ở ngoài phòng máy và tại vị trí cao hơn mặt đất để khí được lạnh, sạch hơn. Ở đầu ống hút có đặt lưới hoặc đầu lọc để ngăn các vật lạ và bụi.

Cách đặt máy hút chân không có khác đôi chút so với cách đặt máy nén. Ở hình 2.20b là sơ đồ hệ thống máy chân không. Để tránh ăn mòn cho các vòng pittông, xupáp và những chi tiết khác khi dùng bơm chân không tạo ra chân không trong thiết bị có chất hoạt động hoá học cần thiết đặt thiết bị thu hồi 2 sau thiết bị hoá học 1. Đồng thời sau thiết bị thu hồi phải có thiết bị phân ly 3. Đây là thiết bị có cấu tạo và nguyên tắc làm việc như thiết bị ngưng tụ khí quyển. Trước khi vào bơm, khí đi qua thùng ổn định 7 để ổn định áp suất. Thể tích của thùng ổn định tính như bầu hút theo công thức (2-108) với $m_b \leq 0,025$ hoặc theo công thức (2-109).

2.5. MÁY NÉN ĐỘNG HỌC

2.5.1. Máy nén ly tâm

2.5.1.1. Nguyên tắc làm việc của máy nén tuabin và ứng dụng của chúng

Máy thổi khí loại tuabin và máy nén tuabin thuộc loại máy ly tâm. Ở đây quá trình nén và đẩy khí xảy ra dưới tác dụng của lực ly tâm sinh ra do sự quay của guồng động trong vỏ kín.

Nguyên tắc làm việc của loại máy này tương tự như với bơm ly tâm, chỉ khác là do sự biến đổi áp suất của khí khi qua guồng động nên dẫn tới sự biến đổi khối lượng riêng của khí. Khi guồng động quay, khí sẽ văng từ tâm ra xung quanh dưới tác dụng của lực ly tâm. Do đó xảy ra sự tăng khối lượng riêng của khí và tạo ra áp lực tĩnh. Đồng thời vận tốc của khí cũng tăng lên và như vậy tăng áp lực động của khí.

Đối với áp suất nhỏ người ta dùng tuabin thổi khí một cấp có một guồng động quay trong vỏ bất động. Loại này sinh ra áp suất không cao quá 0,15at. Về bản chất đây chính là quạt cao áp.

Đối với áp suất trong khoảng $1,3 \div 4\text{at}$ người ta dùng tuabin thổi khí nhiều cấp, có các guồng động kích thước như nhau và không có làm lạnh khí trung gian.

Tuabin thổi khí dùng để đẩy không khí gọi là máy thổi không khí. Trong tuabin nhiều cấp giữa các cấp có đặt các guồng hướng để biến động năng thành tĩnh năng.

Đối với áp suất khoảng $4 \div 10 \text{at}$ và ở những máy đặc biệt có áp suất tới 30at người ta dùng máy nén tuabin.

Máy nén này có rất nhiều guồng động xếp theo nhóm và mỗi nhóm kích thước các guồng động như nhau. Ở các nhóm khác nhau thì kích thước các guồng động khác nhau giữa các nhóm có các thiết bị làm lạnh trung gian.

2.5.1.2. Ưu, nhược điểm của máy nén ly tâm

Máy nén ly tâm có hiệu suất thấp so với máy nén pittông, đặc biệt khi năng suất nhỏ và số cấp lớn (nghĩa là khi áp suất cao).

Máy nén ly tâm có cấu tạo đơn giản, thuận lợi vận hành, vững chắc khi làm việc. Kích thước và khối lượng nhỏ, máy cân bằng, không có lực quán tính, bề nhỏ và có khả năng nối trực tiếp với động cơ quay nhanh. Khí truyền liên tục và đều, khí nén không bị bắn vì dầu bôi trơn. Nhờ có các ưu điểm trên nên dùng máy nén ly tâm khi năng suất lớn hơn $100 \text{ m}^3/\text{ph}$ và áp suất nhỏ hơn 12at nói chung kinh tế hơn máy nén pittông mặc dù hiệu suất có thấp hơn.

2.5.1.3. Phương trình cơ bản của máy nén ly tâm (chiều cao áp lực)

Máy nén và máy thổi ly tâm có cấu tạo và nguyên tắc làm việc tương tự bơm ly tâm. Ở mỗi máy ly tâm, bộ phận cơ bản của nó là guồng động. Nhờ guồng động, năng lượng của động cơ được truyền cho khí, nghĩa là khi guồng động quay khí sẽ tăng tĩnh năng và động năng dưới tác dụng của lực ly tâm. Từ trước ta đã có (phần bơm ly tâm)

$$H_{l\infty} = \frac{p_d - p_h}{\rho g} = \frac{u_2 c_{2u} \cos \alpha_2 - u_1 c_{1u} \cos \alpha_1}{g} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \quad (1-64)$$

Nếu β_2 càng lớn thì α_2 càng nhỏ, làm cho H lớn lên. Nhưng thực tế vẫn lấy $\beta_2 < 90^\circ$ vì va đập làm tổn hao thuỷ lực lớn. Cũng như ở bơm ly tâm, trong máy nén ly tâm lấy $\alpha_1 = 90^\circ$. Khi này chiều cao áp lực lớn nhất gọi là chiều cao tiêu chuẩn được tính theo công thức:

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

Giá trị của c_{2u} được tính theo công thức:

$$c_{2u} = c_2 \cos \alpha_2 = \frac{u_2 \operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} \alpha_2 + \operatorname{tg} \beta_2} = \psi u_2$$

trong đó: ψ - hệ số chiều cao áp lực.

Thay giá trị của c_{2u} vào công thức tính $H_{l\infty}$ ta có:

$$H_{\text{li}} = \frac{\psi u_2^2}{g}.$$

Đây là chiều cao áp lực lý thuyết xác định được với hai giả thiết: chất lỏng lý tưởng và guồng động có vô cùng cánh. Trong thực tế số cánh là có hạn và thường là $16 \div 28$, do đó vận tốc chảy trong rãnh giữa hai cánh guồng biến đổi và vận tốc tương đối sẽ đi với góc nhỏ hơn β_2 một ít. Vì vậy vận tốc tuyệt đối cũng biến đổi hướng và giảm trị số tuyệt đối. Như vậy thì:

$$H_{\text{li}} = KH_{\text{li}}, \text{ m}$$

trong đó:

H_{li} - chiều cao lý thuyết của guồng có số cánh giới hạn;

K - hệ số tuần hoàn.

Chiều cao thực tế (hoặc chiều cao hiệu quả) được tính theo công thức:

$$H = H_{\text{li}} \eta_{\text{li}} = K \eta_{\text{li}} H_{\text{li}} = \frac{K \eta_{\text{li}} \psi u_2^2}{g}, \text{ m}$$

hoặc là:
$$H = \frac{\psi' u_2^2}{2g}, \text{ m}$$

trong đó: ψ' - hệ số chiều cao áp lực thực tế. Đối với cánh cong về phía sau $\psi' = 0,5 \div 0,7$; đối với cánh cong phía trước $\psi' = 0,8 \div 1$; với cánh thẳng tận cùng $\psi' = 0,6 \div 0,8$.

2.5.1.4. Nén nhiều cấp

Guồng động của máy ly tâm tạo ra áp lực càng cao khi vận tốc vòng càng cao. Nhưng giá trị u_2 bị hạn chế bởi điều kiện sức bền.

Hiện nay các guồng chế tạo bằng thép không gỉ tạo ra được tỉ số nén:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} = 1,25 \div 1,5$$

Muốn có tỉ số nén nhiều hơn phải nén nhiều cấp. Tỉ số nén trong mỗi cấp xác định theo công thức (2-47):

$$\varepsilon = \psi \sqrt{\frac{p_2}{p_1}}$$

trong đó: ψ - hệ số để ý đến tổn thất giữa các cấp, $\psi = 1,03 \div 1,05$.

2.5.1.5. Năng suất và công suất máy nén ly tâm.

1. Năng suất lý thuyết của máy nén ly tâm được tính theo công thức:

$$Q_{\text{li}} = \frac{k_1 u_2}{k_2} - \frac{p}{k_2 \rho u_2}, \text{ m}^3/\text{s} \quad (2-110)$$

trong đó: k_1, k_2 - các hệ số và xác định theo các công thức:

$$k_1 = 1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2;$$

$$k_2 = \frac{v_2}{v_1 f_2} \left(\cotg \beta_2 + \frac{f_2 \cotg \beta_1}{f_1} \right);$$

v_1, v_2 - thể tích riêng của khí khi vào và ra, m^3/kg ;

f_1, f_2 - diện tích của tiết diện tự do của guồng động ở cửa vào và cửa ra, m^2 ;

ρ - khối lượng riêng của khí khi vào guồng động, kg/m^3 ;

Q_u - năng suất khí trong điều kiện hút, m^3/s ;

p - áp suất khí, $p = \rho gH$ với H là chiều cao lý thuyết.

2. Năng suất thực tế của máy nén ly tâm xác định theo công thức:

$$Q = Q_u \eta_v, m^3/s;$$

trong đó: η_v - hiệu suất thể tích của máy nén, $\eta_v = 0,97 \div 0,99$.

3. Công suất có ích của máy nén ly tâm xác định theo công thức:

$$N = \frac{QH\rho g}{1000}, kW;$$

trong đó:

Q - năng suất của máy nén ly tâm, m^3/s ;

H - chiều cao áp lực thực tế của máy nén ly tâm, m cột khí;

ρ - khối lượng riêng của khí, kg/m^3 ;

$$\rho = \frac{\rho_1 + \rho_2}{2}, kg/m^3;$$

ρ_1, ρ_2 - khối lượng riêng ở cửa (miệng) vào và cửa (miệng) ra của guồng động, kg/m^3 .

4. Công suất chỉ thị: công tiêu hao thực tế cho khí lớn hơn công có ích do có tổn thất thể tích và thủy lực:

$$N_{ct} = \frac{N}{\eta_{ct}}, kW \quad (2-111)$$

trong đó: $\eta_{ct} = \eta_v \eta_{tl}$ - hiệu suất chỉ thị.

5. Công suất trên trục tính theo công thức (2-53)

$$N_m = \frac{N_{ct}}{\eta_{ck}}, kW$$

trong đó: η_{ck} - hiệu suất cơ khí tính tới tổn thất ma sát trong các ổ đỡ và ma sát của guồng động với khí.

Thay giá trị của N_{ct} ở công thức (2-111) vào công thức (2-53) có:

$$N_m = \frac{N}{\eta_{ct} \eta_{ck}} = \frac{N}{\eta}, \text{ kW},$$

trong đó: η - hiệu suất chung và xác định theo công thức:

$$\eta = \eta_v \eta_{tt} \eta_{ck} = \eta_{ct} \eta_{ck}.$$

6. Công suất động cơ:

$$N_{dc} = \frac{N_m K}{\eta_{td}}.$$

trong đó:

η_{td} - hiệu suất truyền động;

K - hệ số dự trữ, chọn như với bơm ly tâm.

Khi không có các số liệu, có thể xác định công suất trục máy nén theo công thức sau:

$$\begin{aligned} N_m &= \frac{\frac{10^{-3} k p_1}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] Q_0}{\eta_{DN} \eta_{ck}} = \frac{\frac{10^{-3} G R T_1 k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{\eta_{DN} \eta_{ck}} = \\ &= \frac{10^{-3} \cdot 2,303 R T_1 G \lg \frac{p_2}{p_1}}{\eta_{dn} \eta_{ck}}, \text{ kW} \end{aligned} \quad (2-112)$$

trong đó:

η_{DN} - hiệu suất đoạn nhiệt, $\eta_{DN} = 0,66 \div 0,78$;

η_v - hiệu suất thể tích, $\eta_v = 0,97 \div 0,99$;

G - năng suất khối lượng, kg/s ;

R - hằng số khí, J/kg $^{\circ}$ K;

η_{dn} - hiệu suất đẳng nhiệt, $\eta_{dn} = 0,5 \div 0,7$.

T_1 - nhiệt độ vào của khí, $^{\circ}$ K.

Chỉ số đa biến $m = 1,6 \div 1,8$. Do ma sát lại không được làm lạnh nên công ma sát biến thành nhiệt làm tăng chỉ số đa biến. Nếu làm lạnh, nhiệt do ma sát được lấy đi thì $m = 1,3$.

2.5.1.6. Làm lạnh máy nén tuabin

Trong máy nén tuabin do tỉ số nén lớn nên cần phải làm lạnh khí nén. Việc làm lạnh khí nén thực hiện ở trong các thiết bị làm lạnh trung gian sau khi khí đã nén ở trong một nhóm guồng động.

Quá trình nén trong máy nén tuabin được biểu diễn trên đồ thị T-S (hình 2.21).

Khí đi vào guồng động của cấp thứ nhất có áp suất p_1 và nhiệt độ t_1 . Ở trong nhóm guồng đầu tiên khí được nén tới áp suất p' và lúc này nhiệt độ của khí tăng tới t' . Sau đó khí được đưa vào thiết bị làm lạnh trung gian và được làm lạnh tới nhiệt độ t'_1 gần nhiệt độ t_1 . Khí toả ra một lượng nhiệt (biểu thị bằng diện tích gạch gạch dưới đường $t' - t'_1$).

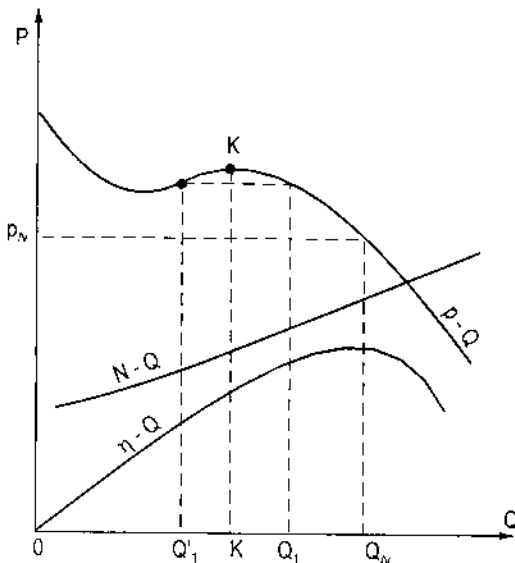
Trong nhóm guồng thứ hai, áp suất và nhiệt độ khí tăng tới p'' và t'' .

Ở trong thiết bị làm nguội trung gian nhiệt độ khí giảm tới t''_1 . Sau nhóm thứ ba nhiệt độ khí tăng tới t''' và p''' . Như vậy công tiêu hao để nén khí bằng tổng công của các nhóm riêng:

$$L = C_p(t' - t_1) + C_p(t'' - t'_1) + C_p(t_3 - t''_1), \quad \text{J/kg.}$$

Công này sẽ càng nhỏ nếu càng làm lạnh trung gian tốt. Nếu không làm lạnh trung gian thì công tiêu hao sẽ là:

$$L' = C_p(t'_3 - t_1), \quad \text{J/kg.}$$



Hình 2.22

Công tiết kiệm được do làm lạnh biểu diễn bằng phần gạch ngang trên đồ thị.

2.5.1.7. Đặc tuyến của máy nén ly tâm

Trong các máy nén ly tâm cũng như trong các máy quạt ly tâm lưu lượng biến đổi theo áp suất ở ống đẩy.

Khi số vòng quay không đổi ($n = \text{const}$) nếu dần dần mở van đẩy và đo Q , p thì ứng với mỗi vị trí nhất định sẽ vẽ được đường cong $p - Q$ (hình 2.22).

Đó là đặc tuyến $p - Q$ của máy thổi khí ly tâm, nó tương tự với đặc tuyến của bơm ly tâm.

Điểm K trên đường cong $p - Q$ là điểm tới hạn. Ở phần trước K khi tăng Q thì p cũng tăng, còn ở phần sau K khi Q tăng thì p giảm. Nếu $Q < Q_K$ thì máy sẽ làm việc không ổn định (vì ở một chiều cao có hai lưu lượng Q_1 và Q'_1). Do đó máy bắt đầu làm việc khi thì ở trạng thái này, khi thì ở trạng thái khác, dòng sẽ đứt đoạn nên rung động của máy rất mạnh và càng mạnh khi áp suất, thể tích của ống dẫn và khối lượng riêng của khí càng lớn. Năng suất bình thường hoặc tính toán của máy $Q = Q_{lv}$ ở phía phải điểm K (trong phần ổn định của đường cong và hiệu suất cực đại).

Áp suất đẩy của máy thổi khí ly tâm giảm khi giảm áp suất hút. Do có nhược điểm cơ bản này nên máy thổi ly tâm có hiệu suất thấp. Máy thổi khí ly tâm có thể làm việc nối tiếp, song song giống như bơm ly tâm.

2.5.1.8. Điều chỉnh máy thổi khí và máy nén ly tâm (tuabin)

Do đặc điểm cấu tạo là có điểm làm việc khá gần điểm tới hạn, nên cần phải có hệ thống điều chỉnh phức tạp để bảo vệ máy khỏi hiện tượng rung động.

Điều chỉnh các máy này dựa vào một trong các nguyên tắc (hoặc phối hợp giữa các nguyên tắc) sau:

1. Biến đổi số vòng quay: có thể coi máy nén ly tâm tuân theo định luật tỉ lệ:

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{n'}{n}; \quad \frac{H'}{H} = \left(\frac{n'}{n}\right)^2; \quad \frac{N'}{N} = \left(\frac{n'}{n}\right)^3$$

Vì vậy, nếu truyền động cho phép biến đổi số vòng quay của trục máy thổi khí thì khi gần điểm tới hạn có thể biến đổi số vòng quay để đưa máy vào nhánh ổn định. Cách điều chỉnh như vậy rất kinh tế.

2. Tiết lưu trên đường hút: bằng cách giảm áp suất hút của guồng động, chúng ta tăng thể tích riêng của chúng làm cho đặc tuyến của máy vẫn giữ nguyên, điểm làm việc vẫn ở phần ổn định và chỉ có lưu lượng khối lượng của khí bị giảm đi. Hiệu suất của máy giảm vì mất hiệu số áp suất trước và sau van tiết lưu. Phương pháp này không kinh tế.

3. Cho lượng khí thừa trở lại đường hút: khi giảm áp suất đến điểm tới hạn thì xupáp chống rung động mở ra, lượng khí thừa quay ngược lại ống đẩy hoặc vào khí quyển. Phương pháp này cũng không kinh tế vì mất công nén khí.

4. Gắn cho máy nén tuabin một tuabin khí: khí thừa qua xupáp chống rung động đi vào guồng động của tuabin khí. Năng lượng để nén khí sẽ được trả lại ở đây. Nhờ đó hiệu suất khí làm việc với lưu lượng nhỏ không bị giảm.

5. Điều chỉnh bằng cách quay các cánh của guồng hướng: quay các cánh của guồng hướng có thể biến đổi đặc tuyến của máy và giảm vùng làm việc không ổn định kèm theo giảm hiệu suất không nhiều. Góc guồng hướng càng nhỏ thì lưu lượng của khí càng nhỏ.

2.5.1.9. Vận hành máy

Mặc dù rất nhiều bộ phận của máy thổi khí và máy nén tuabin có cấu tạo giống nhau nhưng mỗi máy đều có đặc điểm riêng và được phản ánh trong các quy tắc vận hành (do nhà máy chế tạo định ra). Vì vậy, tuân theo các quy tắc này là rất cần thiết. Từ các quy tắc này có thể rút ra những điểm chung đối với tất cả các máy như sau:

1. Máy thổi khí tuabin và máy nén tuabin khởi động khi đóng van hút. Trước khi khởi động cần phải cho chạy bơm dầu khởi động và cho nước vào hệ thống làm lạnh bằng nước.

2. Van đẩy cần phải mở nếu sau nó có một xupáp thì máy cần phải nối với đường không tải. Sau khi đạt được áp suất bình thường cần tắt bơm dầu.

3. Trong thời gian vận hành áp suất khí và dầu phải ở trong giới hạn đã chỉ ra (trong các bản lý lịch máy). Áp suất dầu phải không nhỏ hơn 1at và nhiệt độ của dầu cần thấp hơn $50 \div 60^{\circ}\text{C}$. Nhiệt độ của nước làm lạnh ở cửa ra khoảng $35 \div 40^{\circ}\text{C}$. Người phục vụ cần quan sát đúng đắn trạng thái của các thiết bị an toàn và điều chỉnh phải liên tục, mở van xả ở các thiết bị làm lạnh và ở vỏ máy thổi tuabin để đẩy nước ngưng tụ ra.

Trong thời gian vận hành có thể có những sai sót xảy ra như:

a) Nhiệt độ cuối cùng của khí nén quá cao, đó là do bùn hoặc cặn canxi làm bẩn bề mặt làm lạnh. Khắc phục bằng cách làm sạch khi sửa chữa;

b) Nhiệt độ đi ra của nước làm lạnh quá cao, đó là do lưu lượng nước bị giảm hoặc nhiệt độ nước vào bị nâng cao. Khắc phục bằng cách tăng lượng nước;

c) Xuất hiện khí nén ở phía trước (lở ra hoặc vào của nước) do các bít kín bị hở. Cần thiết dừng máy và khắc phục;

d) Rung động ở các ổ đỡ và một vài nơi của vỏ máy. Phần lớn trường hợp là do tăng khoảng hở do mài mòn bạc của ổ đỡ và mài mòn trục. Rung động cũng có thể gây nên do các nguyên nhân khác: áp suất dầu không đủ, nối trục đặt lệch tâm, rôto guồng động không cân bằng;

đ) Nhiệt độ ổ đỡ bị nâng cao: do bôi trơn không đúng, bơm dầu làm việc không tốt, máy lọc bị bẩn, các lỗ dầu dẫn bị bẩn, sự làm lạnh dầu trong thiết bị làm lạnh dầu không tốt v.v... Khi đó cần thiết phải dừng ngay máy vì có thể làm nóng chảy hợp kim babít của bạc và làm hỏng máy.

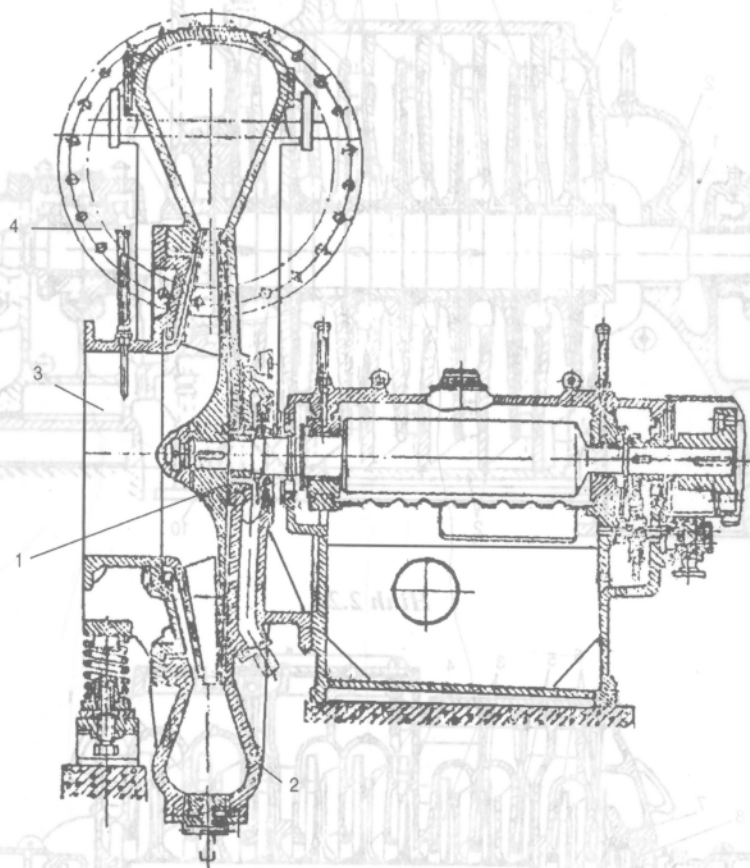
Để dừng máy cần: đóng van hút; mở bơm dầu khởi động; dừng máy sau đó cần đóng van trên đường đẩy; đóng van nước làm lạnh; sau $15 \div 20\text{ph}$ thì dừng bơm dầu khởi động, mở van xả ở vỏ máy thổi tuabin và ở các thiết bị làm lạnh trung gian. Tháo hết nước ở các lỗ làm lạnh.

Khi dừng do hư hỏng thì trước hết ngắt động cơ, sau đó chạy bơm dầu khởi động, rồi làm các công việc còn lại như thường.

2.5.1.10. Cấu tạo của máy nén khí và máy thổi khí

Trong công nghiệp sử dụng các loại máy thổi khí tuabin và máy nén tuabin khác nhau về kiểu và cấu tạo.

Máy thổi khí tuabin (ly tâm) loại một guồng (hình 2.23) dùng để vận chuyển không khí và các khí ($\text{SO}_2 \dots$), tạo ra chiều cao áp lực $2000 \div 3000 \text{ mm}$ cột nước khi năng suất là $1100 \text{ m}^3/\text{ph}$ và hiệu suất $\eta = 0,85$.

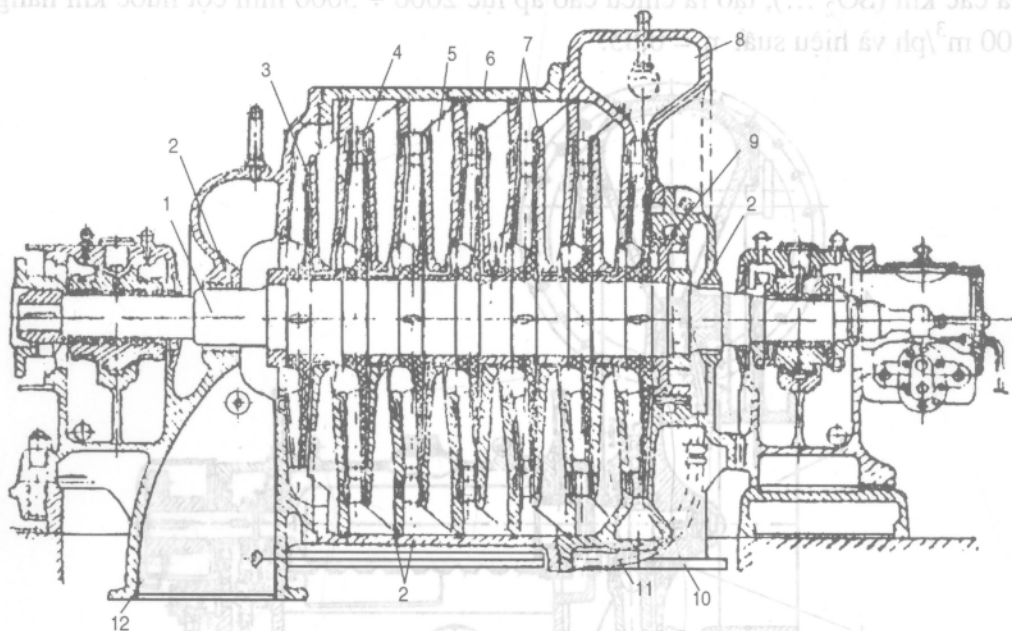


Hình 2.23

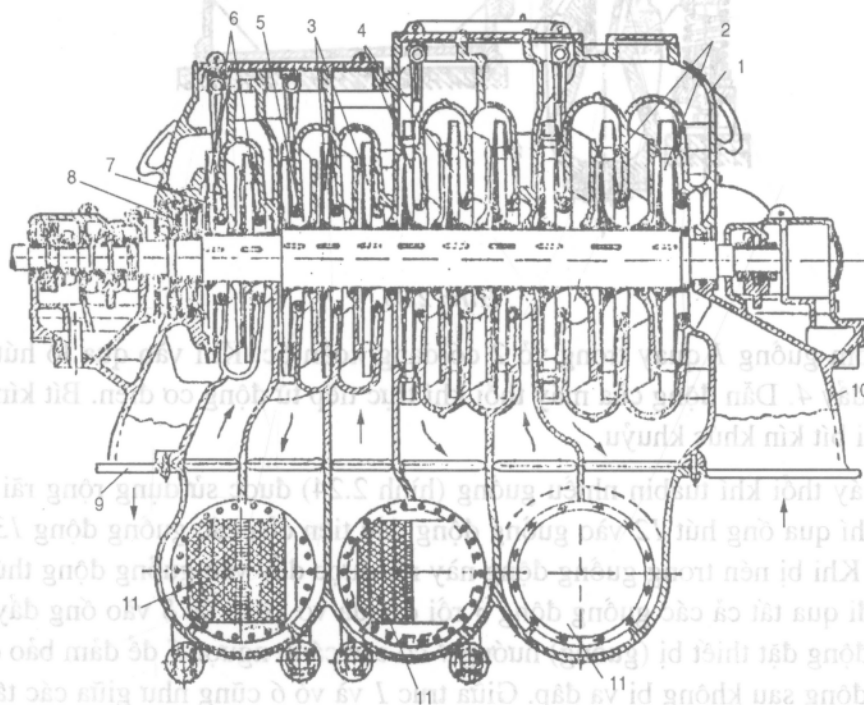
Máy gồm guồng 1 quay trong vỏ 2 có dạng xoắn ốc. Khí vào qua lỗ hút 3 và đẩy vào miệng đẩy 4. Dẫn động của máy thổi khí trực tiếp từ động cơ điện. Bít kín giữa trục và vỏ là loại bít kín khúc khuỷu.

Loại máy thổi khí tuabin nhiều guồng (hình 2.24) được sử dụng rộng rãi. Ở những máy này, khí qua ống hút 12 vào guồng động đầu tiên của các guồng động 13 được đặt trong vỏ 6. Khi bị nén trong guồng động này rồi được đẩy vào guồng động thứ hai. Như vậy là khí đi qua tất cả các guồng động 3 rồi đi qua vỏ xoắn ốc 8 vào ống đẩy 10. Giữa các guồng động đặt thiết bị (guồng) hướng 4 có các cánh ngược 5 để đảm bảo cho khí đi vào guồng động sau không bị va đập. Giữa trục 1 và vỏ 6 cũng như giữa các tấm ngăn 7 và guồng động có các tấm bít kín khúc khuỷu 2 (gồm một dây chắn ngăn). Khí rò qua

các chỗ không kín đi qua các chấn ngăn đó sẽ giảm tới áp suất đẩy của guồng trước hoặc áp suất khí quyển. Áp lực chiều trục sinh ra ở máy thổi khí tuabin được khử bằng pittông tháo tải 9. Khí rò qua nó được dẫn theo ống thải 9 về lại ống hút 12. Trong các máy năng suất nhỏ, áp suất chiều trục được khử bằng các ổ đỡ chịu lực chiều trục. Cho dầu vào máy thổi khí phải dùng áp suất.



Hình 2.24



Hình 2.25

2. Máy nén ly tâm (hình 2.25) có cấu tạo tương tự như máy thổi khí tuabin nhiều guồng, nhưng số guồng nhiều hơn (tối 12). Đồng thời các guồng được chia thành bốn nhóm có kích thước khác nhau gọi là bốn cấp. Giữa các nhóm có đặt thiết bị làm lạnh trung gian *II*. Áp suất chiều trục được khử bằng pittông tháo tải 8. Guồng cuối cùng của mỗi cấp có gắn với thiết bị (guồng) hướng chuyển động 5, còn các guồng khác chỉ có thiết bị (guồng) hướng bất động 6.

Năng suất của máy này khoảng $5000 \div 40000 \text{ m}^3/\text{h}$ ứng với áp suất 7at. Số vòng quay biến đổi từ 3000 vg/ph đến 6000 vg/ph và công suất khoảng 5300 kW.

2.5.2. Máy nén động học khác

2.5.2.1. Máy nén hướng trục

Ở trong loại máy nén này, động năng cung cấp cho khí nhờ lực hướng trục thông qua vận tốc chiều trục. Máy nén có lưu lượng rất lớn $10^4 \text{ m}^3/\text{h}$ khi áp suất tới 6at. Số guồng nén có thể từ 1 tới 20.

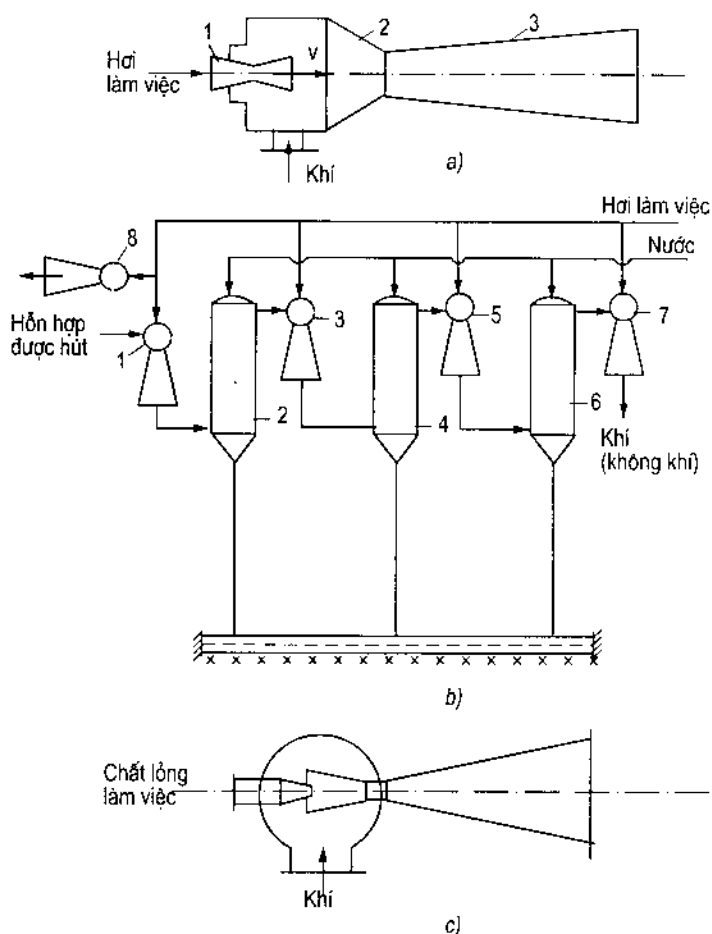
2.5.2.2. Máy nén luồng chất chảy (tuye)

1. Máy nén khí làm việc nhờ năng lượng của luồng hơi, luồng khí hoặc luồng lỏng thường gọi là tuye và được sử dụng rộng rãi trong công nghiệp hoá học.

Nguyên tắc làm việc của các máy này là: khí bị luồng lỏng, luồng khí hoặc luồng hơi chuyển động với vận tốc lớn kéo theo nhờ lực ma sát bề mặt cung cấp cho khí một phần động năng của mình. Sau đó động năng sẽ biến thành thế năng để nén khí.

Có hai loại tuye: hút và đẩy. Tuye hơi và tuye nén khí dùng hơi được ứng dụng nhiều nhất.

2. Tuye hơi và tuye nén khí dùng hơi (hình 2.26a) có nguyên lý làm việc như tuye



Hình 2.26

hút và đẩy chất lỏng (xem mục bơm luồng ở chương thứ nhất), chỉ khác là ở trường hợp sau chất khí bị nén ép.

Hơi làm việc đi ra khỏi miệng vòi lavan l với vận tốc rất lớn ($1000 \div 1400$ m/s). Vòi phun lavan l khác với vòi phun dùng nước là trong vòi phun lavan xảy ra quá trình dẫn nở đoạn nhiệt và sinh công L . Công này làm tăng vận tốc của hơi và làm nó phụt ra với vận tốc rất lớn kéo theo khí đi vào phòng trộn 2. Tại đây, hơi truyền động năng cho khí nhờ lực ma sát, rồi cả khí lẫn hơi vào loa mở rộng 3. Trong loa mở rộng sẽ xảy ra quá trình biến động năng thành thế năng (áp suất tĩnh).

Vận tốc phun của hơi có thể tính theo công thức:

$$v = \mu \sqrt{2gL}, \quad \text{m/s} \quad (2-113)$$

trong đó:

L - công dẫn, J/kg;

μ - hệ số tổn thất vận tốc trong vòi phun, thường lấy $\mu = 0,95$.

Công dẫn được xác định theo công thức:

$$L = \Delta i, \quad \text{J/kg} \quad (2-114)$$

Nếu ở trước vòi lavan hơi đã chuyển động với vận tốc v_1 thì:

$$v_2 = \sqrt{v_1^2 + 2gL}, \quad \text{m/s} \quad (2-115)$$

Vận tốc tối hạn đạt được ở tiết diện hẹp nhất của vòi lavan tính theo công thức:

$$v_{th} = \sqrt{\frac{2gkp_2v_1}{k+2}} = \sqrt{\frac{2gkRT}{k+2}} \quad (2-116)$$

Như vậy là nếu hình dạng của vòi chỉ giống như loại vòi thông thường thì vận tốc chỉ có giá trị như ở công thức (2-116). Vận tốc tối hạn tương ứng với tỉ số áp suất tối hạn, lúc đó lượng khí qua vòi trong một đơn vị thời gian sẽ không đổi khi tăng áp suất

hơi vào p_2 . Tỉ số áp suất tối hạn với khí khi $k = 1,4$ là $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{th} = \frac{1}{0,528}$; đối với hơi bão

hoà $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{th} = \frac{1}{0,577}$ và đối với hơi quá nhiệt $\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{th} = \frac{1}{0,546}$.

Như vậy là sẽ không sử dụng được hoàn toàn động năng của luồng khí cũng như không đạt được độ chân không cao. Vì thế, với vòi lavan sự dẫn nở của khí còn tiếp tục trong phần hình nón (có độ nón $10 \div 12^\circ$), làm cho tỉ số áp suất tăng cao hơn tối hạn, nghĩa là vận tốc phun cao hơn tối hạn.

Hiệu suất của tuye hơi tính theo công thức:

$$\eta = \frac{GL}{D\Delta i},$$

trong đó:

G - lưu lượng hỗn hợp hơi và không khí được nén, kg/s ;

L - công nén đoạn nhiệt riêng, J/kg ;

D - lượng tiêu hao hơi làm việc, kg/s ;

Δi - độ giảm nhiệt đoạn nhiệt, J/kg.

Tuye hơi có hiệu suất thấp hơn máy nén pittông và ly tâm rất nhiều. Khí nén đoạn nhiệt $\eta_{\max}$ khoảng 5,7%. Tuye hơi chỉ ứng dụng hợp lý trong trường hợp sử dụng được nhiệt của hơi để đun nóng, lúc này hiệu suất đạt tới 90 ÷ 95%.

Đặc điểm của tuye hơi là không có các bộ phận chuyển động, cấu tạo đơn giản và chắc chắn nên có thể làm bằng các vật liệu bền hoá học (sứ, sành, ...) để hút các hơi axit. Tuye hơi có thể đặt bất kỳ ở đâu vì không yêu cầu có bộ và không có bộ phận truyền dẫn động. Ưu điểm đặc biệt của tuye hơi so với bơm chân không vòng nước và bơm chân không khác là có thể thực hiện được độ chân không cao. Các tuye dùng hơi thuỷ ngân sử dụng ở các phòng thí nghiệm có thể tạo ra độ chân không ứng với áp suất tuyệt đối là 10^{-7} at.

Các tuye hơi hút dùng hơi nước tạo được độ chân không ứng với áp suất tuyệt đối là 0,3mmHg, trong khi đó tuye nước, bơm chân không pittông và bơm chân không vòng nước chỉ tạo được độ chân không có áp suất tuyệt đối tới 20mmHg (muốn tạo được độ chân không cao phải dùng bơm pittông nhiều cấp có cấu tạo rất phức tạp).

Nhược điểm của tuye hơi là tiêu hao hơi nhiều, khởi động chậm và trộn lẫn khí được hút vào hơi.

Do tuye hơi tiêu hao hơi nhiều nên chỉ sử dụng có lợi khi độ chân không nhỏ hơn 30 – 40 mmHg. Để tiết kiệm hơi thường phối hợp với tuye nước. Vì khối lượng của không khí được hút rất ít biến đổi theo sự biến đổi của áp suất không khí, nên trong thời gian bắt đầu khởi động khi áp suất của khí còn lớn thì thể tích không khí được hút nhỏ và như thế là năng suất giảm đi (nhược điểm này không có ở bơm pittông và bơm vòng nước).

Thời gian gần đây tuye được ứng dụng rộng rãi để tạo chân không trong các nồi chưng cất, thiết bị bốc hơi và thiết bị sấy. Ngoài ra, còn dùng trong quá trình kết tinh chân không, trong các thiết bị làm lạnh nước và làm nước đá, trong các thiết bị ngưng tụ của tuabin hơi.

Loại tuye hơi một cấp thường chỉ tạo ra độ chân không 90%, muốn có độ chân không cao hơn 95% nghĩa là áp suất tuyệt đối nhỏ hơn 30 mmHg cần phải ghép nối tiếp

nhiều tuye hơi (hình 2.26b). Để cho tuye sau không nén hơi thải của tuye trước người ta đặt các thiết bị ngưng tụ trung gian 2, 4, 6 để ngưng tụ các hơi thừa của nước. Hàm lượng của hơi nước trong hỗn hợp khí và hơi được hút bằng tuye đặt sau thiết bị ngưng tụ xác định theo áp suất hơi bão hoà của nước ứng với nhiệt độ ngưng tụ của nó.

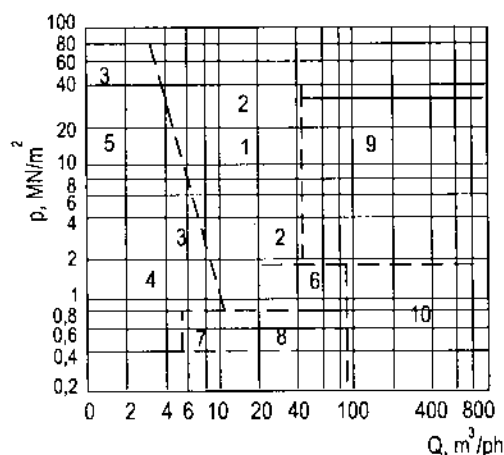
Tuye hơi hút phụ trợ 8 ghép song song với hệ thống chính dùng để tăng nhanh quá trình khởi động ban đầu. Khi đã đạt tới độ chân không cần thiết nó sẽ ngừng hoạt động.

Tỉ số nén trung bình ở mỗi cấp của thiết bị này khoảng 3. Số cấp phụ thuộc vào độ chân không yêu cầu, thí dụ ba cấp cho độ chân không 30mmHg thì bốn cấp cho độ chân không là 10mmHg.

3. Tuye nước nén khí (hình 2.26c): có cấu tạo tương tự như tuye hơi trừ vòi phun. Nguyên lý làm việc của tuye nước nén khí như tuye hút và đẩy chất lỏng.

2.6. VÙNG LÀM VIỆC THÍCH HỢP CỦA CÁC LOẠI MÁY NÉN

Tùy theo lưu lượng và áp suất mà chọn loại máy nén thích hợp với điều kiện làm việc. Ở hình 2.27 là đồ thị mô tả vùng làm việc thích hợp của các loại máy nén: vùng 1 - máy nén pittông một phía; vùng 2 - máy nén pittông đối xứng; vùng 3 - máy nén pittông thẳng đứng; vùng 4 - máy nén góc; vùng 5 - máy nén cách màng; vùng 6 - máy nén trục vít; vùng 7 - máy nén tấm trượt; vùng 8 - máy nén vòng chất lỏng; vùng 9 - máy nén ly tâm; vùng 10 - máy nén hướng trục.



Hình 2.27

Chương 3

QUẠT

Quạt là những máy dùng để vận chuyển không khí hoặc các khí khác khi áp suất (chiều cao áp lực) không lớn hơn 1500 mm cột nước.

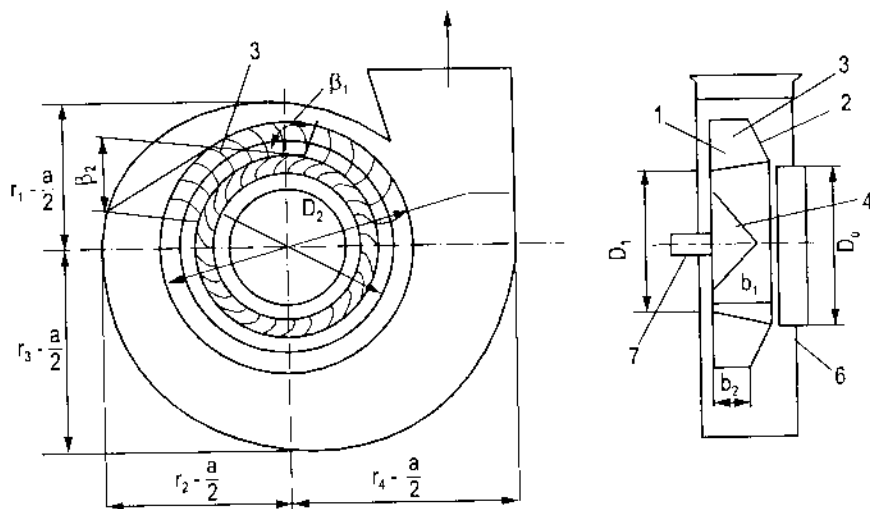
Tỉ số nén của không khí (khí) trong quạt không lớn và không có ảnh hưởng thực tế lên quá trình ở trong quạt. Vì vậy khi nghiên cứu sự làm việc và tính toán quạt ta có thể coi rằng khí không bị nén, nghĩa là coi khí như chất lỏng. Do đó các thông số cơ bản và mọi tính toán đối với bơm cũng dùng trực tiếp cho quạt.

3.1. QUẠT LY TÂM

3.1.1. nguyên tắc làm việc và các bộ phận chính của quạt ly tâm

Quạt ly tâm (hình 3.1) làm việc theo nguyên tắc của bơm ly tâm. Những bộ phận chủ yếu của quạt là:

1. Guồng động: để tạo nên áp lực và chuyển khí vào trong mạng. Guồng thường được chế tạo bằng thép tấm, hàn hoặc tán đinh.



Hình 3.1

Cũng như ở bơm ly tâm, nếu guồng động có cánh cong về phía trước sẽ có áp lực cao hơn guồng có cánh thẳng và cánh cong về phía sau khi có cùng số vòng quay, song hiệu suất thuỷ lực thấp hơn một chút. Trong quạt thường dùng cánh cong phía trước hoặc thẳng cánh, chỉ trừ quạt cao áp. Guồng gồm có đĩa sau 1, đĩa trước 2 và các cánh 3

gắn lên hai đĩa (với số cánh khoảng 6 - 64), bạc (moayơ) 4 đúc hoặc tiện được chế tạo riêng và dùng để lắp guồng lên trục 7. Bạc được lắp cứng với đĩa sau bằng hàn, đinh tán hoặc bắt bulông.

Cấu tạo của loại guồng động do X. A. Ruxin đề ra rất thuận lợi cho sản xuất hàng loạt vì chế tạo đơn giản và nhanh chóng. Nó chỉ gồm ba chi tiết: đĩa sau, bạc và vòng thép trên đó có uốn các cánh. Đĩa trước được thay bằng mép uốn cong của vòng thép.

2. Vỏ: dùng để tập trung dòng khí và biến đổi động năng thành tĩnh năng nên biên dạng của vỏ là đường xoắn ốc và có ống vào 6 để dẫn không khí đi vào guồng động với tổn hao thủy tĩnh nhỏ nhất. Khoảng hở giữa ống vào và guồng không nên vượt quá $0,01 D_G$ (D_G - đường kính guồng). Khi khoảng hở lớn, lượng không khí bị tổn hao qua khe sẽ lớn.

Vỏ được hàn từ thép tấm, đôi khi tán đinh hoặc đúc (ở quạt nhỏ). Vỏ của quạt nhỏ có thể gắn trực tiếp với giá quạt. Với quạt lớn (do khối lượng lớn) phải đặt ngay lên bệ đỡ riêng của nó. Để tăng tiếp tục áp suất khí sau khi ra khỏi vỏ, người ta đặt thêm một loa mở rộng, loa này đôi khi còn dùng làm đoạn ống chuyển tiếp.

3. Trục: trục làm bằng thép tốt, ở những quạt nhỏ trục được gắn ngay lên động cơ.

4. Giá máy: đúc hoặc hàn.

3.1.2. Phân loại quạt ly tâm

1. Theo áp lực: áp lực thấp < 100 mm cột nước; áp lực vừa $100 \div 400$ mm cột nước; áp lực cao > 400 mm cột nước.

Tuy nhiên có thể thay đổi số vòng quay của quạt để chuyển từ loại này sang loại kia.

2. Theo hệ số cao tốc: quạt mẫu ở đây có áp lực 30 mm cột nước, tới năng suất $1\text{m}^3/\text{s}$ là hợp lý nhất. Như vậy công thức để tính hệ số cao tốc của quạt là:

$$n_s = \frac{11,3nQ^{\frac{1}{2}}}{\left(\frac{H}{\rho}\right)^{\frac{3}{4}}}, \text{ vg/ph} \quad (3-1)$$

trong đó:

n - số vòng quay của quạt trong một phút, vg/ph;

Q - năng suất, m^3/s ;

H - áp lực, mm cột nước;

ρ - khối lượng riêng của khí, kg/m^3 .

Tùy thuộc vào hệ số cao tốc người ta còn chia quạt ly tâm ra quạt cao tốc (hướng trục) có $n_s > 1500$ vg/ph; quạt có vận tốc trung bình với $n_s = 800 \div 1400$ vg/ph; quạt có vận tốc chậm - $n_s = 500 \div 700$ vg/ph; quạt rất chậm có $n_s < 500$ vg/ph.

3. Theo mục đích: gồm có quạt không khí và quạt khói lò (hút khí và bụi).

3.1.3. Phân tích sự làm việc của quạt ly tâm

3.1.3.1. Áp lực toàn phần của quạt ly tâm

Áp lực toàn phần của quạt gồm áp lực tĩnh học h_t và áp lực động học h_d :

$$H = h_t + h_d, \text{ mm cột nước.}$$

Tương tự như ở bơm ly tâm có:

$$h_t = h_{th} + h_{td}, \text{ mm cột nước} \quad (3-2)$$

trong đó: h_{td} - áp lực dư khi đẩy, mm cột nước
 h_{th} - độ chân không khí hút, mm cột nước.

Đồng thời cũng có:

$$h_d = \frac{\rho c^2}{2g}, \text{ mm cột nước.} \quad (3-3)$$

trong đó: c - vận tốc không khí ở miệng ra của quạt, m/s
 g - gia tốc trọng trường, m/s².

Áp lực động học có khi chiếm tới 50% áp lực toàn phần, như vậy:

$$H = h_{th} + h_{td} + \frac{c^2 \rho}{2g}, \text{ mm cột nước} \quad (3-4)$$

Từ công thức (3-4) có thể phân chia quạt theo đặc tính và nơi đặt:

1. Nếu không có ống hút, nghĩa là quạt hút khí trực tiếp từ khí quyển thì:

$$h_{th} = 0;$$

$$H = h_{td} + \frac{\rho c^2}{2g}, \text{ mm cột nước.}$$

Trong trường hợp này công suất tiêu hao chỉ để đẩy khí, vì vậy gọi là quạt đẩy.

Nếu không có ống đẩy hoặc ống đẩy rất ngắn so với ống hút thì $h_{td} = 0$ và

$$H = h_t + \frac{\rho c^2}{2g}, \text{ mm cột nước.}$$

Ở đây quạt tiêu hao công suất để hút khí, do đó gọi là quạt hút.

2. Nếu quạt không có ống hút và đẩy thì $h_{th} = 0$, $h_{td} = 0$:

$$H = \frac{\rho c^2}{2g}, \text{ mm cột nước.}$$

Ở trường hợp này công suất tiêu hao chỉ để vận chuyển không khí nên gọi là quạt không áp suất.

3.1.3.2. Sự phụ thuộc của chiều cao áp lực quạt vào dạng cánh của guồng và định luật tỉ lệ đối với quạt

1. Sự phụ thuộc của chiều cao áp lực quạt vào dạng cánh guồng: vì tỉ số nén không lớn nên có thể coi các kết luận đối với bơm ly tâm cũng đúng với quạt ly tâm (xem phần bơm ly tâm):

$$H_k = \frac{u_2 c_2 \cos \alpha_2 \eta_u K}{g}, \text{ m cột khí.}$$

Thay thế c_2 theo định lý sin: $c_2 = \frac{u_2 \sin \beta_2}{\sin(\alpha_2 + \beta_2)}$ vào công thức trên ta có:

$$H_k = \frac{u_2^2 \sin \beta_2 \cos \alpha_2 \eta_u K}{g \sin(\alpha_2 + \beta_2)}$$

Đặt $\frac{\sin \beta_2 \cos \alpha_2 \eta_u K}{g \sin(\alpha_2 + \beta_2)} = \psi_q$, thay vào ta có:

$$H_k = \psi_q u^2, \text{ m cột khí hay } H_k = \psi_q u_2^2 \rho, \text{ mm cột nước} \quad (3-5)$$

trong đó:

ρ - khối lượng riêng của khí, kg/m^3 ;

ψ_q - hệ số chiều cao áp lực của quạt. Với quạt có cánh cong về phía trước thì $\psi_q = 0,9 \div 1,1$; cánh thẳng $\psi_q = 0,7 \div 0,9$; cánh cong về phía sau $\psi_q = 0,5 \div 0,7$.

2. Định luật tỉ lệ đối với bơm ly tâm cũng đúng với quạt ly tâm:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \frac{n_1^2}{n_2^2}; \quad \frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3 \quad (3-6)$$

3.1.4. Công suất cần thiết của quạt và công suất của động cơ

Nếu bỏ qua sự biến đổi khối lượng riêng của khí thì công suất cần thiết của quạt xác định theo công thức:

$$N = \frac{10^{-3} Q \rho g H_k}{\eta} = \frac{10^{-3} Q H_g}{\eta} = \frac{10^{-3} Q \Delta p}{\eta}, \text{ kW} \quad (3-7)$$

trong đó:

Q - năng suất của quạt, m^3/s ;

H_k - chiều cao áp lực, m cột khí;

ρ - khối lượng riêng của khí, kg/m^3 ;

η - hiệu suất chung, $\eta = 0,4 \div 0,6$;

H - áp lực tính bằng mm cột nước;

g - gia tốc trọng trường, m/s^2 ;

Δp - áp lực của quạt, N/m^2 .

Hiệu suất chung η tính tới tổn thất công suất quạt và tổn thất công suất để thắng trở lực cơ khí truyền động và ổ đỡ:

$$\eta = \eta_q \eta_o \eta_{ld} \quad (3-8)$$

trong đó:

η_q - hiệu suất chung của quạt không kể tổn thất cơ khí (tra bảng);

η_o - hiệu suất ổ đỡ, khoảng $0,95 \div 0,97$, tùy thuộc vào loại, số và trạng thái của ổ đỡ;

$\eta_{ld} = 0,9 \div 0,95$ đối với truyền động đai truyền.

Công suất của quạt ly tâm có thể tăng lên rất lớn cả khi năng suất tăng lên không lớn, vì vậy phải có dự trữ cao (do thiết kế không chính xác, thay đổi thiết kế khi lắp ráp, hệ thống ống dẫn không kín và một số nguyên nhân khác).

Công suất của động cơ tính theo công thức:

$$N_{dc} = kN \quad (3-9)$$

Giá trị của hệ số dự trữ k tra ở bảng 3.1, tùy thuộc vào công suất N.

Bảng 3.1

Công suất N, kW	k	
	Ly tâm	Hướng trục
0,5	1,5	1,2
0,51 ÷ 1	1,3	1,15
1,01 ÷ 2	1,2	1,1
2,01 ÷ 5	1,15	1,05
> 5	1,1	1,05

3.1.5. Sự làm việc của quạt trong hệ thống

3.1.5.1. Đặc tuyến của ống dẫn, đặc tuyến của quạt và điểm làm việc của quạt

1. Đặc tuyến của ống dẫn: tổn thất áp lực trong ống dẫn được tính theo công thức:

$$H_m = H_t + S/Q^2, \text{ mm cột nước} \quad (3-10)$$

trong đó:

H_t - chiều cao tĩnh của không khí, mm cột nước;

Q - lưu lượng không khí qua ống dẫn, m^3/s ;

S - trở lực riêng của ống, mm cột nước/(m ống: m⁶/s²);

l - chiều dài ống, m.

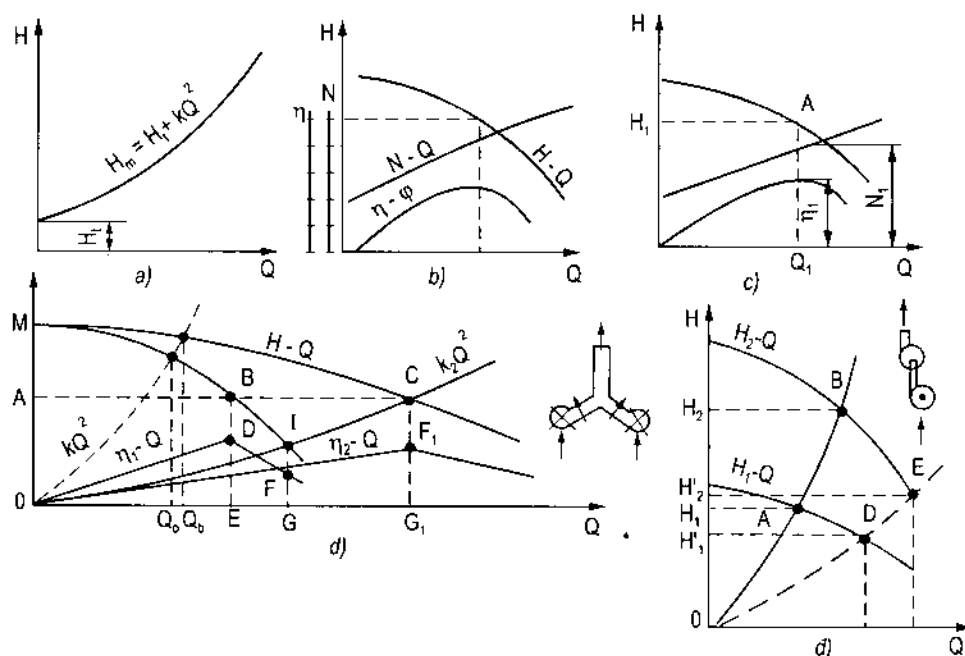
Đối với ống dẫn nhất định, ta thay thế $Sl = k$ thì:

$$H_m = H_t + kQ^2 \quad (3-11)$$

Đường cong (hình 3.2a) lập theo công thức (3-10) hoặc (3-11) là đặc tuyến của ống dẫn (còn gọi là đặc tuyến của hệ thống ống - thiết bị).

2. Đặc tuyến của quạt tương tự như ở bơm ly tâm (hình 3.2b).

3. Phối hợp đặc tuyến của đường ống và của quạt thì điểm cắt nhau A của hai đường cong là điểm làm việc của quạt (hình 3.2c) với các giá trị Q_1 , H_1 , N_1 , η_1 .



Hình 3.2

3.1.5.2. Sự làm việc của quạt mắc song song và nối tiếp

Nếu quạt không đủ áp suất hoặc lưu lượng thì có thể mắc nối tiếp hoặc song song.

1. Nối song song: dùng khi năng suất của một quạt thiếu nhiều. Khi nối song song thường dùng hai quạt có kích thước như nhau hoặc là đồng nhất dạng hình học. Không khí từ hai quạt truyền vào trong một ống dẫn hoặc cả hai quạt hút song song không khí từ một thể tích. Trong các hệ thống nổi hơi có công suất lớn, thường dùng các quạt khí hút hai phía, đây chính là hình thức giản đơn của hai quạt nối song song.

Đặc tuyến của hệ quạt nối song song được thể hiện ở hình 3.2d. Các đoạn OE, ED, BE, lần lượt ứng với năng suất, hiệu suất và áp lực của một quạt khi làm việc song song. Còn các đoạn OG, GF và IG lần lượt ứng với năng suất, hiệu suất và áp lực của một quạt khi làm việc riêng rẽ một mình.

Như vậy là nếu hệ thống chứa một quạt thì năng suất $OG > OE$ một ít nhưng kém kinh tế vì hiệu suất giảm xuống $FG < ED$, còn áp lực $IG < BE$.

Từ hình 3.2d cho thấy nối song song chỉ có hiệu quả khi nào đặc tuyến của ống dẫn là một đường thoải thoải (đường liền nét OIC), lúc này năng suất của hai quạt lớn hơn nhiều năng suất của một quạt ($OG_1 \gg OG$). Nếu đặc tuyến của ống dẫn dốc (đường đứt nét) nghĩa là trở lực lớn thì không có hiệu quả vì năng suất $Q_b \neq Q_a$ rất ít.

2. Nối nối tiếp: dùng khi áp lực không đủ. Lúc này miệng đẩy của quạt hút khí nối vào miệng hút của quạt đẩy khí vào ống đẩy. Chỉ khi đặc tuyến của ống dẫn dốc (đường liền nét OAB ở hình 3.2d) thì nối nối tiếp mới có lợi. Nếu đặc tuyến này thoải (đường đứt nét ODE) thì nối nối tiếp không có lợi.

Khi nối nối tiếp, lưu lượng qua mỗi quạt lớn lên và áp lực chung cũng tăng lên.

3.1.6. Chọn quạt

Có hai phương pháp chọn quạt: theo các bảng trong catalô, quy chuẩn và theo các đặc tuyến.

1. Theo bảng: dùng năng suất và áp lực tĩnh đã cho rồi dựa theo bảng để xác định số liệu và số vòng quay của quạt tương ứng.

Nhược điểm của phương pháp này là không thể xác định chính xác chế độ làm việc thích hợp của hệ thống quạt.

2. Theo các đặc tuyến tổng hợp của quạt (hình 3.3a): trên các đặc tuyến tổng hợp có các đường cong $H - Q$ ứng với n khác nhau và các đường cong hiệu suất $\eta - Q$ (ứng với một số hiệu quạt).

Ta đưa các giá trị yêu cầu H_1 và Q_1 lên các trục tọa độ và đóng các đường song song với trục tọa độ đi qua H_1 và Q_1 cắt nhau tại A. Điểm A là điểm làm việc của quạt, dựa vào đó ta có thể xác định chính xác số vòng quay và hiệu suất của quạt.

Nếu giá trị H_1 và Q_1 ứng với nhiều số hiệu quạt thì ta chọn loại nào có hiệu suất lớn nhất.

3. Theo đặc tuyến không thứ nguyên (hình 3.3b):

a) Đặc tuyến không thứ nguyên xây dựng cho các quạt có đồng dạng hình học gồm có các đường cong $H - C_2$ (ta thay thế số vòng quay bằng vận tốc vòng $u = \frac{\pi D_2 n}{60}$, m/s), các đường cong hiệu suất $\eta - C_2$ và các đường $u = \text{const}$.

Vận tốc ra C_2 được xác định theo công thức:

$$C_2 = \frac{Q}{F_2}, \text{ m/s} \quad (3-12)$$

trong đó: F_2 - diện tích miệng đẩy của quạt, m^2 .

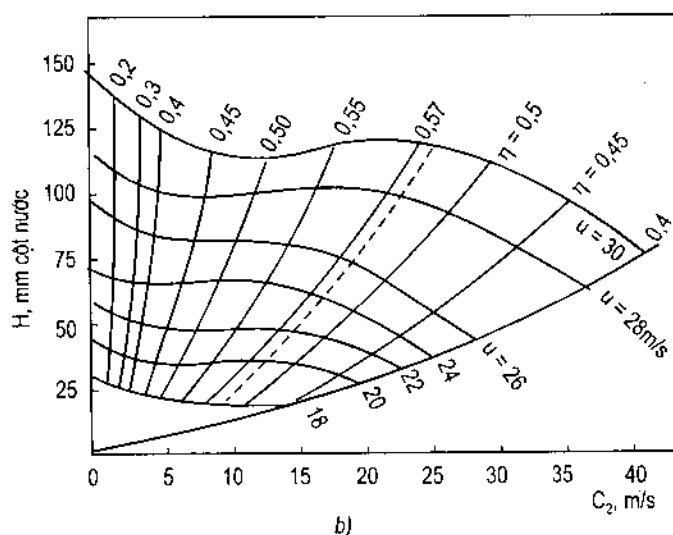
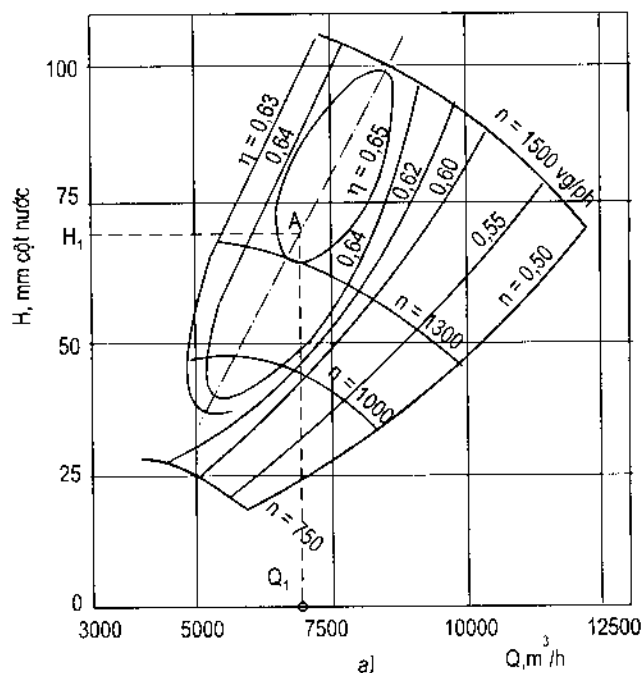
Ngoài ra còn có bảng kèm theo đặc tuyến, trong bảng có trị số đường kính ngoài của guồng, diện tích của tiết diện miệng đẩy F_2 và công suất quạt tương ứng;

b) Chọn quạt theo đặc tuyến này như sau: xác định sơ bộ C'_2 theo giá trị H' và hiệu suất $\eta_{\max}$; xác định giá trị sơ bộ của diện tích lỗ ra theo công thức:

$$F'_2 = \frac{Q}{C'_2}, \text{ m}^2 \quad (3-13)$$

Nếu F'_2 không trùng với giá trị trong bảng thì ta chọn giá trị gần nhất F_2 tương ứng với số hiệu quạt đã được xác định. Đồng thời xác định vận tốc thực: $C_2 = \frac{Q}{F_2}$, m/s; dựa theo H và C_2 xác định lại hiệu suất η ; dựa theo vận tốc u và đường kính D_2 xác định n theo công thức:

$$n = \frac{60u}{\pi D_2}, \text{ vg/ph} \quad (3-14)$$



Hình 3.3

3.1.7. Lắp ghép quạt và nối quạt với động cơ

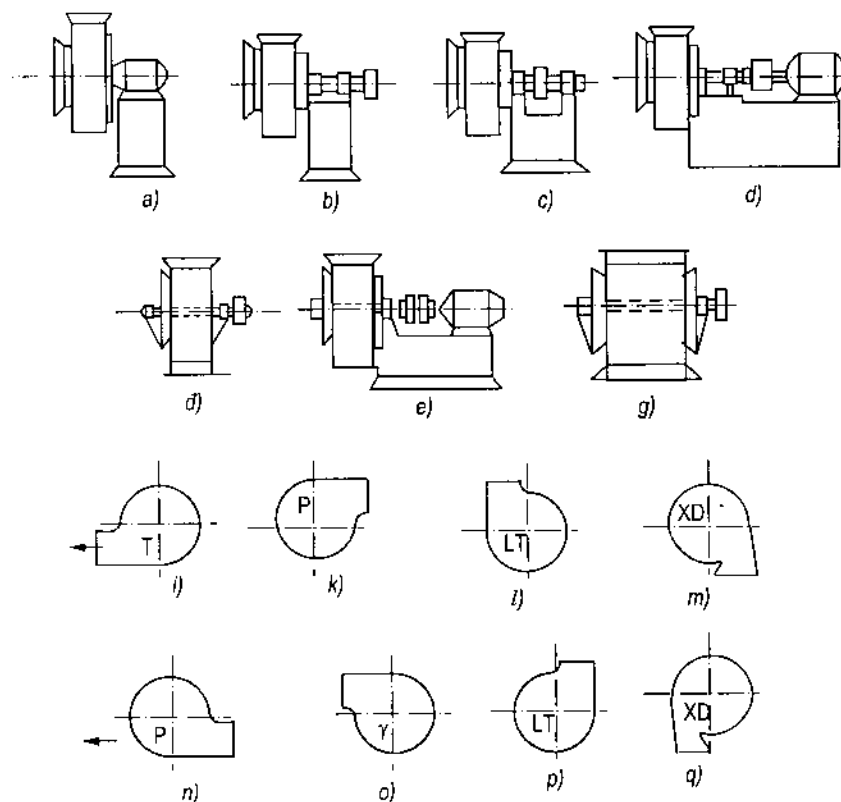
Khi quạt nhỏ thường lắp guồng động của quạt trực tiếp lên trục của động cơ (hình 3.4a). Như vậy hệ thống đảm bảo, vững chắc, làm việc không tiếng động và kinh tế.

Khi quạt lớn, guồng động được lắp lên trục riêng (hình 3.4b, c) và có ổ đỡ riêng. Trục của guồng nối với động cơ qua nối trục đàn hồi (hình 3.4d, e). Trục của quạt thường tì trên các ổ đỡ bi. Guồng lắp vào trục nhờ then hoặc các bulông giằng.

Khi hút hai phía hoặc khi khối lượng lớn thì guồng được mắc trên trụ giữa hai ổ bi (hình 3.4đ, e, g). Điều này đảm bảo cho quạt làm việc êm nhưng cấu tạo lắp ghép và việc nối quạt vào hệ thống ống bị phức tạp.

Ngoài ra, còn có thể dẫn động qua truyền động đai, qua hộp giảm tốc hoặc có khi bằng tuabin hơi đặt trên cùng trục với guồng (trường hợp này dễ điều chỉnh số vòng quay).

Quạt có guồng quay theo chiều kim đồng hồ (nhìn từ phía giá đỡ) gọi là quạt phải (hình 3.4i, k, l, m). Còn chiều ngược lại gọi là quạt trái (hình 3.4n, o, p, q). Vị trí của (các) vỏ khi quạt làm việc bình thường lấy theo ký hiệu chữ cái ghi trong hình, ví dụ: miệng đẩy quay phía trái ký hiệu T, quay phía phải ký hiệu P... (hình 3.4i, k, l, m, n, o, p, q).



Hình 3.4

3.1.8. Điều chỉnh quạt

Người ta điều chỉnh quạt bằng các phương pháp sau đây:

1. Thay đổi số vòng quay: dùng hộp giảm tốc vô cấp ($N > 25\text{kW}$); dùng bộ truyền bánh đai vô cấp (N nhỏ); thay động cơ có vô số vòng quay khác; dùng động cơ có thể thay đổi số vòng quay.

2. Đóng dần van đẩy dẫn đến thay đổi đặc tuyến mạng, nhưng phương pháp này không kinh tế.

3. Thay đổi góc thiết bị hướng, do đó sẽ thay đổi α , dẫn đến thay đổi áp lực và năng suất. Phương pháp này kinh tế hơn.

4. Đóng dẫn van hút.

3.1.9. Tính toán thiết kế

3.1.9.1. Tính guồng động

1. Đường kính vòng trong của guồng động tính theo công thức:

$$D_1 = k \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \text{ m.} \quad (3-15)$$

trong đó:

n - số vòng quay của quạt, vg/ph;

Q - năng suất của quạt, m^3/s ;

k - hệ số, $k = 3,25 \div 4$. Dùng giá trị k lớn khi n_s (hệ số cao tốc) nhỏ.

2. Đường kính ngoài của guồng xác định theo công thức:

$$D_2 = \frac{D_1}{m}, \text{ m} \quad (3-16)$$

trong đó: m - hệ số, $m = 0,85 \div 0,90$ với quạt thấp áp; $m = 0,4 \div 0,5$ với quạt cao áp.

3. Chiều dài của cánh được xác định theo công thức:

$$z = \frac{D_2 - D_1}{2}, \text{ m} \quad (3-17)$$

$$4. \text{ Bước của cánh: } t = z, \text{ m} \quad (3-18)$$

5. Số cánh của quạt tính theo công thức:

$$n_1 = \frac{\pi D_2}{t} \quad (3-19)$$

Sau khi tính số cánh của quạt theo công thức trên người ta làm tròn và lấy trong khoảng $6 \div 64$ cánh.

6. Chiều rộng guồng của quạt được tính theo công thức:

$$b = \frac{Q}{(\pi D_1 - S n_1) \sqrt{C_1^2 - \varphi_1^2 u_1^2}}, \text{ m} \quad (3-20)$$

trong đó:

S - chiều dày cánh, m;

C_1 - vận tốc ở cửa vào của không khí, m/s;

u_1 - vận tốc vòng ở cửa vào;

φ_1 - hệ số xoáy của dòng, $\varphi_1 = 0,3 \div 0,5$.

3.1.9.2. Thiết kế vỏ

Hình dạng vỏ của quạt được xây dựng theo phương pháp "hình vuông" như sau:

1. Chọn áp lực động học h_d khoảng $15 \div 30\%$ áp lực chung.
2. Xác định vận tốc ở miệng đầy:

$$C = \sqrt{\frac{2gh_d}{\rho}}, \text{ m/s} \quad (3-21)$$

trong đó: ρ - khối lượng riêng của khí, kg/m^3 .

3. Xác định diện tích của miệng đầy:

$$F = \frac{Q}{C}, \text{ m}^2 \quad (3-22)$$

4. Xác định kích thước của miệng đầy:

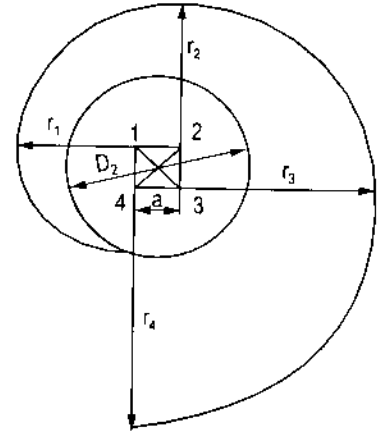
a) nếu miệng đầy tròn:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi}}, \text{ m} \quad (3-23)$$

b) nếu miệng đầy vuông

$$A = \sqrt{F}, \text{ m} \quad (3-24)$$

5. Vẽ đường tròn có đường kính là D_2 rồi vẽ hình vuông có tâm là tâm quạt và có cạnh $a = A/4$ để vẽ ra các cung tạo thành vỏ xoắn ốc (hình 3.5).



Hình 3.5

3.1.10. Vận hành quạt

3.1.10.1. Các thiếu sót căn bản xuất hiện khi vận hành quạt

Vận hành quạt ly tâm đúng đắn sẽ làm tăng thêm thời gian sử dụng của quạt cho phép sử dụng tốt và giảm tiếng động. Đồng thời việc phát hiện nhanh chóng các thiếu sót để đề ra các cách khắc phục kịp thời là điều hết sức cần thiết đối với quạt. Các sai sót của quạt trong quá trình làm việc và các cách khắc phục cho ở bảng 3.2.

Bảng 3.2

Nguyên nhân	Cách khắc phục
<i>Quạt không đảm bảo năng suất đã định</i>	
Có khoảng hở lớn giữa guồng và ống vào (hoặc là không có ống vào)	Đặt ống vào cho khoảng hở không lớn hơn 0,01 đường kính guồng
Guồng của quạt quay theo hướng ngược lại (xảy ra sau khi lắp ghép hoặc sửa chữa)	Đổi pha động cơ điện

Bảng 3.2 (tiếp theo)

Nguyên nhân	Cách khắc phục
<i>Quạt không tạo nên áp lực cần thiết</i>	
Các tính toán trở lực của hệ thống không đúng	Kiểm tra các kích thước của ống dẫn và các trở lực của hệ thống
Chọn quạt không đúng	Tăng số vòng quay của quạt
Trở lực của hệ thống cao hơn thiết kế	Kiểm tra xem tiết diện ống dẫn có bị rác bẩn không. Quy định rõ số lượng và kiểu các phần cong rồi kiểm tra cách đặt chúng
Ống dẫn không kín	Xiết bulông mặt bích và thay thế đệm
Ống dẫn khí bị tắc bẩn do các vật lạ và rác	Làm sạch ống dẫn. Nơi bị tắc bẩn được xác định bằng tiếng động
Số vòng quay của quạt không đủ	Tăng số vòng quay của quạt khi truyền động đai truyền bằng cách biến đổi tỉ số truyền.
<i>Quạt rung động mạnh</i>	
Guồng không cân bằng	Kiểm tra và cân bằng guồng
Các mối ghép ổ đỡ lắp không đúng	Kiểm tra việc lắp các mối ghép ổ bi
Động cơ gắn với bệ không vững	Vặn các bulông bệ hoặc tăng cường lắp ghép
<i>Quạt có tiếng động khi làm việc</i>	
Quạt có hiệu suất thấp	Thay thế quạt có hiệu suất không thấp hơn 0,5
Không có các ống nối co giãn (dàn hồi) giữa quạt và hệ thống ống dẫn ở phía đẩy và phía hút	Đặt ống nối co giãn
Quạt đặt trên nền kim loại không có vật hấp thụ chấn động	Thêm vào các đệm đàn hồi
Lắp xupáp và van chấn yếu	Lắp các xupáp và van chấn thế nào để khi làm việc nó không có chấn động (rung)
<i>Động cơ và các ổ đỡ của quạt quá nóng</i>	
Động cơ quá tải	Thay động cơ bằng động cơ có công suất lớn hơn, nếu có thể thì đóng tắc chắn (van chấn)
Ổ đỡ của động cơ bị bẩn, không có dầu trong ổ đỡ	Rửa ổ đỡ và bôi dầu mới vào
Ổ đỡ bị hỏng	Kiểm tra và thay cái bị hỏng
<i>Đai truyền tách rời khỏi hành đai của quạt hoặc bị trượt</i>	
Trục của động cơ và quạt không song song	Kiểm tra lại tính song song và sửa
Các bulông bệ của động cơ và giá đỡ yếu do đó làm sai lệch vị trí đúng của truyền động	Đặt động cơ, kéo các bulông bệ ở giá đỡ và động cơ Chuyển dịch động cơ trên giá thép, thay hoặc khâu lại đai truyền

3.1.10.2. Khởi động và dừng quạt

1. Khi khởi động và vận hành quạt cần tuân theo các quy tắc sau đây: trước khi khởi động cần kiểm tra xem các mối nối đã đúng chưa, kiểm tra độ bền của mối lắp guồng và dầu trong bình dầu.

Sau khi lắp ghép và sửa chữa phải lấy hết các dụng cụ, các chi tiết còn lại và các vật liệu thừa.

2. Đóng cầu dao để xác định hướng quay của guồng có đúng không (bằng cách ngắt cầu dao để quạt quay chậm lại nhìn cho rõ). Nếu hướng quay đúng thì đóng cầu dao lại.

3. Muốn dừng quạt chỉ cần ngắt cầu dao

3.1.10.3. Nguyên tắc và phương pháp khắc phục tiếng động và chấn động của quạt

Khi quạt làm việc luôn luôn có tiếng động kèm theo. Tiếng động của hệ thống quạt cần phân biệt thành hai loại: tiếng động khí động lực học sinh ra do sự tác động của các bộ phận của quạt lên không khí tiếp xúc với nó, còn tiếng động cơ học sinh ra do chấn động của động cơ làm việc và quạt (tiếng động của ổ đỡ và truyền động đai truyền).

Để giảm tiếng động khí động lực học thì các cánh guồng quạt hướng trục có vận tốc vòng lớn hơn 30 m/s không được làm quá mỏng.

Ở quạt ly tâm áp suất cao và trung bình có cánh cong về phía sau thì tiếng động ít hơn nhiều so với quạt có cánh cong về phía trước. Tiếng động khí động học cũng nảy sinh ở trong vỏ quạt do sự tạo thành xoáy ở cửa vào và cửa ra.

Có tiếng động khi quạt làm việc phần lớn là do lắp ghép không đúng. Vì vậy, khi đặt quạt cân bằng guồng cẩn thận và vặn chặt vào mối ghép. Để giảm tiếng động cần dùng ổ đỡ trượt, làm các nền đàn hồi, các tấm đệm và đặt các chất hấp thụ âm.

Ngoài ra, để giảm tiếng động của quạt sinh ra khi áp lực cao hơn 15 mm cột nước cần thực hiện những biện pháp sau:

1. Thay thế vỏ sắt bằng vỏ bê tông cốt sắt.
2. Cách biệt bề quạt khỏi các phần của nhà cửa.
3. Nối ống dẫn với quạt qua các ống nối bằng vải bố kín.
4. Đặt quạt trong các bao bằng gỗ có nhồi dạ, phớt, rơm hoặc bông.
5. Nếu có thể thì đặt quạt áp suất thấp có cánh cong phía sau.
6. Nếu không có ống hút thì đặt ống góp có dạng hình thoi nhọn hoặc ống hình côn.
7. Đối với quạt ly tâm có truyền động đai truyền thì thay thế ổ lăn bằng ổ trượt và thay thế đai thẳng bằng đai hình thang.
8. Thành bên của vỏ nên gắn thêm các sắt góc.
9. Đảm bảo sự làm việc của quạt với hiệu suất không thấp hơn 0,9 hiệu suất cực đại.
10. Rôto của quạt phải cân bằng tĩnh và động sao cho biên độ chấn động nhỏ hơn 1mm. Sự cân bằng của guồng dẫn tới giảm tiếng động khi quạt làm việc, tăng độ bền,

giữ tính cứng vững của ổ đỡ. Khối lượng của guồng cần phải phân bố sao cho trọng tâm của nó trùng với tâm quay và đối xứng trên mặt phẳng quay. Cân bằng tĩnh nhờ các thiết bị riêng. Đồng thời khi guồng động là hàn hoặc ghép đinh thì ta hàn thêm hoặc ghép thêm vào các đối tượng để đảm bảo cân bằng. Khi guồng đúc ta mài bớt khối lượng dư.

Cân bằng tĩnh thực hiện như sau: quay guồng và để nó chạy. Khi guồng dừng lại ta đánh dấu phần thấp nhất rồi xoay nhẹ cho guồng rời khỏi vị trí cân bằng. Nếu guồng dừng lại ở điểm bất kỳ thì guồng đã cân bằng, còn nếu phần thấp nhất vẫn là phần cũ thì trọng tâm đã lệch về phần thấp nhất. Dựa vào đó ta thêm khối lượng vào phần trên hoặc mài bớt phần dưới cho tới khi cân bằng. Lượng lấy đi hoặc thêm vào phải làm sao nhỏ nhất.

Rôto của quạt nhiều guồng có thể cân bằng tĩnh, trong khi đó các guồng của nó có thể không cân bằng tĩnh. Các rôto này gọi là rôto không cân bằng động.

Chấn động và sự rung động của các quạt ly tâm (quạt, bơm ly tâm) là một hiện tượng không mong muốn và rất nguy hiểm (gồm có chấn động khi mở máy và khi làm việc bình thường). Các dao động có biên độ tăng dần lên là nguy hiểm nhất.

Nguyên nhân gây nên chấn động của các máy ly tâm có thể do:

a) Độ hở giữa bạc ổ đỡ và ngỗng trục không đúng. Độ hở trung bình là 2% đường kính ngỗng trục. Chấn động cũng có thể gây nên khi bôi trơn ổ đỡ bằng dầu nhớt hơn yêu cầu;

b) Tâm của rôto của máy và động cơ không đồng trục;

c) Đặt không chính xác tấm đệm dưới khung nền của máy, của hộp giảm tốc hoặc động cơ;

d) Các bộ phận bít kín của rôto máy chạm với nắp các vòng giữ dầu của ổ bi.

Mức độ chấn động của máy liên hợp cần kiểm tra: sau khi lắp ghép, trước và sau khi kiểm tra (nhưng không ít hơn một lần trong một năm) và khi tăng chấn động cục bộ.

Cần thiết tiến hành quan sát có hệ thống sự chấn động, riêng đối với quạt khối lò biên độ chấn động không được cao quá 0,1 mm.

3.2. QUẠT HƯỚNG TRỤC

3.2.1. Cấu tạo

Quạt hướng trục có cấu tạo đơn giản nhất, gồm hai phần cơ bản (hình 3.6a):

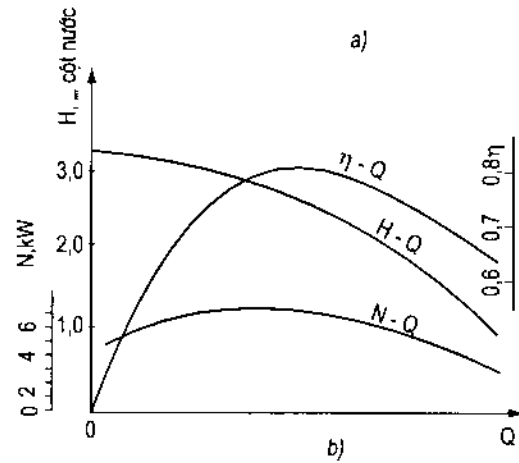
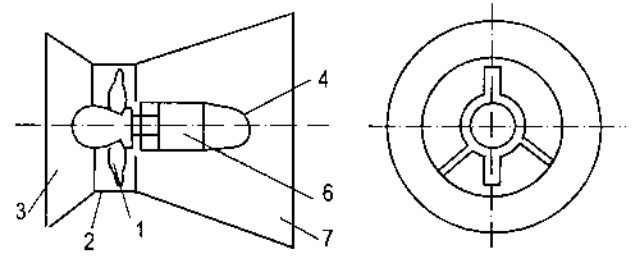
1. Guồng 1 có các cánh đặt nghiêng (số cánh trong khoảng 2-12). Guồng gồm bạc có đường kính tương đối lớn có gắn các cánh. Hình dạng hiện đại nhất của guồng là dạng không đối xứng giống cánh quạt máy bay. Khi có hình dạng đối xứng quạt không thể làm việc với hướng quay bất kỳ, muốn biến đổi hướng chuyển động của dòng khí chỉ cần biến đổi hướng quay. Nếu dạng không đối xứng thì các cánh đặt để phía cong của cánh hướng theo chiều quay của động cơ.

Cánh có thể dập bằng thép tấm và khi kích thước lớn có thể làm rỗng.

Bạc có thể đúc hoặc hàn. Các cánh hàn vào bạc hoặc ghép vào nhờ các trục nhỏ. Ở trường hợp sau khi điều chỉnh có thể biến đổi góc ngoặt của cánh đối với mặt phẳng quay.

Số cánh giảm khi nâng cao áp suất trục.

2. Vỏ 2: khi guồng quay, không khí vào cửa hút 3, đi qua giữa các cánh theo phương chiều trục rồi đi ra cửa 7. Đa số trường hợp guồng mắc trực tiếp lên trục của động cơ 6, còn động cơ được bọc kín bằng vỏ bọc 4 và đặt bên trong quạt.



Hình 3.6

Khoảng hở giữa vỏ và các đầu cánh cần phải nhỏ nhất và đảm bảo được khả năng quay của guồng trong vỏ. Khoảng hở này không nên quá 1,5% chiều dài cánh. Vì khi khoảng hở lớn thì chất lượng động học của quạt hướng trục bị kém đi (giảm áp lực tĩnh và giảm η).

3.2.2. Đặc điểm của quạt hướng trục

Quạt hướng trục thuộc về loại quạt đẩy chạy nhanh ($n_s > 1000$ vg/ph) và được ứng dụng để truyền một thể tích khí tương đối lớn khi áp suất nhỏ so với quạt ly tâm. Thí dụ để thông gió các ngôi nhà, các hầm và các đường hầm (lò tuy nèn) v.v...

Ở quạt hướng trục luồng không khí chuyển động song song với trục vì vậy vận tốc vòng thực tế không biến đổi, nghĩa là đối với mọi luồng nhỏ $u_1 = u_2$ (u_1 – vận tốc vòng của guồng ở cửa vào; u_2 – vận tốc vòng của guồng ở cửa ra). Như vậy là lực ly tâm không tham gia vào sự làm việc của quạt. Chính vì vậy, loại quạt này chỉ cho áp lực nhỏ hơn quạt ly tâm.

Công suất cần thiết cho quạt hướng trục tính theo công thức (3-9) và hầu như không phụ thuộc vào năng suất. Vì vậy không cần thiết đặt động cơ có công suất dự trữ (hệ số dự trữ $k = 1,05 \div 1,2$).

Để biến động năng thành tĩnh năng ở vỏ quạt thường có một đoạn hình côn mở rộng. Đôi khi ở trong các quạt lớn để uốn thẳng các dòng xoắn nghĩa là để biến đổi áp suất động thành áp suất tĩnh người ta dùng thiết bị nắn đặt sau quạt.

Thiết bị nắn gồm các cánh bất động đặt trong vỏ (cánh phẳng hoặc định hình) để tạo ra các rãnh dọc.

Quạt hướng trục có hiệu suất lớn.

Đôi khi để tăng tiết diện có ích của vỏ, giảm trở lực chuyển động của dòng khí, động cơ được đặt ở ngoài.

3.2.3. Đặc tuyến của quạt hướng trục

Đặc tuyến và một số quan hệ đặc biệt của quạt hướng trục được biểu diễn ở đồ thị (hình 3.6b).

Ở quạt hướng trục quan hệ giữa số vòng quay, đường kính và năng suất được biểu thị bằng công thức:

$$D = 5,1 \sqrt{\frac{Q}{n}}, \text{ m}$$

trong đó:

Q - năng suất của quạt, m^3/s ;

n - số vòng quay của quạt, vg/ph .

Quan hệ giữa vận tốc vòng và áp lực thể hiện bằng công thức:

$$u = 2,8\varphi\sqrt{H}, \text{ m/s}$$

trong đó:

H - chiều cao áp lực, mm cột nước;

φ - hệ số, phụ thuộc vào dạng cánh. Với cánh phẳng $\varphi = 2,8 \div 3,5$ với cánh cong $\varphi = 2,2 \div 2,9$.

Phụ lục

Ở PHẦN PHỤ LỤC NÀY ĐỀ CẬP ĐẾN MỘT SỐ LOẠI BƠM, QUẠT VÀ MÁY NÉN THÔNG DỤNG NHẤT

Phụ lục 1

ĐẶC TÍNH CỦA BƠM PÍT TÔNG TRỰC TIẾP (TRUYỀN ĐỘNG MÁY BƠM)

Số hiệu bơm	Năng suất l/s	Áp suất đẩy, Mpa	Áp suất hơi, Mpa	Chất lỏng được chuyển
ПДГ-2/20 ПДГ-6/4 ПДГ-6/20	0,14 ÷ 0,69 0,28 ÷ 1,74 0,28 ÷ 1,74	2,0 0,4 2,0	0,9 0,9 0,9	Nước, các sản phẩm dầu mỏ
ПДГ-40/30 ПДГ-60/20 ПДВ-125/30 ПДВ-10/20 ПДВ-10/30 ПДВ-10/50	4,17 ÷ 11,1 4,17 ÷ 16,7 13,9 ÷ 34,7 0,56 ÷ 2,78 0,56 ÷ 2,78 0,56 ÷ 2,78	3,0 2,5 3,2 2,0 3,2 5,0	0,8 0,8 0,7 0,9 2,0 3,2	Các sản phẩm nặng của dầu mỏ
ПДВ-16/20 ПДВ-16/30 ПДВ-16/50 ПДВ-25/4 ПДВ-25/20 ПДВ-25/30 ПДВ-25/50	1,11 ÷ 4,44 1,11 ÷ 4,44 1,11 ÷ 4,44 2,78 ÷ 6,94 2,78 ÷ 6,94 2,78 ÷ 6,94 2,78 ÷ 6,94	2,0 3,2 5,0 0,4 2,0 3,0 5,0	0,9 2,0 3,2 0,9 0,9 2,0 3,2	Nước, các sản phẩm dầu mỏ
ПДВ-25/40 ПНП-10/40	2,78 ÷ 6,94 0,56 ÷ 2,78	4,5 4,0	0,8 0,9	Các sản phẩm nặng của dầu mỏ, khí hoá lỏng
ПНП-125/8 ПНП-160/16 ПНП-250/10	12,5 ÷ 34,7 8,33 ÷ 44,4 20,8 ÷ 69,4	0,8 1,6 1,0	0,9 1,0 0,9	Nước, các sản phẩm nặng của dầu mỏ
ХПНП-14/2М ХПНП-25/4М ХПНП-55/4М	1,38 ÷ 3,89 2,78 ÷ 6,94 6,94 ÷ 15,3	0,2 0,4 0,4	0,4 0,4 0,4	Benzen, nhựa, than đá, cacbon (CS ₂) sunfua v.v...

*Ghi chú: ПДГ- bơm hơi hai xylanh nằm ngang; ПДВ- bơm hơi hai xylanh thẳng đứng;
ПНП- bơm hơi tác dụng trực tiếp; ХПНП- bơm hơi tác dụng trực tiếp dùng cho các sản phẩm hoá học.*

Phụ lục 2

ĐẶC TÍNH KỸ THUẬT CỦA BƠM CÁCH MÀNG

Số hiệu bơm	Năng suất m^3/h	Áp suất MPa	Chất lỏng được chuyển
DCB-13 DBC (*)	2,4 ÷ 13,2 2 ; 8 ; 10 ; 20	Phải đổ vào Như trên	Kết tủa bẩn quánh Các hỗn hợp dạng lỏng ở nhiệt độ cao hơn 60°C
ΠM-0,8/16	0,8	1,6	Nước
2 ΠM-8/15	8	1,5	Huyền phù đất sét ở nhiệt độ lớn hơn 50°C
DMP-10/4	8 ÷ 16	0,4	Clorua lỏng khi nhiệt độ từ -5°C đến 60°C
BM-140/140	8150	0,25	

Ghi chú: (*) - loại này gồm có 2DBCX1; 2DBBX2; 4DBCX1; 4DBCX2.

Phụ lục 3

ĐẶC TÍNH CỦA BƠM PÍTÔNG (TRUYỀN ĐỘNG ĐỘNG CƠ)

Số hiệu bơm	Năng suất l/s	Áp suất đẩy, MPa	Số vòng quay, vg/ph	Công suất cần thiết, kW	Chất lỏng được chuyển
1	2	3	4	5	6
<i>Các bơm có lưu lượng không điều chỉnh được</i>					
T-3/100M	0,83	12,0	460	19	Nước đến 100°C
T-1/200	0,22	20,0	290	7	Nước đến 35°C
T-30/15	5,56; 6,94 8,43	1,5	128, 160 200	20	Nhựa than đá
T-10/140	2,78	14,0	260	75	Nước ngưng đến 105°C
TF-8/20	1,4; 2,08	2,0	220, 330	8,5	Nhựa than đá
XT-4/25	1,11	2,5	200	7	Chất lỏng dễ sôi
XT-4/20M	1,11	2,0	200	2,8	Cacbua hydro được hoá lỏng
XT-1,6/63	0,44	6,3	200	4,5	Rượu metylíc sạch
XT-8/52A	2,22	5,2	205	20	Axit nitơíc loãng
ЭНП-4	7,78/6,94	0,3	111	5	Mẫu số: sản phẩm nặng
ЭНП-4/1	6,94/6,66	0,3	101	6	của dầu mỏ
ЭНП-4/1M	2,78/2,61	0,3	41	6	Từ số: nước biển, nước lợ

Phụ lục 3 (tiếp theo)

1	2	3	4	5	6
<i>Các bơm có lưu lượng điều chỉnh</i>					
XTP (11 loại kích thước)	0,21 ÷ 8,33	2,0 ÷ 33,0	182 ÷ 300	4,5 ÷ 15	Chất lỏng ăn mòn
ΠP-5/6	0 ÷ 1,39	0,6	200	2,8	Sữa vôi, dịch đất sét
XΠp-5/20	0 ÷ 1,39	2,0	200	4,5	Huyền phù keo của niken sunfit đậm đặc
PKK-1,5/25	0 ÷ 0,42	2,5	100	2,8	Các hỗn hợp dị thể trong dược phẩm
PKC-1,5/25	0 ÷ 0,42	2,5	100	2,8	Axit sunfuaric có chứa butylen
PKX- 1,5/25	0 ÷ 0,42	2,5	100	2,8	Benzen, huyền phù nhôm clorua, axit clohydric
P-25/25	2,78 ÷ 6,94	2,5	150	32	Nước, sản phẩm dầu mỏ, các chất hoá học

Ghi chú: T - ba xylanh; TT - ba xylanh nằm ngang; XT - ba xylanh chuyển hoá chất; ЭНΠ - bơm pittông truyền động điện; XTP - bơm pittông điều chỉnh lưu lượng ba xylanh bền hoá học; ΠP - bơm truyền động, điều chỉnh; XΠp - bơm pittông điều chỉnh bền hoá học; PKK - bơm axit điều chỉnh được; PKC - bơm axit điều chỉnh được (đối với axit clohydric và sunfuaric).

Phụ lục 4

ĐẶC TÍNH CỦA BƠM PÍTÔNG ĐỊNH LƯỢNG

Số hiệu bơm	Năng suất m^3/h	Áp suất đẩy, MPa	Số vòng quay, vòng/ph	Công suất động cơ, kW	Chất lỏng được vận chuyển	
					tính chất	hiệt độ
HД10/100	0,010	10,0	100	0,27	Chất lỏng ăn mòn và trung tính	Đến 200°C
HД16/63	0,016	6,3	"	0,27	Như trên	"
HД25/250	0,025	25,0	"	1,1	"	"
HД40/25	0,040	2,5	"	0,27	"	"
HД63/100	0,063	10,0	"	1,1	"	"
HД100/10	0,10	1,0	"	0,27	"	"
HД160/25	0,16	2,5	"	0,6	"	"
HД400/16	0,40	1,6	"	1,1	"	"

Phụ lục 5

ĐẶC TÍNH CỦA BƠM XOÁY LỐC VÀ BƠM LY TÂM XOÁY LỐC

Số hiệu bơm	Năng suất, m^3/h	Áp suất, kPa	Chiều cao hút cho phép, kPa	Công suất cần thiết, kW	Số hiệu bơm	Năng suất, m^3/h	Áp suất, kPa	Chiều cao hút cho phép, kPa	Công suất cần thiết, kW
BC-0,5/18	1,8	180	60	0,35	BKO-4/24	14,4	240	40	7,0
B-2,5/40	9,0	400	50	4,0	BK-5/24	18,0	240	35	8,3
BC-2,5/40					BKC-5/24				
B-4/35	14,4	350	40	5,1	BKO-5/24				
BC-4/35					ЦБ-4/155	14,4	1550	75	26,5
B-6,3/30	22,7	300	30	8,5	ЦBC-4/155				
BC-6,3/30					ЦБ-4/110	14,4	1100	75	20,5
BK-1/16	3,6	160	60	1,2	ЦBC-4/110				
BKC-1/16					ЦБ-6,3/140	22,7	1100	65	35,5
BKO-1/16					ЦBC-6,3/140				
BK-1,25/25	4,5	250	50	2,5	ЦБ-6,3/115	22,7	1150	65	31,0
BKC-1,25/25					ЦBC-6,3/115				
BKO-1,25/25					ЦБ-10/110	36	1100	55	45,5
BK-2/26	7,2	260	50	4,6	ЦBC-10/110				
BKC-2/26					ЦБ-10/80	36	800	55	38,0
BKO-2/26					ЦBC-10/80				
BK-4/24	14,4	240	40	7,0					
BKC-4/24									

Ghi chú:

1. Chiều cao hút cho phép ứng với $t = 25^{\circ}C$ và áp suất khí quyển bằng 101325Pa.
2. Nhiệt độ chất lỏng vận chuyển lớn nhất cho phép: với bơm xoáy lốc $85^{\circ}C$, với bơm ly tâm xoáy lốc $105^{\circ}C$.

Phụ lục 6

ĐẶC TÍNH CỦA BƠM LY TÂM LOẠI K

(khi đường kính guồng động lớn nhất)

Số hiệu bơm	Năng suất		Chiều cao áp lực, m	Số vòng quay, vg/ph	Công suất, kW	Hiệu suất bơm, %	Chiều cao hút cho phép, mm	Đường kính guồng động, mm
	m³/h	l/s						
K8/18 (1 1/2K-6)	6	1,6	20,3	2900	0,7	44	6,6	128 (105)
	11	3,0	17,4		0,9	55,5	6,7	
	14	3,9	14		1,0	53,0	6,0	
K20/30 (2K-6)	10	2,8	34,5	2900	1,8	50,6	8,7	162 (132)
	20	5,5	30,8		2,7	64,0	7,2	
	30	8,3	24,0		3,1	63,5	5,7	
K20/18 (2K-9)	11	3,0	21,0	2900	1,2	56	8,0	129 (106)
	20	5,5	18,5		1,5	68	6,8	
	22	6,1	17,5		1,6	66	6,4	
K45/55 (3K-6)	30	8,3	62	2900	9,4	54,4	7,7	218 (192)
	45	12,5	57		10,1	63,5	6,7	
	60	16,7	50		12,5	66,3	5,6	
	70	19,5	44,5		13,4	63,0	4,7	
K45/30 (3K-9)	30	8,3	34,8	2900	4,6	62,0	7,0	168 (143)
	45	12,5	31,0		5,5	71,0	6,0	
	54	15,0	27,0		5,8	71,5	2,9	
K90/85 (4K-6)	65	18,0	98	2900	28	63,0	7,1	272 (250)
	90	25	91		33	68,0	6,2	
	115	32	81		37,5	68,5	5,1	
	135	37,5	72,5		40,5	66,0	4,0	
K90/55 (4K-8)	70	19,4	59	2900	17,5	65,5	5,3	218 (200)
	90	25	54,9		19,5	71,0	5,0	
	109	30,4	47,8		20,9	69,0	4,0	
	120	33,4	43,0		21,4	66,0	3,8	
K90/35 (4K-12)	65	18	37,7	2900	9,3	72,0	6,7	174 (163)
	90	25	34,6		10,9	78,0	5,8	
	120	33,3	18,9		12,4	74,5	3,3	
K90/20 (4K-18)	60	16,7	25,7	2900	5,6	76,0	5,4	148 (136)
	80	22,2	22,8		6,3	79,6	5,3	
	100	27,8	18,9		6,7	77,0	4,2	
K160/30 (6K-8)	110	30,6	36,5	1450	17,6	70	6,6	328 (275)
	140	38,8	35,9		18,4	75	6,3	
	170	47,2	32,5		20,6	76,5	5,9	
	190	52,8	31,0		23,0	75	5,4	
K160/20 (6K-12)	110	30,6	22,7	1450	9,0	76,0	8,5	264 (240)
	160	44,5	20,1		10,8	81,0	7,9	
	200	55,6	17,1		11,9	79,0	7,0	
K290/30 (8K-12)	220	61,1	32	1450	23,6	80,0	6,5	315 (290)
	280	77,8	29,1		27,0	82,5	5,6	
	340	94,5	25,4		30,0	79,0	4,7	
K290/18 (8K-18)	220	61	20,7	1450	15,6	80,5	6,2	268 (250)
	285	79,1	18,9		17,4	83,5	5,5	
	360	100	15,0		18,3	77,5	5,0	

Ghi chú: 1. Trong ngoặc của cột cuối cùng là đường kính tiện phá cho phép của guồng động

2. Trong ngoặc của cột đầu là số hiệu theo tiêu chuẩn cũ.

Phụ lục 7

**CÁC ĐẶC TRUNG KỸ THUẬT CHỦ YẾU
CỦA BƠM LY TÂM NHÚNG SÂU**

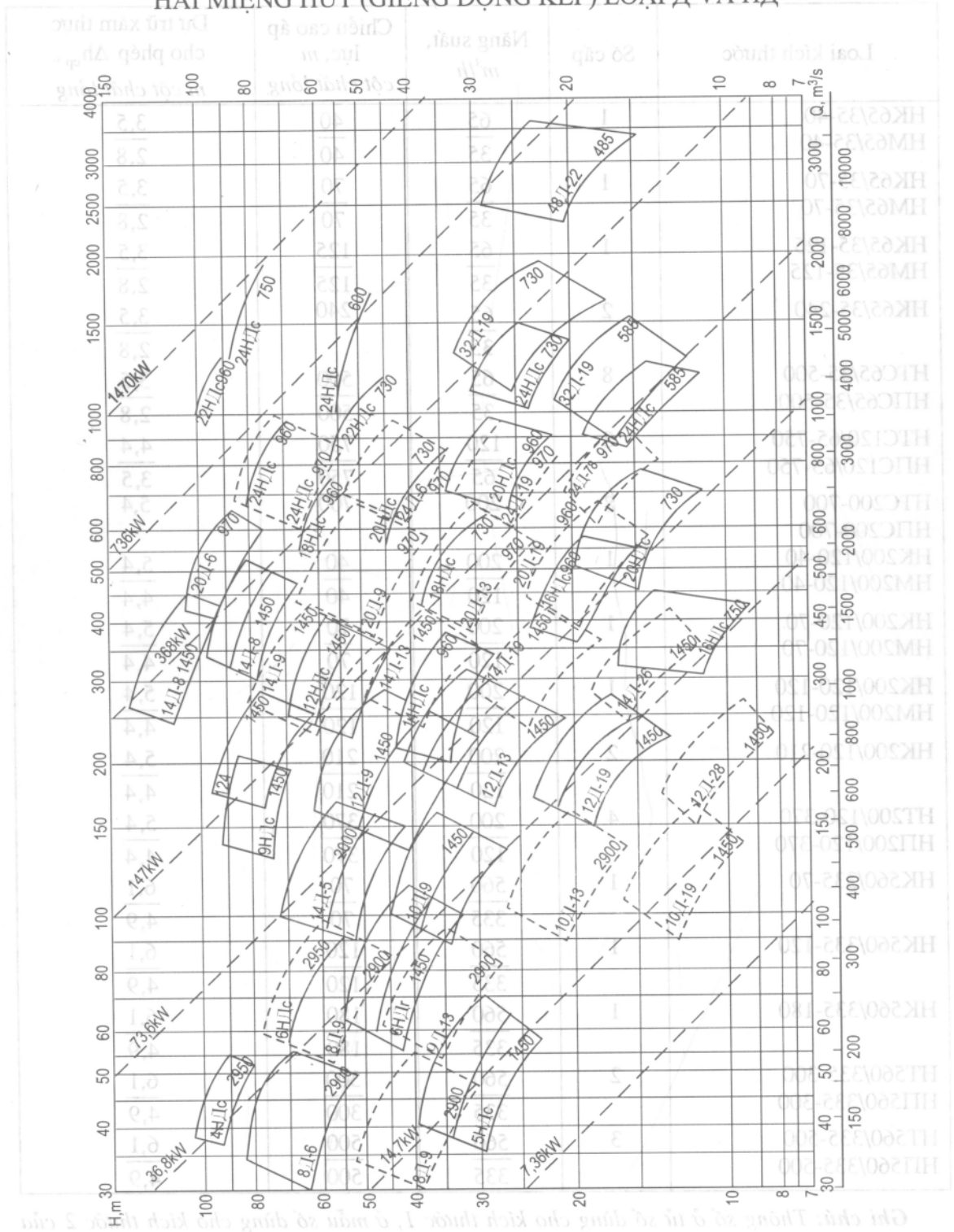
Số hiệu bơm	Năng suất <i>m³/ngày đêm</i>	Áp suất, <i>MN/m²</i>	Số cấp	Công suất cần thiết, <i>kW</i>	Đường kính đầu nhúng, <i>mm</i>
ЭЦН-5-40-700	40	7,65	207	10,1	92
ЭЦН-5-40-950	40	9,32	226	12,0	92
ЭЦН-5-40-1400	40	14,91	412	19,0	92
ЭЦН-5-80-800	80	7,65	206	16,4	92
ЭЦН-5-80-1300	80	13,24	351	28,0	92
ЭЦН-5-130-600	130	5,57	167	18,9	92
ЭЦН-5-130-1200	130	10,13	284	32,0	92
ЭЦН-5-200-650	200	5,77	186	32,5	92
ЭЦН-5-200-800	200	8,34	227	40,0	92
ЭЦН-6-100-900	100	8,43	171	18,5	114
ЭЦН-6-100-1500	100	14,22	212	32,2	114
ЭЦН-6-160-750	160	7,65	121	27,0	114
ЭЦН-6-160-1000	160	10,69	171	38,2	114
ЭЦН-6-160-1450	160	14,86	238	51,9	114
ЭЦН-6-250-800	250	8,58	151	43,0	114
ЭЦН-6-250-1050	250	12,06	212	61,0	114
ЭЦН-6-250-1400	250	14,71	260	74,6	114
ЭЦН-6-350-650	350	6,37	116	48,5	114
ЭЦН-6-350-850	350	9,02	163	66,0	114
ЭЦН-6-500-450	500	4,22	100	51,0	114
ЭЦН-6-500-750	500	7,16	172	86,5	114
ЭЦН-6-700-300	700	2,94	81	45,0	114

Phụ lục 8

ĐẶC TÍNH CỦA BƠM LY TÂM VẬN CHUYỂN DẦU MỎ

Loại kích thước	Số cấp	Năng suất, m^3/h	Chiều cao áp lực, m <i>cột chất lỏng</i>	Dự trữ xâm thực cho phép Δh_{cp} , m <i>cột chất lỏng</i>
HK65/35-40	1	65	40	3,5
HM65/35-40		35	40	2,8
HK65/35-70	1	65	70	3,5
HM65/35-70		35	70	2,8
HK65/35-125	1	65	125	3,5
HM65/35-125		35	125	2,8
HK65/35-240	2	65	240	3,5
		35		2,8
HTC65/35-500	8	65	500	3,5
HΠC65/35-500		35	500	2,8
HTC120/65-750	8	120	750	4,4
HΠC120/65-750		65	750	3,5
HTC200-700	8	200	700	5,4
HΠC200-700				
HK200/120-40	1	200	40	5,4
HM200/120-40		120	40	4,4
HK200/120-70	1	200	70	5,4
HM200/120-70		120	70	4,4
HK200/120-120	1	200	120	5,4
HM200/120-120		120	120	4,4
HK200/120-210	2	200	210	5,4
		120	210	4,4
HT200/120-370	4	200	370	5,4
HΠ200/120-370		120	370	4,4
HK560/335-70	1	560	70	6,1
		335	70	4,9
HK560/335-120	1	560	120	6,1
		335	120	4,9
HK560/335-180	1	560	180	6,1
		335	180	4,9
HT560/335-300	2	560	300	6,1
HΠ560/335-300		335	300	4,9
HT560/335-500	3	560	500	6,1
HΠ560/335-500		335	500	4,9

Ghi chú: Thông số ở tử số dùng cho kích thước 1, ở mẫu số dùng cho kích thước 2 của guồng động.



Phụ lục 10
ĐẶC TÍNH CỦA MÁY NÉN TRỤC VÍT

Số hiệu	Chất được nén	Năng suất, m^3/ph	Áp suất, Mpa		Công suất cần thiết, kW
			đẩy	Hút	
BK	Không khí	63	0,35	0,1	200
BK	CO ₂	92	0,49	0,097	400
BK-7	CO ₂	217	0,47	0,093	860
BK-8	CO ₂	434	0,47	0,093	1720
BK-9	Clo	53,2	0,32	0,095	200
12BK	Không khí	100	0,25	0,10	300
13BK	"	30	1,2	0,10	280
14BK	"	10	0,8	0,10	70
14BK	"	10	0,8	0,10	75
15BK	Hỗn hợp khí dầu mỏ	6,3	1,1	0,10	130
16BK	Khí thông gió	100	0,21	0,088	200
5BKM-16/8M	Không khí	16	0,8	0,10	125
6BKM-25/8	"	25	0,9	0,10	200
7BK-25/5	"	27	0,5	0,10	160
8B-150/4	Khí lò vôi	150	0,4	0,093	700
BK-4/5-13	Khí dầu mỏ thải	4,7	1,3	0,5	90
2BK-4/5-13	"	20	1,3	0,5	
4B-29/5-10	Nitơ	145	1,0	0,5	260
3ИФ-55B	Không khí	5	0,7	0,1	

Phụ lục 11
ĐẶC TÍNH CỦA MÁY NÉN PÍTÔNG NẪM NGANG ĐỐI XỨNG

Số hiệu	Chất được nén	Năng suất, m^3/ph	Áp suất đẩy, Mpa	Số vòng quay, vg/s	Công suất cần thiết, kW
2M10-100/2,2	Không khí	100	0,22	8,33	280
4M10-100/8	Không khí	100	0,8	8,33	540
4M10-40/70	Không khí	43,3	0,7	8,33	480
4M16-125/200	Không khí	121	19,6	6,25	1570
2M10-20/320	Khí tổng hợp	20	31,4	8,33	300
4M10-64/22	Êtylen	64	2,2	8,33	640
4M10-78/60	Hydrô	78	5,9	10,0	810
4M16-100/200	Khí cacboníc	98	19,6	6,25	1210
4M25-117/200	Nitơ	135	19,6	5,0	2150
6M40-320/320	Hỗn hợp N ₂ + H ₂	310	31,4	5,0	4440
2M16M-20/42-60	Khí tuần hoàn	21,2	5,0	6,25	650
4M16-45/35-55	Như trên	44	5,5	6,25	1610
4M16-56/15-30	"	61,9	3,0	6,25	1480

Phụ lục 12

ĐẶC TÍNH CỦA MÁY NÉN LY TÂM

Số hiệu	Chất được nén	Năng suất, <i>m³/ph</i>	Áp suất đẩy, <i>Mpa</i>	Số vòng quay, <i>vg/s</i>	Công suất cần thiết, <i>kW</i>
K605-181-1	Các khí do nhiệt phân etan	610	4	120/236	7000
K400-51-2	Khí hydro cacbua	410	0,5	93	1500
K380-130-1	Khí dầu mỏ	345	3,9	135/291	5300
K905-61-1	Không khí	915	0,75	95	4500
Э1700-11-2M	Khí tổng hợp	1670	0,03	50	1050
1050-13-1	"	1080	0,028	49,5	570
700-13-1	"	700	0,027	49,5	375
400-12-2	"	415	0,018	49,5	170
50-21-1	Không khí	50	0,012	49,5	15
ЦК-135/8	Không khí, nitơ	135	0,68	227	1000
КТК-7/15	Oxy	117	1,3	227	1250
КТК-12,5/35	"	208	3,4	230	3200
43ЦКК-250/15	"	250	1,4	187	2500
22ЦКО-42/8-38	Khí thiên nhiên	42	3,7	280	2000
2ЦЦК-10/300-12/10	Hỗn hợp nitơ và hydro	10,65	31,9	49,5	750
ЦК-115/9	Không khí, nitơ	148	0,7	230	1000
ХТК-2,5/3,5	Clo khô	41,66	0,25	187	320
43ЦКО-160/15	Khí hydro cacbua	160	1,4	167	2000

Phụ lục 13

ĐẶC TÍNH CỦA KỸ THUẬT MÁY NÉN GÓC CHỮ L HAI CẤP

Số hiệu	Chất được nén	Năng suất, <i>m³/ph</i>	Áp suất đẩy, <i>Mpa</i>	Số vòng quay, <i>vg/s</i>	Công suất yêu cầu, <i>kW</i>
202БП-10/8	Không khí	10	0,8	12,2	60
402 БП-4/220	"	4	22	12,2	70
302ГП-6/18	Hydro	6	1,8	12,2	50
402 ГП-4/400	"	4	40	12,2	70
3 ГП-13/9	Vinylclorua	13	0,9	8,33	70
13 ГП-3/2-49	Hỗn hợp khí (nitơ, clometyl, metan, metylenclorua)	3	4,9	8,33	70
13 ГП-20/9	Etylen khô và các khí ăn mòn	20	0,9	8,33	120
305ГП-30/8	Hydro	30	0,8	8,33	150
7 ГП-11/3-50	Hydro có tạp chất cacbua hydro	11	5,0	6,25	280

Phụ lục 14

ĐẶC TÍNH CỦA BƠM CHÂN KHÔNG VÒNG NƯỚC

Số hiệu	Chất được hút	Lưu lượng, m^3/s	Độ chân không, %	Công suất, kW
PMK-1	Không khí, hơi và khí trơ	0,025	90	4,5
PMK-2	Không khí, hơi và khí trơ	0,06	90	10
PMK-3	"	0,19	96	28
PMK-4	"	0,45	96	75
BBH-1,5	"	0,025	90	4
BBH-3	"	0,05	90	7,5
BBH-6	"	0,1	90	17
KBH-4	Không khí	0,33	20	1,7
KBH-8	"	0,66	20	2,8

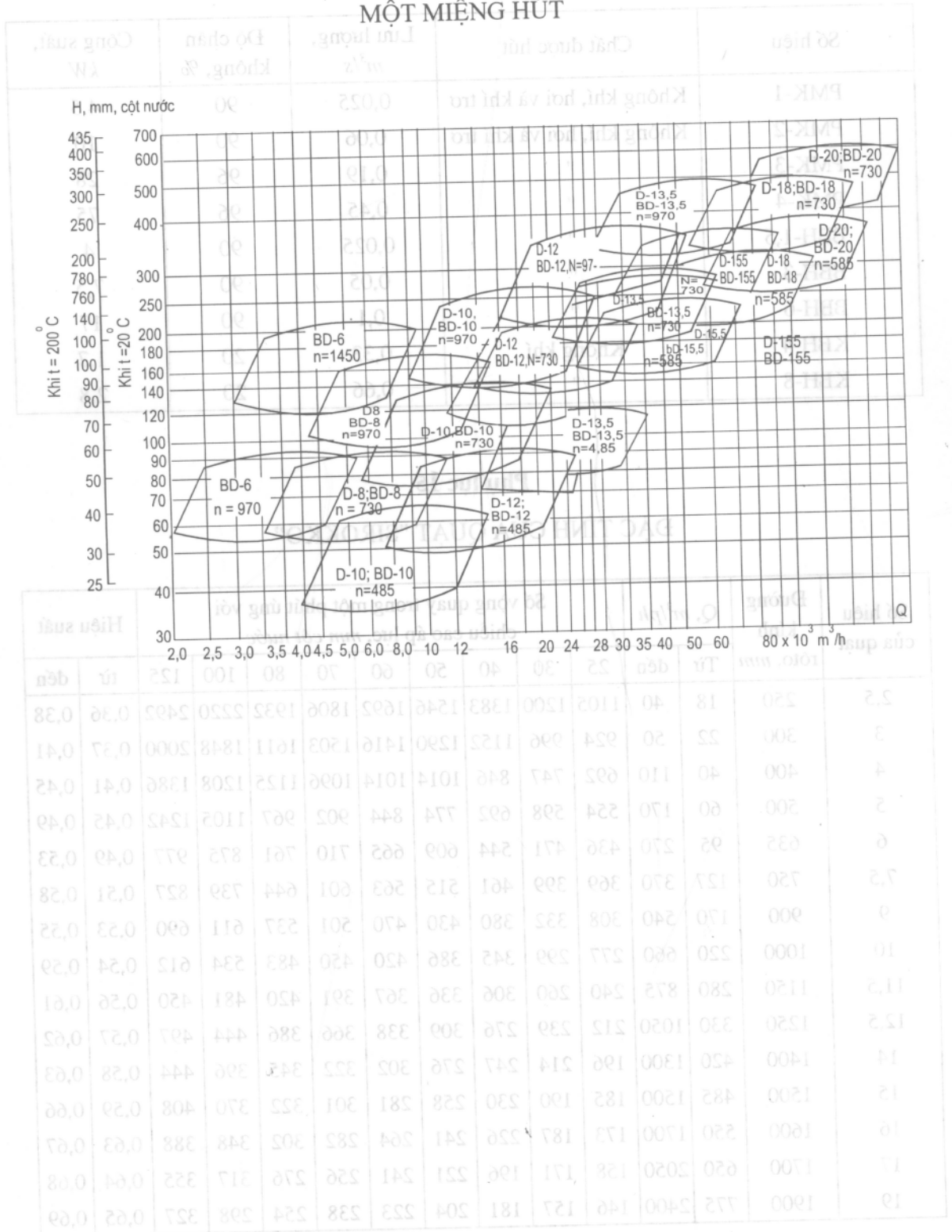
Phụ lục 15

ĐẶC TÍNH CỦA QUẠT "SIROKKO"

Số hiệu của quạt	Đường kính rôto, mm	Q, m ³ /ph		Số vòng quay trong một phút ứng với chiều cao áp lực, mm cột nước										Hiệu suất	
		Từ	đến	25	30	40	50	60	70	80	100	125	từ	đến	
2,5	250	18	40	1105	1200	1383	1546	1692	1806	1932	2220	2492	0,36	0,38	
3	300	22	50	924	996	1152	1290	1416	1503	1611	1848	2000	0,37	0,41	
4	400	40	110	692	747	846	1014	1014	1096	1125	1208	1386	0,41	0,45	
5	500	60	170	554	598	692	774	844	902	967	1105	1242	0,45	0,49	
6	635	95	270	436	471	544	609	665	710	761	875	977	0,49	0,53	
7,5	750	127	370	369	399	461	515	563	601	644	739	827	0,51	0,58	
9	900	170	540	308	332	380	430	470	501	537	611	690	0,53	0,55	
10	1000	220	660	277	299	345	386	420	450	483	534	612	0,54	0,59	
11,5	1150	280	875	240	260	306	336	367	391	420	481	450	0,56	0,61	
12,5	1250	330	1050	212	239	276	309	338	366	386	444	497	0,57	0,62	
14	1400	420	1300	196	214	247	276	302	322	345	396	444	0,58	0,63	
15	1500	485	1500	185	190	230	258	281	301	322	370	408	0,59	0,66	
16	1600	550	1700	173	187	226	241	264	282	302	348	388	0,63	0,67	
17	1700	650	2050	158	171	196	221	241	256	276	317	355	0,64	0,68	
19	1900	775	2400	146	157	181	204	223	238	254	298	327	0,65	0,69	

Phụ lục 16

VÙNG ỨNG DỤNG CỦA QUẠT GIÓ (BD) VÀ QUẠT KHÔI (D) MỘT MIỆNG HÚT



TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Minh Tuyển. *Bơm, quạt, máy nén*. Giáo trình Đại học Bách khoa Hà Nội, 1969.
2. Back O. *Ventilatoren Entwurf und Berechnung*. Halle 1955.
3. Holland - Merten. *Tabllenbuch der Vakuumverfahrenstechnik in der Grundstoffindustrie*. Leipzig 1964.
4. Знаменский Г.М. *Насосы, компрессоры, вентиляторы*. Киев 1951.
5. Дурнов П.И. *Насосы и компрессорные машины*. Москва - Киев 1960.
6. Елин К.Н. Солдатов К.Н., Соколовский С.М. *Насосы и компрессоры*. Гостоптехиздат 1958.
7. Турк В.И. *Насосы и насосные станции*. Госстройиздат 1961.
8. Карасев Б.В. *Насосы и насосные станции*. Минск 1979.
9. Страхович К.И., Френкель М.И., Кондряков И.К., Рис В.Ф. *Компрессорные машины*. Госстройиздат 1961.
10. Касаткин А.Г. *Основные процессы и аппараты химической технологии*. Химия 1973.
11. Дуров В.С., Рахмилевич З.З., Черняк Я.С. *Эксплуатация и ремонт компрессоров и насосов*. Химия 1980.
12. *Насосы, Каталог - справочник*. Машгиз 1959.
13. Захаренко С.Е., Анисимов С.А., Димитревский. *Поршневые компрессоры*. Москва, Ленинград 1961.
14. Карелин В.Я., Минаев А.В. *Насосы и насосные станции*. Москва, Стройиздат 1986.
15. Nguyễn Minh Tuyển. *Bơm, máy nén, quạt trong công nghiệp*. Hà Nội 1985.

MỤC LỤC

Lời nói đầu	3
Chương 1. Bơm	
1.1. Khái niệm chung về bơm	5
1.2. Bơm thể tích	8
1.3. Bơm động học	49
1.4. Vùng ứng dụng thích hợp của các loại bơm	81
Chương 2. Máy nén	
2.1. Phạm vi ứng dụng của máy nén trong công nghiệp	82
2.2. Các thông số cơ bản của máy nén	84
2.3. Các phương trình trạng thái của khí	84
2.4. Máy nén thể tích	86
2.5. Máy nén động học	151
2.6. Vùng làm việc thích hợp của các loại máy nén	164
Chương 3. Quạt	
3.1. Quạt ly tâm	165
3.2. Quạt hướng trục	178
Phụ lục: Phần phụ lục này đề cập đến một số loại bơm, quạt và máy nén thông dụng nhất	181
Phụ lục 1: Đặc tính của bơm pittông trực tiếp (truyền động máy bơm)	181
Phụ lục 2: Đặc tính kỹ thuật của bơm cách màng	182
Phụ lục 3: Đặc tính của bơm pittông (truyền động động cơ)	182
Phụ lục 4: Đặc tính của bơm pittông định lượng	183
Phụ lục 5: Đặc tính của bơm xoáy ốc và bơm ly tâm xoáy ốc	184
Phụ lục 6: Đặc tính của bơm ly tâm loại K (khi đường kính guồng động lớn nhất)	185

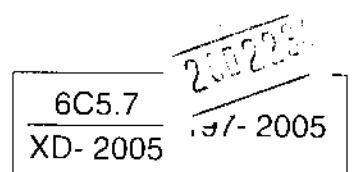
Phụ lục 7: Các đặc trưng kỹ thuật chủ yếu của bơm ly tâm nhúng sâu	186
Phụ lục 8: Đặc tính của bơm ly tâm vận chuyển dầu mỏ	187
Phụ lục 9: Vùng ứng dụng của các loại bơm ly tâm một cấp hai miệng hút (giống động kép) loại Д và HД	188
Phụ lục 10: Đặc tính của máy nén trục vít	189
Phụ lục 11: Đặc tính của máy nén pittông nằm ngang đối xứng	189
Phụ lục 12: Đặc tính của máy nén ly tâm	190
Phụ lục 13: Đặc tính của kỹ thuật máy nén góc chữ L hai cấp	190
Phụ lục 14: Đặc tính của bơm chân không vòng nước	191
Phụ lục 15: Đặc tính của quạt "Sirokko"	191
Phụ lục 16: Vùng ứng dụng của quạt gió (BD) và quạt khối (D) một miệng hút	192
Tài liệu tham khảo	193

BƠM, MÁY NÉN, QUẠT TRONG CÔNG NGHỆ

Chịu trách nhiệm xuất bản:
BÙI HỮU HẠNH

<i>Biên tập:</i>	TRỊNH KIM NGÂN
<i>Chế bản điện tử:</i>	LÊ THỊ HƯƠNG
<i>Sửa bản in:</i>	TRỊNH KIM NGÂN NGUYỄN QUỐC HUNG
<i>Trình bày bìa:</i>	VŨ BÌNH MINH

In 1000 cuốn khổ 19 × 27cm, tại Xưởng in Nhà xuất bản Xây dựng. Giấy chấp nhận đăng ký kế hoạch xuất bản số 197/XB-QLXB-29 ngày 21/02/2005. In xong nộp lưu chiểu tháng 6/2005.



Giá : 32.000^d