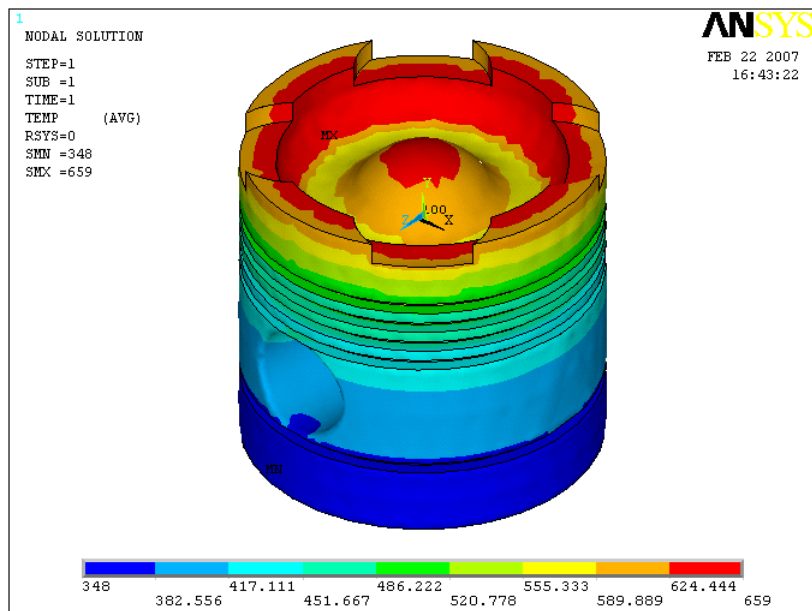


TRƯỜNG ĐẠI HỌC KỸ THUẬT CÔNG NGHIỆP
KHOA KỸ THUẬT Ô TÔ VÀ MÁY ĐỘNG LỰC
BỘ MÔN KỸ THUẬT Ô TÔ

TÍNH TOÁN THIẾT KẾ
ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG



LƯU HÀNH NỘI BỘ

THÁI NGUYÊN 2020

CHƯƠNG 1: ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC CƠ CẤU TRỤC KHUYỬ – THANH TRUYỀN

1.1. Động học của cơ cấu khuỷu trục - thanh truyền giao tâm.

1.1.1. Động học pittông

Để tính gần đúng, cần phải loại góc β ra khỏi các công thức chính xác, người ta sử dụng mối quan hệ: $R \sin \alpha = l \sin \beta$

suy ra : $\sin \beta = \lambda \sin \alpha \Rightarrow \beta \approx \sin(\lambda \sin \alpha)$

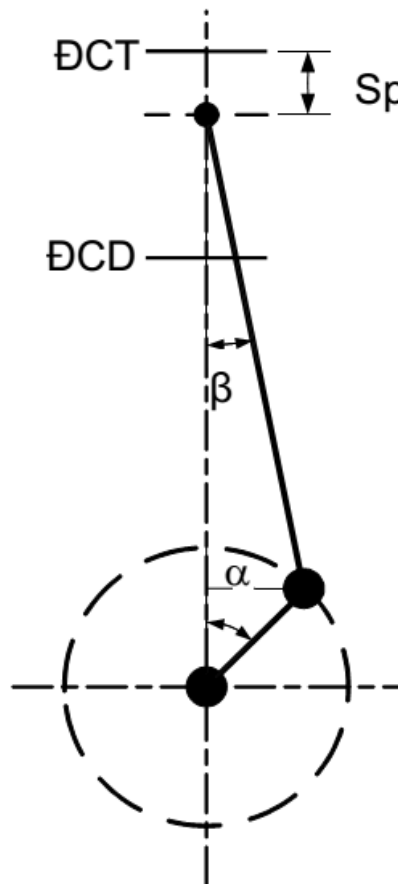
Nghĩa là: $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha} \approx 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2 \alpha$ (*)

▪ Trong các tài liệu kỹ thuật, người ta thường phân tích các biểu thức gần đúng thành các thành phần cấp 1 và cấp 2:

$$S_p = S_p(I) + S_p(II)$$

$$v_p = v_p(I) + v_p(II)$$

$$j_p = j_p(I) + j_p(II)$$



Hình 1.1.

a/ *Biên thiên của chuyển vị:*

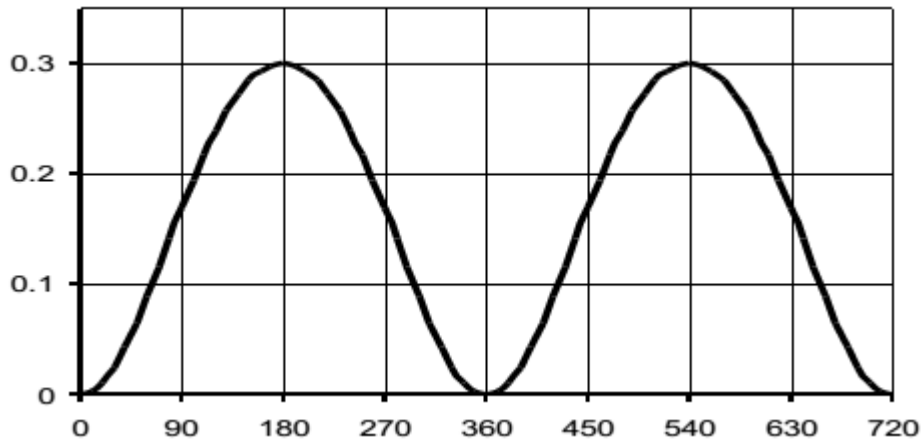
$$Sp = R \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda} \right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right) \right]$$

công thức chính xác

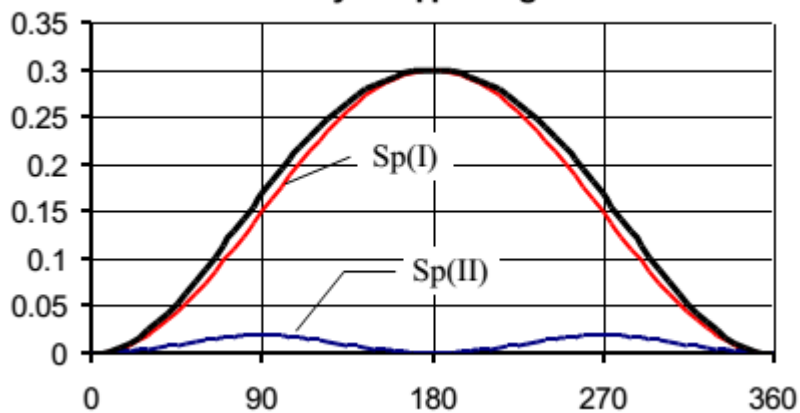
Sau khi thay (*) vào và biến đổi, ta nhận được công thức gần đúng:

$$Sp = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]$$

$$\Rightarrow Sp_{\max} = 2R; Sp_{\min} = 0$$



Chuyển vị pittông



b/ Biến thiên của vận tốc:

Cực trị của vp có thể tìm khi lấy đạo hàm của biểu

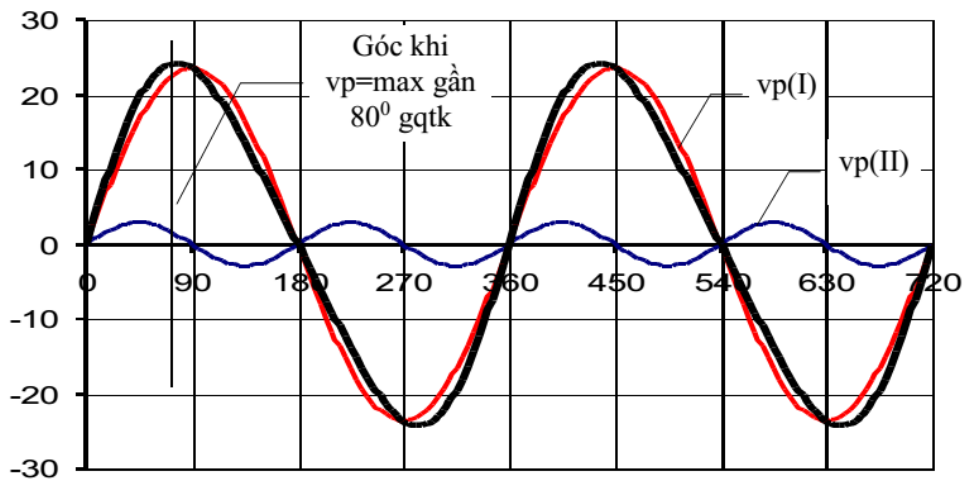
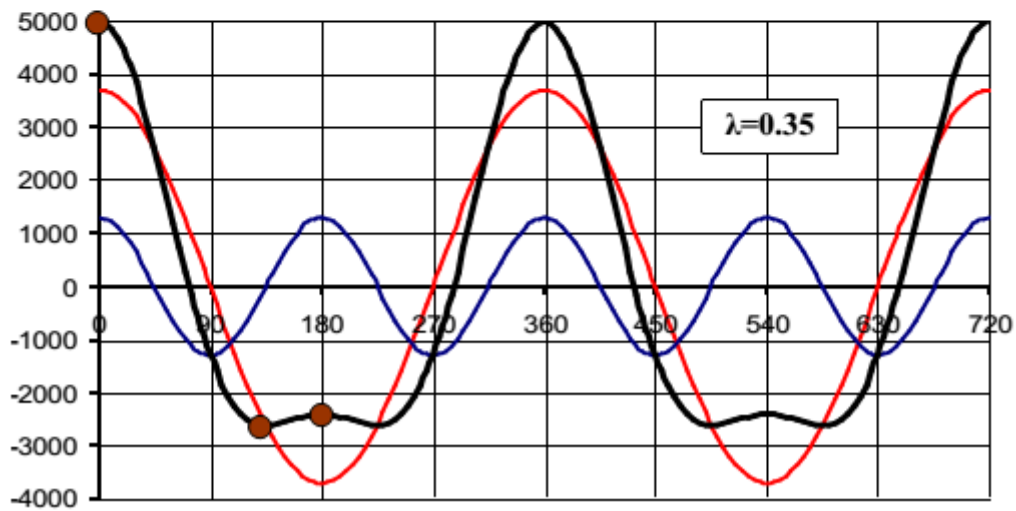
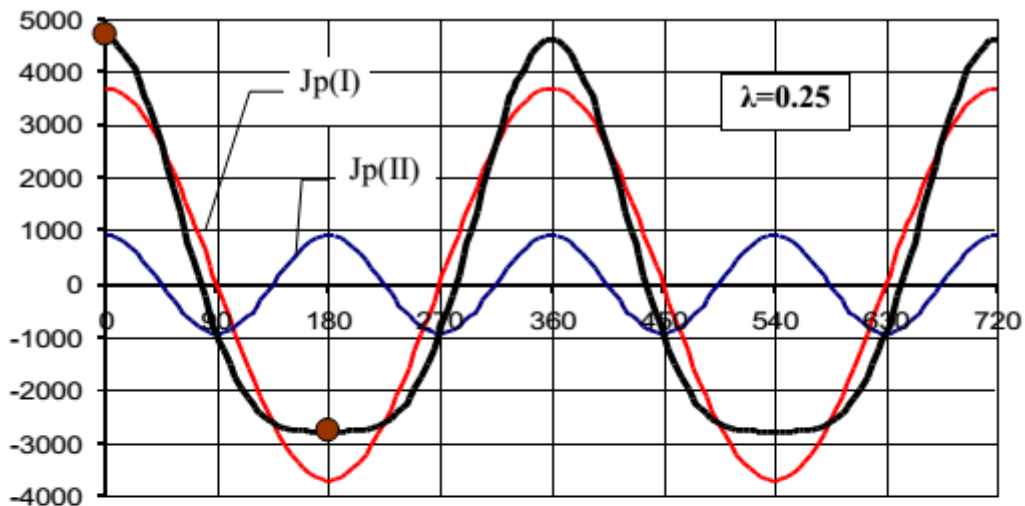
$$\text{thức: } v_p = R \omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$$

$$\Rightarrow 2\lambda \cos^2 \alpha + \cos \alpha - \lambda = 0 \Rightarrow \text{tìm được } \alpha \text{ đạt cực trị.}$$

Trong thực tế người ta chú ý đến tốc độ trung bình: $v_{\text{ptb}} = 2S_n/60 = S_n/30$

ĐC chậm tốc: $v_{\text{ptb}} = 4-6\text{m/s}$; ĐC trung tốc: $v_{\text{ptb}} = 6-9\text{m/s}$; ĐC cao tốc:

$v_{\text{ptb}} = 9-13\text{m/s}$;



Cực trị của J_p có thể tìm khi lấy đạo hàm của biểu thức :

$$j_p = R\varpi^2 (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

$$\Rightarrow \frac{dJ_p}{d\alpha} = -R\varpi^2 \sin\alpha (1 + 4\lambda \cos\alpha) = 0$$

$$\Rightarrow \sin\alpha = 0 \quad \Rightarrow \alpha = 0 \text{ \& \ } \alpha = 180$$

$$\Rightarrow (1+4\lambda\cos\alpha) = 0 \quad \Rightarrow \alpha = \arccos(-1/4\lambda)$$

$$\Rightarrow \text{Trong điều kiện } (-1 \leq (-1/4\lambda) \leq 1 \quad \Rightarrow \lambda \geq 1/4$$

Khi $\lambda \geq 1/4$ sẽ có cực trị thứ ba

Các thông số	Công thức chính xác	Công thức gần đúng
Chuyển vị	$S_p = R \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda} \cos \beta\right) \right]$	$S_p = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) \right]$
Vận tốc	$v_p = R \varpi \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$	$v_p = R \varpi \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right)$
Gia tốc	$J_p = R \varpi^2 \left[\frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \alpha}{\cos^3 \beta} \right]$	$j_p = R \varpi^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$

1.1.2. Động học thanh truyền

Thanh truyền thực hiện chuyển động song phẳng phức tạp:

- Đầu nhỏ TT chuyển động tịnh tiến cùng pittông
- Đầu to TT chuyển động quay quanh đường tâm trục khuỷu.
- Thân TT chuyển động lắc quanh đường tâm chốt pittông.

a/ Chuyển vị góc:

$$\text{Từ trên ta có: } R \sin \alpha = l \sin \beta \quad \Rightarrow \quad \beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha)$$

Để dàng thấy: $\beta = \max$ khi $\alpha = 90^\circ$ và $\alpha = 270^\circ$

$$\beta_{\max} = 12 \div 18^\circ$$

b/ Vận tốc góc:

$$\varpi_T = \frac{d\beta}{dt} = R \varpi \frac{\cos \alpha}{l \cos \beta} = \lambda \varpi \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}$$

$$\text{Công thức gần đúng: } \varpi_T \approx \lambda \varpi \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}}$$

$$\text{Các cực trị: } \omega_{T\max} = \pm \lambda \omega; \quad \omega_{T\min} = 0$$

c/ Gia tốc góc:

$$\varepsilon_T = \frac{d\varpi_T}{dt} = \frac{d\varpi_T}{d\alpha} * \frac{d\alpha}{dt} = \varpi \frac{d\varpi_T}{d\alpha} \approx -\lambda \varpi^2 \frac{(1 - \lambda^2) \sin \alpha}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{3/2}}$$

$$\text{Các cực trị: } \varepsilon_{T\max} = \pm \lambda \omega^2; \quad \varepsilon_{T\min} = 0$$

1.2. Động học của cơ cấu khuỷu trục - thanh truyền lệch tâm

Định nghĩa: Là CCKTTT khi đường tâm xylanh không cắt đường tâm trục khuỷu.

Một số khái niệm:

e - Khoảng lệch tâm.

$k=e/R$ - Hệ số lệch tâm. (khoảng 0,05÷0,2)

α_1 – Góc quay của TK khi Pittông ở ĐCT

α_2 – Góc quay của TK khi Pittông ở ĐCD

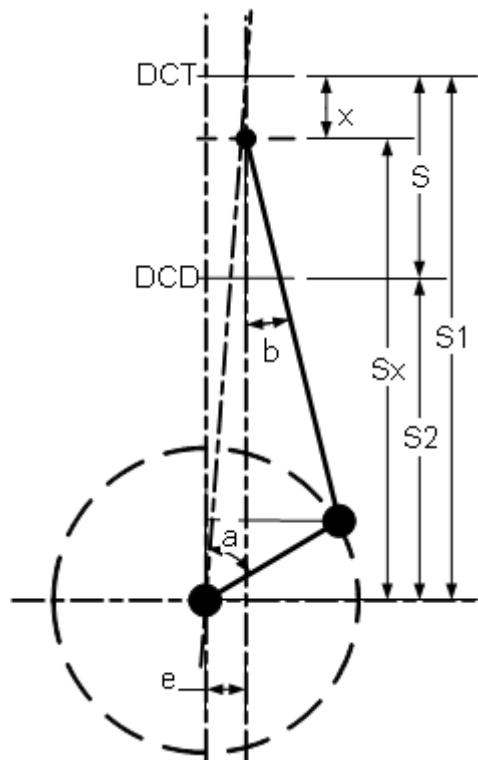
Vị trí “0” được coi là vị trí khi đường tâm khuỷu trục nằm // với đường tâm xylanh.

Dễ dàng nhận thấy một số quan hệ:

$$\sin \alpha_1 = \frac{e}{l+R} = \frac{\lambda k}{1+\lambda}; \quad \sin \alpha_2 = \frac{-e}{l-R} = -\frac{\lambda k}{1-\lambda}$$

$$(R \sin \alpha - e) = l \sin \beta \quad \Rightarrow \quad \sin \beta = \lambda (\sin \alpha - k);$$

$$\cos \beta \approx 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 (\sin \alpha - k)^2$$



Hình

1.2.1. Động học của pittông:

a/ Chuyển vị:

$$S_1 = \sqrt{(l+R)^2 - e^2} = R\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - k^2};$$

$$S_2 = \sqrt{(l-R)^2 - e^2} = R\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} - 1\right)^2 - k^2}$$

Ngoài ra có : $S_x = R\cos\alpha + l\cos\beta$

$$x = S_1 - S_x$$

⇒ Chuyển vị :

$$x = Sp = R\left[\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - k^2} - \left(\cos\alpha + \frac{1}{\lambda}\cos\beta\right)\right]$$

Biểu thức gần đúng:

$$x = Sp \approx R\left[1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha) - k\lambda \sin\alpha\right]$$

* **Hành trình của pittông:**

$$S = S_1 - S_2 = R\left[\sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} + 1\right)^2 - k^2} - \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda} - 1\right)^2 - k^2}\right] \approx 2R\left[1 + \frac{k^2}{2\left(\frac{1}{\lambda^2} - 1\right)}\right] > 2R$$

b/ Tốc độ pittông: $v_p \approx R\omega\left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha - k\lambda \cos\alpha\right)$

c/ Gia tốc pittông: $J_p \approx R\omega^2(\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha + k\lambda \sin\alpha)$

1.2.2. Động học thanh truyền:

a/ Chuyển vị góc:

$$\sin\beta = \lambda(\sin\alpha - k)$$

Do $\alpha_2 > \alpha_1 \Rightarrow$ Góc quay của TK ở hành trình pittông đi xuống lớn hơn 180° ;

⇒ Góc quay của TK ở hành trình pittông đi lên nhỏ hơn 180° ;

Góc $\beta = \max$ khi $\sin\alpha = \pm 1$

Góc $\beta = \min$ khi $\sin\beta = 0 \Rightarrow (\beta = 0)$ và $(\sin\alpha = k)$

b/ Tốc độ góc:

$$\omega_T \approx \lambda \omega \frac{\cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 (\sin \alpha - k)^2}}$$

c/ Gia tốc góc:

$$\varepsilon_T \approx \lambda \omega^2 \left[\frac{\lambda^2 \cos^2 \alpha (\sin \alpha - k) - \sin \alpha [1 - \lambda^2 (\sin \alpha - k)^2]}{[1 - \lambda^2 (\sin \alpha - k)^2]^{3/2}} \right]$$

1.2.3. Các đặc điểm của cơ cấu KTTT lệch tâm:

- San đều lực ngang tác dụng lên thành xylanh: Giảm lực ngang ở hành trình cháy giãn nở (pittông đi xuống); Tăng lực ngang ở hành trình nén (pittông đi lên).
- Do hành trình S của pittông lớn hơn so với ở CCKTTT kiểu giao tâm, cho nên sẽ làm tăng Vh, tăng công suất ĐC.
- Do góc quay tương ứng hành trình đi xuống của pittông ở quá trình nạp lớn hơn, sẽ cải thiện chất lượng quá trình nạp.
- Cho phép tăng khoảng cách giữa TK và trục cam, không làm ảnh hưởng đến quỹ đạo đầu to TT.

1.3. Động lực học của cơ cấu khuỷu trục thanh truyền.

1.3.1. Quy dẫn khối lượng nhóm pittông :

Các chi tiết của nhóm pittông tham gia chuyển động tịnh tiến.

$$m_{np} = m_p + m_{xm} + m_{ch} + m_k + m_g \quad [\text{kg}]$$

Ngoài ra có thể xét thêm các khối lượng của phần dầu nhờn có trong khoang làm mát pittông, khối lượng các chi tiết trong cơ cấu thay đổi tỷ số nén ...

1.3.2. Quy dẫn khối lượng nhóm thanh truyền :

Do TT thực hiện chuyển động phức tạp, cho nên người ta thường quy dẫn khối lượng TT thành 2 hoặc 3 khối lượng.

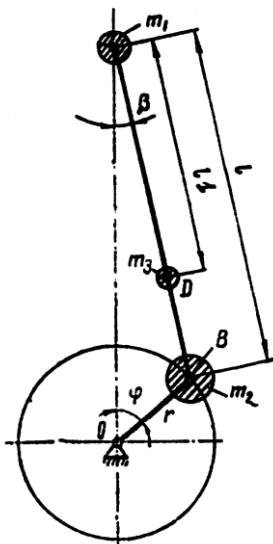
a/ Các giả thiết khi quy dẫn:

Tổng các khối lượng thành phần bằng khối lượng của TT.

Không làm thay đổi trọng tâm của TT.

Coi TT là thanh có độ cứng tuyệt đối.

Các thành phần khối lượng được gắn vào thanh ở các điểm được tính toán.



b/ Quy dẫn về 3 điểm:

$$m_{TT} = m_1 + m_2 + m_3$$

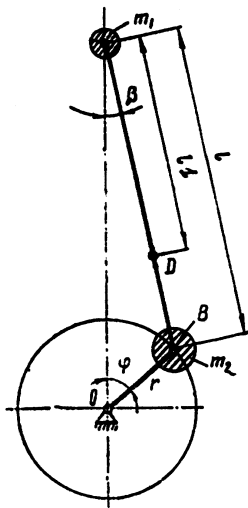
$$m_1 l_1 = m_2 (l - l_1)$$

Ta có : $J_0 = m_1 l_1^2 + m_2 (l - l_1)^2$

$$\Rightarrow m_1 = \frac{J_0}{l l_1}; \quad m_2 = \frac{J_0}{l(l - l_1)};$$

$$m_3 = m_{TT} - (m_1 + m_2)$$

Do khối lượng m_3 thường nhỏ hơn rất nhiều so với m_1 và m_2 cho nên trong tính toán thực tế, để đơn giản, người ta thường chỉ quy dẫn về 2 khối lượng.



c/ Quy dẫn về 2 điểm:

$$m_{TT} = m_1 + m_2$$

$$m_1 l_1 = m_2 (l - l_1)$$

$$\Rightarrow m_1 = m_{TT} \frac{(l - l_1)}{l}; \quad m_2 = m_{TT} \frac{l_1}{l};$$

Cần chú ý rằng, khi quy dẫn về 2 điểm thì **mômen quán tính của hệ thay thế sẽ lớn hơn mômen quán tính thật của TT.**

Thực tế cho thấy: $m_1 = (0,27 \div 0,35)m_{TT}$;

$$m_2 = (0,65 \div 0,73)m_{TT} ;$$

d/ Quy dẫn Thanh truyền ĐC chữ V:

Xét trường hợp TT kiểu chính-phụ.

Thanh truyền chính được quy dẫn bình thường, như trên đã trình bày.

$$m_{TT} = m_1 + m_2; \quad m_1 l_1 = m_2 (l - l_1)$$

Thanh truyền phụ được quy dẫn theo nguyên tắc trên:

$$m_{ph} = m_{1ph} + m_{2ph}$$

Sau đó m_{2ph} được quy dẫn tiếp về hai đầu của TT chính thành m'_{2ph} và m''_{2ph}

- Gọi b_1 là khoảng cách từ tâm chốt phụ đến tâm đầu nhỏ TT chính.
- Gọi b_2 là khoảng cách từ tâm chốt phụ đến tâm đầu to TT chính.

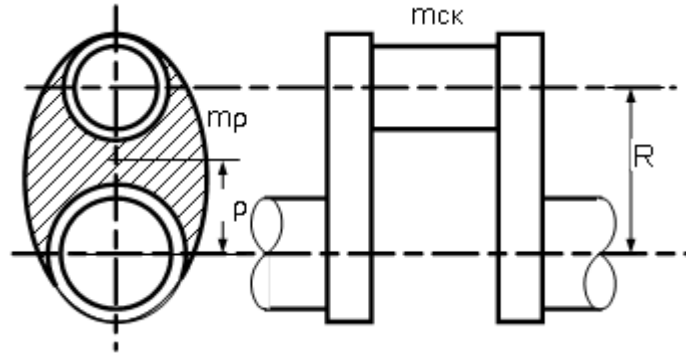
$$\text{Khi đó : } m'_{2ph} = m_{2ph} \frac{b_2}{l} \quad ; \quad m''_{2ph} = m_{2ph} \frac{b_1}{l}$$

Tổng hợp lại: KL quy dẫn của đầu nhỏ TT chính là **(m1 + m'2ph)**

KL quy dẫn của đầu to TT chính là **(m2 + m''2ph)**

1.3.3. Quy dẫn khối lượng khuỷu trục :

Khi quy dẫn người ta thường chia ra:



- Phần KL chốt khuỷu m_{CK} quay theo bán kính R .
- Phần khối lượng m_p của má khuỷu quay theo bán kính ρ .

Nếu quy dẫn các khối lượng này cùng quay theo bán kính R thì ta có:

$$m_p \cdot \rho \omega^2 = m_m R \omega^2; \quad \Rightarrow$$

$$m_m = m_p \frac{\rho}{R} = \frac{a_2}{b^2} = \frac{\alpha^2}{\beta} = \frac{a^2}{b_2} d_1^2 = \alpha \beta \lambda;$$

Như vậy ta có KL quay của khuỷu trục là:

$$m_K = m_{CK} + 2m_m$$

Kết luận :

- KL quy dẫn của nhóm chi tiết chuyển động tịnh tiến: $m_j = m_{np} + m_1$
- KL quy dẫn của nhóm chi tiết chuyển động quay: $m_r = m_K + m_2$

Trong tính toán người ta thường tính KL trên một đơn vị diện tích đỉnh pittông: m_j/F ; m_K/F ;

1.3.4. Hợp lực và mômen tác dụng lên CCKTTT động cơ 1 xi lanh

Lực quán tính:

a/ Lực quán tính của KL chuyển động tịnh tiến:

$$\text{Công thức tính: } P_j = -m_j \cdot J = -m_j R \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

Đặc điểm: Luôn tác dụng theo phương đường tâm xylanh.

Chiều dương của lực là chiều hướng về tâm quay của trục khuỷu.

b/ Lực quán tính của KL chuyển động quay:

$$\text{Công thức tính: } P_r = -m_r \cdot R \omega^2 = \text{const}$$

Đặc điểm: Luôn tác dụng theo phương đường tâm má khuỷu.

Theo chiều ly tâm.

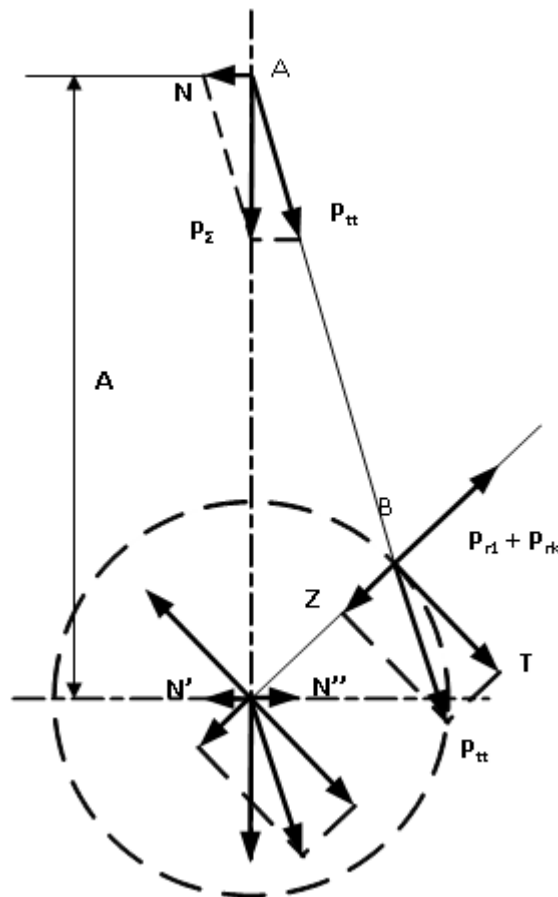
Lực khí thể:

- Theo kết quả tính nhiệt chu trình công tác ta có đồ thị (p-V).
- Triển khai đồ thị (p-V) theo góc quay α ta biến thiên của áp suất p theo góc α .
- Khi tính toán thường dùng áp suất tương đối: $p_{kh} = p - p_0$

Ta có công thức xác định lực khí thể : $P_{kh} = p_{kh} \cdot F = p_{kh} \frac{\pi D^2}{4}$

Hợp lực và mômen tác dụng lên CCKTTT:

Các lực và mômen tác dụng lên CCKTTT được thể hiện trên hình vẽ.



Tổng lực P_Σ của lực khí thể và lực quán tính được xác định:

$$P_\Sigma = P_{kh} + P_j$$

Lực P_Σ được chia thành hai thành phần: lực ngang N và lực thanh truyền P_{tt}

Ta có: $P_{tt} = \frac{P_{\Sigma}}{\cos \beta}$; $N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta$

Khi dời lực thanh truyền P_{tt} tới điểm B, ta có thể phân tích lực này thành 2 thành phần là lực Z và T:

$$T = \frac{P_{\Sigma} \sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; Z = \frac{P_{\Sigma} \cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta}; (2)$$

Sau khi biến đổi và dịch chuyển các lực, ta có thể rút ra các kết luận sau:

Lực áp suất khí thể tác dụng lên tất cả các bề mặt mà nó tiếp xúc, như nắp xy lanh, thành xy lanh, đỉnh pittông ...

Hợp lực của lực khí thể và lực quán tính của nhóm pittông (trừ lực quán tính do khối lượng của chốt pittông gây ra) tác dụng lên vùng bề mặt của hai đầu chốt, từ đó tạo phản lực tác dụng lại vùng bề mặt chốt.

Hợp lực của lực khí thể và lực quán tính của cả nhóm pittông tác dụng lên đầu nhỏ thanh truyền và tạo phản lực tác dụng ngược lại vùng bề mặt tiếp xúc với bạc của chốt.

Hợp lực của lực khí thể và lực quán tính của khối lượng m_j gây nên sẽ tạo thành lực tổng P_{Σ} . Lực tổng này được phân tích thành 2 lực: lực ngang N (có tác dụng ép pittông vào thành xy lanh) và lực thanh truyền P_{tt} (có tác dụng lên bề mặt cổ khuỷu qua bạc đầu to thanh truyền).

Lực thanh truyền P_{tt} thông qua hai má khuỷu sẽ truyền về hai bạc ổ đỡ và làm quay khuỷu trục bằng mômen xoắn: $M_x = T.R$

Lực ngang N khi truyền về ổ đỡ sẽ gây ra mômen lật: $M_R = N.A = N(l \cos \beta + R \cos \alpha)$

Có thể chứng minh được: $M_x = -M_R$

Mômen lật tác dụng lên thân máy, tác dụng lên các bộ đỡ động cơ qua các gối tựa.

Mômen xoắn ($M_x = T.R$) có tác dụng làm quay trục khuỷu, đưa công suất ra ngoài. Khi động cơ làm việc, mômen này được cân bằng bởi:

- mômen cản của ngoại lực tại bánh đà;
- mômen cản của các lực ma sát của các chi tiết chuyển động tương đối trong ĐC;
- mômen cản được tạo thành bởi mômen quán tính J_0 của các chi tiết chuyển động quay quy về đường tâm TK.

1.3.5. Lực và mômen tác dụng lên trục khuỷu động cơ một hàng XL.

a. Góc công tác và góc lệch khuỷu của động cơ.

Trong động cơ nhiều xy lanh thì trục khuỷu gồm nhiều khuỷu trục. Để đảm bảo tính cân bằng và độ đồng đều của mômen quay \Rightarrow

- các khuỷu trục phải bố trí lệch nhau theo một góc nhất định.
- các xy lanh phải làm việc lệch pha nhau, theo trình tự nhất định.

Các khái niệm:

Thứ tự làm việc các xy lanh: là trình tự làm việc của các xy lanh, cố định cho mỗi động cơ.

Góc công tác δ : là góc lệch pha giữa 2 xy lanh làm việc liên tiếp nhau (tính bằng độ gqtk).

Góc lệch khuỷu δ_k của động cơ : là góc tạo bởi 2 khuỷu của 2 xy lanh kề nhau (độ gqtk).

Các yêu cầu đối với trục khuỷu:

- Đảm bảo góc công tác đồng đều (một giá trị δ cho động cơ). Đối với ĐC có 1 góc công tác thì có thể tính: $\delta = \frac{180^0 \tau}{i}$ (trong đó τ - số kỳ; i - số xy lanh)
- Có tính tự cân bằng tốt.
- Kết cấu đơn giản, dễ chế tạo.
- Đảm bảo hiệu suất nạp tốt nhất.
- Đảm bảo sự làm mát đồng đều giữa các xy lanh.

b. Đồ thị véc tơ phụ tải tác dụng lên chốt khuỷu.

Bề mặt chốt khuỷu chịu tác dụng của:

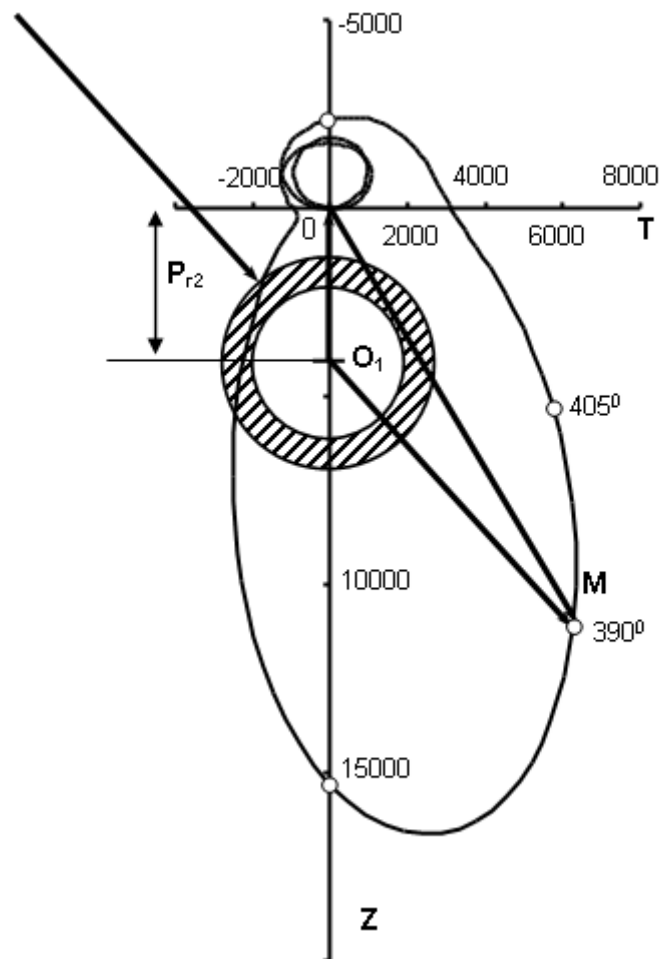
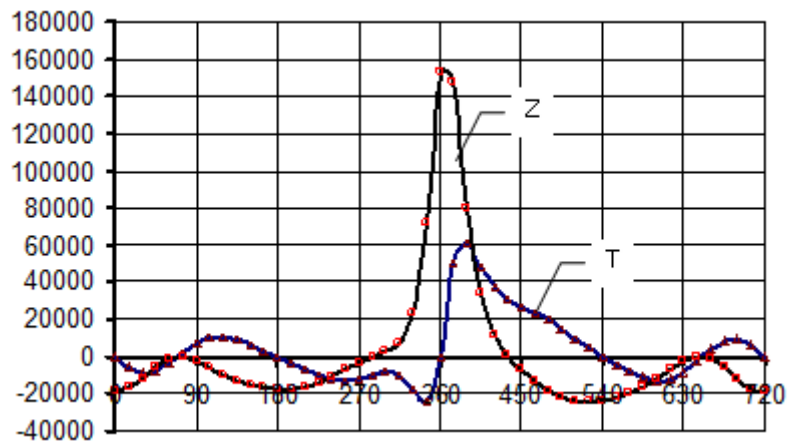
lực thanh truyền,

lực quán tính ly tâm của TT quy dẫn về đầu to (P_{r2}):

$$\bar{Q}_{ck} = \bar{T} + \bar{Z} + \bar{P}_{r2}; (3)$$

Do các thành phần lực có tính chu kỳ, cho nên vectơ \bar{Q}_{ck} cũng thay đổi theo đúng chu kỳ tương ứng các lực trên.

Ta có thể biểu diễn sự biến thiên của \bar{Q}_{ck} theo đồ thị được xây dựng theo cách sau:



- Giả thiết trục khuỷu đứng yên, còn xylanh quay với tốc độ ω nhưng theo chiều ngược lại.

- Dùng hệ tọa độ TOZ như hình vẽ dưới đây.

- Lấy điểm O_1 về phía chiều dương của trục OZ, cách O một khoảng bằng Pr_2 . Nghĩa là:

$$O_1O = m_2 \cdot r_2 \omega^2$$

theo tỷ lệ xích đã chọn.

- Vẽ đường tròn bán kính tùy ý, tâm O_1 tượng trưng cho bề mặt cổ khuỷu.

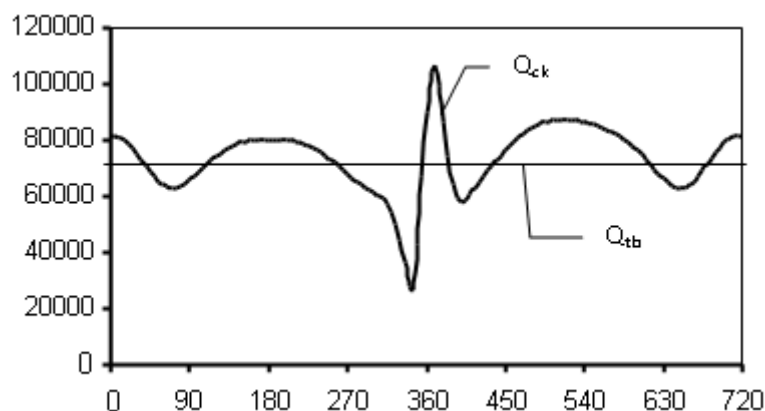
- Vẽ tượng trưng dạng má khuỷu về phía chiều dương của trục OZ.
- Lập bảng biến thiên của các lực T và Z trong một chu kỳ.
- Đưa các cặp giá trị của T và Z lên hệ tọa độ TOZ, xác định giao điểm của các đường kẻ vuông góc từ hoành và tung độ nêu trên.
- Nối các giao điểm nhận được bằng một đường cong khép kín
- Đường cong nhận được với tâm O1 chính là Đồ thị véc tơ phụ tải tác dụng lên cổ khuỷu.
- Thí dụ: Véc tơ \overline{Q}_{ck} tác dụng lên cổ khuỷu khi TK quay được 3900, chính là véctơ có gốc tại O1, mũi là điểm M (3900). Điểm tác dụng của véctơ này nằm tại giao điểm của đường thẳng biểu diễn phương tác dụng của vectơ với đường tròn tượng trưng cho cổ khuỷu.

Trên hình có đồ thị biểu diễn sự biến thiên của các lực T và Z theo góc quay α của TK. Khi triển khai \overline{Q}_{ck} theo góc quay trục khuỷu ta nhận được đồ thị $\overline{Q}_{ck}=f(\alpha)$.

Đồ thị này có thể xây dựng bằng cách xác định trị số \overline{Q}_{ck} . Có thể tính \overline{Q}_{ck} từ công thức lượng giác, khi giải tìm cạnh của tam giác (trong tam giác OO1M):

Khi đó ta có:
$$\overline{Q}_{ck} = \sqrt{T^2 + Z^2 + P_{r2}^2 - 2ZP_{r2}}; (4)$$

$(a = \sqrt{b^2 + c^2 - 2bc \cos A}; \text{ trong đó } b \cos A = Z)$



Do lực \overline{Q}_{ck} tác dụng lên bề mặt cổ khuỷu qua bạc lót đầu to TT cho nên tại mỗi thời điểm sự tiếp xúc không phải chỉ qua 1 điểm mà là một giao tuyến. Đồ thị tương tác ở mỗi thời điểm của cặp bề mặt này là rất phức tạp, phụ thuộc vào nhiều yếu tố.

- Từ đồ thị triển khai ta dễ dàng xác định được Q_{max} và Q_{tb} .

- Phụ tải riêng trung bình: $q_{tb} = \frac{Q_{tb}}{d_{kh}l_{kh}}$; Phụ tải riêng lớn nhất:
 $q_{\max} = \frac{Q_{\max}}{d_{kh}l_{kh}}$;

trong đó d_{kh} - đường kính ngoài cổ khuỷu; l_{kh} - chiều dài tiếp xúc bạc đầu to.

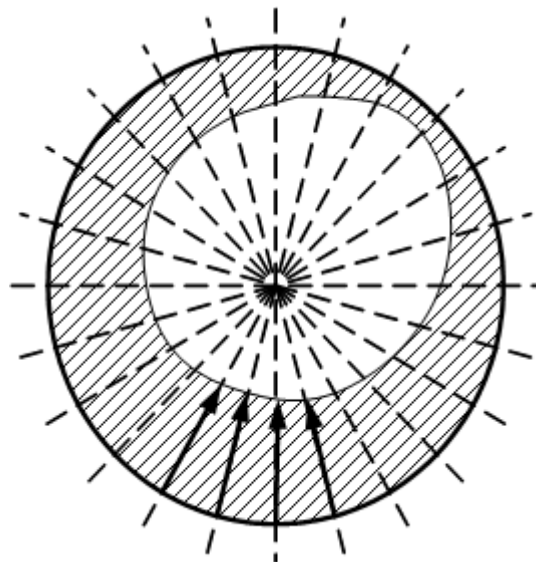
- Hệ số va đập: $\chi = \frac{q_{\max}}{q_{tb}}$. Thông thường $\chi \leq 4$.

- Trong các tài liệu có cho biết các trị số q_{tb} và q_{\max} các loại động cơ.

1.3.6. Đồ thị mài mòn cổ khuỷu.

a/ Tính chất:

- Đồ thị mài mòn cổ khuỷu thể hiện trạng thái mòn của bề mặt cổ trục sau sau chu kỳ biến thiên đầu tiên của lực tác dụng (\bar{Q}_{ck}).
- Qua đồ thị này có thể xác định vị trí khoan lỗ dầu bôi trơn hợp lý, là nơi chịu tải nhỏ nhất, ít bị mài mòn nhất.
- Đồ thị này có độ chính xác rất thấp vì sau chu kỳ biến thiên đầu tiên của lực tác dụng, cặp bề mặt tác dụng đã bị mòn, tới chu kỳ tiếp thì rất khó xác định được ảnh hưởng của độ mài mòn này tới sự phân bố áp suất trên bề mặt.



Cách thứ nhất: Vẽ bằng 2 vòng tròn (xem sách).

Cách thứ hai: Lập bảng sau đó vẽ

Các bước thực hiện như sau.

- Giả thiết phụ tải tác dụng lên cổ trục không chỉ tại 1 điểm mà tác dụng đều lên tất cả các điểm trong phạm vi 600 về mỗi phía (hai bên) của vị trí đang xét.
- Vẽ vòng tròn tượng trưng cho bề mặt cổ khuỷu, tâm O1 trên đtvtpt của cổ khuỷu
- Chia vòng tròn này thành 2n phần đều nhau (thường là 24 phần). Đánh dấu các điểm 0, 1, 2 ...
- Lập bảng xác định tổng lực tác dụng lên bề mặt cổ khuỷu (với lưu ý trên) tại các điểm 0, 1, 2 nói trên.
- Dùng một tỷ lệ xích thích hợp đặt các tổng lực tương đương lên các điểm chia, chiều bán kính hướng tâm, ta được các điểm mút của các vector tổng lực.
- Nối các điểm mút này lại ta được đồ thị mài mòn.

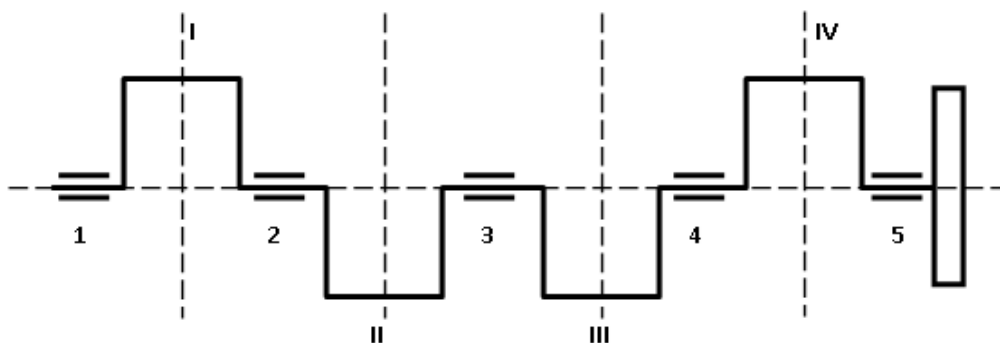
1.3.7. Đồ thị véc tơ phụ tải tác dụng lên cổ trục động cơ nhiều xy lanh một hàng

a/ Nhận xét:

Đồ thị có dạng phức tạp hơn so với trường hợp 1 xy lanh do các nguyên nhân:

- Các xy lanh làm việc lệch pha nhau.
- Các khuỷu trục ứng với hai xy lanh liền kề lệch nhau một góc δk .
- Các cổ trục chịu tải khác nhau
- Trục khuỷu có thể đủ hoặc thiếu cổ trục.

Xét trường hợp TK đủ cổ trục, động cơ 4 xy lanh.



b/ Giả thiết khi vẽ đồ thị:

Các cổ trục và ổ đỡ là cứng tuyệt đối, đồng tâm.

Lực từ mỗi khuỷu chỉ truyền tới hai cổ trục của khuỷu đó, tác dụng vào bạc tới ổ đỡ, không gây ảnh hưởng tới các ổ xa hơn.

...											
720											

Chú ý:

Góc α_i lấy theo thứ tự công tác của xy lanh thứ i trong ĐC đang xét.

Góc α_{i+1} lấy theo thứ tự công tác của xy lanh thứ $(i+1)$ trong ĐC đang xét.

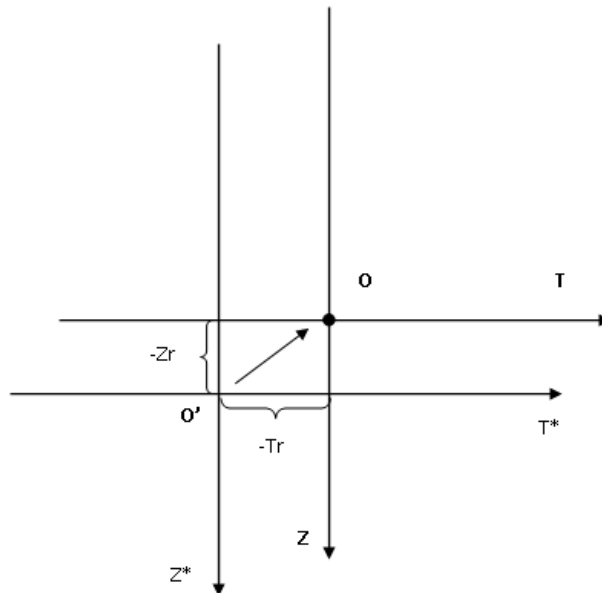
Lực T_i và Z_i được xác định theo công thức (2);

Sau đó tính T và Z theo công thức (5, 6) trên cơ sở bảng biến thiên nêu trên;

Vẽ đồ thị VTPT trên hệ tọa độ $(Z^*-O'-T^*)$.

Sau đó dịch chuyển hệ tọa độ sang một khoảng $(-Z_r, -T_r)$. Ta nhận được hệ tọa độ mới (T, O, Z) ;

Đồ thị trên hệ tọa độ mới là đồ thị cân tâm;



1.4. Động học và động lực học của cơ cấu khuỷu trục thanh truyền của động cơ chữ V

1.4.1. Các đặc điểm của CCKTTT kiểu chữ V:

a/ Phân loại:

- Loại CCKTTT chữ V có thanh truyền kiểu đồng dạng.
- Loại CCKTTT chữ V có thanh truyền kiểu hình nạng-trung tâm.
- Loại CCKTTT chữ V có thanh truyền kiểu chính-phụ.

b/ Đặc điểm:

- Quy luật động học của pittông dãy chính và dãy phụ trong hai loại đầu là như nhau.

- Quy luật động học của pittông dầy chính và dầy phụ của loại thứ ba là khác nhau.

Trường hợp góc $\eta > \gamma$

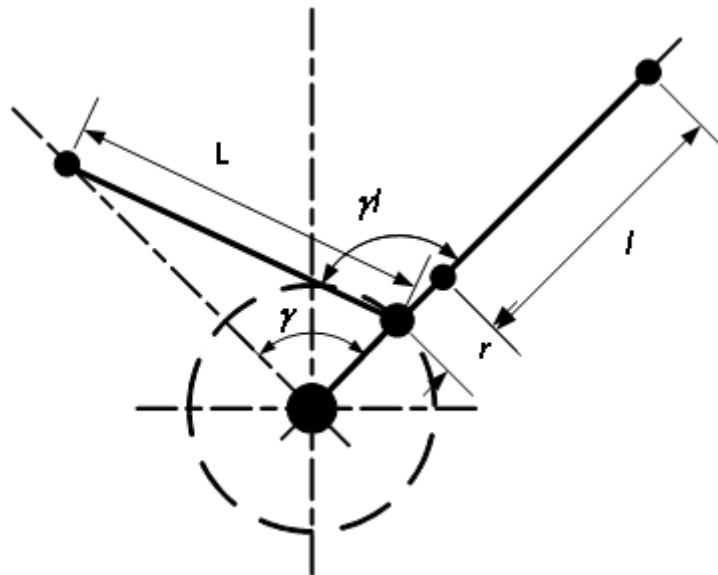
Góc η thường chọn sao cho khi pittông của xylanh phụ ở ĐCT thì đường tâm của thanh truyền phụ và đoạn thẳng nối chốt phụ với đầu to TT chính (đoạn r) trùng với đường tâm XL phụ.

Nghĩa là thỏa mãn điều kiện:

$$L = l + r$$

Có các công thức gần đúng để xác định chuyển vị, vận tốc, gia tốc của pittông.

Công thức chính xác rất phức tạp, có thể tra cứu trong các tài liệu tham khảo



*** Trường hợp góc $\eta = \gamma$**

Khi này có thể xảy ra trường hợp có thời điểm, khi có quá trình cháy trong xylanh phụ thì đường tâm thanh truyền phụ không cắt đường tâm chốt khuỷu. Như vậy sẽ xuất hiện mômen phụ gây uốn đối với TT chính.

CHƯƠNG 2. CÂN BẰNG ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

Khi động cơ làm việc có nhiều lực tác dụng. Các lực này có thể chia ra hai loại là các lực cân bằng và các lực .

- Các lực được gọi là **cân bằng** khi tổng hợp lực của chúng bằng 0 tại các bộ đỡ ĐC và không gây ra mômen tự do. Đó là các lực khí thể và lực ma sát.

- Các lực được gọi là **không cân bằng** khi chúng truyền lực tác dụng lên các bộ đỡ ĐC. Thí dụ: trọng lực, phản lực của khí thải, lực quán tính của các KL chuyển động trong ĐC ...

Các lực không cân bằng gây ra rung chấn ĐC do chúng có trị số và chiều tác dụng thay đổi. Trong số các lực không cân bằng thì lực quán tính của các KL chuyển động trong ĐC có trị số lớn hơn cả. Những lực không cân bằng có trị số và chiều tác dụng không đổi (trọng lực) sẽ không gây rung chấn ĐC.

Khi ĐC làm việc ở chế độ ổn định, nếu các lực và mômen tác dụng lên gối đỡ có phương chiều và trị số không đổi thì ĐC sẽ được coi là cân bằng.

Hiện tượng rung chấn ĐC là có hại và cần phải được hạn chế ở mức độ có thể.

Điều kiện cân bằng động cơ.

Động cơ được coi là cân bằng khi tổng các lực quán tính của các KL chuyển động và tổng các mômen của chúng đều bằng 0 hay bằng hằng số (const).

Biểu thức:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \sum P_{j1} = 0 & \sum M_{j1} = 0 \\ \sum P_{j2} = 0 & \sum M_{j2} = 0 \\ \sum P_r = 0 & \sum M_r = 0 \end{array} \right.$$

$$\text{hay : } \left\{ \begin{array}{ll} \sum \bar{P}_{j1} = const & \sum \bar{M}_{j1} = const \\ \sum \bar{P}_{j2} = const & \sum \bar{M}_{j2} = const \\ \sum \bar{P}_r = const & \sum \bar{M}_r = const \end{array} \right.$$

Để tăng tính cân bằng của ĐC, khi thiết kế, chế tạo cần phải đảm bảo:

- Khối lượng các nhóm pittông phải bằng nhau.
- Khối lượng các thanh truyền và trọng tâm của chúng phải như nhau.
- Các chi tiết quay phải được cân bằng tĩnh và động.
- Các xylanh làm việc trong điều kiện giống nhau.
- Đảm bảo khoảng cách giữa các xylanh như nhau, góc lệch khuỷu như nhau.

Để đánh giá tính cân bằng của ĐC, người ta dùng tiêu chuẩn Climov – Stechkin

2.1. Cân bằng động cơ 1 xi lanh

2.1.1. Nhận xét:

- Động cơ 1 xi lanh được sử dụng rộng rãi trong nông nghiệp, trong cuộc sống (xe máy, máy phát điện cỡ nhỏ, xuồng máy...).
- Không phụ thuộc vào số kỳ (2 hoặc 4) các lực và mô men chưa được cân bằng gồm:

Lực $P_{j1} = -m_j R \omega^2 \cos \alpha$ (phương trùng tâm XL, trị số và chiều phụ thuộc α)

Lực $P_{j2} = -m_j R \omega^2 \lambda \cos 2\alpha$ (phương trùng tâm XL, trị số và chiều phụ thuộc α)

Lực $P_r = m_r R \omega^2$ (phương trùng tâm má khuỷu, ly tâm, giá trị không đổi)

Mômen lật: $M_R = -M = -TR$ (ngược chiều M, trị số thay đổi theo α ; với ĐCĐT kiểu pittông → không cân bằng được M_R , nó tác động lên bộ đặt động cơ gây nên dao động của thân bộ)

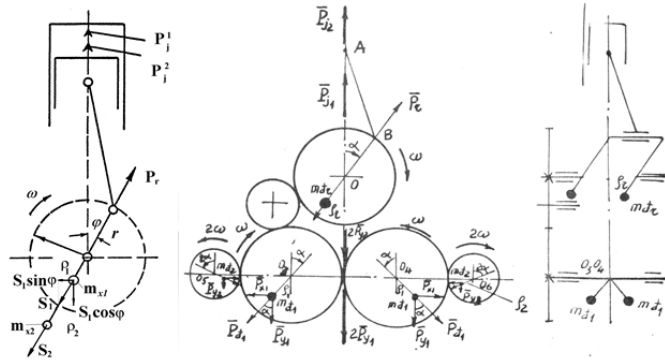
2.1.2. Cân bằng:

a/ Nếu sử dụng đối trọng đặt trên phần kéo dài của má khuỷu thì chỉ có thể cân bằng được lực quán tính ly tâm.

Nếu thành phần lực có phương thẳng đứng ($S \cos \varphi$) cân bằng với lực P_{j1} thì lực P_{j2} chưa được cân bằng. Đồng thời đối trọng còn gây ra thành phần lực nằm ngang ($S \sin \varphi$). Lực này chưa được cân bằng.

⇒ Cần có phương pháp cân bằng kiểu khác.

b/ Cân bằng theo nguyên lý Lanchester.



Cân bằng Pj1:

+Trên 2 trục O3 và O4 quay với vận tốc ω đặt hai đối trọng $mđ1$ quay quanh trục với bán kính $\rho1$. Mỗi đối trọng sẽ gây ra lực quán tính $Pđ1$ được phân thành 2 thành phần $Px1$ (nằm ngang) và $Py1$ (// với đường tâm XL).

Hai thành phần $Px1$ luôn tự triệt tiêu nhau (do bằng nhau về trị số và ngược chiều).

Hai thành phần $Py1$ luôn bằng nhau và cùng hướng:

$$Pđ1 = mđ1 \cdot \rho1 \cdot \omega^2 = 2 Py1$$

Để cân bằng Pj1 cần bố trí sao cho : $Pj1 = -2Py1$ hay:

$$m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cos\alpha = 2 \cdot mđ1 \cdot \rho1 \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha$$

$$\text{hay } m_j \cdot R = 2 \cdot mđ1 \cdot \rho1$$

+ Chọn trước $mđ1$ (khối lượng đối trọng) hoặc $\rho1$ (khoảng cách bố trí) để xác định tham số còn lại. Khi thiết kế hai trục O3 và O4 thường được bố trí trong hộp trục khuỷu (ĐC Bông sen D12). Do hạn chế về không gian nên thường chọn trước $\rho1$.

$$Py1 = Pđ1 \cdot \cos\alpha = mđ1 \cdot \rho1 \cdot \omega^2 \cdot \cos\alpha$$

Cân bằng Pj2:

$Pj2$ được cân bằng theo nguyên tắc tương tự.

Trên 2 trục O5 và O6 quay với vận tốc $\pm 2\omega$ đặt hai đối trọng $mđ2$ quay quanh trục với bán kính $\rho2$. Hai trục O5 và O6 phải quay với vận tốc $\pm 2\omega$ vì lực $Pj2$ biến thiên theo quy luật $\cos 2\alpha$.

Các lực $Px2$ luôn tự triệt tiêu nhau và không gây mô men phụ. Hai thành phần $Py2$ luôn bằng nhau về trị số và cùng chiều

Để cân bằng Pj2:

$$Pj2 = -2Py2 \text{ hay:}$$

$$m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha = 2 \cdot mđ2 \cdot \rho2 \cdot (2\omega)^2 \cdot \cos 2\alpha$$

$$\text{hay } m_j.R.\omega^2.\lambda = 8.m\dot{d}2.\rho_1$$

+ Chọn trước $m\dot{d}2$ (khối lượng đối trọng) hoặc ρ_2 (khoảng cách bố trí) để xác định các tham số còn lại.

Cân bằng PR : PR có phương tác dụng và giá trị không đổi nên có thể cân bằng dễ dàng bằng đối trọng $m\dot{d}r$ đặt trên phần kéo dài của hai má khuỷu.

$$2 m\dot{d}r.\rho_r. \omega^2 = m_r.R. \omega^2$$

→ cần chọn trước 1 tham số ($m\dot{d}r$ hoặc ρ_r) rồi xác định giá trị của tham số còn lại.

Chú ý:

- Do giá trị cực đại của P_{j2} nhỏ hơn giá trị cực đại của P_{j1} khoảng 4 lần (chính xác là $1/\lambda$ lần) và biến thiên với tần số cao nên để đơn giản kết cấu, trong một số trường hợp người ta thường bỏ qua và không cân bằng lực QT cấp 2.
- Nguyên tắc cân bằng như trên được áp dụng cho việc cân bằng các ĐC nhiều xi lanh (bố trí một hàng hoặc chữ V). Tuy nhiên, công việc phức tạp hơn nhiều.
- Cơ cấu cân bằng kiểu Lanchester khá phức tạp và tiêu hao nhiều công suất nên hiện nay ít dùng trong ĐCĐT

2.2. Cân bằng động cơ một hàng xylanh 4 kỳ (2, 4, 6 xylanh).

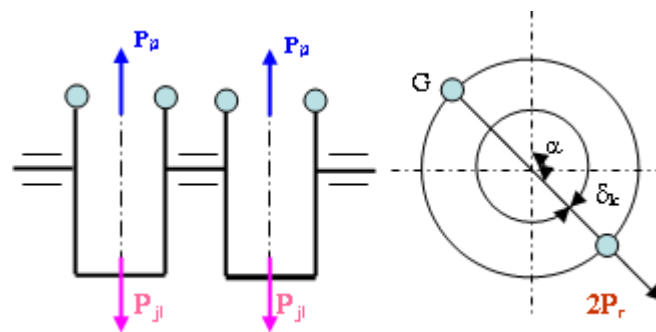
2.2.1. Cân bằng ĐC một hàng 4 kỳ, 2 xylanh:

a/ Nhận xét:

ĐC một hàng 4 kỳ, 2 xylanh thường dùng trên xe máy, ô tô máy kéo công suất nhỏ; làm động cơ máy bơm nước ...

Kết cấu trục khuỷu thường theo 2 phương án: $\delta_k = 1800$ và $\delta_k = 3600$;

b/ Trường hợp $\delta_k = 3600$:



$$\sum P_{j1} = 2 P_{j1} = 2m_j R \omega^2 \cos \alpha$$

$$\sum P_{j2} = 2 P_{j2} = 2m_j R \lambda \omega^2 \cos 2\alpha$$

$$\sum P_r = 2 P_r = 2m_r R \omega^2$$

Do kết cấu trục khuỷu bố trí các khuỷu đối xứng \Rightarrow Các lực quán tính cùng chiều. Có thể cân bằng như trường hợp ĐC 1 xylanh. Còn các mô men do P_j sinh ra đều tự cân bằng.

c/ Trường hợp $\delta_k = 180^\circ$:

- Xét lực QT chuyển động tịnh tiến cấp 1:

$$P_{j1XL1} = m_j R \omega^2 \cos \alpha$$

$$P_{j1XL2} = m_j R \omega^2 \cos(\alpha + 180^\circ) = - m_j R \omega^2 \cos \alpha = - P_{j1XL1} ;$$

$$\sum P_{j1} = 0$$

Nghĩa là tại cùng một thời điểm (tại cùng một góc quay TK) các lực QT cấp 1 của 2 xylanh có cùng trị số và ngược chiều nhau.

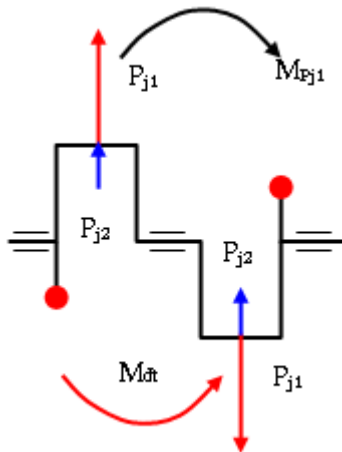
- Xét lực QT chuyển động tịnh tiến cấp 2:

$$P_{j2XL1} = \lambda m_j R \omega^2 \cos 2\alpha$$

$$P_{j2XL2} = \lambda m_j R \omega^2 \cos 2(\alpha + 180^\circ) = P_{j2XL1}$$

$$\sum P_{j2} = 2P_{j2XL1}$$

Nghĩa là tại cùng một thời điểm (tại cùng một góc quay TK) các lực QT cấp 2 của 2 xylanh có cùng trị số và cùng chiều nhau.



- Xét lực QT chuyển động quay:

Để dàng nhận thấy $\sum P_r = 0$ do hai lực này cùng trị số và ngược chiều nhau.

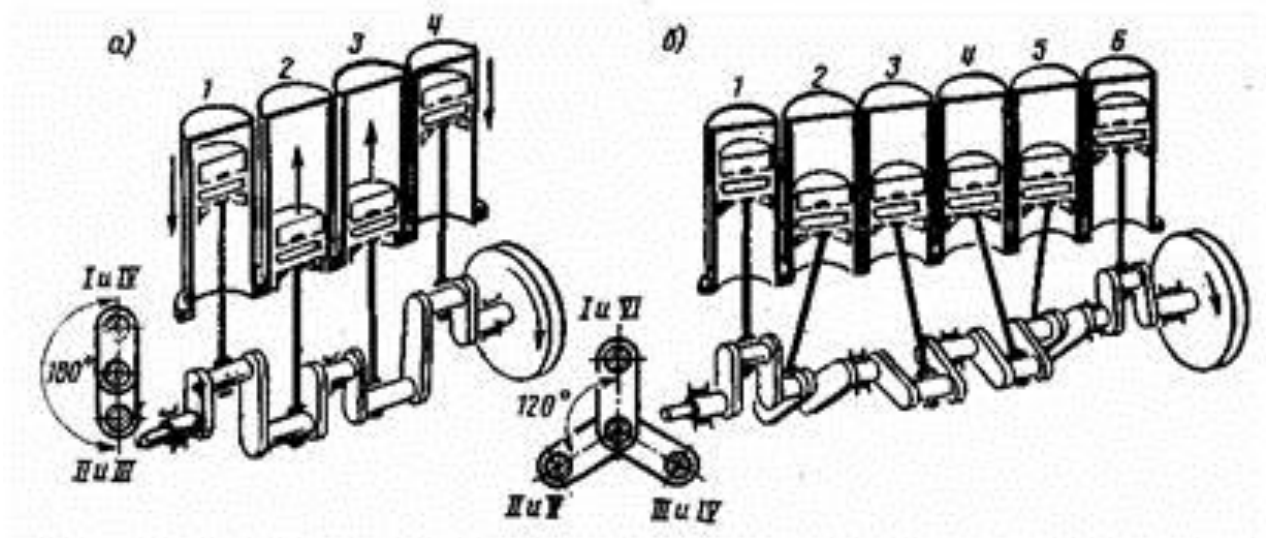
- Cân bằng:

- Lực QT chuyển động tịnh tiến cấp 1 không cần phải cân bằng (=0). Nhưng nó sinh mômen. Để cân bằng mômen này có thể dùng đối trọng. Nhưng khi đó sẽ có thành phần mômen nằm ngang chưa được

cân bằng ($M\dot{m}n = m\dot{d}tR\omega^2\sin\alpha \cdot b$; trong đó b là khoảng cách giữa 2 đối trọng).

- Lực QT chuyển động tịnh tiến cấp 2 chưa được cân bằng. Có thể dùng cơ cấu Lanchester để cân bằng. Mômen do lực này gây ra bằng 0.
- Lực QT chuyển động quay có thể cân bằng khi dùng đối trọng.

2.2.2. Cân bằng động cơ một hàng 4 kỳ, 4 xylanh:



a/ Nhận xét:

- Động cơ loại này được sử dụng nhiều trên máy kéo, xe tải hạng nhẹ ...
- Hầu hết có góc công tác $\delta = 180^\circ$. Trục khuỷu có thể coi như là tập hợp của 2 trục của ĐC 2 xylanh ghép lại. Như vậy có tính tự cân bằng khá tốt.
- Trục khuỷu có thể có kết cấu đủ cổ trục hoặc thiếu cổ trục.
- Thứ tự công tác có 2 phương án: 1-3-4-2 và 1-2-4-3;

b/ Cân bằng:

Xét cụ thể trường hợp thứ tự công tác 1-3-4-2 :

$$\sum P_{j1} = m_j R \omega^2 [\cos \alpha + \cos(\alpha + 180^\circ) + \cos(\alpha + 360^\circ) + \cos(\alpha + 540^\circ)] = 0$$

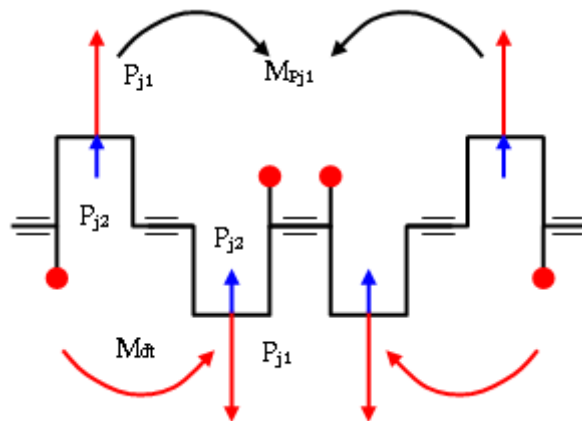
$$\sum P_{j2} = \lambda m_j R \omega^2 [\cos 2\alpha + \cos 2(\alpha + 180^\circ) + \cos 2(\alpha + 360^\circ) + \cos 2(\alpha + 540^\circ)] = 4\lambda m_j R \omega^2 \cos 2\alpha \neq 0$$

$$\sum P_r = 0;$$

$$\sum M_{j1} = 0; \quad \sum M_{j2} = 0; \quad \sum M_r = 0;$$

c/ Kết luận:

- Tính tự cân bằng của động cơ 1 hàng, 4 kỳ, 4 xi lanh khá tốt. Đối với lực QT của KL chuyển động tịnh tiến cấp 2 $\neq 0$ có thể cân bằng nhờ đối trọng như nguyên lý cân bằng động cơ 1 xi lanh (Nguyên lý Lanchester). Hai trục cân bằng này có thể đặt gọn trong cac-te dầu của động cơ.
- Nếu động cơ có ω nhỏ ($n = 5000-6000$ vg/ph thường gặp trên xe con), thường bỏ qua $\sum P_{j2}$ để đơn giản kết cấu, giảm trọng lượng và giá thành động cơ. Tuy nhiên, khi đó gối đỡ động cơ phải có khả năng đàn hồi cao để hấp thụ năng lượng dao động do $\sum P_{j2}$ gây ra, tránh để sự dao động này truyền xuống khung xe.
- Để cổ trục giữa khỏi phải chịu mômen uốn lớn, người ta thường bố trí đối trọng để cân bằng mô men M_r của từng cặp xi lanh.



Cân bằng động cơ một hàng 4 kỳ, 6 xylanh:

a/ Nhận xét:

- Động cơ (L6, $\tau = 4$, $\delta k = 1200$) có tính tự cân bằng rất cao. Nó có tuổi thọ cao hơn so với phương án (L6, $\tau = 2$) và có công suất đủ lớn \rightarrow đây là phương án thông dụng nhất trong các loại động cơ 6 xi lanh (các loại xe tải của Liên xô cũ, Mỹ...).

- Trục khuỷu gồm 6 khuỷu trục bố trí trong 3 mặt phẳng tạo với nhau góc 120°, thứ tự công tác 1-5-3-6-2-4.

b/ Cân bằng:

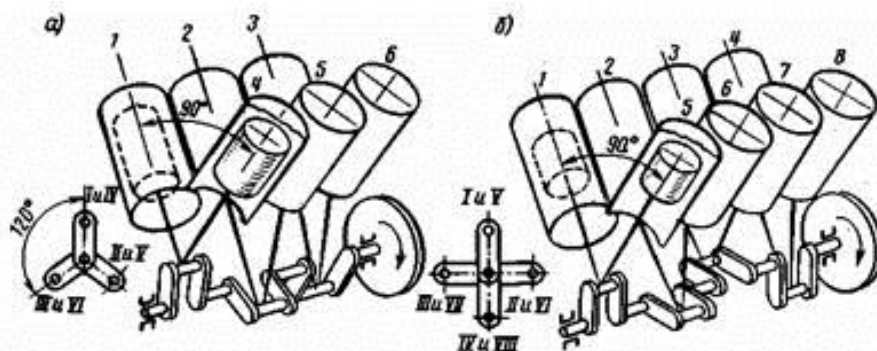
Dễ dàng nhận thấy: $\sum P_{j1} = 0$; $\sum P_{j2} = 0$; $\sum P_r = 0$;
 $\sum M_{j1} = 0$; $\sum M_{j2} = 0$; $\sum M_r = 0$;

Theo nguyên tắc tương tự có thể khảo sát tính cân bằng của các loại ĐC một hàng xy lanh khác.

2.3. Cân bằng động cơ 4 kỳ 2 hàng xy lanh chữ V (2, 8 xy lanh).

2.3.1. Nhận xét.

- ĐC bố trí xy lanh kiểu chữ V là ĐC 2 hàng xy lanh ghép trên cùng một TK, các mặt phẳng chứa đường tâm xy lanh tạo với nhau góc nhị diện γ .
- ĐC kiểu này được sử dụng rất phổ biến trong thực tế.
- Mục đích của bố trí xy lanh kiểu chữ V là Giảm kích thước ĐC (giảm chiều dài, chiều cao), giảm sức cản của ĐC.
- Nhược điểm của bố trí xy lanh kiểu chữ V : Làm phức tạp Kết cấu thân xy lanh, thanh truyền; ĐC kiểu này có tính tự cân bằng thường là kém hơn so với ĐC một hàng.

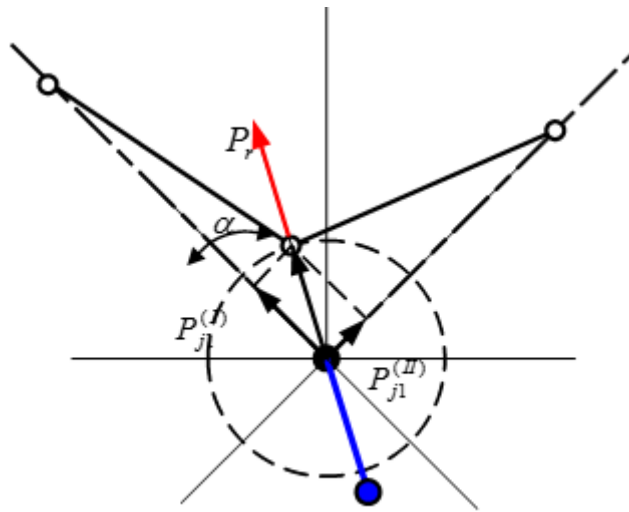


2.3.2. Cân bằng động cơ 2 hàng xy lanh chữ V, 2 xy lanh.

Đối với ĐC chữ V thì góc nhị diện γ có ý nghĩa rất lớn. Nó ảnh hưởng tới kích thước, góc lệch pha công tác δk , tính cân bằng của ĐC ...
 \Rightarrow phải chọn góc nhị diện γ một cách hợp lý.

Xét trường hợp cụ thể : V2, $\gamma=90^\circ$; ĐC có thanh truyền kiểu đồng dạng.

(Các động cơ trên xe tải kiểu ЗИЛ-130, ГАЗ-53-12, КамАЗ-5320, ЯМЗ-238 ... thường có kết cấu kiểu chữ V, góc nhị diện $\gamma=90^\circ$.)



a/ Một số nhận xét:

Trong trường hợp này có thể thấy rằng

- ĐC 4 kỳ: góc công tác $\delta_1=630^\circ$; $\delta_2=90^\circ$;

và góc công tác $\delta_1=270^\circ$; $\delta_2=450^\circ$;

- ĐC 2 kỳ: góc công tác $\delta_1=90^\circ$; $\delta_2=270^\circ$

Như vậy đối với các trường hợp đều có 2 góc công tác, nhưng về cân bằng thì không khác biệt.

Xét lực QT của KL chuyển động tịnh tiến XL1:

$$P_{j1}^{(I)} = m_j R \omega^2 \cos \alpha = C \cos \alpha ; \quad (1)$$

$$P_{j2}^{(I)} = \lambda m_j R \omega^2 \cos 2\alpha = \lambda C \cos 2\alpha ; \quad (2)$$

Xét lực QT của KL chuyển động tịnh tiến XL2:

$$P_{j1}^{(II)} = m_j R \omega^2 \cos(\alpha + 90^\circ) = C \sin \alpha ;$$

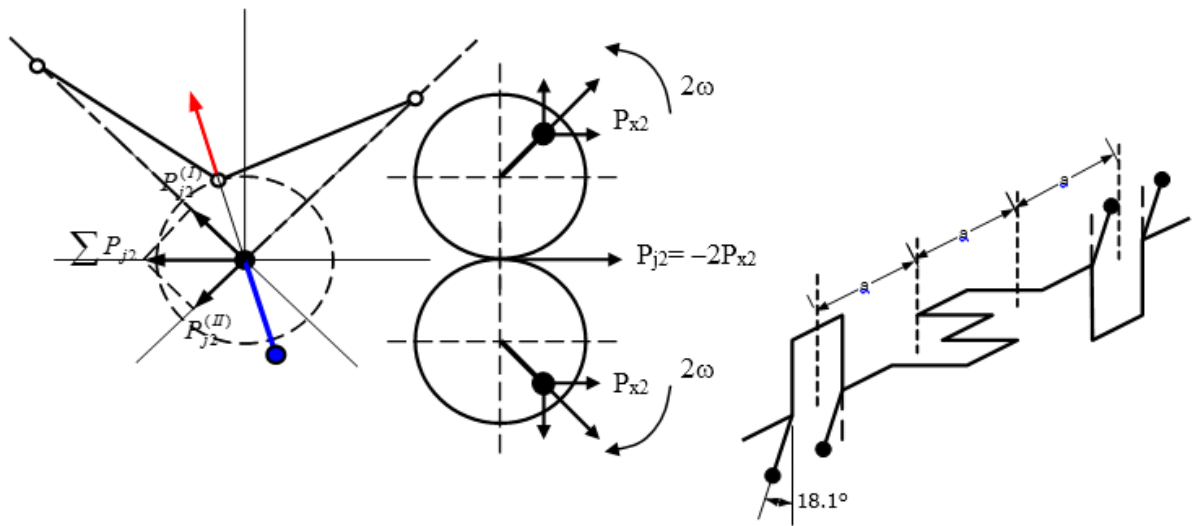
(3)

$$P_{j2}^{(II)} = \lambda m_j R \omega^2 \cos 2(\alpha + 90^\circ) = \lambda C \cos(2\alpha + 180^\circ) = -\lambda C \cos 2\alpha ;$$

(4)

Lực QT ly tâm: $P_r = m_r R \omega^2 ;$

Mômen của các lực: $M_{j1} = M_{j2} = M_r = 0 ;$



b/ Cân bằng:

- Các mômen đã tự cân bằng;
- Lực QT của KL chuyển động tịnh tiến cấp 1:

Do hợp lực của $P_{j1}^{(I)}$ và $P_{j1}^{(II)}$ tạo thành $P_{j1}\Sigma$ có chiều cùng $P_r \Rightarrow$ có thể cân bằng bằng đối trọng như khi cân bằng P_r . Phải chọn mdt sao cho $P_r = m_r R \omega^2$

$$\sum P_{j1} = \sqrt{C^2 (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha)} = C = m_j R \omega^2$$

$$P_r = m_r R \omega^2$$

$$\Rightarrow (m_j + m_r) R \omega^2 = m_{dt} \rho \omega^2$$

- Lực QT của KL chuyển động tịnh tiến cấp 2:

Do hợp lực của $P_{j2}^{(I)}$ và $P_{j2}^{(II)}$ tạo thành $P_{j2}\Sigma$ có chiều nằm ngang có thể cân bằng bằng các đối trọng quay với vận tốc 2ω như trên hình vẽ.

$$\sum P_{j2} = \sqrt{(\lambda C)^2 (\cos^2 2\alpha + \cos^2 2\alpha)} = \sqrt{2} \lambda C \cos 2\alpha$$

$$2P_{x2} = 2m_{dt} \rho \omega^2 \cos 2\alpha$$

$$\Rightarrow \sqrt{2} \lambda C \cos 2\alpha = m_{dt} \rho \omega^2 \cos 2\alpha$$

$$\text{Hay: } \sqrt{2} \lambda m_j R \omega^2 = m_{dt} \rho \omega^2 \Rightarrow \text{Từ đây suy ra mdt}$$

hoặc ρ

2.3.3. Cân bằng động cơ 2 hàng xylanh chữ V, 8 xylanh, 4 kỳ.

- Động cơ loại này gọn và có tính cân bằng tốt (kết cấu kiểu chữ V, góc nhị diện $\gamma=90^\circ$).
- Có thể coi như đây là 4 ĐC kiểu 2 XL được lắp nối tiếp.

Dễ dàng nhận thấy:

$$\Sigma P_{j1} = 0; \quad \Sigma P_{j2} = 0; \quad \Sigma M_{j2} = 0;$$

Còn lại : $M_{j1, r}$ là chưa được cân bằng.

$$M_{j1, r} = \sqrt{(P_{j1, r} \cdot 3a)^2 + (P_{j1, r} \cdot a)^2} = a\sqrt{10}(m_j + m_r)R\omega^2$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{M_{j1, r}^{2,3}}{M_{j1, r}^{1,4}} = \frac{1}{3} \quad \Rightarrow \quad \varphi = 18026'$$

Để cân bằng có thể dùng đôi trọng đối đặt trên phần kéo dài của má khuỷu.

CHƯƠNG 3. DAO ĐỘNG XOẴN CỦA HỆ TRỤC KHUYỬ ĐỘNG CƠ ĐÓT TRONG

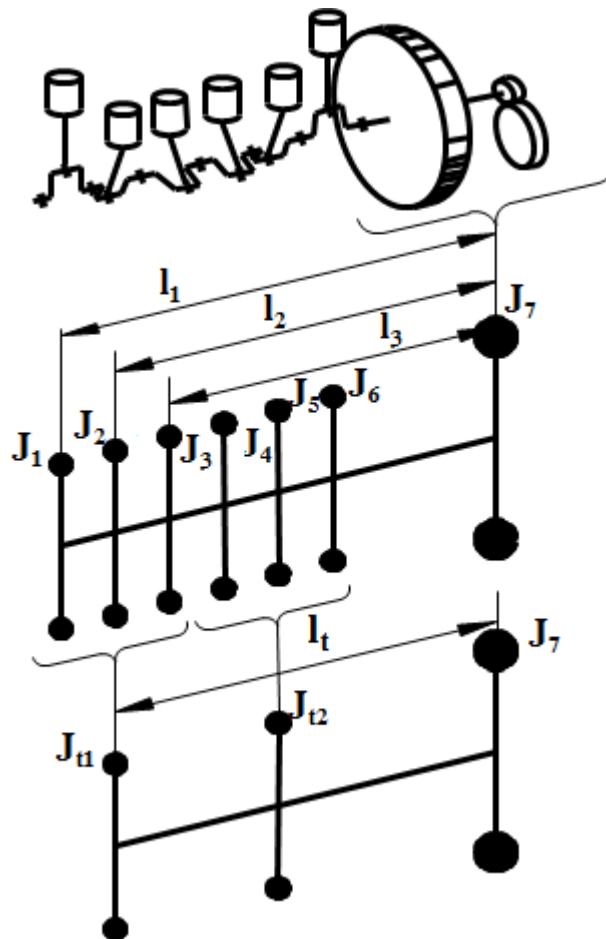
3.1. Khái niệm cơ bản về dao động xoắn của trục khuỷu

- Một cơ hệ tổng quát đều có khả năng dao động tự do với các dạng: uốn, xoắn, dọc trục. Khi có ngoại lực thay đổi tác dụng, dao động là cưỡng bức.
- Dao động uốn và dọc trục gây ra biến dạng uốn và kéo nén trục khuỷu. Tác động của nó truyền lên bệ đỡ động cơ. Tần số dao động của 2 dạng này cao hơn nhiều so với tốc độ thường dùng của động cơ nên ít được xét đến.
- Dao động xoắn gây biến dạng xoắn trong hệ trục khuỷu, dao động xoắn chỉ ảnh hưởng trong hệ, không truyền ra ngoài. Dao động xoắn thường xuất hiện trong phạm vi tốc độ sử dụng của động cơ, gây ra tác hại lớn.
- Khi động cơ làm việc, các ngoại lực P_r , T , Z tác dụng lên trục khuỷu. P_r , Z gây ra dao động uốn cưỡng bức. Lực T vừa gây ra dao động uốn vừa gây ra dao động xoắn cưỡng bức.
- Tần số dao động tự do là số lần dao động trong một phút khi không có ngoại lực tác dụng.
- Khi tần số dao động tự do có quan hệ phù hợp với quy luật thay đổi của lực khí thể và lực quán tính, hệ trục khuỷu phát sinh cộng hưởng. Tốc độ động cơ khi xuất hiện cộng hưởng là tốc độ tới hạn. Biên độ, ứng suất khi đó tăng cao.
- Do luôn luôn tồn tại lực cản, dao động tự do sẽ tắt dần. Biên độ và ứng suất khi cộng hưởng chỉ đạt tới giá trị hữu hạn nhất định.
- Các thiết bị tiêu thụ công suất ảnh hưởng lớn đến tần số dao động riêng, lực cản. Khi tính toán cần xét đến các yếu tố này, các hệ trục không hoàn toàn giống nhau thì phải tính toán riêng biệt.
- Kết cấu TK và các cụm chi tiết do TK dẫn động là rất phức tạp, phải quy dẫn tương đương toàn bộ hệ về một hệ thống đơn giản gồm: một trục hình trụ trơn và nhiều đĩa khối lượng gắn trên đó.
- Vấn đề dao động xoắn và cân bằng động cơ là độc lập. Hệ TK dao động và có thể xảy ra cộng hưởng ngay cả khi động cơ hoàn toàn cân bằng (L6, L8, V12).
 - Dạng dao động là đồ thị biên độ góc dao động của các khối lượng phân bố theo chiều dài hệ trục tương đương.

- Vị trí của hệ trục ở thời điểm khảo sát được xác định bằng các thông số tọa độ, là góc quay của các khối lượng so với vị trí cân bằng hoặc mặt phẳng bất kỳ đi qua đường tâm TK.
- Dao động có 1 hoặc 2 điểm nút là nguy hiểm nhất vì có tần số nhỏ nên có khả năng nằm trong vùng tốc độ làm việc của động cơ.
- Mô men xoắn trên TK thay đổi theo chu kỳ, có thể phân tích thành tổng vô số các mô men điều hòa.
- Tính toán dao động xoắn nhằm xác định tốc độ cộng hưởng, ứng suất do cộng hưởng để xác định độ bền của hệ TK và các biện pháp giảm dao động thích hợp.
- Trình tự tính toán:
 - + Quy dẫn hệ thống
 - + Giải bài toán dao động tự do
 - + Phân tích điều hòa mô men kích thích: khí thể, quán tính, cản ...
 - + Giải bài toán dao động cưỡng bức
 - + Xác định biên độ và ứng suất hệ trục khi cộng hưởng
 - + Giải pháp giảm dao động

3.2. Tính toán hệ thống tương đương

Hệ TK thực tế được quy dẫn về hệ tương đương gồm: một trục (hình trụ tròn, có tiết diện mặt cắt ngang không đổi, đàn hồi, không khối lượng), các đĩa khối lượng tập trung gắn trên trục.



Sơ đồ quy dẫn của hệ TK động cơ I6.

* Nguyên tắc quy dẫn:

- + Bảo toàn thế năng
- + Bảo toàn động năng

* Nhiệm vụ:

- + Quy dẫn chiều dài
- + Quy dẫn khối lượng

Quy dẫn chiều dài (độ cứng chống xoắn)

Chọn đường kính trục quy dẫn bằng đường kính cổ trục chính.

- Về nguyên tắc quy dẫn: đoạn trục có đường kính d_k chiều dài l_k sau khi quy dẫn về trục có đường kính d_l thì chiều dài quy dẫn là l_1 , l_1 phải thỏa mãn:

$$C_l = C_k$$

$$\frac{GJ_{pl}}{l_1} = \frac{GJ_{pk}}{l_k} \quad J = \frac{\pi d^4}{32} \quad \Rightarrow \quad l_1 = l_k \left(\frac{d_l}{d_k} \right)^4 \quad (1)$$

- Đối với các đoạn trục có hình dạng đặc biệt, phương pháp quy dẫn tham khảo ở [1], [2].

- Thông thường, đối với TK, người ta dùng các công thức kinh nghiệm để xác định chiều dài quy dẫn của cả khuỷu trục:

+ Công thức Timosenco:

$$l_1 = (l_{ct} + 0,9h) + (l_{ck} + 0,9h) \frac{d_{ct}^4 - d_{ctr}^4}{d_{ck}^4 - d_{ckr}^4} + 0,9R \frac{d_{ct}^4 - d_{ctr}^4}{hb^3}$$

+ Đối với ô tô, máy kéo, sử dụng công thức Zimanhenco, công thức này xét đến độ trùng điệp của khuỷu trục và các bộ phận quá độ:

* TK đủ cổ trục, rộng:

$$l_1 = \left(l_{ct} + 0,6 \frac{h}{l_{ct}} d_{ct} \right) + \left(0,8l_{ct} + 0,2 \frac{b}{R} d_{ct} \right) \frac{d_{ct}^4 - d_{ctr}^4}{d_{ck}^4 - d_{ckr}^4} + \frac{R\sqrt{R}}{\sqrt{d_c}} \frac{d_{ct}^4 - d_{ctr}^4}{hb^3}$$

* TK đủ cổ trục, đặc:

$$l_1 = \left(l_{ct} + 0,6 \frac{h}{l_{ct}} d_{ct} \right) + \left(0,8l_{ct} + 0,2 \frac{b}{R} d_{ct} \right) \frac{d_{ct}^4}{d_{ck}^4} + \frac{R\sqrt{R}}{\sqrt{d_c}} \frac{d_{ct}^4}{hb^3}$$

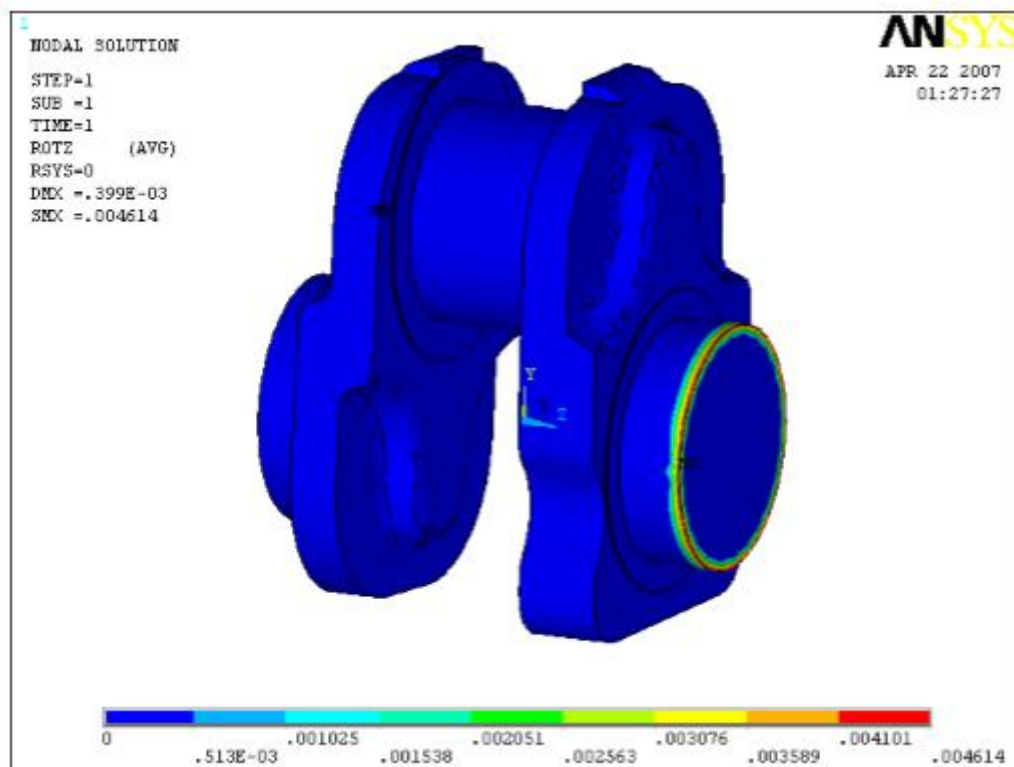
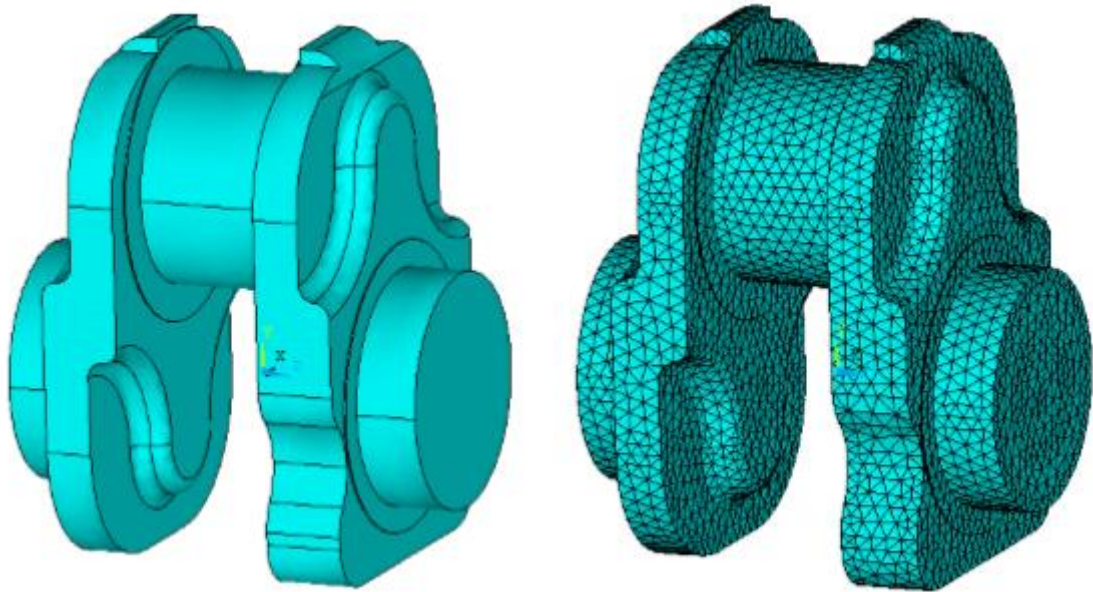
+ Công thức Hendo: dùng cho động cơ cao tốc, công suất nhỏ

$$l_1 = (l_{ct} + 0,4h) + 1,096l_{ck} \frac{d_{ct}^4 - d_{ctr}^4}{d_{ck}^4 - d_{ckr}^4} + 1,284R \frac{d_{ct}^4 - d_{ctr}^4}{hb^3}$$

+ Công thức Carter: dùng cho động cơ cao tốc, công suất lớn

$$l_1 = (l_{ct} + 0,8h) + 0,75l_{ck} \frac{d_{ct}^4 - d_{ctr}^4}{d_{ck}^4 - d_{ckr}^4} + 1,5R \frac{d_{ct}^4 - d_{ctr}^4}{hb^3}$$

- Hiện nay, có thể dùng phương pháp PTHH để xác định độ cứng chống xoắn cho trục có hình dạng bất kỳ và có độ chính xác cao. Ví dụ, khuỷu trục của động cơ DSC 80 được mô phỏng bằng SolidWork và được xác định độ cứng chống xoắn bằng ANSYS.



Quy dẫn khối lượng (mô men quán tính khối lượng)

- Thay các khối lượng chuyển động bằng các đĩa tròn có mô men quán tính khối lượng tương đương, đặt ở vị trí tương đương.

- Các khối lượng cân quy dẫn:

+ Khuỷu trục

+ Nhóm thanh truyền

+ Nhóm piston

+ Bánh đà

- + Hệ trục truyền động, hộp số, ly hợp, khớp nối
- + Thiết bị tiêu thụ công suất
- + Các khối lượng khác: các khối lượng chuyển động trong các hệ thống, CCPK, CC dẫn động ...

- Mô men quán tính khối lượng của nhóm chi tiết chuyển động tịnh tiến:

$$J_{np} = 1/2 * m_j * R^2 = 1/2 * (m_{np} + m_1) * R^2. \quad (8)$$

- Mô men quán tính khối lượng của đầu to TT:

$$J_{dto} = m_2 * R^2. \quad (9)$$

- Mô men quán tính khối lượng của 1 khuỷu trục:

$$J_{kt} = J_{ct} + J_{ck} + 2 * J_m + J_{dt}.$$

$$J_{ct} = \frac{\Pi d_{ct}^4}{32} * I_{ct} * \rho$$

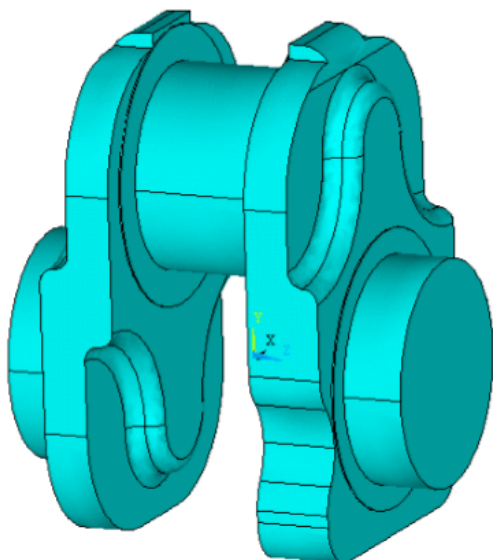
$$J_{ck} = \frac{\Pi d_{ck}^4}{32} * I_{ck} * \rho + m_{ck} R^2$$

$$J_{ck} = \frac{\Pi d_{ck}^4}{32} * I_{ck} * \rho + m_{ck} R^2$$

- Tổng mô men quán tính khối lượng của nhóm khuỷu trục:

$$J = J_{kt} + J_{dto} + J_{np}. \quad (11)$$

- Ngày nay, với sự trợ giúp của các phần mềm CAD thì việc xác định mô men quán tính trở nên đơn giản, kết quả rất chính xác.



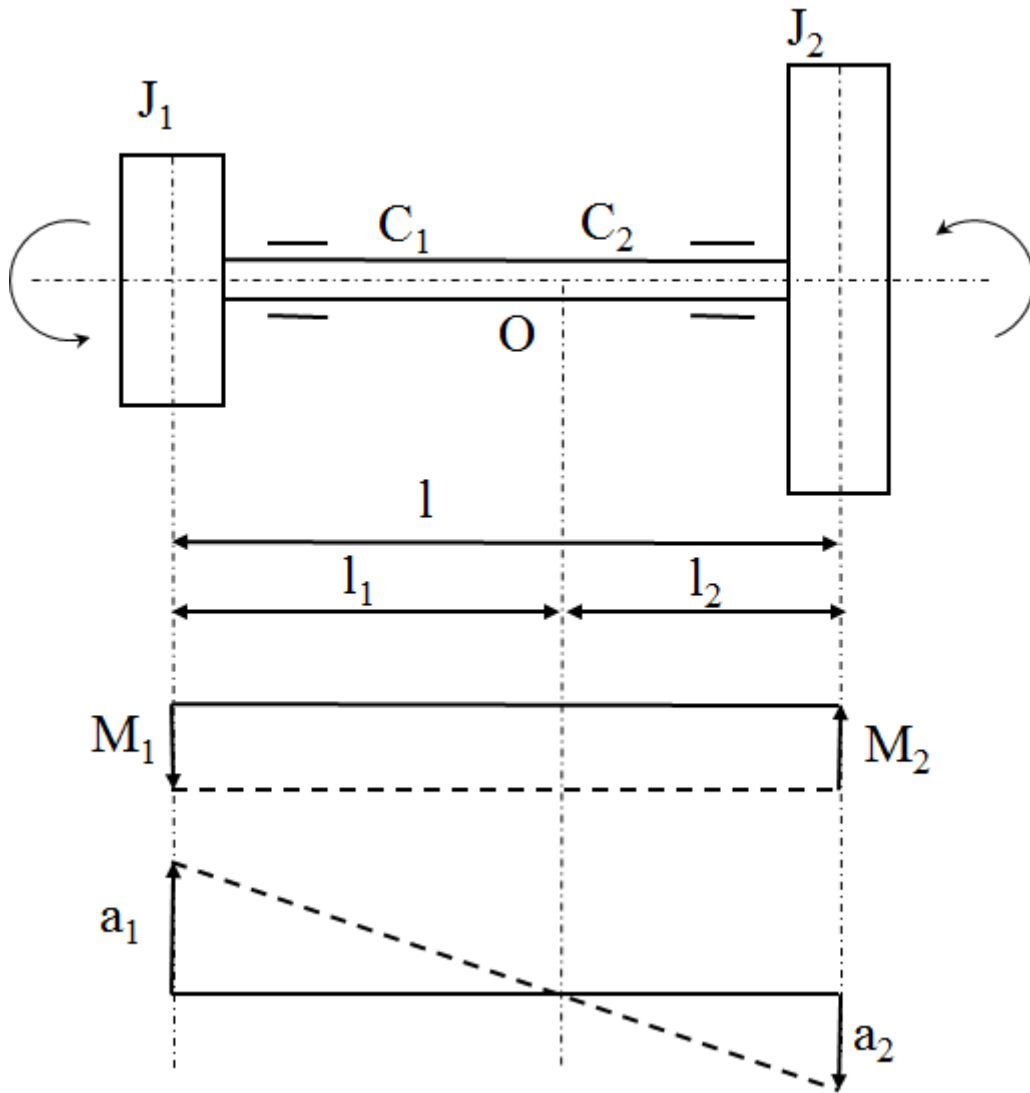
Density = 0.00000780 kilograms per cubic millimeter		
Mass = 8.19640003 kilograms		
Volume = 1050.82051620 cubic centimeters		
Surface area = 1150.38282631 square centimeters		
Center of mass: (centimeters)		
X = 0.00000000		
Y = 2.52595377		
Z = 0.00000000		
Principal axes of inertia and principal moments of inertia: (kilograms * square centimeters)		
Taken at the center of mass.		
Ix = (0.00000000, 0.89912822, -0.43768533)		Px = 176.35670608
Iy = (0.00000000, 0.43768533, 0.89912822)		Py = 191.06715803
Iz = (1.00000000, 0.00000000, 0.00000000)		Pz = 260.07109214
Moments of inertia: (kilograms * square centimeters)		
Taken at the center of mass and aligned with the output coordinate system.		
Lxx = 260.07109214	Lxy = -0.00000424	Lxz = 0.00000321
Lyx = -0.00000424	Lyy = 179.17476459	Lyz = -5.78908115
Lzx = 0.00000321	Lzy = -5.78908115	Lzz = 188.24909952
Moments of inertia: (kilograms * square centimeters)		
Taken at the output coordinate system.		
Ixx = 312.36775099	Ixy = -0.00000600	Ixz = 0.00000321
Iyx = -0.00000600	Iyy = 179.17476459	Iyz = -5.78908111
Izx = 0.00000321	Izy = -5.78908111	Izz = 240.54575837

3.3. Dao động xoắn tự do

3.3.1.. Dao động xoắn tự do của hệ 2 khối lượng

- Dao động tự do hệ 1 bậc tự do đã được nghiên cứu kỹ trong môn học “Dao động trong kỹ thuật”.

- Hệ 2 khối lượng dao động xoắn thể hiện sự dao động xoắn của động cơ 1 XL và có 1 BĐ.
- Bỏ qua tất cả các loại lực cản, gây tác động ban đầu, sau bỏ tác động, hệ sẽ dao động tự do
- Khi dao động tự do không cản, tổng cơ năng của hệ không đổi, thế năng trực biến thành động năng của đĩa và ngược lại.



- PT dao động tự do hệ trục 2 khối lượng:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \end{cases}$$

(12)

- Nghiệm của hệ có dạng:

$$\begin{cases} \varphi_1 = a_1 \cos(\omega_0 t) \\ \varphi_2 = a_2 \cos(\omega_0 t) \end{cases} \quad (13)$$

- Tần số góc dao động tự do (tần số riêng):

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}} \quad (14)$$

- Chu kỳ dao động:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_0} = 2\pi \sqrt{\frac{J_1 J_2}{c(J_1 + J_2)}}$$

(15)

- Đối với 1 cơ hệ xác định, tần số góc và chu kỳ dao động tự do là không đổi.

- Biên độ dao động của 2 đĩa có mối quan hệ:

$$\frac{a_1}{a_2} = -\frac{J_1}{J_2} \quad (16)$$

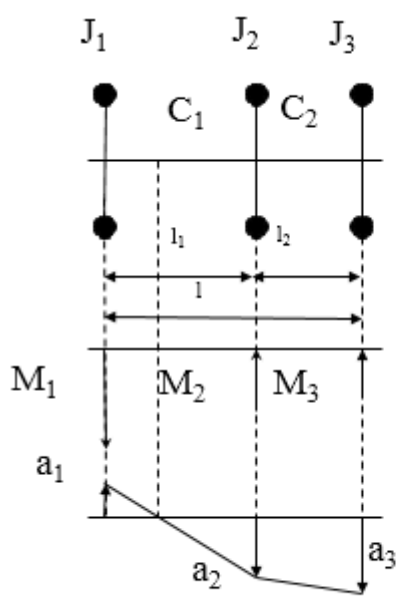
- Dấu “ - ” chứng tỏ rằng, 2 đĩa khối lượng luôn lệch ra khỏi vị trí cân bằng theo 2 hướng ngược chiều nhau \Rightarrow luôn luôn \exists 1 tiết diện không bị biến dạng (đứng yên), tiết diện này được gọi là nút dao động O.

- Vị trí của nút dao động được xác định từ điều kiện tần số như nhau:

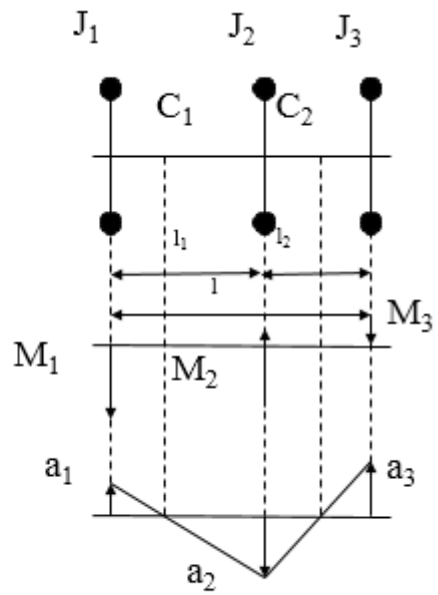
$$\begin{aligned} \omega_0 &= \sqrt{\frac{c_1}{J_1}} = \sqrt{\frac{c_2}{J_2}} \\ \frac{c_1}{c_2} &= \frac{l_2}{l_1} = \frac{J_1}{J_2} \\ l_1 &= \frac{l J_2}{J_1 + J_2} \quad l_2 = \frac{l J_1}{J_1 + J_2} \end{aligned}$$

3.3.2. Dao động xoắn tự do của hệ 3 khối lượng

- Hệ 3 khối lượng có 2 dạng dao động



Dao động 1 điểm nút

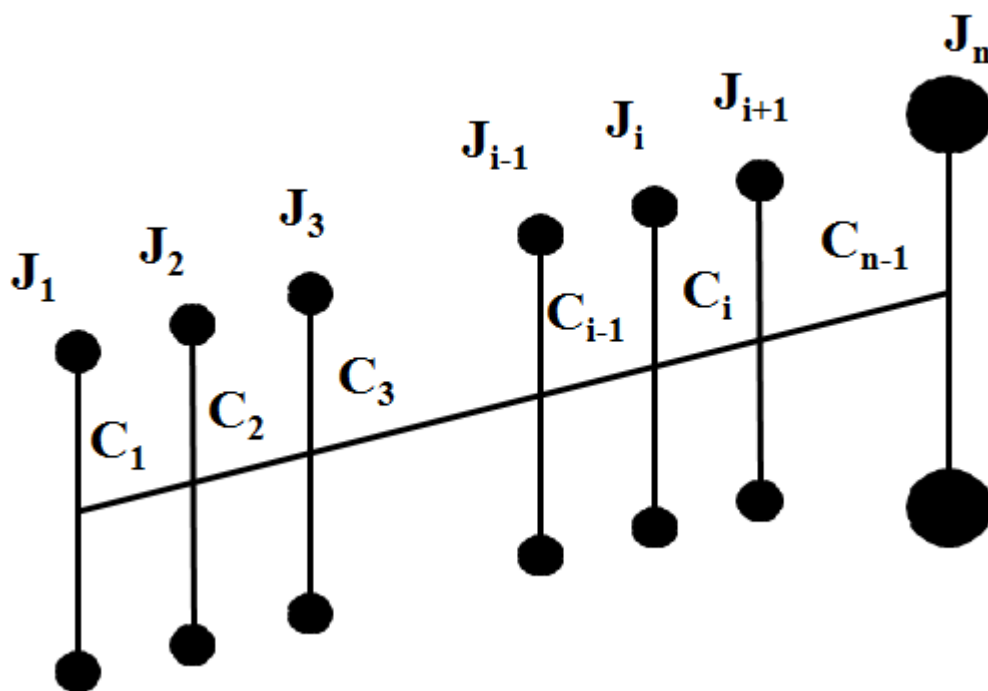


Dao động 2 điểm nút

- Hệ 3 khối lượng có 2 tần số dao động tự do khác 0, mỗi nghiệm ứng với 1 dạng dao động

3.3.3. Dao động xoắn tự do của hệ nhiều khối lượng

- Sơ đồ hệ trục có n khối lượng như hình vẽ.



- Để xác định tần số góc và dạng dao động cần phải thiết lập và giải hệ phương trình vi phân.

- Để giải hệ phương trình vi phân cần sử dụng các PP số.

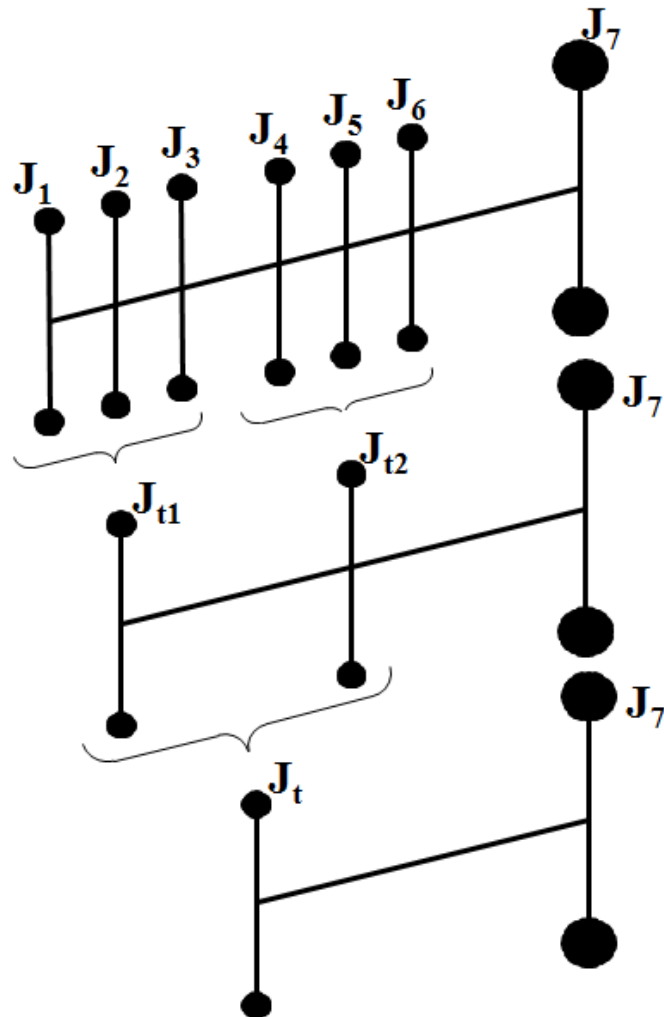
- Hệ n khối lượng có n tần số góc dao động khác nhau. Các chế độ cộng hưởng ứng với các tần số góc thứ nhất, thứ hai là nguy hiểm nhất. Trong

một số trường hợp, người ta chỉ cần tính toán chế độ cộng hưởng ứng với các tần số góc thứ nhất, thứ hai là đủ, sử dụng PP giảm khối lượng.

3.3.4. Phương pháp giảm khối lượng

- Thay một số khối lượng bằng một khối lượng tập trung:

$J_{\Sigma} = \Sigma J_i$. J_{Σ} được đặt tại trọng tâm của các khối lượng.



- Hệ n khối lượng được giảm xuống còn 2 hoặc 3 khối lượng,

sử dụng các công thức ... để xác định các tần số góc.

- Việc quy dẫn hệ trục làm xuất hiện sai số, kết quả tần số góc được hiệu chỉnh bằng hệ số Z phụ thuộc vào số khối lượng gộp lại.

Các phương pháp số

- Hệ phương trình vi phân tổng quát

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + c_3(\varphi_3 - \varphi_4) = 0 \\ \dots \\ J_{n-1} \ddot{\varphi}_{n-1} - c_{n-2}(\varphi_{n-2} - \varphi_{n-1}) + c_{n-1}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) = 0 \\ J_n \ddot{\varphi}_n - c_{n-1}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) = 0 \end{cases}$$

- **Viết dưới dạng ma trận:**

$$[M] \overline{\left\{ \ddot{\varphi} \right\}} + [C] \overline{\left\{ \varphi \right\}} = 0$$

$$[M] = \begin{pmatrix} J_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & J_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & J_3 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & & & & & \\ 0 & \dots & & & & J_n \end{pmatrix} \quad \overline{\left\{ \ddot{\varphi} \right\}} = \begin{pmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \ddot{\varphi}_3 \\ \dots \\ \ddot{\varphi}_n \end{pmatrix}$$

$$[C] = \begin{pmatrix} C_1 & -C_1 & \dots & & 0 \\ -C_1 & C_1 + C_2 & -C_2 & \dots & 0 \\ 0 & -C_2 & C_2 + C_3 & -C_3 & \dots & 0 \\ \dots & & & & & \\ 0 & \dots & & & -C_{n-1} & C_{n-1} \end{pmatrix} \quad \overline{\left\{ \varphi \right\}} = \begin{pmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_3 \\ \dots \\ \varphi_n \end{pmatrix}$$

* PP Tô lê:

- Hệ (...) $\Rightarrow J_1 \ddot{\varphi}_1 + J_2 \ddot{\varphi}_2 + \dots + J_n \ddot{\varphi}_n = 0$

Trong quá trình dao động, tổng mô men động lượng của hệ đối với đường tâm trục không đổi.

- Nghiệm tổng quát của hệ:

$$\begin{cases} \varphi_1 = \Phi_1 \cos(\omega_0 t) \\ \varphi_2 = \Phi_2 \cos(\omega_0 t) \\ \dots \\ \varphi_n = \Phi_n \cos(\omega_0 t) \end{cases}$$

- Thay vào (...): $J_1 \Phi_1 \omega_0^2 + J_2 \Phi_2 \omega_0^2 + \dots + J_n \Phi_n \omega_0^2 = 0$

- Các bước giải:

+ Chọn ω_0 ban đầu tùy ý.

+ Giả thiết $\Phi_1 = 1$ rad.

+ Xác định $\Phi_2, \Phi_3, \dots, \Phi_n$ như sau.

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi_2 = \Phi_1 - \frac{\omega_0^2}{c_1} (J_1 \Phi_1) \\ \Phi_3 = \Phi_2 - \frac{\omega_0^2}{c_2} (J_1 \Phi_1 + J_2 \Phi_2) \\ \Phi_4 = \Phi_3 - \frac{\omega_0^2}{c_3} (J_1 \Phi_1 + J_2 \Phi_2 + J_3 \Phi_3) \\ \dots \\ \Phi_n = \Phi_{n-1} - \frac{\omega_0^2}{c_{n-1}} (J_1 \Phi_1 + J_2 \Phi_2 + \dots + J_{n-1} \Phi_{n-1}) \end{array} \right.$$

+ Tính:
$$\sum_{i=1}^n J_i \Phi_i \omega_0^2$$

+ Nếu:
$$\sum_{i=1}^n J_i \Phi_i \omega_0^2 = 0$$

thì ω_0 đã chọn là đúng, nếu tổng khác 0 thì phải chọn lại ω_0 đến khi thỏa mãn.

* PP Chexkix:

- Được sử dụng phổ biến trong ngành công nghiệp đóng tàu của Nga và các nước Đông Âu. Tham khảo [1].

* PP số: sử dụng phần mềm MATLAB để giải hệ PTVP (...).

* PP ma trận truyền: Viết và giải hệ PTVP dưới dạng ma trận. Trong đó trọng tâm là các hàm truyền.

* PP động lực học hệ nhiều vật:

- Tham khảo [...]

- Hiện này các phần mềm giải quyết tốt bài toán dao động bằng PP động lực học hệ nhiều vật : MSC.ADAMS, NASTRAN, GT-Crank...

* PP PTHH:

- Chia hệ trục thành các phần tử rời rạc, các PT liên hệ với nhau tại các nút.

- Lập phương trình cân bằng cho từng PT

- Lập hệ phương trình cân bằng cho tất cả các PT

- Xác định các điều kiện biên và điều kiện đầu.

- Giải hệ phương trình đại số tuyến tính

- Xác định các tần số riêng.

- Các phần mềm giải quyết tốt bài toán dao động xoắn bằng PP PTHH : ANSYS, SAP, TRIBON, ShipConstructor, ...

3.4. Dao động xoắn cưỡng bức

3.4.1. Dao động xoắn cưỡng bức có cản của hệ nhiều khối lượng

- Có ít nhất 1 khối lượng chịu tác động của mô men kích thích.
- Mô men kích thích thay đổi theo chu kỳ (lực khí thể, lực quán tính) nên có thể coi là tổng hợp của các mô men điều hòa các cấp.
- Trong trường hợp tổng quát của dao động có cản, khi tần số của một mô men điều hòa bất kỳ trùng với tần số dao động riêng và hệ số cản nhỏ thì trong hệ phát sinh cộng hưởng. Biên độ và ứng suất do cộng hưởng tăng lên rất lớn.
- Đối với hệ có nhiều khối lượng, việc tính toán dao động cưỡng bức chỉ chú trọng trường hợp cộng hưởng.
- Nguyên tắc tính toán: Công do mô men kích thích sinh ra bằng công do mô men cản sinh ra.

- Hệ PTVP dao động tự do có cản nhớt:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \mu_1 \dot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + \mu_2 \dot{\varphi}_2 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + \mu_3 \dot{\varphi}_3 - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + c_3(\varphi_3 - \varphi_4) = 0 \\ \dots \\ J_{n-1} \ddot{\varphi}_{n-1} + \mu_{n-1} \dot{\varphi}_{n-1} - c_{n-2}(\varphi_{n-2} - \varphi_{n-1}) + c_{n-1}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) = 0 \\ J_n \ddot{\varphi}_n + \mu_n \dot{\varphi}_n - c_{n-1}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) = 0 \end{cases}$$

$$[M] \left\{ \ddot{\varphi} \right\} + [B] \left\{ \dot{\varphi} \right\} + [C] \left\{ \varphi \right\} = 0$$

- Hệ dao động sẽ tắt dần.

- Hệ PTVP dao động cưỡng bức có cản nhớt:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + \mu_1 \dot{\varphi}_1 + c_1(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{1\mu_1} \sin(k\Omega t + \alpha_1) \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + \mu_2 \dot{\varphi}_2 - c_1(\varphi_1 - \varphi_2) + c_2(\varphi_2 - \varphi_3) = M_{2\mu_2} \sin(k\Omega t + \alpha_2) \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + \mu_3 \dot{\varphi}_3 - c_2(\varphi_2 - \varphi_3) + c_3(\varphi_3 - \varphi_4) = M_{3\mu_3} \sin(k\Omega t + \alpha_3) \\ \dots \\ J_{n-1} \ddot{\varphi}_{n-1} + \mu_{n-1} \dot{\varphi}_{n-1} - c_{n-2}(\varphi_{n-2} - \varphi_{n-1}) + c_{n-1}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) = M_{n-1\mu_{n-1}} \sin(k\Omega t + \alpha_{n-1}) \\ J_n \ddot{\varphi}_n + \mu_n \dot{\varphi}_n - c_{n-1}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) = M_{n\mu_n} \sin(k\Omega t + \alpha_n) \end{cases}$$

$$[M]\{\ddot{\phi}\} + [B]\{\dot{\phi}\} + [C]\{\phi\} = \{b\}$$

- Giai đoạn đầu hệ sẽ dao động tổng hợp của dao động tự do và cưỡng bức, sau đó dao động tự do tắt dần và cuối cùng chỉ còn lại dao động cưỡng bức. Biên độ dao động phụ thuộc vào mô men kích thích và cản.

$$[B] = \begin{pmatrix} \mu_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \mu_2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \mu_3 & 0 & \dots & 0 \\ \dots & & & & & \\ 0 & \dots & & & & \mu_n \end{pmatrix} \{\dot{\phi}\} = \begin{pmatrix} \dot{\phi}_1 \\ \dot{\phi}_2 \\ \dot{\phi}_3 \\ \dots \\ \dot{\phi}_n \end{pmatrix}$$

$$\{b\} = \begin{pmatrix} M_{1\mu_1} \sin(k\Omega t + \alpha_1) \\ M_{2\mu_2} \sin(k\Omega t + \alpha_2) \\ M_{3\mu_3} \sin(k\Omega t + \alpha_3) \\ \dots \\ M_{n\mu_n} \sin(k\Omega t + \alpha_n) \end{pmatrix}$$

- Tốc độ động cơ tại chế độ cộng hưởng được gọi là tốc độ giới hạn.
- Khi hệ phát sinh cộng hưởng ở một tốc độ giới hạn nào đó, biên độ dao động chịu ảnh hưởng của mô men điều hòa cấp tương ứng.
- Không phải chế độ cộng hưởng nào cũng nguy hiểm. Chỉ có các trường hợp cộng hưởng tại chế độ ứng với mô men điều hòa có hệ số k là bội của số XL thì mới gây nguy hiểm.
- Các biện pháp trong thiết kế tránh cộng hưởng:
 - + Thay đổi thứ tự làm việc của các XL
 - + Thay đổi các thông số cơ hệ: độ cứng chống xoắn và MM quán tính khối lượng.
 - + Dùng bộ giảm chấn, khớp mềm để giảm dao động.
- Các biện pháp trong khai thác, sử dụng tránh cộng hưởng:
 - + Nhanh chóng đưa động cơ ra khỏi vùng tốc độ nguy hiểm theo khuyến cáo.

3.5. Giảm dao động và bộ giảm chấn

- Khi cộng hưởng, biên độ và ứng suất tăng lên rất lớn, TK phải chịu thêm ứng suất do cộng hưởng sinh ra. Nếu ứng suất tổng hợp lớn hơn ứng suất

cho phép, TK sẽ bị gãy hoặc bị biến dạng, cong vênh. Hệ trục làm việc không ổn định.

- Các tác hại do dao động cộng hưởng:

+ ĐC làm việc mất ổn định, rung động, tiếng ồn lớn, va đập.

+ TK bị nóng, do ma sát trong của vật liệu sinh ra khi dao động cộng hưởng.

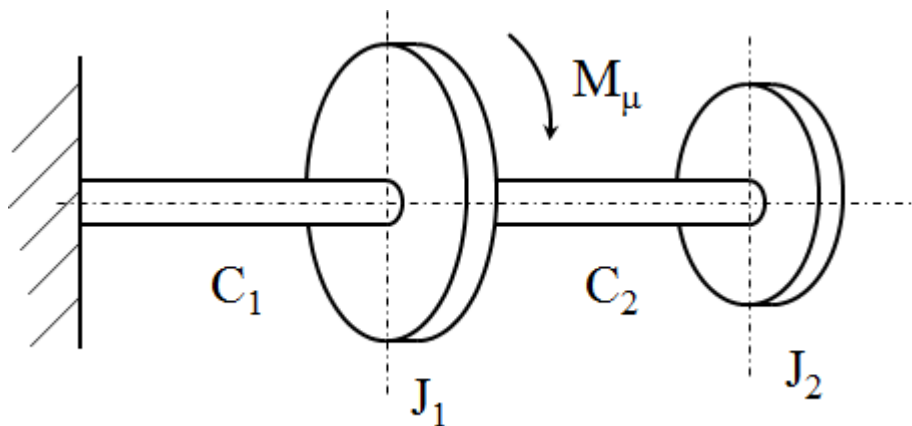
+ Giảm công suất động cơ, do phải tiêu hao công cho việc khắc phục ma sát trong, khắc phục sự rung động.

- Trong trường hợp dao động cộng hưởng mà biên độ và ứng suất vượt quá giới hạn cho phép, ĐC phải làm việc trong vùng tốc độ giới hạn thì phải dùng bộ giảm chấn để giảm dao động của hệ trục.

- Có 2 loại giảm chấn: giảm chấn ma sát, giảm chấn con lắc

Nguyên lý giảm dao động

- Sơ đồ nguyên lý của hệ tương đương



- PTVP dao động:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1 \dot{\varphi}_1 - c_2 (\varphi_2 - \varphi_1) = M_k \sin(k\Omega t) \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_2 (\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \end{cases}$$

- Nghiệm của hệ:

$$\begin{cases} \varphi_1 = \Phi_1 \sin(k\Omega t) \\ \varphi_2 = \Phi_2 \sin(k\Omega t) \end{cases}$$

- Tần số góc: $\omega_{01} = \sqrt{\frac{c_1}{J_1}}$ $\omega_{02} = \sqrt{\frac{c_2}{J_2}}$

Đặt: $\Phi_0 = \frac{M_k}{c_1}$

$$- \text{Biên độ dao động: } \left\{ \begin{array}{l} \Phi_1 = \frac{1 - \frac{(k\Omega)^2}{\omega_{02}^2}}{\left(1 - \frac{(k\Omega)^2}{\omega_{02}^2}\right) \left(1 + \frac{c_2}{c_1} - \frac{(k\Omega)^2}{\omega_{01}^2}\right) - \frac{c_2}{c_1}} \Phi_0 \\ \Phi_2 = \frac{1}{\left(1 - \frac{(k\Omega)^2}{\omega_{02}^2}\right) \left(1 + \frac{c_2}{c_1} - \frac{(k\Omega)^2}{\omega_{01}^2}\right) - \frac{c_2}{c_1}} \Phi_0 \end{array} \right.$$

- Khi tần số góc dao động tự do của hệ thống phụ bằng tần số dao động của mô men kích thích $\omega_{02} = k\Omega$:

$$\Phi_1 = 0$$

$$\Phi_2/\Phi_0 = -c_1/c_2 = -M_k/c_2.$$

- Khi đó: hệ thống chính không dao động, hệ thống phụ dao động ngược chiều với mô men kích thích.

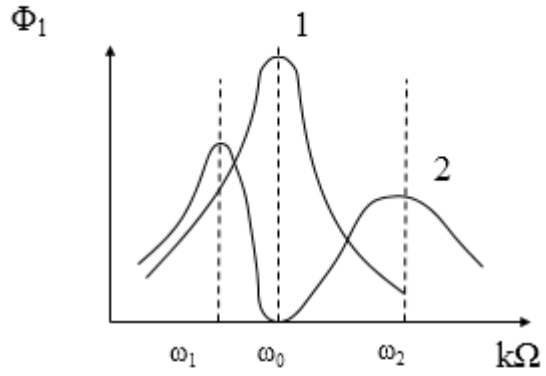
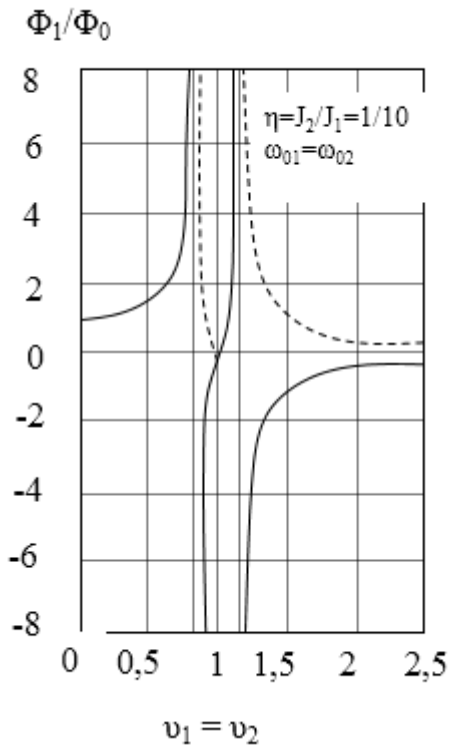
- Nếu hệ thống chính cũng cộng hưởng: $\omega_{01} = \omega_{02}$; $\nu = k\Omega/\omega_{01}$

$$c_2/J_2 = c_1/J_1 = \eta$$

- Biên độ dao động của hệ thống chính:

- Khi không có hệ thống phụ, biên độ dao động cộng hưởng tăng lên vô cùng. Khi có hệ thống phụ, biên độ dao động cộng hưởng bằng 0. Tuy nhiên, khi đó có hai điểm xuất hiện biên độ vô cùng.

- Mối quan hệ giữa Φ_1/Φ_0 với ν và η được thể hiện như đồ thị dưới:

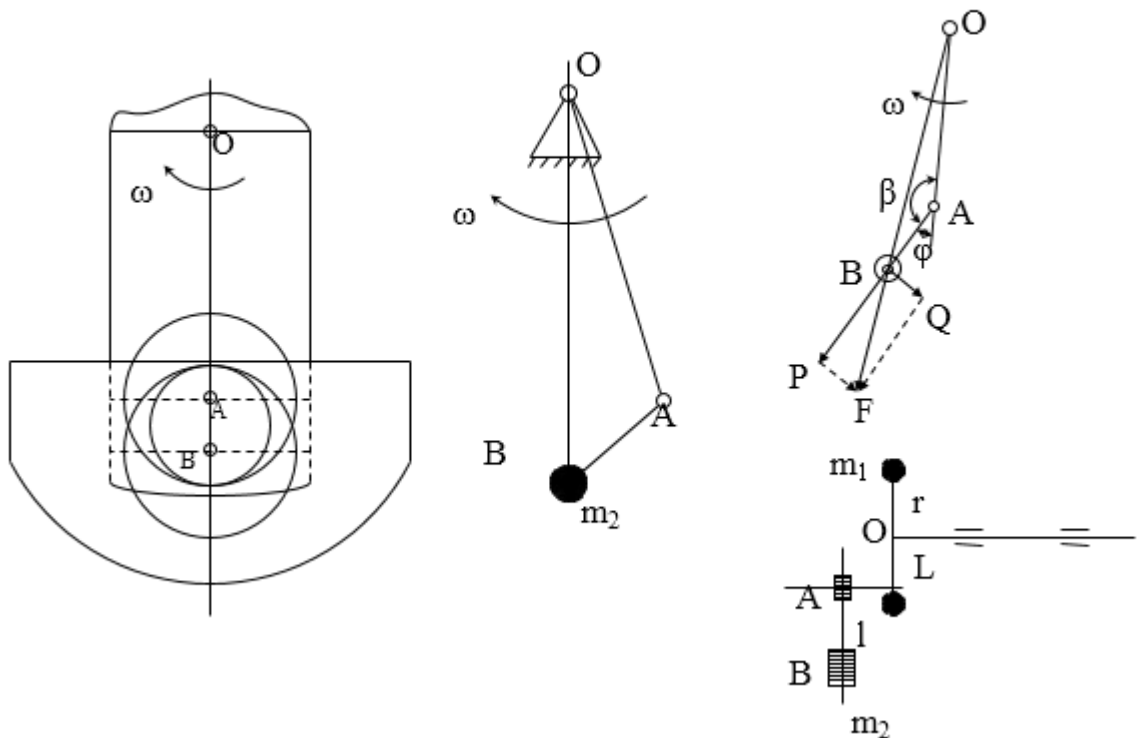


Biên độ khi cộng hưởng

1. Khi không có giảm chấn
2. Khi có giảm chấn $\omega_{01} = \omega_{02}$

Bộ giảm chấn con lắc

- Được thiết kế sao cho tần số góc dao động tự của con lắc bằng tần số góc mô men kích thích thứ k.

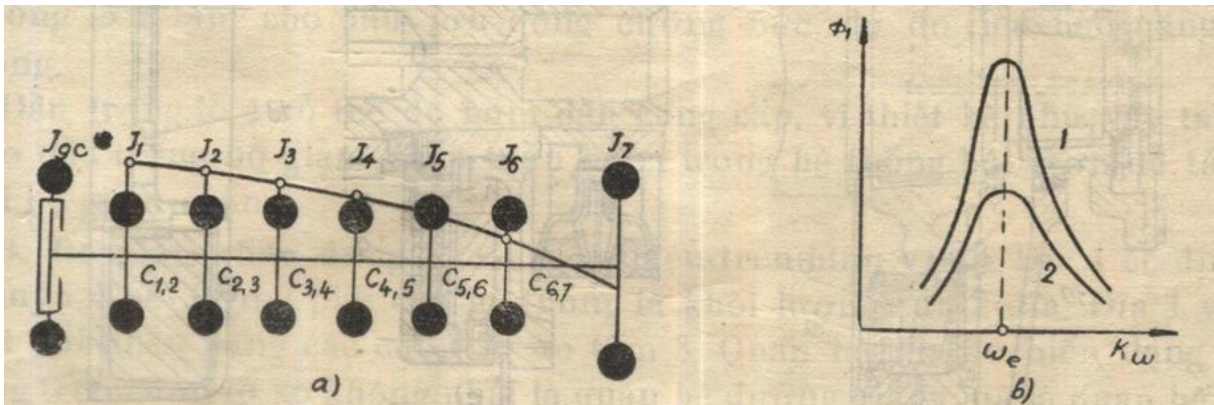


- PT dao động của con lắc: $\ddot{\varphi} + \frac{L}{1} \omega^2 \varphi = 0$

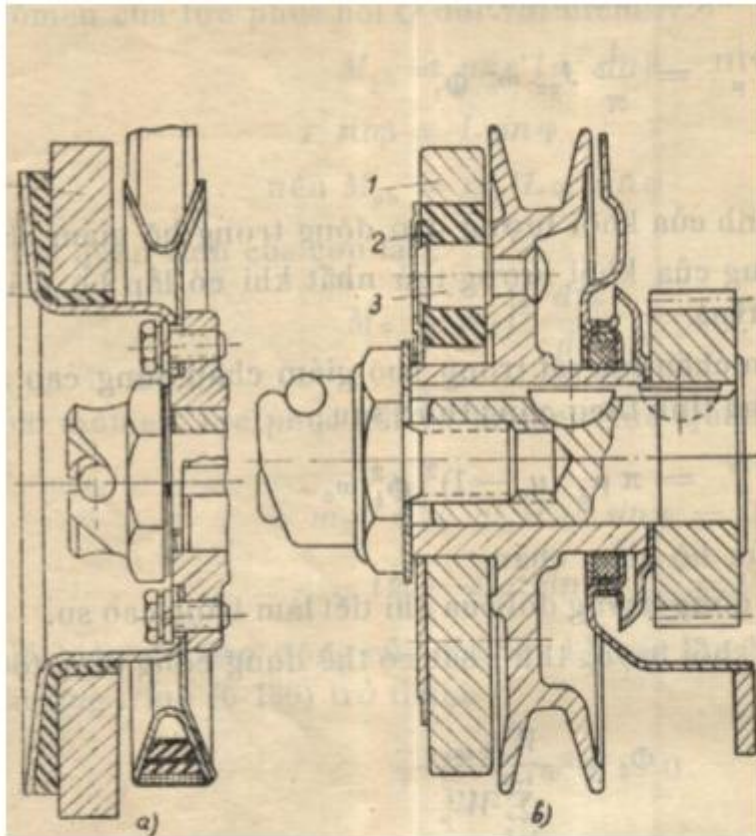
- Tần số góc dao động của con lắc: $\omega_{02} = \omega \sqrt{\frac{L}{l}}$
- Để hệ thống chính không dao động: $\omega_{02} = k\Omega$
- + Đối với DC 2 kỳ: $\omega_{02} = k\Omega = k\omega = \omega \sqrt{\frac{L}{l}}$
- + Đối với DC 4 kỳ: $\omega_{02} = k\Omega = \frac{k\omega}{2} = \omega \sqrt{\frac{L}{l}}$
- Bán kính lắc:
- + Đối với DC 2 kỳ: $l = L/k^2$
- + Đối với DC 4 kỳ: $l = 4L/k^2$

Kết cấu bộ giảm chấn ma sát

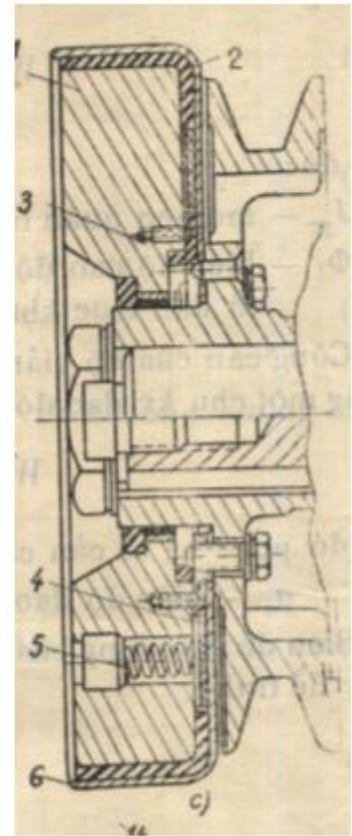
- Gồm 2 chi tiết ma sát với nhau để tiêu hao năng lượng dao động. Tất cả các loại giảm chấn ma sát đều tiêu hao năng lượng nên không kinh tế.



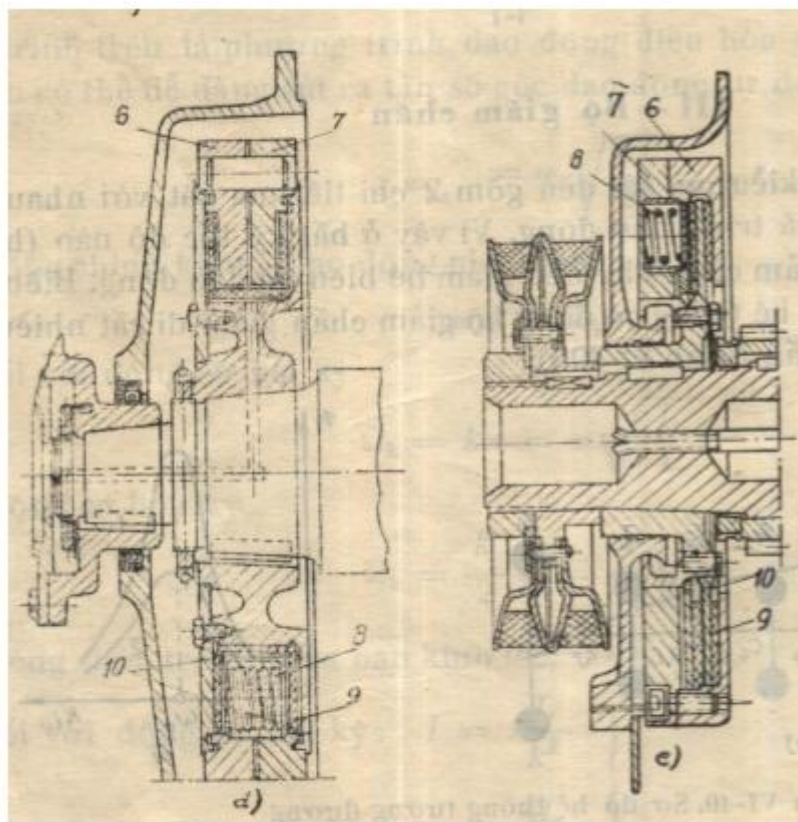
Sơ đồ hệ thống tương đương có bộ giảm chấn ma sát và biên độ khi cộng hưởng



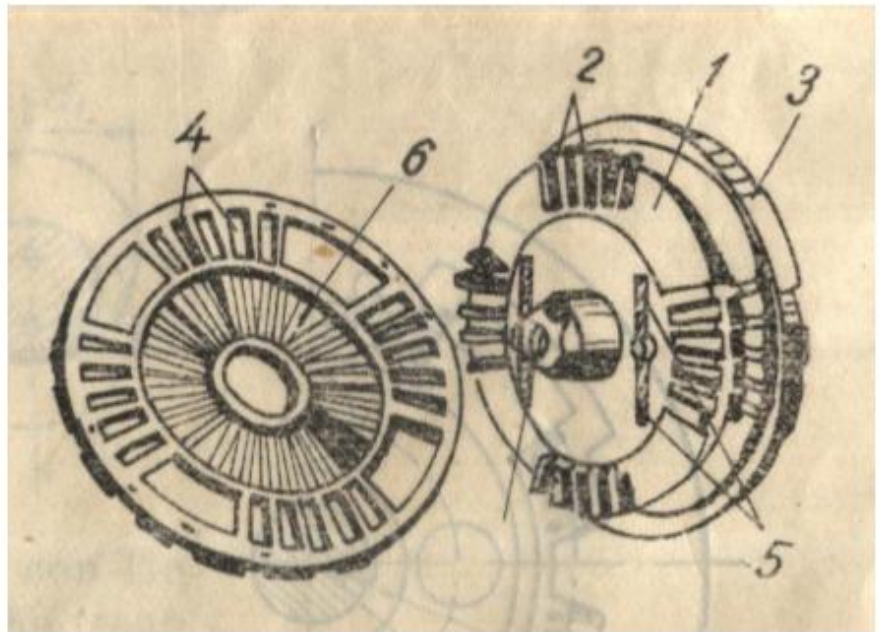
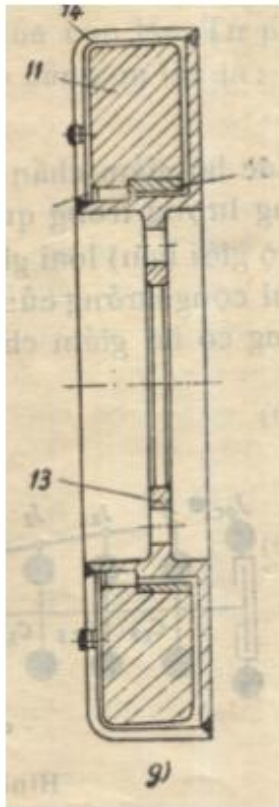
Bộ giảm chấn ma sát trong



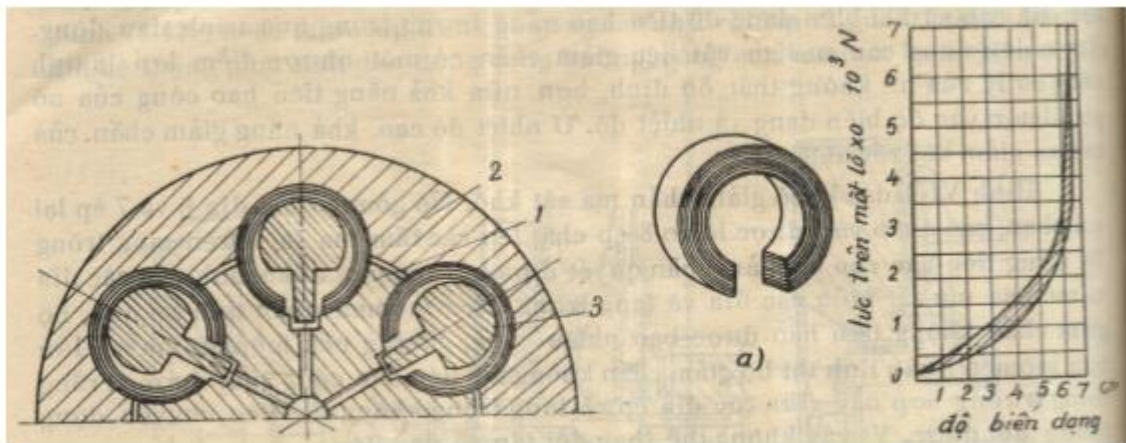
Bộ giảm chấn ma sát tổng hợp



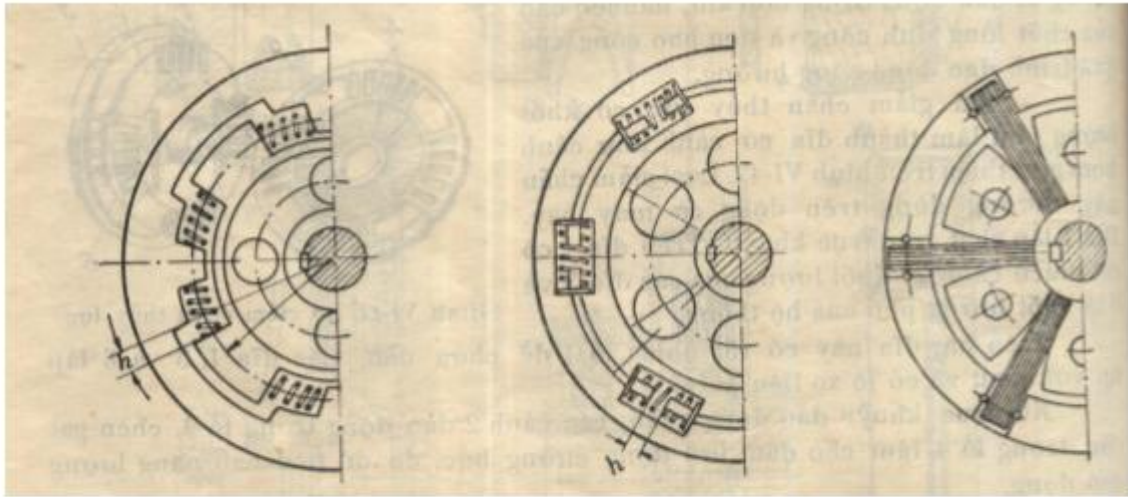
Bộ giảm chấn ma sát khô



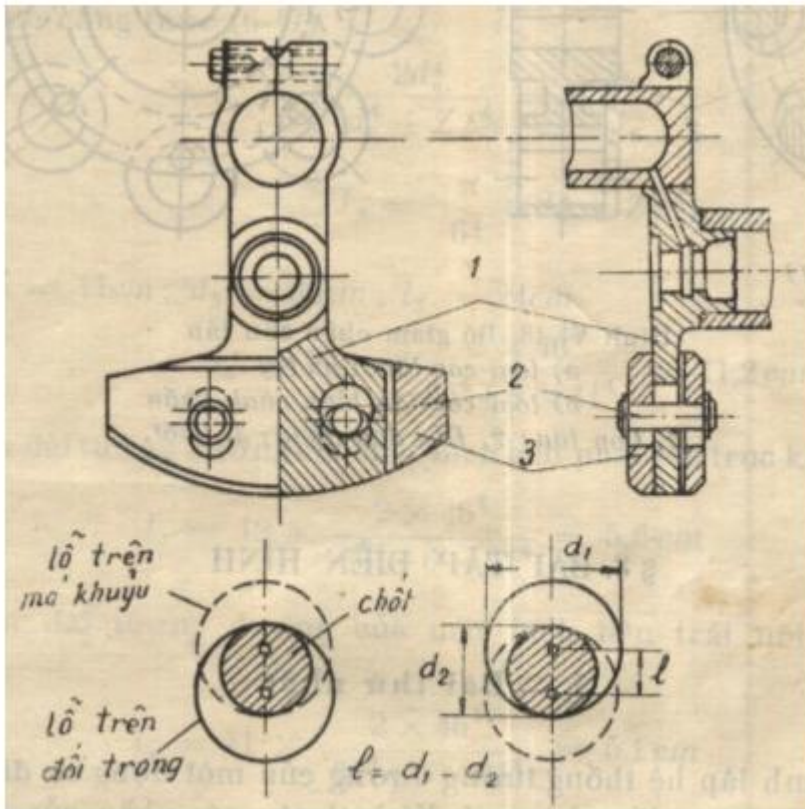
Bộ giảm chấn thủy lực



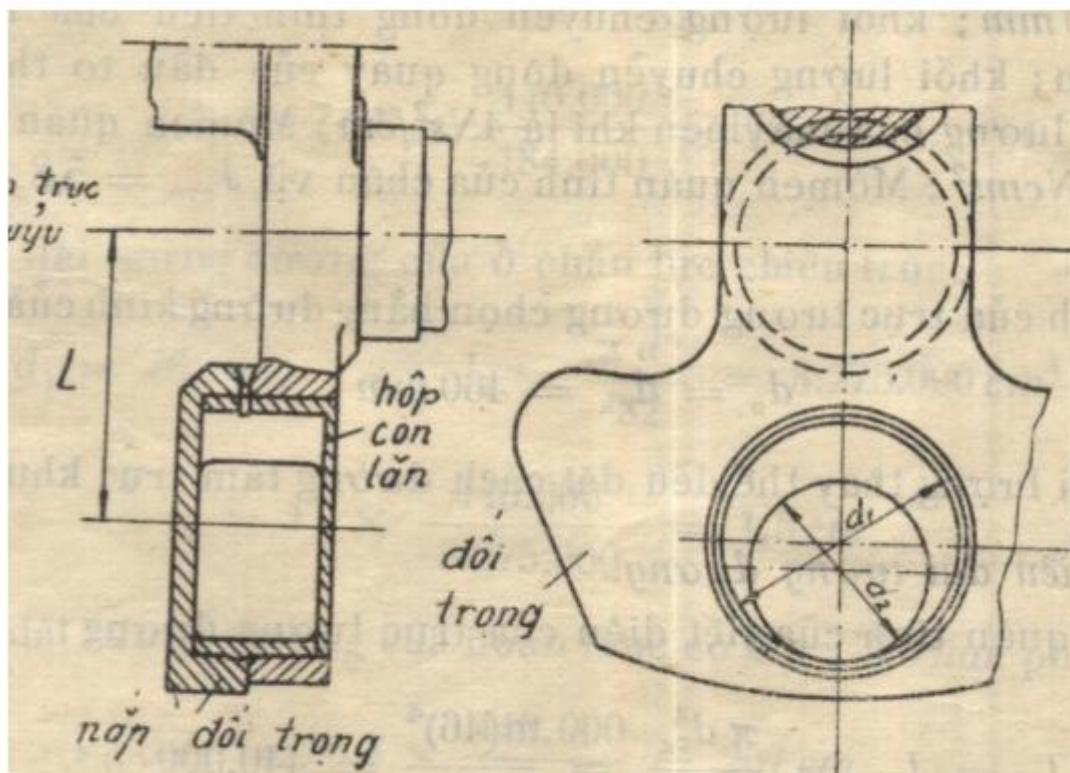
Bộ giảm chấn dùng lò xo cuộn



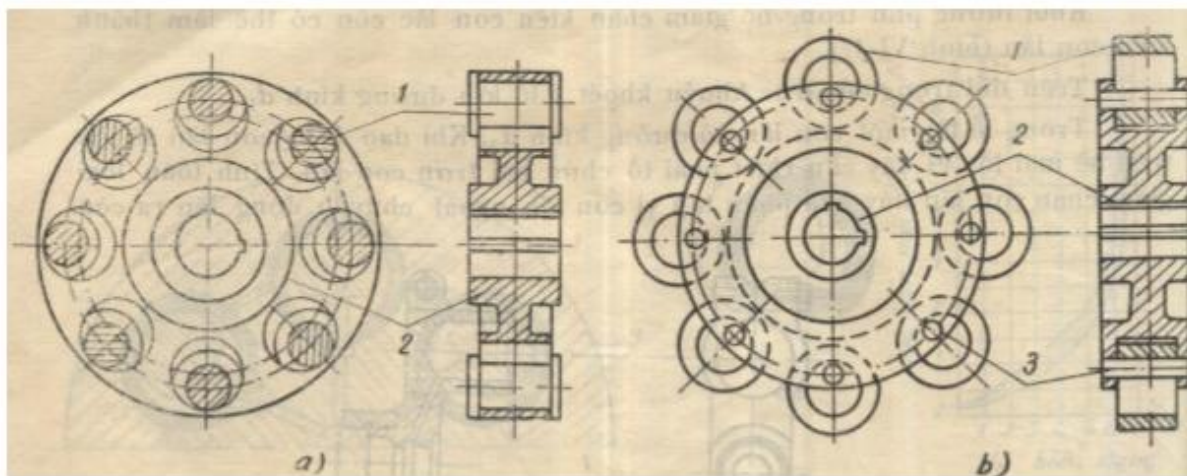
Bộ giảm chấn dùng lò xo ống và lò xo tằm



Bộ giảm chấn con lắc



Bộ giảm chấn con lăn



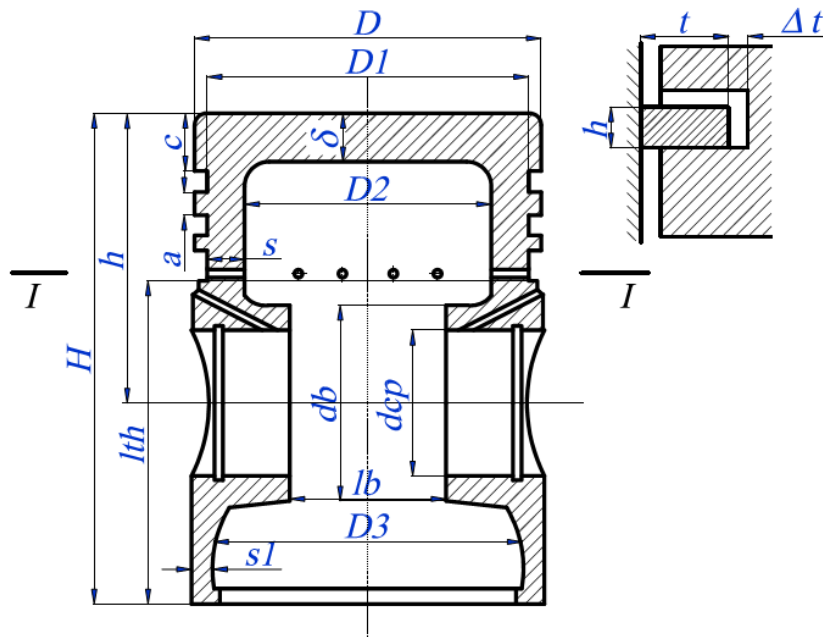
Bộ giảm chấn con lăn

Chương 4: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CÁC HỆ THỐNG CHÍNH CỦA ĐỘNG CƠ ĐỐT TRONG

4.1. Tính toán sức bền nhóm pít tông

4.1.1. Pít tông.

Khi kiểm nghiệm, các kích thước chủ yếu của pít tông theo hình dưới đây được cho trước trong bảng phụ lục, nếu thiếu thì phải đo trên chi tiết thực. Khi thiết kế pít tông mới, các kích thước chủ yếu được chọn theo kinh nghiệm và các sách hướng dẫn các bảng phụ lục rồi chế tạo thử, thử nghiệm. Trên cơ sở đó tiến hành hiệu chỉnh để có kích thước hợp lý nhất.



Hình 1.1 Sơ đồ tính toán pít tông

Thông số	Động cơ tĩnh tại và tàu thủy		Động cơ ô tô và máy kéo		Động cơ cao tốc	
	Cỡ lớn	Cỡ nhỏ	Diesel	Xăng	Diesel	Xăng
Chiều dày đỉnh δ						
Không làm mát đỉnh	(0,08-0,2)D		(0,1-0,2)D	(0,03-0,09)D	(0,1-0,2)D	(0,04-0,07)D
Có làm mát đỉnh	(0,04-0,08)D		(0,05-0,1)D			
Khoảng cách h từ đỉnh đến xéc măng thứ nhất	(1-3) δ	(0,6-2) δ	(1-2) δ	(0,5-1,5) δ	0,8-1,5) δ	(0,6-1,2) δ
Chiều dày s phân đầu	(0,05-0,08)D		(0,05-0,1)D		(0,06-0,12)D	
Chiều cao H của piston	(1,5-2)D	(1-1,7)D	(1-1,6)D	(1-1,4)D	(0,6-1)D	(0,5-0,8)D
Vị trí chốt piston	(0,8-1,2)D	(0,65-0,9)D	(0,5-1,2)D		(0,35-0,45)D	
Đường kính chốt d_{cp}	(0,35-0,5)D		(0,3-0,45)D	(0,22-0,3)D	(0,3-0,5)D	(0,25-0,35)D
Đường kính bệ chốt d_b	(1,4-1,7)d _{cp}		(1,3-1,6)d _{cp}		(1,3-1,6)d _{cp}	
Đường kính trong chốt d_o	(0,4-0,7)d _{cp}		(0,6-0,8)d _{cp}		(0,6-0,8)d _{cp}	
Chiều dày phần thân s_1	(0,3-0,5)s		2-5 mm		(0,02-0,03)D	
Số xéc măng khí	5-7	4-6	3-4	2-4	3-4	2-3
Chiều dày hướng kính t	(1/25-1/35)D		(1/22-1/26)D		(1/25-1/32)D	

Chiều cao a	(0,5-1)t	2,2-4mm	(0,3-0,6)t
Số xec măng dậu	1-4	1-3	1-3
Chiều dày bờ rãnh a ₁	(1-1,3)a	≥a	≥a

a) Điều kiện tải trọng

Piston chịu lực khí thể P_{kt} , lực quán tính và lực ngang N, đồng thời chịu tải trọng nhiệt không đều. Khi tính toán kiểm nghiệm bền thường tính với điều kiện tải trọng lớn nhất.

b) Tính nghiệm bền đỉnh piston

Tính nghiệm bền đỉnh piston đều phải giả thiết lực tác dụng phân bố đều và chiều dày của đỉnh có giá trị không đổi. Dưới đây giới thiệu hai phương pháp tính nghiệm bền đỉnh.

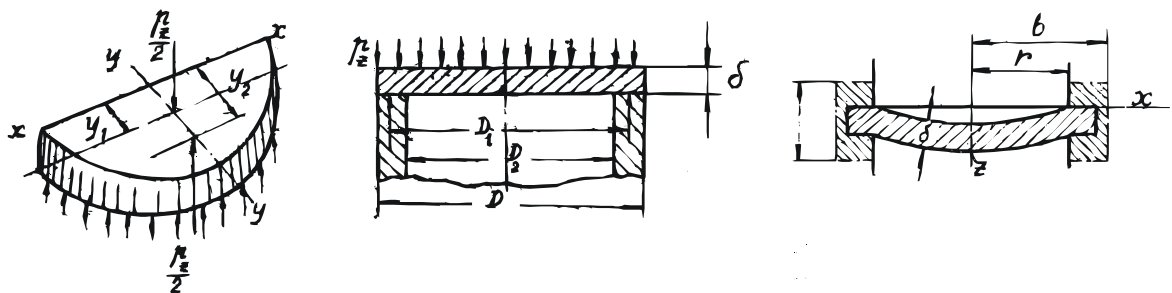
Tính theo ứng suất uốn (phương pháp Back) với những giả thiết sau:

- Coi đỉnh là đĩa tròn, dày đồng đều và đặt tự do trên ống hình trụ rỗng;
- Áp suất khí thể p_{zmax} tại ĐCT, cuối nén và phân bố đồng đều;
- Bỏ qua lực quán tính và trọng lực;

Đỉnh sẽ chịu uốn lớn nhất tại tâm đĩa (mặt dưới chịu kéo) do các lực

$\frac{P_{zmax}}{2}$ và $\frac{P'_{zmax}}{2}$ gây nên. Lực khí thể:

$$\frac{P_{zmax}}{2} = (p_{zmax} - p_o) \cdot \frac{\pi D^2}{8} \approx p_{zmax} \frac{\pi D^2}{8} \quad [MN]$$



với điểm đặt là trọng tâm của nửa đĩa tròn đường kính D:

$$y_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{D}{\pi} \quad [m]$$

Phản lực $\frac{P'_{zmax}}{2}$ có trị số đúng bằng $\frac{P_{zmax}}{2}$ và cách tâm đĩa một khoảng

y_2 :

$$y_2 = \frac{D + D_2}{4} \quad [m]$$

Mô men uốn:

$$M_u = \frac{1}{24} p_{z \max} \cdot D_i^3 \quad [\text{MNm}]$$

Trong đó:

$$D_i = \frac{D + D_2}{2} \quad [\text{m}]$$

Ứng suất tại tâm đĩa:

$$\sigma_u = p_{z \max} \frac{D_i^2}{4\delta^2} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó: δ : chiều dày đỉnh [m]

So sánh ứng suất σ_u với ứng suất uốn cho phép $[\sigma_u]$. Đối với hợp kim nhôm:

- Đỉnh không có gân $[\sigma_u] = 20 \div 25 \text{ MPa}$;

- Đỉnh có gân: $[\sigma_u] = 25 \div 190 \text{ MPa}$;

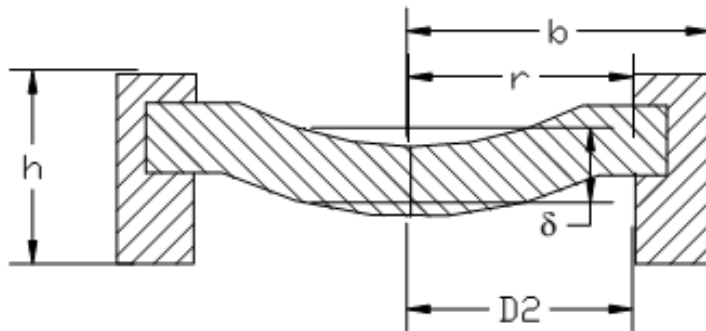
Đối với pít tông bằng gang:

- Đỉnh không gân: $[\sigma_u] = 40 \div 45 \text{ MPa}$;

- Đỉnh có gân $[\sigma_u] = 90 \div 200 \text{ MPa}$.

Ngoài phương pháp Back, đỉnh pít tông có thể được coi như đĩa mỏng ngàm cứng vào đầu ống hình trụ và được tính uốn theo các công thức sức bền vật liệu (phương pháp Orlin)

Công thức Orolin giả thiết đỉnh là một đĩa tròn bị ngàm cứng trong gối tựa hình trụ (đầu piston) như sơ đồ trên hình 1.2. Giả thiết này khá chính xác với loại đỉnh mỏng có chiều dày $\delta \leq 0,02 D$.



Sơ đồ tính đỉnh piston theo phương pháp Orlin

Khi chịu áp suất p_z phân bố đều trên đỉnh, ứng suất của một phân tử ở vùng ngàm được tính theo các công thức sau:

Ứng suất hướng kính:

$$\sigma_x = \xi \frac{3}{4} \frac{r^2}{\delta^2} p_z ; \quad \text{MN/m}^2$$

Ứng suất hướng tiếp tuyến:

$$\sigma_y = \frac{3}{4} \mu \frac{r^2}{\delta^2} p_z ; \quad \text{MN/m}^2$$

ξ - Hệ số ngàm, thường chọn $\xi = 1$ μ

μ - Hệ số poát xông. (đối với gang $\mu = 0,3$; với nhôm $\mu = 0,26$).

r - Khoảng cách từ tâm đỉnh piston đến mép ngàm.

Ứng suất cho phép đối với vật liệu gang và nhôm: $[\sigma] = 60 \text{ MN/m}^2$

4.1.2. Dầu pít tông.

Tiết diện nguy hiểm nhất chịu kéo và chịu nén thường là tiết diện ngang x - x nằm phía trên chốt chứa các lỗ thoát dầu bôi trơn từ rãnh xéc măng dầu.

+ Ứng suất kéo (cuối hành trình thải, đầu hành trình nạp):

$$\delta_k = \frac{P_{jp}^*}{F_{x-x}} = \frac{m_{1p} \cdot j}{F_{x-x}} \quad [\text{MPa}]$$

+ Ứng suất nén (đầu hành trình cháy dẫn nở)

$$\sigma_n = \frac{p_z \cdot \pi D^2}{4 F_{x-x}} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó:

m_{1p} : phần khối lượng pít tông tính từ tiết diện x - x trở lên, [kg];

F_{x-x} : diện tích tiết diện ngang x - x trừ bớt diện tích qua đường tâm của các lỗ thoát dầu bôi trơn, [m²].

ứng suất cho phép:

$$[\sigma_k] = 10 \text{ MPa đối với hợp kim nhôm;}$$

$$[\sigma_n] = 25 \text{ MPa đối với hợp kim nhôm;}$$

$$[\sigma_k]; [\sigma_n] = 40 \text{ MPa đối với gang.}$$

Với dầu pít tông của động cơ hai kỳ, chỉ cần tính ứng suất nén.

4.1.3. Phân dẫn hướng

Xác định áp suất riêng trên bề mặt tiếp xúc với mặt gương xy lạnh.

$$q_p = \frac{N_{\max}}{DL_{th}} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó:

L_{th} : chiều dài phân dẫn hướng, [m].

N_{\max} : lực ngang lớn nhất, [MN].

Đối với động cơ diesel:

$$N_{\max} = (0,8 \div 1,3) \frac{\pi D^2}{4} p_{z \max} \quad (\text{MN})$$

Đối với động cơ xăng:

$$N_{\max} = 0,3 \frac{R}{\ell} [(16,25 - \varepsilon) p_{z \max} - 16] D^2 \quad (\text{MN})$$

Trị số cho phép của q_p như sau:

Động cơ ô tô máy kéo :

$$[q_p] = 0,3 \div 0,6 \quad \text{MPa}$$

Động cơ ô tô cao tốc:

$$[q_p] = 0,6 \div 1,2 \quad \text{Mpa}$$

4- Bộ chốt:

Áp suất riêng trên bề mặt của nửa trên lỗ bộ chốt được xác định như sau:

$$q_b = \frac{\frac{\pi D^2}{4} \cdot p_z - P_{jp}}{2d_c \cdot \ell_1} \quad (\text{MPa})$$

Trong đó:

$P_{jp} = m_n j_p 10^{-6}$ [MN] : lực quán tính do khối lượng nhóm pít tông m_n gây nên; q_b sẽ đạt trị số lớn nhất khi pít tông ở ĐCT cuối nén, đầu cháy giãn nở.

Tương tự như vậy, khi pít tông ở ĐCT nhưng tại thời điểm đầu nạp, đối với động cơ 4 kỳ thì áp suất trên bề mặt nửa dưới của lỗ bộ chốt được xác định như sau:

$$q_{b1} = \frac{P_{jp}}{2d_c \cdot \ell_1} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó:

d_c : đường kính chốt pít tông, [m];

ℓ_1 : chiều dài tiếp xúc giữa chốt và bộ chốt, [m].

So sánh q_b và q_{b1} với trị số áp suất cho phép.

Đối với pít tông bằng hợp kim nhôm, chốt bôi:

$$[q] = 20$$

$\div 30$ MPa

Pít tông bằng gang, bạc đồng, chốt bôi:
MPa.

$$[q] = 35$$

II. Chốt pít tông.

Ngày nay hầu như tất cả các chốt pít tông lắp trên động cơ xe máy, ô tô.. sử dụng kết cấu chốt bôi dạng trụ rỗng với mục đích giảm khối lượng, tránh ứng suất tập trung và để chốt mòn đều theo chu vi. Sơ đồ lắp ghép chốt và các kích thước cơ bản được thể hiện trên hình 19:

1- Ứng suất uốn chốt.

Với giả thiết sự phân bố tải trọng riêng lên các vùng của bề mặt như hình trên, ứng suất lớn nhất xuất hiện giữa chốt và được tính như sau:

$$\sigma_u = \frac{\left(P_z - P_{jp} \right) (\ell + 2b - 1,5a)}{1,2d_c^3 (1 - \alpha_o^4)} \quad (\text{MPa})$$

Trong đó:

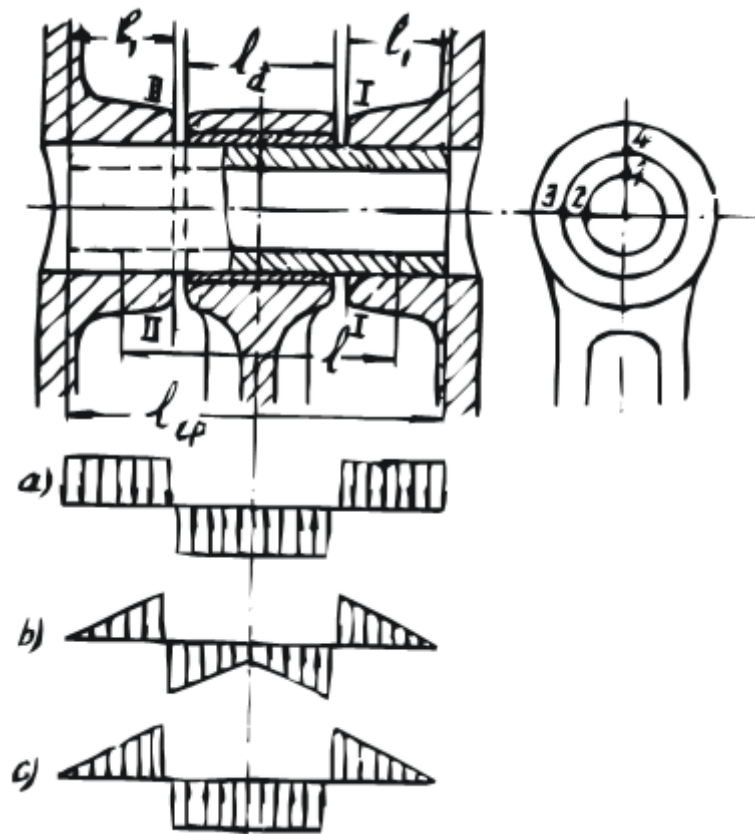
d_c : đường kính ngoài của chốt, [m];

b : khoảng cách giữa hai bộ chốt, [m];

a : chiều dài tiếp xúc với bạc đầu nhỏ, [m];

l : chiều dài chốt pít tông, [m];

d_t : đường kính trong của chốt; [m].



Hình - Sơ đồ lắp ghép chốt pít tông và sơ đồ phân bố tải trọng

$$\alpha_0 = \frac{d_t}{d_c}$$

$$P_z = \frac{\pi D^2}{4} p_z \text{ [MN] lực khí thể dầu hành trình giãn nở (coi như tại vị}$$

trí ứng với ĐCT).

$$P_{jp} = + (m_p + m_x + m_k + m_c) j_p \cdot 10^{-6} \text{ [MN]}$$

Lực quán tính do pít tông xéc măng, khoá hãm và chốt gây nên. Tại ĐCT, pistôn có gia tốc:

$$j_p = R \omega^2 (1 + \lambda) \quad (\text{m/s}^2)$$

2- Ứng suất cắt chốt.

Chốt pít tông chịu cắt tại tiết diện nằm giữa bệ chốt và bạc đầu nhỏ và được xác định như sau:

$$\tau = \frac{0,85(P_z - P_{jp})(1 + \alpha_0 + \alpha_0^2)}{d_c^2(1 - \alpha_0^4)}$$

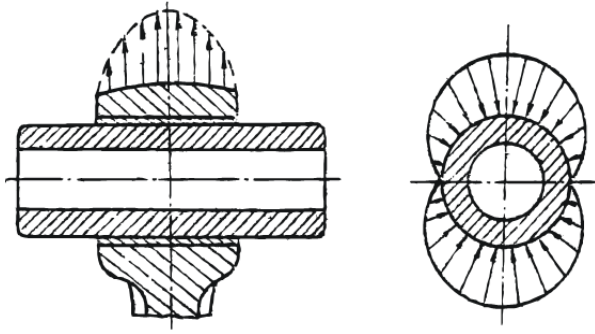
Các trị số ứng suất uốn và cắt cho phép được nêu trong bảng sau:

Bảng trị số ứng suất cho phép đối với chốt pít tông. Bảng 29

Vật liệu chốt	$[\sigma_u]$ [MPa]	$[\tau]$ [MPa]
Thép các bon	60 ÷ 120	50 ÷ 60
Thép hợp kim	150 ÷ 250	50 ÷ 70
Thép hợp kim cao cấp	350 ÷ 450	80 ÷ 120

4.1.4. Tính độ biến dạng của chốt

Khi chịu lực, do sự phân bố áp lực không đồng đều theo chu vi, người ta thường giả thiết áp lực phân bố theo quy luật hình cosin hoặc dạng hình ô van theo chu vi tiết diện ngang của chốt như được thể hiện trên hình 20:



Hình - Sơ đồ phân bố áp lực theo chu vi tiết diện ngang của chốt

Tiết diện giữa của chốt có độ biến dạng lớn nhất và được xác định theo biểu thức:

$$\Delta d_{\max} = \frac{0,09(P_Z - P_{jp}) \left(\frac{1 + \alpha_0}{1 - \alpha_0} \right)^3}{E \cdot \ell} \cdot k \quad (\text{mm})$$

Trong đó:

E: mô đun đàn hồi, đối với thép: $E = 2 \cdot 10^5$ [MPa];

l: chiều dài chốt, [m],

Hệ số hiệu chỉnh k theo α_0 xác định như sau:

$$k = 1,5 - 15 (\alpha_0 - 0,4)^3$$

Độ biến dạng cho phép $[\Delta d_{\max}] = 0,2 d_c$ [mm], trong công thức này d_c [m],

4- Ứng suất biến dạng

Ứng suất biến dạng cực đại nằm trong hai mặt phẳng nằm ngang và thẳng đứng (theo đường tâm xy lạnh) tại các điểm 1, 2, 3, và 4 như trên hình 21:

Ứng suất kéo trên bề mặt ngoài tại điểm 1 ($\varphi = 0^0$):

$$\sigma_1 = \frac{P_Z - P_{jp}}{\ell_c d_c} \left[0,19 \frac{(2 + \alpha_0)(1 + \alpha_0)}{(1 - \alpha_0)^2} - \frac{1}{1 - \alpha_0} \right] k \quad [\text{MPa}]$$

Ứng suất nén trên bề mặt trong tại điểm 2 ($\varphi = 0^0$):

$$\sigma_2 = \frac{-(P_Z - P_{jp})}{\ell_c d_c} \left[0,19 \frac{(1 + 2\alpha_0)(1 + \alpha_0)}{(1 - \alpha_0)^2 \alpha_0} + \frac{1}{1 - \alpha_0} \right] k \quad [\text{MPa}]$$

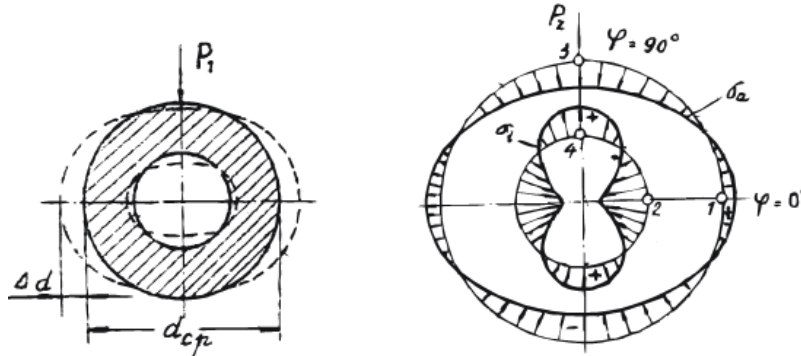
Ứng suất nén trên bề mặt ngoài tại điểm 3 ($\varphi = 90^0$)

$$\sigma_3 = \frac{-(P_Z - P_{jp})}{\ell_c d_c} \left[0,174 \frac{(2 + \alpha_0)(1 + \alpha_0)}{(1 - \alpha_0)} + \frac{0,636}{1 - \alpha_0} \right] k \quad [\text{MPa}]$$

Ứng suất kéo trên bề mặt trong tại điểm 4 ($\varphi = 90^0$):

$$\sigma_4 = \frac{P_z - P_{jp}}{\ell_c d_c} \left[0,174 \frac{(1 + 2\alpha_0)(1 + \alpha_0)}{(1 - \alpha_0)^2 \cdot \alpha_0} - \frac{0,636}{1 - \alpha_0} \right] k \quad [\text{MPa}].$$

Theo tính toán, ứng suất nén tại điểm 2 và ứng suất kéo tại điểm 4 có trị số lớn nhất.



Hình . Độ biến dạng và ứng suất biến dạng theo chu vi tiết diện ngang.

Đối với chốt có $\alpha_0 = 0,4 \div 0,8$, ứng suất biến dạng cực đại cho phép nằm trong khoảng $60 \div 170$ MPa; với thép hợp kim cao cấp cho động cơ cường hoá công suất, trị số ứng suất biến dạng cho phép nằm trong phạm vi $120 \div 225$ MPa.

5- Áp suất tiếp xúc với (bạc) đầu nhỏ thanh truyền

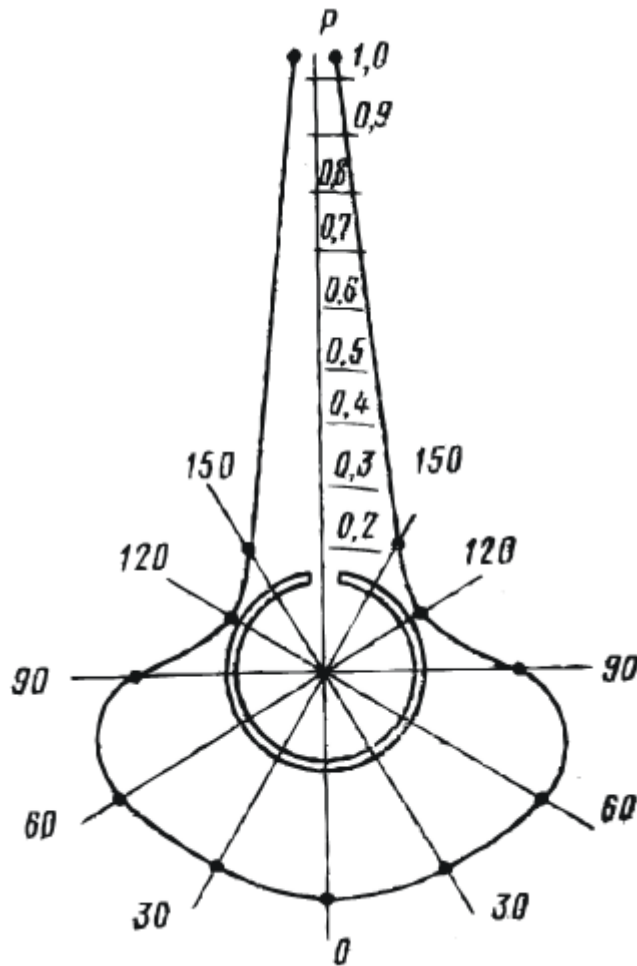
$$q_d = \frac{P_z - P_{jp}}{l_d \cdot d_c} \leq [q_d]$$

Séc măng

Ngày nay séc măng không đẳng áp được sử dụng rộng rãi trên các loại động cơ do những đặc tính ưu việt tuyệt đối của nó so với séc măng đẳng áp.

Phương pháp Ghinsburg tính toán séc măng không đẳng áp. Đối với loại séc măng này, quy luật phân bố áp suất theo dạng “hình quả lê” được áp dụng. Áp suất các loại séc măng và các kích thước tính toán được thể hiện trên hình vẽ.

+ Áp suất trung bình của séc măng lên mặt gương xy lanh:



Hình . Biểu đồ phân bố áp suất của xéc măng

$$p_{tb} = \frac{0,15E \frac{A}{t}}{\frac{D}{t} \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^3}$$

Trong đó:

E: mô đun đàn hồi của vật liệu xéc măng, [MPa]; gang xám: E = 1.10⁵ MPa, thép hợp kim: E = 2,2.10⁵ MPa;

A: khe hở miệng xéc măng ở trạng thái tự do, [m];

t: chiều dày hướng kính của xéc măng, [m].

Trị số của p_{tb} trong khoảng 0,1 ÷ 0,25 MPa đối với xéc măng khí và 0,2 ÷ 0,4 MPa đối với xéc măng dầu.

Dựa vào hệ số phân bố cho trong bảng ta có thể xác định áp suất lên bề mặt gương xy lanh ở vị trí bất kỳ.

+ Ứng suất uốn làm việc sẽ lớn nhất tại tiết diện đối xứng I-I (ứng suất kéo bề mặt ngoài):

$$\sigma_{u1} = \frac{0,385A.E}{D\left(\frac{D}{t} - 1\right)} \quad [\text{MPa}]$$

+ Ứng suất uốn lắp ghép lớn nhất tại bề mặt trong, tiết diện đối xứng I-I (ứng suất kéo bề mặt trong):

$$\sigma_{u2} = \frac{4E\left(1 - 0,11\frac{A}{t}\right)}{m\frac{D}{t}\left(\frac{D}{t} - 1,4\right)} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó: m- hệ số phụ thuộc vào phương pháp lắp xéc măng vào rãnh (tham khảo sách giáo khoa).

Các trị số của ứng suất cho phép như sau:

- Đối với động cơ không cường hoá công suất:

$$[\sigma_{u1}] = 300 \div 400 \text{ MPa} ; \quad [\sigma_{u2}] = 400 \div 450 \text{ MPa}$$

- Đối với động cơ cường hoá công suất:

$$[\sigma_{u1}] = 200 \div 300 \text{ MPa}; \quad [\sigma_{u2}] = 300 \div 350 \text{ MPa}$$

Ngoài ra, khi thiết kế phải chọn sơ bộ khe hở miệng, khe hở mặt đầu và khe hở hướng kính rồi tính toán kiểm tra lại khe hở khi động cơ chịu toàn tải.

4.2. Tính toán sức bền nhóm thanh truyền

I. Tính toán đầu nhỏ thanh truyền

Đầu nhỏ thanh truyền chịu lực kéo nén thay đổi có tính chất chu kỳ, ngoài ra nếu được ép bạc trượt thì đầu nhỏ còn chịu ứng suất biến dạng (kéo) do mối ép căng gây nên. Với động cơ tĩnh tại và động cơ có tốc độ trục khuỷu thấp có thể có kết cấu đầu nhỏ dày $\left(\frac{d_2}{d_1} \geq 1,5\right)$ còn đối với các động cơ cao tốc, phổ biến là kết cấu đầu nhỏ mỏng $\left(\frac{d_2}{d_1} \leq 1,5\right)$. Các kích thước và sơ đồ thanh truyền được thể hiện trên hình 23 và trong bảng phụ lục kèm theo.

1- Tính toán đầu nhỏ dày $\left(\frac{d_2}{d_1} \geq 1,5\right)$

Tại thời điểm khi pít tông ở ĐCT cuối thái, đầu hành trình nạp, đầu nhỏ bị kéo trên tiết diện trung tâm ngang:

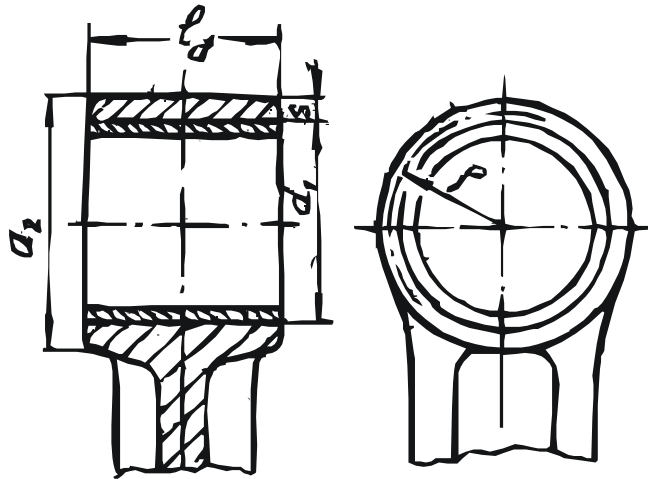
$$\sigma_k = \frac{P_j^*}{F} = \frac{m_j^* R \omega^2 (1 + \lambda) 10^{-6}}{(d_2 - d_1) l_d} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó:

m_j^* khối lượng của cả nhóm pít tông và nửa trên của đầu nhỏ thanh truyền, [kg].

$[\sigma_k] = 30 \div 60$ [MPa]. Đối với các loại thép hợp kim, chọn ứng suất cho phép về phía trị số lớn.

Ngoài ra nếu coi lực p_j^* phân bố đều trên mặt trong của đầu nhỏ thì có thể tính ứng suất theo công thức Lamé:



Hình VIII-6 . Sơ đồ đầu nhỏ thanh truyền dày

$$\sigma_k = p \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó:

p : là áp suất phân bố đều theo hướng kính trên bề mặt trong của đầu nhỏ và do thành phần lực sau gây nên:

- Lực quán tính của khối lượng nhóm pít tông;
- Lực căng do mối lắp ghép có độ dôi với bạc;
- Lực căng do dẫn nở nhiệt giữa bạc và đầu nhỏ.

$$p = \frac{m_{np} R \omega^2 (1 + \lambda) \cdot 10^{-6}}{l_d \cdot d_1} + \frac{\Delta + \Delta_t}{d_1 \left[\frac{\frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} + \mu}{E} + \frac{\frac{d_1^2 + d_b^2}{d_1^2 - d_b^2} - \mu}{E_b} \right]}$$

[MPa]

Trong đó:

m_{np} : khối lượng toàn bộ nhóm pít tông, [kg];

Δ : độ dôi mỗi lắp ghép bạc - đầu nhỏ, [m];

$\Delta_t = d_b \cdot t^0 (\alpha_b - \alpha)$ [m];

d_b : đường kính trong của bạc đầu nhỏ, [m];

E : mô đun đàn hồi vật liệu đầu nhỏ, chọn: $2,2 \cdot 10^5$ MPa đối với thép;

E_b : mô đun đàn hồi vật liệu bạc, chọn: $2,2 \cdot 10^5$ MPa đối với đồng

thau;

$\mu = 0,3$: hệ số Poát xông.

Ứng suất kéo lớn nhất xuất hiện trên bề mặt trong (theo công thức Lamé):

$$\sigma_k = p \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad [\text{MPa}]$$

So sánh trị số tính được với ứng suất cho phép.

2- *Tính toán đầu nhỏ mỏng* $\left(\frac{d_2}{d_1} < 1,5 \right)$ theo Kinasoshvili

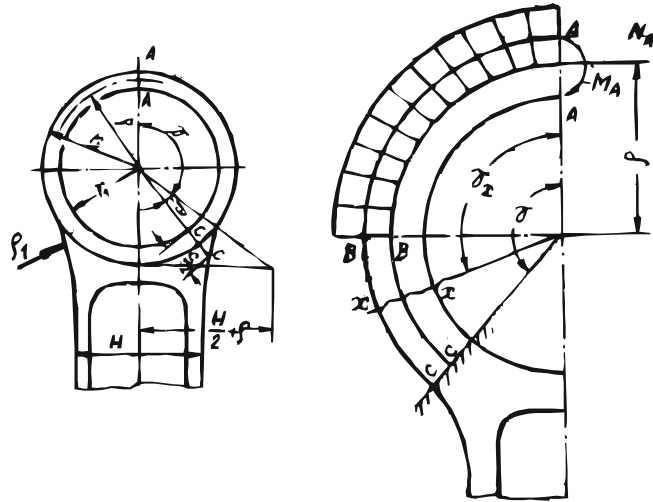
+ Khi chịu kéo (ở ĐCT cuối thải, đầu nạp)

Trên cơ sở thực nghiệm và tính toán giáo sư Kinasoshvili đưa ra giả thiết tính toán và các công thức như sau:

- Coi lực quán tính P_j^* (bỏ qua khối lượng nửa trên đầu nhỏ) phân bố đều theo hướng kính trên đường chu vi trung bình của đầu nhỏ:

$$p = \frac{P_j}{2\rho} \quad [\text{MPa}]$$

$$\rho = \frac{d_1 + d_2}{4} \quad (\text{m})$$



Hình . Sơ đồ tính toán đầu nhỏ mỏng

- Coi đầu nhỏ là một dầm cong đối xứng ngàm tại tiết diện C - C về mỗi phía như hình vẽ trên với góc ngàm γ được xác định như sau:

$$\gamma = 90^\circ + \arccos \frac{\frac{H}{2} + \rho}{\frac{d_2}{2} + \rho_1} \quad [\text{độ}]$$

- Coi bạc ép căng vào đầu nhỏ cũng biến dạng tương đương như đầu nhỏ.

- Cắt dầm cong tại tiết diện đối xứng A-A và thay bằng lực kéo và mô men uốn tương ứng N_A và M_A :

$$N_A = P_j (0,572 - 0,0008 \gamma) \quad [\text{MN}]$$

$$M_A = P_j \rho (0,00033 \gamma - 0,0297) \quad [\text{MNm}]$$

Trên cơ sở như vậy, bài toán chuyển sang dạng đơn giản và có thể xác định lực pháp tuyến và ứng suất uốn tại tiết diện bất kỳ giữa A - A và C - C.

Qua khảo sát người ta thấy rằng tiết diện C - C là nguy hiểm. Tại đó ứng suất kéo trên bề mặt ngoài, tức là tại vùng chuyển tiếp là lớn nhất.

Ứng suất tổng cộng trên bề mặt ngoài là:

$$\sigma_{nj} = \left[2M_{jc} \frac{6\rho + s}{s(2\rho + s)} + \chi N_{jc} \right] \cdot \frac{1}{s.l_d} \quad [\text{MPa}]$$

Tương tự, đối với bề mặt trong:

$$\sigma_{ij} = \left[-2M_{jc} \frac{6\rho - s}{s(2\rho - s)} + \chi N_{jc} \right] \cdot \frac{1}{s.l_d} \quad [\text{MPa}]$$

Trong đó:

$$s = \frac{d_2 - d_1}{2}, \text{ chiều dày đầu nhỏ, [m];}$$

$$M_{jc} = M_A + N_A \cdot \rho (1 - \cos \gamma) - 0,5 P_j \rho (\sin \gamma - \cos \gamma) \quad [\text{MNm}]$$

$$N_{jc} = N_A \cos \gamma + 0,5 P_j (\sin \gamma - \cos \gamma) \quad [\text{MN}]$$

γ : góc ngàm, là góc giữa tiết diện C-C và tiết diện A - A

χ : hệ số phụ, kể đến ảnh hưởng của ứng suất nén dư đối với bạc lót đầu nhỏ:

$$\chi = \frac{E_d F_d}{E_d F_d + E_b F_b}$$

E_d, E_b : mô đun đàn hồi vật liệu đầu nhỏ và bạc, F_d, F_b : tiết diện dọc của đầu nhỏ và của bạc.

Khi tính đầy đủ cho các tiết diện ta có thể vẽ được biểu đồ ứng suất bề mặt trong và ngoài của đầu nhỏ trong trường hợp chịu kéo, và khi thay đổi góc ngàm γ thì ứng suất bề mặt cũng thay đổi theo. Biểu đồ ứng suất dưới đây thể hiện rõ hơn điều đó.

+ Khi chịu nén (ở ĐCT, đầu hành trình dẫn nở)

Lực nén - theo Kinasoshvili - được phân bố trên nửa dưới đầu nhỏ theo quy luật cosin và là tổng của lực khí thể và lực quán tính:

$$P_n = P_z - m_{np} \cdot R \cdot \omega^2 (1 + \lambda) \cdot 10^{-6} \quad [\text{MN}]$$

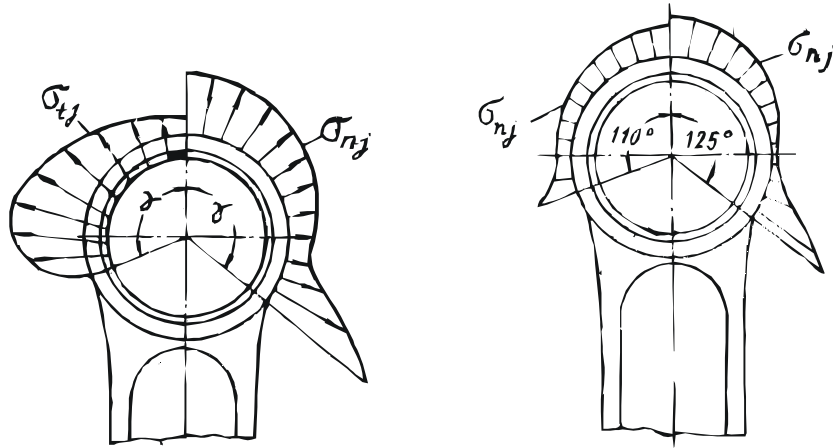
Cũng vẫn với những giả thiết giống như trường hợp chịu kéo, mô men uốn M_A và lực pháp tuyến N_A tại tiết diện đối xứng A-A có thể xác định theo đồ thị trên hình 26:

Tại tiết diện nguy hiểm C-C:

$$M_{nc} = M_A + N_A \cdot \rho (1 - \cos \gamma) - P_n \cdot \rho \left(\frac{\sin \gamma}{2} + \frac{\gamma}{\pi} \sin \gamma - \frac{1}{\pi} \cos \gamma \right)$$

[MNm]

$$N_{nc} = N_A \cdot \cos \gamma + \chi P_n \left(\frac{\sin \gamma}{2} + \frac{\gamma}{\pi} \sin \gamma - \frac{1}{\pi} \cos \gamma \right) \quad [\text{MN}]$$



Hình - ứng suất bề mặt trong σ_{ij} và ứng suất bề mặt ngoài σ_{nj} trong trường hợp chịu

Trong hai công thức trên γ tính bằng radian.

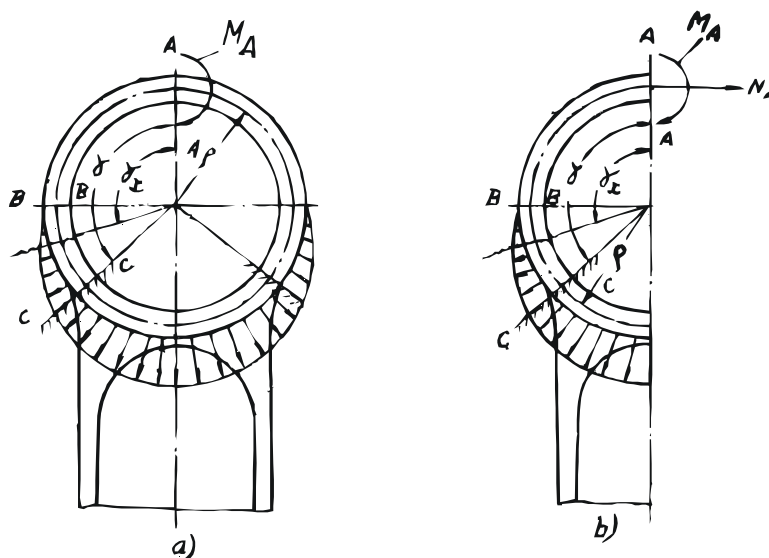
$$\sigma_{nz} = \left[2M_{nc} \frac{6\rho + s}{s(2\rho + s)} + \chi N_{nc} \right] \frac{1}{sl_d} \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{iz} = \left[-2M_{nc} \frac{6\rho - s}{s(2\rho - s)} + \chi N_{nc} \right] \frac{1}{sl_d} \quad [\text{MPa}]$$

Sau khi tính toán cho các tiết diện trung gian khác ta sẽ được biểu đồ ứng suất như được thể hiện ở hình trên.

+ Ứng suất biến dạng:

Xuất hiện do mối lắp ghép căng giữa bạc và lỗ đầu nhỏ (nếu có) và do giãn nở nhiệt khi động cơ làm việc. Nhiệt độ làm việc của đầu nhỏ khoảng $370 \div 450^\circ\text{K}$.



Hình VIII-9. Sơ đồ tính toán đầu nhỏ, đồ thị thực nghiệm và ứng suất trên

Độ dôi do giãn nở nhiệt được xác định như sau:

$$\Delta_t = (\alpha_b - \alpha) t^0 \cdot d_1 \quad [\text{m}]$$

α : hệ số giãn nở nhiệt của đầu nhỏ, với các loại thép có thể chọn $\alpha = 1.10^{-5}$ [1/độ].

α_b : hệ số giãn nở nhiệt vật liệu bạc, với đồng thau: $1,8 \cdot 10^{-5}$ [1/độ].

Tổng độ dôi $\Delta + \Delta_t$ gây áp suất lên bề mặt lắp ghép và được xác định như sau:

$$p = \frac{\Delta + \Delta_t}{d_1 \left[\frac{\frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} + \mu}{E} + \frac{\frac{d_1^2 + d_b^2}{d_1^2 - d_b^2} - \mu}{E_b} \right]} \quad [\text{MPa}]$$

Các tham số: tham khảo phân tích đầu nhỏ dày.

Ứng suất biến dạng do p gây nên được tính theo công thức Lamé:

Trên bề mặt ngoài đầu nhỏ:

$$\sigma_{\Delta n} = p \frac{2d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad [\text{MPa}]$$

Trên bề mặt trong đầu nhỏ:

$$\sigma_{\Delta t} = p \frac{d_2^2 + d_1^2}{d_2^2 - d_1^2} \quad [\text{MPa}]$$

Ứng suất biến dạng (kéo) có thể đạt tới 100÷150 MPa.

+ *Hệ số an toàn chung cho đầu nhỏ:*

Do đầu nhỏ chịu kéo, nén với ứng suất thay đổi có tính chất chu kỳ và không đối xứng nên phải tính bền theo hệ số an toàn chung.

Ứng suất cực đại của chu trình:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{nj} + \sigma_{\Delta n}$$

Ứng suất cực tiểu của chu trình:

$$\sigma_{\min} = \sigma_{nz} + \sigma_{\Delta n}$$

Tại tiết diện nguy hiểm C-C và tại điểm nguy hiểm nằm trên bề mặt ngoài của đầu nhỏ hệ số an toàn được xác định theo biểu thức sau:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a + \alpha_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_{nj} - \sigma_{nz} + \alpha_\sigma (\sigma_{nj} + \sigma_{nz} + 2\sigma_{\Delta n})}$$

Trị số của n_σ phải nằm trong khoảng 2,5÷5

($\sigma_{-1} = 180 \div 250$ MPa đối với thép các bon, $\sigma_{-1} = 340 \div 380$ MPa đối với các loại thép hợp kim):

+ *Độ biến dạng của đầu nhỏ theo hướng kính δ*

$$\delta = \frac{8P_j \cdot \rho^3 (\gamma - 90^\circ)^2}{10^8 EJ} \text{ [mm]}$$

Trong đó: P_j [MN]; ρ [m]; γ [độ]; E [MPa];

$J = \frac{l_d s^3}{12}$ [m⁴] : mô men quán tính tiết diện dọc của đầu nhỏ.

Để tránh kẹt chốt pít tông, khi mà khe hở lắp ghép giữa chốt và bạc nằm trong khoảng $0,04 \div 0,06$ [mm] nên $[\delta] \leq 0,02 \div 0,03$ mm.

II. Tính toán thân thanh truyền.

Khi động cơ làm việc thân thanh truyền chịu kéo bởi lực quán tính, chịu nén do lực khí thể và chịu lực quán tính chuyển động lắc (song phẳng). Bởi thế trạng thái chịu lực của thân thanh truyền là:

- Chịu kéo;
- Chịu nén và uốn dọc thân;
- Chịu uốn ngang dưới tác động của lực quán tính chuyển động lắc.

Khi tính sức bền thân ta chia thành hai trường hợp:

1- Thân thanh truyền động cơ tốc độ thấp và trung bình

Khi động cơ có tốc độ trục khuỷu ω thấp hoặc trung bình ta bỏ qua các loại lực quán tính mà chỉ tính theo lực khí thể tại vị trí ĐCT khi pít tông ở đầu hành trình cháy giãn nở.

+ *Ứng suất nén tại tiết diện nhỏ nhất I-I theo sơ đồ trên hình vẽ.*

$$\sigma_{n \max} = \frac{P_z}{F_{\min}} \text{ [MPa]}$$

+ *Ứng suất nén và uốn dọc tại tiết diện trung bình F_{tb} .*

Ngoài hiệu ứng nén, lực khí thể còn gây hiệu ứng uốn dọc thân. ứng suất uốn dọc lớn nhất ở vùng tiết diện trung bình nằm khoảng giữa thân thanh truyền.

Theo công thức Nove-Rankin, ta có:

$$\sigma_x = \frac{P_z}{F_{tb}} \cdot k_x \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_y = \frac{P_z}{F_{tb}} \cdot k_y \text{ [MPa]}$$

Trong đó: F_{tb} - diện tích trung bình ngang thân [m²].

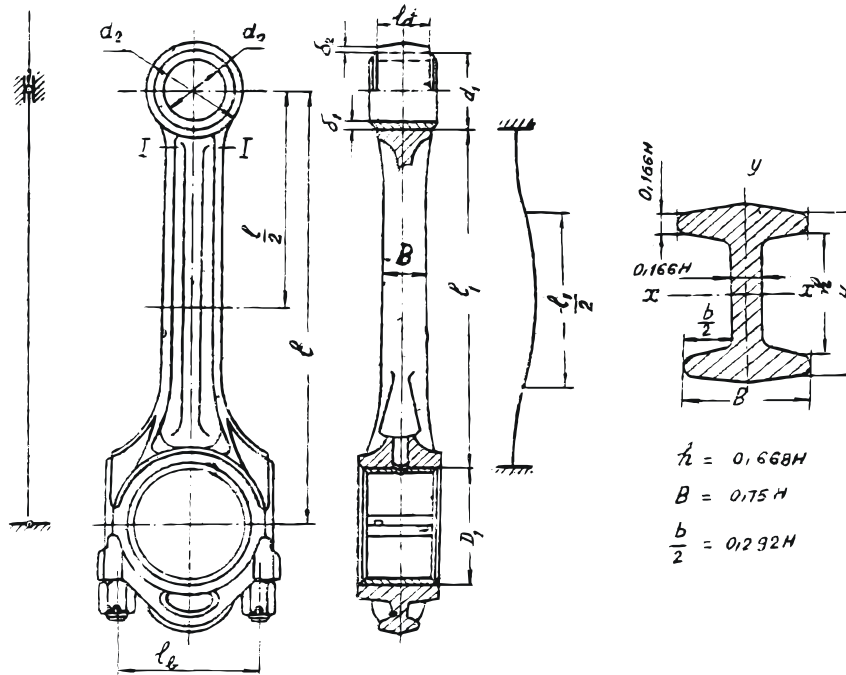
Một cách gần đúng, ta có thể chọn $k_x \approx k_y \approx 1,1 \div 1,15$.

Trị số ứng suất cho phép nằm trong giới hạn sau:

$$[\sigma] = 80 \div 120 \text{ MPa đối với thép các bon;}$$

$$[\sigma] = 120 \div 180 \text{ MPa đối với thép hợp kim.}$$

Sau khi tính σ , σ_x và σ_y , cần so sánh với trị số ứng suất cho phép. Nếu cần thiết thì kiểm tra hệ số ổn định uốn dọc.



Hình Sơ đồ tính thân thanh truyền động cơ tốc độ thấp.

2- Thân thanh truyền động cơ cao tốc.

Khi tính toán cần xét tới các loại lực quán tính để tính sức bền mỏi theo tải trọng thay đổi có tính chất chu kỳ.

Lực tác dụng khi thanh truyền chịu nén và uốn dọc tại tiết diện trung bình khi pít tông ở vị trí ĐCT:

$$P_{\Sigma} = P_k - (m_{np} + m_{tt1}) R\omega^2 (1+\lambda) \cdot 10^{-6} \quad [\text{MN}]$$

Lực quán tính tịnh tiến do khối lượng của nhóm pít tông m_{np} và phần khối lượng phía trên tiết diện trung bình của thân m_{tt1} gây nên.

Ứng suất tổng theo công thức Nave-Rankin:

$$\sigma_x = \frac{P_{\Sigma}}{F_{tb}} \cdot k_x \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_y = \frac{P_\Sigma}{F_{tb}} \cdot k_y \quad [\text{MPa}]$$

Cũng tại vị trí ĐCT của pít tông ở cuối hành trình thải, đầu hành trình nạp, lực quán tính đã nêu trên gây ra ứng suất kéo tiết diện trung bình :

$$\sigma_k = \frac{P_{j1}}{F_{tb}} \cdot k_x \quad [\text{MPa}]$$

$P_{j1} = (m_{np} + m_{tt1}) R \omega^2 (1+\lambda) 10^{-6} [\text{MN}]$, lấy với dấu dương

Hệ số an toàn tại tiết diện trung bình của thân:

$$n_{\alpha} = \frac{2\sigma_{-1}}{(\sigma_x - \sigma_k) + \alpha_{\sigma}(\sigma_x - \sigma_k)}$$

thay σ_x bằng σ_y vào biểu thức trên ta được $n_{\sigma y}$.

Trong đó:

$$\alpha_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$$

Ngoài tiết diện trung bình ta còn phải xác định hệ số an toàn của tiết diện nhỏ nhất. Các bước tính toán cũng tương tự như đối với tiết diện trung bình nhưng cần lưu ý những đặc điểm sau:

- Lực quán tính chuyển động tịnh tiến khi pít tông ở vị trí ĐCT do khối lượng nhóm pít tông và khối lượng phía trên tiết diện nhỏ nhất của thân gây nên:

$$P_{j2} = (m_{np} + m_{tt2}) R \omega^2 (1+\lambda) \cdot 10^{-6} [\text{MN}]$$

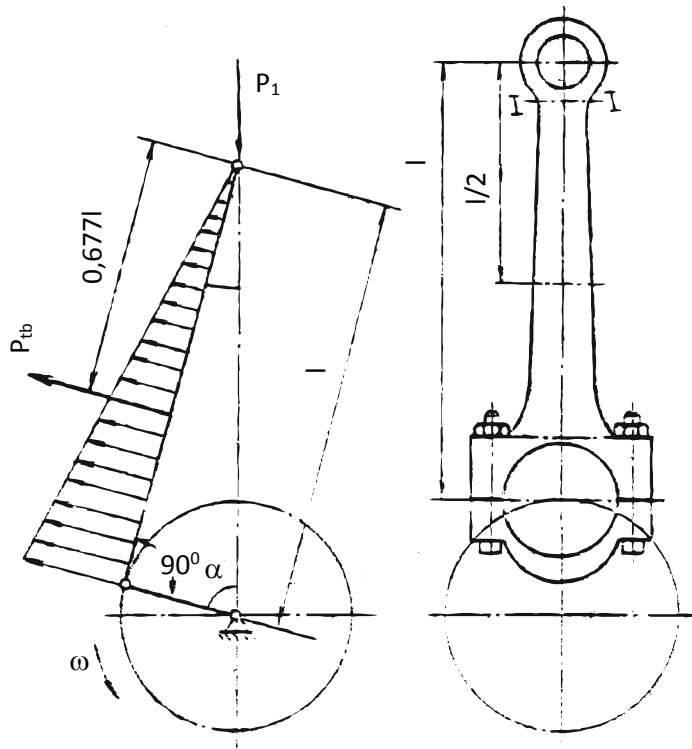
- Tại tiết diện nhỏ nhất $k_x = k_y = 1$ và $\sigma_x = \sigma_y = \sigma$.

Trên cơ sở đó ta sẽ xác định được hệ số an toàn n_{σ} của tiết diện nhỏ nhất.

Trị số $n_{\sigma x}$, $n_{\sigma y}$ và n_{σ} thường nằm trong khoảng $2,5 \div 3$.

Với những động cơ có tốc độ trục khuỷu khoảng từ 3000 v/phút trở lên ta phải xét thêm tới ảnh hưởng của mô men lực quán tính chuyển động lắc quanh chốt pít tông.

Do thân thanh truyền thường có kết cấu tiết diện chịu lực đồng đều (diện tích và kích thước tăng dần về phía đầu to) nên có thể coi gần đúng là lực quán tính chuyển động lắc (tính theo một đơn vị chiều dài thân) phân bố theo quy luật hình tam giác như hình dưới đây



Hình . Sự phân bố lực quán tính lắ đơn vị dọc theo thân

Lực quán tính lắ này được xác định theo gia tốc góc của thanh truyền. Ta phải chấp nhận sai số tính toán bởi ta quy dẫn khối lượng thanh truyền về đường tâm đầu nhỏ (để tham gia chuyển động tịnh tiến) và về đường tâm đầu to, mỗi phần khối lượng của thân thanh truyền đều đồng thời thực hiện hai chuyển động có gia tốc đó là chuyển động tịnh tiến theo phương đường tâm xy lạnh và chuyển động quay quanh tâm chốt pit tông. Bởi vậy lực quán tính lắ đơn vị tại điểm A được xác định gần đúng như sau:

$$q = m_t R \omega^2 10^{-6} \text{ (MN/m)}$$

Trong đó: m_t (kg/m): khối lượng thanh truyền tính theo một đơn vị chiều dài.

Mô men lực quán tính uốn ngang thân thanh truyền đạt trị số lớn nhất ở tiết diện F cách đầu nhỏ một khoảng là 0,577 l tại vị trí thanh truyền vuông góc với khuỷu trục. ứng suất tổng cộng uốn và nén xác định như sau:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{P_{th}}{F} + \frac{M_{u \max}}{W_u} \quad \text{[MPa]}$$

Trong đó:

$$P_{th} = \frac{P_{\Sigma}}{\cos \beta} \text{ (MN); } \alpha + \beta = 90^0$$

F và W_u : là diện tích và mô men chống uốn của tiết diện tính toán, cách đầu nhỏ 0,577.l.

$$M_{u \max} = \frac{2P_{jt}.l}{9\sqrt{3}} = 0,128lP_{jt} \quad \text{[MNm]}$$

$$P_{jt} = \frac{q.l}{2} \quad \text{[MN]}$$

Trị số σ_{Σ} thường không vượt quá 30 MPa nên thường được bỏ qua.

III. Tính bền đầu to thanh truyền.

Do kết cấu thực tế của đầu to nên chỉ cần tính toán cho trường hợp chịu kéo tức là khi pít tông ở ĐCT cuối thái, đầu nạp. Tổng lực kéo đầu to là lực quán tính chuyển động tịnh tiến do m_j gây nên và lực quán tính chuyển động quay của phần khối lượng quy dẫn về tâm đầu to m_2 (bỏ qua phần khối lượng của nắp đầu to m_n) gây nên:

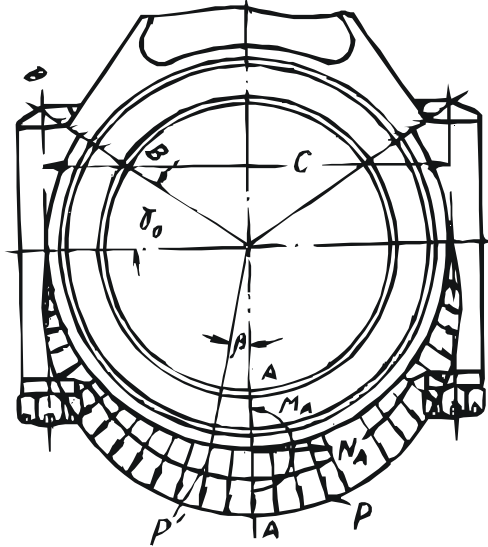
$$P_{J\Sigma} = P_J + P_r' = [m_j .R.\omega^2 (1+\lambda) + (m_2 - m_n) R\omega^2] \cdot 10^{-6} \text{ [MN]}$$

Giáo sư Kinasoshvili đã giả thiết:

- Khi lắp căng bạc vào đầu to thì bạc và đầu to đều biến dạng như nhau. Do vậy mô men tác dụng lên bạc và đầu to tỷ lệ với mô men quán tính tiết diện J_b của bạc và của tiết diện nắp đầu to J_d .

- Nắp và nửa trên của đầu to coi như một khối nguyên, không còn bị ảnh hưởng của mối ghép.

- Nắp đầu to và bạc được coi như một dầm cong có tiết diện ngang không đổi (bằng tổng tiết diện A-A) và được ngàm hai đầu tại các tiết diện B-B với bán kính cong lấy bằng nửa khoảng cách giữa hai đường tâm bu lông thanh truyền c, [m].



Hình. Sơ đồ tính toán sức
bền đầu to thanh truyền

- Lực quán tính $P_{J\Sigma}$ được phân bố theo quy luật côsin.

$$p' = p \cos \beta = \frac{4P_{J\Sigma}}{\pi.c} \cos \beta \quad (\text{MN/m})$$

Cắt dầm cong tại A-A và thay tác dụng tương đương bằng mô men M_A và lực pháp tuyến N_A :

$$M_A = P_{J\Sigma} \frac{c}{2} (0,0127 + 0,00083\gamma_0) \quad (\text{MN.m})$$

$$N_A = P_{J\Sigma} \frac{c}{2} (0,522 + 0,003\gamma_0) \quad (\text{MN})$$

γ_0 : góc ngàm tiết diện B - B, [độ].

Ứng suất tổng cộng lớn nhất (uốn và kéo) tại bề mặt ngoài tiết diện A-A có xét tới ảnh hưởng của bạc lót:

$$\sigma_{\Sigma} = P_{J\Sigma} \left[\frac{c(0,127 + 0,00083\gamma_0)}{2W_u \left(1 + \frac{J_b}{J_d}\right)} + \frac{0,522 + 0,003\gamma_0}{F \left(1 + \frac{J_b}{J_d}\right)} \right]$$

Trong đó:

$$\text{Mô men chống uốn: } W_u = \frac{\ell_d \cdot \delta^3}{6} \quad [\text{m}^3]$$

$$\text{Mô men quán tính tiết diện nắp: } J_d = \frac{\ell_d \cdot \delta^2}{12} \quad [\text{m}^4]$$

$$\text{Mô men quán tính tiết diện bạc: } J_b = \frac{\ell_b \cdot \delta^2}{12} \quad [\text{m}^4]$$

ℓ_d và δ : chiều rộng và chiều dày tiết diện nắp, [m];

ℓ_b và δ_b : chiều rộng và chiều dày tiết diện bạc, [m];

Trị số của $[\sigma_\Sigma]$ như sau:

Thanh truyền bằng thép thường cho động cơ tĩnh tại và động cơ tàu thủy:

$$[\sigma_\Sigma] = 60 \div 100 \text{ MPa};$$

Thanh truyền động cơ ô tô máy kéo, xe tăng, xe xích và tàu thủy cao tốc:

$$[\sigma_\Sigma] = 150 \div 200 \text{ MPa};$$

Động cơ cường hoá công suất với thanh truyền bằng thép hợp kim tốt:

$$[\sigma_\Sigma] = 200 \div 300 \text{ MPa};$$

Nếu trị số σ_Σ tính được gần bằng trị số $[\sigma_\Sigma]$ thì cần phải kiểm tra độ biến dạng theo hướng kính Δ_d của đầu to theo biểu thức sau:

$$\Delta_d = \frac{0,0024 P_{j\Sigma} c^3}{E(J_b + J_d)} \quad [\text{mm}]$$

Trị số tính được phải nhỏ hơn khe hở hướng kính giữa bạc đầu to và bề mặt cổ khuỷu. Đối với động cơ ô tô máy kéo, xe xích $[\Delta_d] = 0,06 \div 0,1$ mm.

Trên đây là các nội dung chính của phần tính toán kiểm nghiệm thanh truyền động cơ 4 kỳ. Đối với động cơ hai kỳ, việc tính toán sẽ khác bởi vì không có trạng thái thanh truyền chịu kéo khi pít tông ở điểm chết trên mà thanh truyền luôn chịu tổng lực khí thể và quán tính gây nén và uốn dọc mỗi khí pít tông tới vị trí ĐCT. Như vậy việc tính toán thanh truyền động cơ hai kỳ sẽ thiên về tính nén đầu nhỏ, nén và uốn dọc thân cũng như uốn ngang thân.

IV. Tính bền bu lông thanh truyền

Bu lông thanh truyền cố định nắp với đầu to nên khi xiết chặt bu lông (hoặc đai ốc) bu lông bị kéo và xoắn. Ngoài ra, khi động cơ làm việc, bu lông còn chịu ứng suất kéo thay đổi có tính chất chu kỳ do lực quán tính của nhóm pít tông và thanh truyền (không kể nắp đầu to) $P_{J\Sigma}$ gây nên. Thời điểm tính bền là vị trí ứng với pít tông ở ĐCT cuối hành trình thải, đầu nạp. Lực $P_{J\Sigma}$ xác định theo biểu thức khi tính toán đầu to thanh truyền. Lực kéo mỗi bu lông:

$$P_j' = \frac{P_{J\Sigma}}{z} \quad [\text{MN}]$$

Trong đó: z- số bu lông cho mỗi thanh truyền.

Lực xiết bu lông thanh truyền P_A phải đủ lớn để khi động cơ làm việc mỗi ghép vẫn đảm bảo chặt nhưng không quá lớn để tránh biến dạng dẻo, có nghĩa là $P_A > P_j'$, ta thường chọn:

$$P_A = (2 \div 4)P_j' \quad [\text{MN}]$$

Lực kéo bulông:

$$P_k = \chi P_j' + P_A$$

χ - hệ số tải trọng từ lực quán tính

$$\chi = \frac{K_{tt}}{K_{bl} + K_{tt}}$$

K_{tt} - tính biến dạng của phần thanh truyền chịu lực xiết của bulông

$$K_{tt} = \frac{l}{E_{tt} \cdot F_{tt}}$$

K_{tt} - tính biến dạng của bulông thanh truyền

$$K_{bl} = \frac{l}{E_{bl} \cdot F_{bl\min}}$$

l - chiều dài bulông;

E_{tt} , E_{bl} - mô đun đàn hồi của thanh truyền và bulông;

$F_{bl\min}$, F_{tt} - diện tích thiết diện của bulông và phần thanh truyền chịu lực xiết;

Ứng suất kéo nhỏ nhất và lớn nhất khi làm việc:

$$\sigma_{k\max} = \frac{P_k}{F_{bl\min}} \quad [\text{MPa}]$$

$$\sigma_{kmin} = \frac{P_A}{F_{blmin}} \quad [\text{MPa}]$$

F_{blmin} : diện tích tiết diện ngang nguy hiểm nhất của bu lông.

Ngoài ứng suất kéo, bu lông còn bị xoắn do siết với lực P_A . ứng suất xoắn τ_x :

$$\tau_x = \frac{0,1P_A \cdot d_{tb}}{0,4 \cdot d_{blmin}^3} \quad [\text{MPa}]$$

d_{tb} : đường kính trung bình của ren

d_0 : đường kính chân ren (hoặc đường kính của tiết diện ngang nhỏ nhất chịu xoắn của bu lông).

Ứng suất tổng:

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_k^2 + 4\tau_x^2} \quad [\text{MPa}]$$

Trị số ứng suất cho phép $[\sigma_\Sigma]$ như sau:

- Động cơ tĩnh tại và tàu thủy, bu lông bằng thép các bon:

$$[\sigma_\Sigma] = 80 \div 120 \text{ MPa}$$

- Động cơ ô tô, máy kéo, tàu thủy tốc độ cao,.. bu lông bằng thép hợp kim:

$$[\sigma_\Sigma] = 120 \div 180 \text{ MPa}$$

- Động cơ cường hoá công suất cao, bu lông bằng thép hợp kim cao cấp:

$$[\sigma_\Sigma] = 180 \div 250 \text{ MPa}$$

Hệ số an toàn của bulông:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{tb}}$$

σ_a - biên độ của ứng suất $\sigma_\tau = 0,5 \cdot (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})$

σ_{tb} - ứng suất trung bình $\sigma_{tb} = 0,5 \cdot (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})$

K_σ - hệ số tập trung ứng suất;

α_σ - hệ số phụ thuộc loại vật liệu;

ε_σ - hệ số phụ thuộc các yếu tố công nghệ

Đối với loại nắp đầu to thanh truyền mà bề mặt phân chia nghiêng góc α so với bề mặt ngang thì việc xác định P_k cần chú ý tới $\cos \alpha$ theo nguyên tắc phân tích lực.

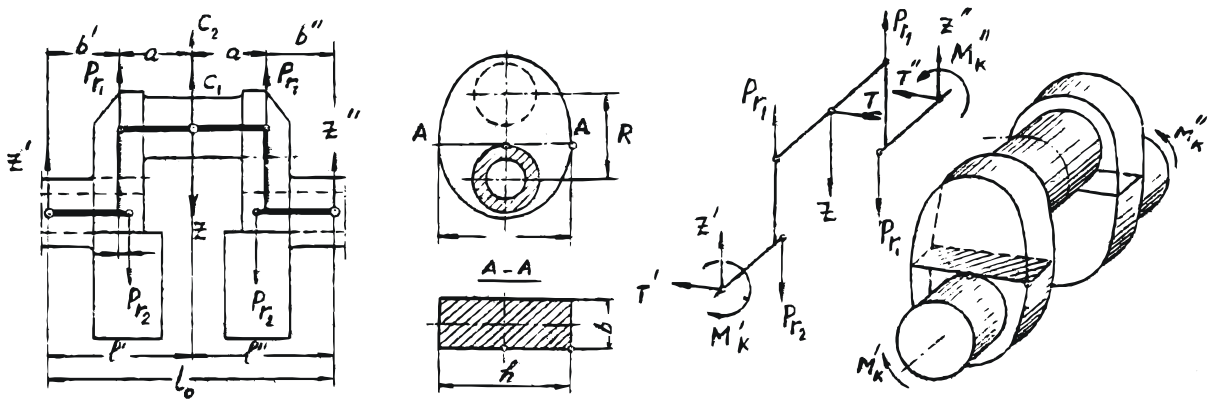
4.3. Tính toán sức bền trục khuỷu

Do trục khuỷu của động cơ nhiều xy lanh gồm nhiều khuỷu ghép nối tiếp nên về bản chất đó là một dầm siêu tĩnh và rất khó tính toán. Để đơn giản hoá việc tính toán ta giả thiết rằng trục khuỷu cứng vững tuyệt đối, các lực tác dụng tập trung tại điểm giữa của cổ trục và cổ khuỷu. Trên cơ sở đó ta dùng phương pháp phân đoạn để tính toán. Hệ số an toàn tính theo phương pháp này có trị số nhỏ hơn 5 ÷ 8 % đối với cổ khuỷu, 30 ÷ 40% đối với cổ trục và má khuỷu so với kết quả tính theo phương pháp dầm siêu tĩnh. Bởi vậy cần chọn hệ số an toàn cho phép thật hợp lý.

Ta chia trục khuỷu thành nhiều đoạn, mỗi đoạn là một khuỷu rồi xác định tất cả các loại lực và mô men tác dụng lên khuỷu đó. Sơ đồ tính toán đối với khuỷu trục thứ i như hình vẽ. Các lực tác dụng lên khuỷu trục:

- Lực pháp tuyến:

$$Z_i = P_{\Sigma} \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad [\text{MN}]$$



Hình VIII-13. Sơ đồ tính toán trục khuỷu

- Lực tiếp tuyến:

$$T_i = P_{\Sigma} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad [\text{MN}]$$

- Lực quán tính ly tâm của khối lượng tập trung tại cổ khuỷu:

$$C = C_1 + C_2 = (m_2 + m_{ck}) R \omega^2 \cdot 10^{-6} \quad [\text{MN}]$$

- Lực quán tính ly tâm của hai má khuỷu:

$$P_{r1} = 2 m_{pm} \cdot \rho \omega^2 \cdot 10^{-6} \quad [\text{MN}]$$

- Lực quán tính ly tâm của hai đối trọng:

$$P_{r2} = 2m_d \cdot \rho_d \omega^2 \cdot 10^{-6} \text{ [MN]}$$

(Phải thêm 10^{-6} vào các biểu thức tính lực quán tính ly tâm vì khối lượng tính theo kg, khoảng cách theo m nên cần phải đổi lực thành MN).

Lực quán tính ly tâm của hai má và hai đối trọng được phân bố như ở hình vẽ trên.

Các lực này gây nên các phản lực tác dụng lên bề mặt hai cổ trục từ phía bậc ổ trục. Khi giải phóng ổ đỡ ta thay bằng các phản lực T_i' , Z_i' cho cổ trục bên trái và T_i'' , Z_i'' cho cổ trục bên phải của khuỷu.

$$\left. \begin{aligned} Z_i' = Z_i'' &= \frac{C - Z_i + P_{r1} - P_{r2}}{2} \\ T_i' = T_i'' &= \frac{T_i}{2} \end{aligned} \right\} \text{ [MN]}$$

Việc xác định các phản lực trên có thể được thực hiện rất dễ dàng thông qua các khoảng cách a và b.

Ngoài ra, cổ trục bên trái chịu mô men xoắn M_i .

Đây chính là tổng mô men (hay còn gọi là mô men tích lũy) của tất cả các khuỷu trục phía trước nó truyền đến.

Cổ trục bên phải chịu mô men xoắn M_{i+1} , đây chính là mô men tác động ngược trở lại từ các khuỷu phía bên phải nó.

Ta có:

$$M_i = \sum_1^{i-1} T_i R \text{ [MNm]}$$

$$M_{i+1} = \sum_1^i T_i R = M_i + T_i R \text{ [MNm]}$$

Chú ý: trên sơ đồ tính toán ta đã đổi chiều của phản lực và mô men ngược nên không đổi dấu đại số của biểu thức tính T_i' , Z_i'' và M_{i+1} nữa.

Khi tính toán cho khuỷu bên phải (thứ $i + 1$) thì ta phải vẽ ngược lại chiều của véc tơ mô men M_{i+1} đối với cổ trục chung với khuỷu phải. Như vậy về thực chất, cổ trục chung giữa hai khuỷu chịu phản lực do hai khuỷu gây nên. Nhưng bằng cách phân đoạn, nghĩa là chia đôi cổ trục chung và

phản lực từ phía khuỷu nào thì do nửa cổ trục phía khuỷu đó chịu, không liên quan gì tới nửa cổ trục kia, chính vì thế mới có sai số tới 30÷40% so với phương pháp giải dầm siêu tĩnh.

Do tất cả các lực $T_i, Z_i, T'_i, T''_i, Z'_i, Z''_i, M_i, M_{i+1}$ đều biến thiên có tính chất chu kỳ nên sẽ phải tính bền theo hệ số an toàn.

Trong tính toán, ta có thể có các phương án tính toán sau:

- Khi "khởi động" có P_{zmax} ;
- Khi chịu lực pháp tuyến lớn nhất Z_{max} ;
- Chịu lực tiếp tuyến lớn nhất T_{max} ;
- Chịu mô men xoắn lớn nhất M_{max} .

1. Trường hợp khởi động:

Lực tác dụng lên khuỷu là:

$$Z_0 = Z = p_{max} \cdot F_p; \quad T = 0$$

Các phản lực xác định theo công thức:

$$Z' = Z \cdot \frac{l''}{l_0}$$

Mô men uốn chốt khuỷu:

$$M_u = Z' \cdot l'$$

ứng suất uốn chốt:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{Z' \cdot l'}{W_u}$$

Mô men chống uốn:

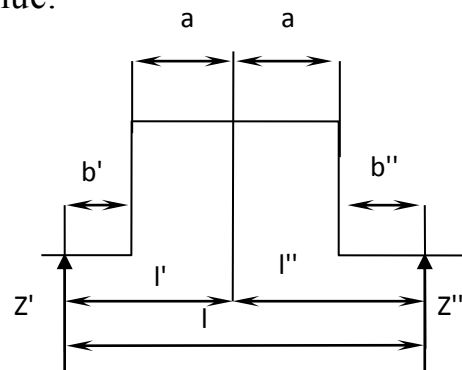
- Đối với chốt khuỷu đặc: $W_u = 0,1 \cdot d_{ch}^3$

- Đối với chốt khuỷu rỗng: $W_u = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{ch}^4 - \delta_{ch}^4}{d_{ch}}$

d_{ch}, δ_{ch} - đường kính ngoài và đường kính trong của chốt khuỷu.

Lực pháp tuyến Z gây ra ứng suất uốn và nén tại thiết diện A - A của má khuỷu:

Ứng suất uốn má khuỷu:
$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{Z' \cdot l'}{h \cdot b^2}$$



Ứng suất nén má khuỷu: $\sigma_n = \frac{Z}{2.b.h}$

Ứng suất tổng cộng: $\sigma_\Sigma = \sigma_u + \sigma_n$

Ứng suất uốn cổ trục khuỷu $\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{Z'.b'}{W_u}$

2. Trường hợp trục khuỷu chịu lực Z_{max}

Ta xác định lực Z_{max} theo công thức:

$$Z_{max} = P_{max} - M.R.\omega^2(1 + \lambda)$$

và $Z_0 = Z_{max} - (C_1 + C_2)$

M - khối lượng chuyển động tịnh tiến của cơ cấu trục khuỷu thanh truyền.

$$M = m_1 + m_{np}$$

Hay ta có: $Z_0 = P_{zmax} - R.\omega^2[M.(1 + \lambda) + m_{ch} + m_2]$

Lúc này $T = 0$

Phản lực tác dụng lên các gối trục:

$$Z' = \frac{Z_0.l'' + P_{r2}.(2l'' + c' - c'') - P_{r1}(l_0 - b' + b'')}{l_0}$$

$$Z'' = \frac{Z_0.l' + P_{r2}.(2l' + c'' - c') - P_{r1}(l_0 + b' - b'')}{l_0}$$

Nếu trục hoàn toàn đối xứng thì:

$$Z' = Z'' = Z_0/2 - P_{r1} + P_{r2}$$

Khi tính bên một khuỷu nào đó, ngoài lực Z_{max} khuỷu đó còn chịu mô men xoắn do các khuỷu phía trước truyền đến. Như vậy khuỷu nào chịu mô men và lực lớn nhất là khuỷu nguy hiểm nhất, cần tính cho khuỷu đó.

Muốn biết ta phải dựa vào đồ thị $T = f(\alpha)$ để xác định lực tiếp tuyến T ở các vị trí tính toán, sau đó lập bảng để tìm mô men lớn nhất $(\Sigma T_{i-1}.R)_{max}$

Sau khi xác định được các lực và mô men, ta tính bên các cổ trục và cổ khuỷu, má khuỷu.

a. Tính bên chốt khuỷu:

Ứng suất uốn chốt khuỷu:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{32(Z' l' + P_{r1} a - P_{r2} c') \cdot d_{ch}}{\pi(d_{ch}^4 - \delta_{ch}^4)}$$

Ứng suất xoắn chốt khuỷu: $\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{\Sigma T_{i-1} \cdot R}{W_k}$

W_k - mô men chống xoắn của chốt khuỷu, $W_k = 2 W_u$

Đối với chốt đặc: $W_k = 0,2 d_{ch}^3$

Đối với chốt rỗng: $W_k = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{d_{ch}^4 - \delta_{ch}^4}{d_{ch}}$

Ứng suất tổng cộng khi chịu uốn và xoắn: $\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_k^2}$

b. Tính bên má khuỷu:

Ứng suất nén má khuỷu: $\sigma_n = \frac{Z' - P_{r2}}{W_{bh}}$

Ứng suất uốn trong mặt phẳng thẳng góc với mặt phẳng khuỷu trục (quanh trục y - y):

$$\sigma_u^y = \frac{M_u^y}{W_{uy}} = \frac{M_k'}{W_{uy}} = \frac{6 \cdot \Sigma T_{i-1} \cdot R}{bh^2}$$

Ứng suất uốn trong mặt phẳng khuỷu trục (quanh trục x - x):

$$\sigma_u^x = \frac{M_u^x}{W_{ux}} = \frac{6 \cdot [z' b' + P_{r2}(a - c)]}{bh^2}$$

Ứng suất tổng cộng khi má khuỷu chịu nén và uốn:

$$\sigma_\Sigma = \sigma_u + \sigma_u^y + \sigma_u^x$$

c. Tính bên cổ trục khuỷu:

Ứng suất uốn cổ trục khuỷu: $\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{32 \cdot Z' b'}{\pi \cdot d_{ck}^3}$

Ứng suất xoắn cổ trục khuỷu: $\tau_k = \frac{M_k'}{W_k} = \frac{16 \cdot \Sigma T_{i-1} \cdot R}{\pi \cdot d_{ck}^3}$

Ứng suất tổng cộng khi chịu uốn và xoắn: $\sigma_\Sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_k^2}$

3. Trường hợp trục khuỷu chịu lực tiếp tuyến lớn nhất T_{max} :

Khi này ta xác định vị trí tính toán là $\alpha = \alpha_{T_{\max}}$ (xác định trên đồ thị $T = f(\alpha)$, ứng với điểm có T_{\max}). Từ đây ta cũng xác định được lực Z .

Ta lập bảng để xác định khuỷu nguy hiểm chịu T_{\max} và $(\sum T_{i-1} \cdot R)_{\max}$.

Sau khi xác định được các lực và mô men, ta tính bên các cổ trục và cổ khuỷu, má khuỷu.

a. Tính bên chốt khuỷu:

Ứng suất uốn chốt khuỷu trong mặt khuỷu phẳng trục:

$$\sigma_u^x = \frac{M_u^x}{W_{ux}} = \frac{Z' l' + P_{r1} a - P_{r2} c'}{W_{ux}}$$

Ứng suất uốn chốt khuỷu trong mặt thẳng góc với mặt phẳng khuỷu

trục:
$$\sigma_u^y = \frac{M_u^y}{W_{uy}} = \frac{T' l'}{W_{uy}}$$

Đối với chốt hình trụ:

$$W_{ux} = W_{uy} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{d_{ch}^4 - \delta_{ch}^4}{d_{ch}}$$

Ứng suất uốn tổng cộng:

$$\sigma_u = \sqrt{(\sigma_u^x)^2 + (\sigma_u^y)^2}$$

Ứng suất xoắn chốt khuỷu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{(\sum T_{i-1} + T) \cdot R}{W_k}$$

Ứng suất tổng cộng khi chịu uốn và xoắn:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_k^2}$$

b. Tính bên cổ trục khuỷu:

Ta tính cho cổ bên phải vì chúng chịu lực lớn hơn cổ trái.

Ứng suất uốn cổ trục khuỷu do lực Z'' :
$$\sigma_u^x = \frac{M_u^x}{W_{ux}} = \frac{Z'' b''}{W_{ux}}$$

Ứng suất uốn cổ trục khuỷu do lực T'' :
$$\sigma_u^y = \frac{M_u^y}{W_{uy}} = \frac{T'' b''}{W_{uy}}$$

Ứng suất uốn tổng cộng:

$$\sigma_u = \sqrt{(\sigma_u^x)^2 + (\sigma_u^y)^2}$$

Ứng suất xoắn cổ trục khuỷu:

$$\tau_k = \frac{M_k''}{W_k} = \frac{(\sum T_{i-1} + T) \cdot R}{W_k}$$

Ứng suất tổng cộng khi chịu uốn và xoắn:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_k^2}$$

c. Tính bên má khuỷu:

Ta tính cho má bên phải vì chúng chịu lực lớn hơn má trái.

$$\text{Ứng suất uốn má khuỷu do lực } Z'': \quad \sigma_{uZ} = \frac{M_{uZ}}{W_u} = \frac{6.Z''b''}{h.b^2}$$

$$\text{Ứng suất uốn má khuỷu do lực } P_{r2}: \quad \sigma_{ur} = \frac{M_{ur}}{W_u} = \frac{6.P_{r2}(a-c)}{h.b^2}$$

$$\text{Ứng suất uốn má khuỷu do lực } T'': \quad \sigma_{uT} = \frac{6.T''r}{h.b^2}$$

$$\text{Ứng suất uốn má khuỷu do mô men } M'': \quad \sigma_{uM} = \frac{6.M_k''}{h.b^2}$$

$$\text{Ứng suất xoắn má khuỷu do lực } T'': \quad \tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{T''b''}{W_k}$$

- Hệ số an toàn theo xoắn đối với cổ trục:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \alpha_\tau \cdot \tau_{tb}}$$

Trong đó: $\tau_{-1} = 180 \div 200$ MPa đối với thép các bon;

$\tau_{-1} = 280 \div 300$ MPa đối với thép hợp kim

Giá trị cho phép của n_τ như sau:

$[n_\tau] = 3 \div 4$ đối với động cơ xăng ô tô;

$[n_\tau] = 4 \div 5$ đối với động cơ máy kéo, xe xích;

$[n_\tau] = 2 \div 3$ đối với động cơ cường hoá cao.

- Xác định hệ số an toàn uốn của cổ khuỷu:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \alpha_\sigma \cdot \sigma_{tb}}$$

Trong đó:

$\sigma_{-1} = 250 \div 350$ MPa đối với thép các bon;

$\sigma_{-1} = 500 \div 550$ MPa đối với thép hợp kim.

Hệ số an toàn chung của cổ khuỷu.

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}$$

Đối với động cơ ô tô, xe tải: $[n] = 2,5 \div 3$

Đối với động cơ xe xích : $[n] = 3 \div 3,5$

CHƯƠNG 5: CƠ CẤU PHÂN PHỐI KHÍ

5.1. Xác định các thông số chủ yếu của cơ cấu phân phối khí

XÁC ĐỊNH KÍCH THƯỚC CỦA THIẾT DIỆN LƯU THÔNG

Tiết diện lưu thông của xupap có ảnh hưởng quyết định đối với chất lượng thay đổi khí của quá trình thải và nạp trong động cơ bốn kỳ. Vì vậy, khi thiết kế, cần cố gắng tăng đường kính xupap trong phạm vi đường kính xy lanh đã định. Diện tích mặt nắm xupap của các động cơ ngày nay thường chiếm khoảng 25 ÷ 40% diện tích đỉnh pittông. Đối với động cơ xăng dùng buồng cháy bán cầu hoặc chỏm cầu, do xupap có thể bố trí nghiêng về hai bên nên có thể tăng diện tích xupap lớn đến 35% diện tích đỉnh pittông. Các loại động cơ Đizen và động cơ xăng dùng buồng cháy hình chêm diện tích xupap chỉ chiếm khoảng 25 ÷ 30%. Chỉ khi dùng nhiều xupap (bốn xupap) diện tích lưu thông mới có thể đạt đến 40% diện tích đỉnh pittông. Diện tích của xupap nạp thường lớn hơn diện tích của xupap thải khoảng 10 ÷ 20% và thường bằng 15 ÷ 20 % diện tích đỉnh pittông.

Để đảm bảo nạp đầy và thải sạch, ta có mối tương quan giữa đường kính họng để supáp nạp và đường kính đỉnh piston:

- Động cơ với bố trí supáp đặt: $d_{hn} = (0,38 \div 0,42)D$

- Động cơ với bố trí supáp treo: $d_{hn} = (0,42 \div 0,52)D$

- Động cơ đizel với buồng cháy phân cách: $d_{hn} = (0,35 \div 0,40)D$

- Động cơ đizel với buồng cháy thống nhất: $d_{hn} = (0,38 \div 0,42)D$

Tính toán tiết diện lưu thông của xupap dựa vào giả thiết lưu động ổn định của dòng khí đi qua họng để xupap. Coi dòng khí nạp (hoặc thải) có tốc độ bình quân và tốc độ của pittông thay đổi.

Căn cứ vào điều kiện lưu thông ổn định và liên tục của dòng khí, ta có:

$$v_{hn} \cdot i \cdot f_{hn} \cdot \gamma_k = v_p \cdot F_p \cdot \gamma_p \quad (15 - 11)$$

trong đó:

v_{hn} - Tốc độ trung bình của dòng khí chảy qua họng để xupap nạp (m/s)

f_{hn} - Tiết diện lưu thông của họng để xupap nạp (cm²);

d_h - Đường kính họng để xupap;

i - số xupap cùng tên của 1 xy lanh;

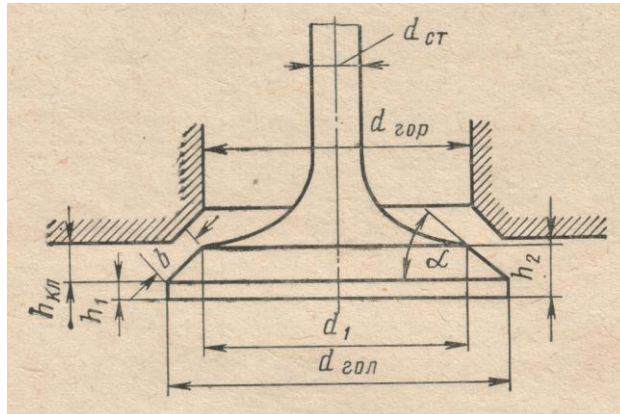
γ_k và γ_p - mật độ của dòng khí chảy qua họng xupap và ở trong xy lanh;

thường coi $\gamma_k = \gamma_p$

v_p - tốc độ bình quân của pittông: $v_p = \frac{Sn}{30}$, m/s

F_p - diện tích đỉnh pittông (cm²): $F_p = \frac{\pi D^2}{4}$

(S - hành trình pittông; n - số vòng quay trục khuỷu; D- đường kính xy lanh)



Bỏ qua điều kiện khác nhau về mật độ dòng khí, ta có:

$$V_{hn}.i.f_{hn} = v_p.F_p \quad (15-12)$$

Diện tích tiết diện lưu thông của họng nạp:

$$f_{hn} = \frac{v_p.F_p}{v_{hn}.i}$$

Khi dùng supáp với góc công tác 30^0 :

$$f_{max} = \pi.h_s.(0,866.d_{hn} + 0,375.h_s)$$

Khi dùng supáp với góc công tác 45^0 :

$$f_{max} = \pi.h_s.(0,866.d_{hn} + 0,353.h_s)$$

h_s - độ nâng của con đội

Vận tốc dòng khí nạp qua họng supáp và qua họng đế supáp:

	Động cơ xăng	Động cơ diesel
v_h	60 ÷ 110	55 ÷ 70
v_{hd}	65 ÷ 120	60 ÷ 80

1. Tính toán lò xo supáp

Tổng khối lượng các chi tiết chuyển động tịnh tiến của cơ cấu supáp quy dẫn về tâm supáp:

$$m_{\Sigma S} = m_{sp} + \frac{1}{3}m_{lx} + (m_T + m_{dd}).\frac{l_{sp}^2}{l_T^2} + \frac{j_{sp}}{l_T^2}$$

Trong đó:

m_{sp} - khối lượng của các supáp;

m_{lx} - khối lượng của các lò xo supáp;

m_T - khối lượng của con đội;

m_{dd} - khối lượng của các đũa đẩy;

j_{sp} - mô men quán tính của cò mổ đối với tâm supáp;

l_T, l_{sp} - các cánh tay đòn của cò mổ (l_{sp} - cánh tay đòn từ tâm trục cò mổ đến tâm supáp).

Lực quán tính của các khối lượng chuyển động tịnh tiến quy dẫn về tâm supáp:

$$P_{jsp} = - m_{\Sigma sp} \cdot j_{sp}$$

Trong đó: $j_{sp} = i_{sp} \cdot j_T$

$$i_{sp} = \frac{h_{sp}}{h_T} = \frac{j_{sp}}{j_T}$$

Lực nén lớn nhất của lò xo khi supáp mở hoàn toàn:

$$P_{lxmax} = m_{\Sigma sp} \cdot K \cdot a \cdot \frac{l_{sp}}{l_T} \cdot \omega_{tc}^2$$

Trong đó: K - hệ số dự trữ lực của lò xo supáp:

Động cơ diesel: $K = 1,3 \div 1,5$

Động cơ xăng: $K = 1,33 \div 1,65$

Lực nén nhỏ nhất của lò xo khi supáp đóng hoàn toàn (lực nén ban đầu):

$$P_{lxmin} = m_{\Sigma sp} \cdot K \cdot (r_0 - r_2) \cdot \frac{l_{sp}}{l_T} \cdot \omega_{tc}^2$$

Khi supáp mở hoàn toàn, lò xo cần có lực:

$$P_{lxmax} = P_{lxmin} + c \cdot h_{spmax}$$

Trong đó: $c = \frac{P_{spmax}}{f_0 + h_{sp}}$ - là độ cứng của lò xo

Đối với động cơ cao tốc, P_{lxmax} tới 1000 N; $c = 54 \div 58 \text{ N/mm}$

$f_0 + h_{sp}$ - chiều dài lò xo khi supáp mở hoàn toàn.

Đường kính ngoài lò xo thường chọn $d_2 = (0,75 \div 1) \cdot d_h$

Đường kính trong lò xo thường chọn $d_1 = (0,5 \div 0,75) \cdot d_h$

d_h - đường kính họng supáp.

Ứng suất xoắn lò xo lớn nhất: $\tau_{max} = \frac{8 \cdot K \cdot P_{lxmax} \cdot d_{tb}}{\pi \cdot d^3}$

Ứng suất xoắn lò xo nhỏ nhất: $\tau_{min} = \frac{8 \cdot K \cdot P_{lxmin} \cdot d_{tb}}{\pi \cdot d^3}$

d - đường kính dây lò xo;

d_{tb} - đường kính trung bình của lò xo.

Biên độ ứng suất: $\tau_a = 0,5 \cdot (\tau_{max} - \tau_{min})$

Ứng suất trung bình: $\tau_{tb} = 0,5 \cdot (\tau_{max} + \tau_{min})$

Hệ số an toàn:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \alpha_{\tau} \cdot \tau_{tb}}$$

Số vòng lò xo làm việc:

$$i'_{lx} = \frac{f_0 + h_{max} \cdot d_{tb}^4 \cdot G}{8P_{lxmax} \cdot d_{lx}^3}$$

Trong đó: $G = (0,80 \div 0,88) \cdot 10^5$ MPA- mômen đàn hồi loại 2.

Số vòng lò xo:

$$i_{lx} = i'_{lx} + 2$$

Tần số dao động của lò xo:

$$n_c = 2,17 \cdot \frac{d}{i'_{lx} \cdot d_{tb}^2} \cdot 10^7$$

Tỷ số tần số dao động của lò xo với vận tốc quay của trục cam:

$$\frac{n_c}{n_{tc}} > 10 \div 12$$

2. Tính toán trục cam

a. Ứng suất uốn

Trong quá trình làm việc trục cam chịu uốn và chịu xoắn. Lực tác dụng lên trục cam được tính theo công thức:

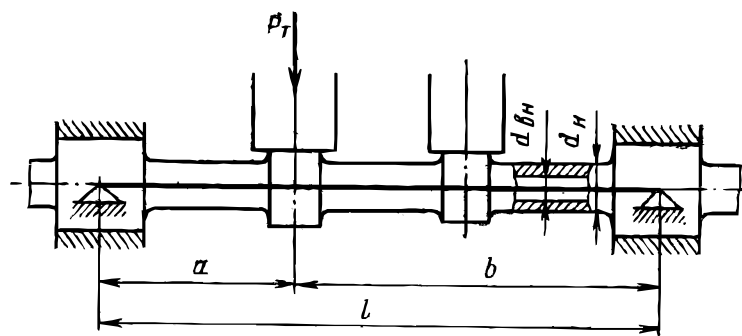
$$P_{Tmax} = P_{lxmin} + P_{JT} + P_{kt}$$

Trong đó:

P_{lxmin} - lực nén ban đầu của lò xo;

P_{JT} - lực quán tính của cơ cấu phối khí khi mở supáp quy dẫn về tâm con đội;

P_{kt} - lực khí thể tác dụng lên mặt nắm xupáp thải quy dẫn về đường tâm con đội



Mô men uốn trục cam:

$$M_u = \frac{P_{Tmax} \cdot a \cdot b}{l}$$

ứng suất uốn:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{32.M_{u\max}}{\pi.d_n^3 \left(1 - \frac{d_t^4}{d_n^4}\right)}$$

d_t, d_n - đường kính trong và ngoài của trục cam.

b. Ứng suất xoắn

Mô men xoắn trục cam với con đội phẳng: $M_x = P_T \cdot b$

P_T - lực lớn nhất tác dụng lên cam từ phía con đội;

b - khoảng cách từ điểm đặt lực tới tâm trục cam.

Ứng suất xoắn trục cam:
$$\tau_{x\max} = \frac{M_{\Sigma x\max}}{W_u} = \frac{16.M_{\Sigma x\max}}{\pi.d_n^3 \left(1 - \frac{d_t^4}{d_n^4}\right)}$$

$M_{\Sigma x\max}$ - mô men tổng cộng lớn nhất có tính đến các con đội khác cùng tác động lên trục cam, mô men dẫn động các cơ cấu khác cùng làm việc.

Ứng suất tổng cộng của uốn và xoắn:
$$\sigma_{\Sigma} = 0,5 \cdot \sqrt{\sigma_u^2 + 4 \cdot \tau_{u\max}^2}$$

c. Độ võng của trục cam

$$f = 0,68 \cdot \frac{P_{T\max} \cdot l_1^2 (l - l_1)^2}{E \cdot l (d_n^4 - d_t^4)} \quad [f] < 0,1 \text{ mm}$$

d. Ứng suất tiếp xúc trên mặt cam

Ta có thể tính theo công thức:
$$\sigma_{tx} = 0,418 \cdot \sqrt{P_{T\max} \cdot \frac{E}{b \cdot \rho}}$$

b - chiều rộng vấu cam; ρ - bán kính của cung ngoại tiếp của cam.

3. Tính toán con đội và đĩa đẩy

Con đội của cơ cấu phân phối khí thường chế tạo bằng thép hợp kim có hàm lượng các bon thấp như 20, 20Cr,...

Bề mặt sườn con đội kiểm tra theo áp suất đơn vị cho phép:

$$q_{\max} = \frac{6.M_u}{d_T \cdot l^2} \leq 10 \text{ MPa}$$

d_T - đường kính con đội;

l - chiều dài con đội tiếp xúc với ống dẫn hướng.

Đĩa đẩy được kiểm tra bền theo uốn dọc, ta xác định hệ số dự trữ bền:

$$n = \frac{\pi \cdot E \cdot J_{dd}}{P_{dd} \cdot l_{dd}^2} = 2 \div 5$$

J_{dd}, P_{dd}, l_{dd} - mômen quán tính, lực tác dụng lên đĩa đẩy và chiều dài đĩa đẩy.

5.2. Cam tiếp tuyến và động học của con đội con lăn

ĐỘNG HỌC CỦA CON ĐỘI

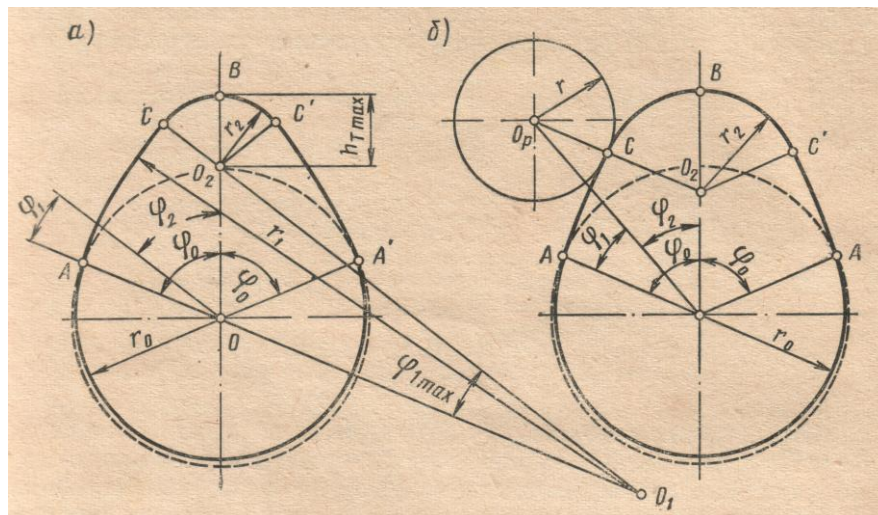
Độ dài pha mở và đóng của các supáp được đảm bảo bằng hình dạng của cam phù hợp với pha phân phối khí và đảm bảo nạp đầy nhất khí nạp vào xilanh và thải sạch khí thải ra khỏi động cơ.

Các cam phải có bề mặt làm việc đảm bảo đóng mở supáp không có va đập với chiều cao xác định.

Ngày nay thường sử dụng hai loại cam: cam lồi vẽ bởi các cung với bán kính r_0, r_1, r_2 làm việc với các loại con đội có mặt làm việc phẳng hay lồi. Cam làm việc với con đội dạng con lăn có bề mặt vẽ bởi cung với bán kính r_0, r_2 và nối chúng bằng đoạn thẳng (cam tiếp tuyến).

Độ nâng con đội:

$$h_{Tmax} = (0,25 \div 0,28) \frac{d_{hn}}{i}$$



d_{hn} - đường kính hống;

i - số supáp cùng tên của 1 xilanh.

Bán kính vòng tròn cơ sở:

$$r_0 = (1,6 \div 2,4) \cdot h_{max}$$

Bán kính cung thứ nhất để nâng con đội từ A đến C:

$$r_1 = (10 \div 20) \cdot h_{Tmax}$$

Có thể tính r_1 khi chọn r_0 và $r_2 \geq 2$ mm:

$$r_1 = \frac{a^2 + r_0^2 - r_2^2 - 2ar_0 \cos \varphi_0}{2(r_0 - r_2 - a \cos \varphi_0)}$$

a - khoảng cách giữa tâm trục và tâm của cung có bán kính r_2 :

$$a = r_0 + h_{Tmax} - r_2$$

$2\varphi_0$ - góc ở tâm của cam đối xứng, xác định thời gian mở supáp.

Đối với cam tiếp tuyến:

$$r_2 = r_0 - h_{Tmax} \cdot \frac{\cos\varphi_0}{1 - \cos\varphi_0}$$

Con đội trượt trên cung có bán kính r_1 từ điểm A đến điểm C và từ điểm C' đến điểm A', khi đó chiều cao nâng con đội:

$$h_T = (r_1 - r_0) \cdot (1 - \cos\varphi_1)$$

Vận tốc của con đội:

$$\omega_T = (r_1 - r_0) \cdot \omega_{tc} \cdot \sin\varphi_1$$

Gia tốc của con đội:

$$j_T = (r_1 - r_0) \cdot \omega_{tc}^2 \cdot \cos\varphi_1$$

ω_{tc} - vận tốc góc của trục cam

Con đội trượt trên cung có bán kính r_2 từ điểm C đến điểm C', khi đó chiều cao nâng con đội:

$$h_T = r_2 + a \cos\varphi_2 - r_0$$

Vận tốc của con đội:

$$\omega_T = a \cdot \omega_{tc} \cdot \sin\varphi_2$$

Gia tốc của con đội:

$$j_T = -a \cdot \omega_{tc}^2 \cdot \cos\varphi_2$$

Bán kính nhỏ nhất của đầu con đội:

$$r = \frac{r_1 - r_0}{r_1 - r_2} \cdot a \cdot \sin\varphi_{1max} + (1 \div 2)$$

Con đội kiểu con lăn trượt trên đoạn thẳng từ điểm A đến điểm C và từ điểm C'' đến điểm A', khi đó chiều cao nâng con đội:

$$h_T = (r_0 + r) \cdot \frac{1 - \cos\varphi_1}{\cos\varphi_1}$$

Vận tốc của con đội:

$$\omega_T = (r_0 + r) \cdot \omega_{tc} \cdot \frac{\sin\varphi_1}{\cos^2\varphi_1}$$

Gia tốc của con đội:

$$j_T = (r_0 + r) \cdot \omega_{tc}^2 \cdot \frac{1 + \sin^2\varphi_1}{\cos^2\varphi_1}$$

Con đội lăn trên cung có bán kính r_2 từ điểm C đến điểm B và từ B đến C', khi đó chiều cao nâng con đội:

$$h_T = a \left(\cos \varphi_2 + \frac{\sqrt{1 - a_1^2 \sin^2 \varphi_2}}{a_1} \right) - (r_0 + r_1)$$

trong đó
$$a_1 = \frac{a}{r_2 + r_0}$$

Vận tốc của con đội:

$$\omega_T = a \left(\sin \varphi_2 + \frac{a_1 \sin 2\varphi_2}{2 \cdot \sqrt{1 - a_1^2 \sin^2 \varphi_2}} \right) \cdot \omega_{tc}$$

Gia tốc của con đội:

$$j_T = -a \left[\cos \varphi_2 + \frac{a_1 \cos \varphi_2 + a_1^3 \sin^4 \varphi_2}{(1 - a_1^2 \sin^2 \varphi_2)^{\frac{3}{2}}} \right] \cdot \omega_{tc}^2$$

Lưu ý:

- Đối với động cơ bố trí supáp treo, khối lượng đặt lên supáp nhỏ hơn khi bố trí supáp đặt nên khi tính toán có thể cho phép có gia tốc lớn hơn.

- Đối với động cơ bố trí supáp treo, khi $h_T = 0$, có thể chọn

$$\frac{j}{\omega_{tc}^2} = 0,04 \div 0,05; \text{ khi } h_T \text{ có giá trị lớn nhất, có thể chọn } \frac{j}{\omega_{tc}^2} = 0,02 \div 0,025$$

- Đối với động cơ bố trí supáp đặt, khi $h_T = 0$, có thể chọn

$$\frac{j}{\omega_{tc}^2} = 0,025 \div 0,035; \text{ khi } h_T \text{ có giá trị lớn nhất, có thể chọn } \frac{j}{\omega_{tc}^2} = 0,015 \div 0,020$$

5.3. Cam lồi và động học của con đội hình nấp

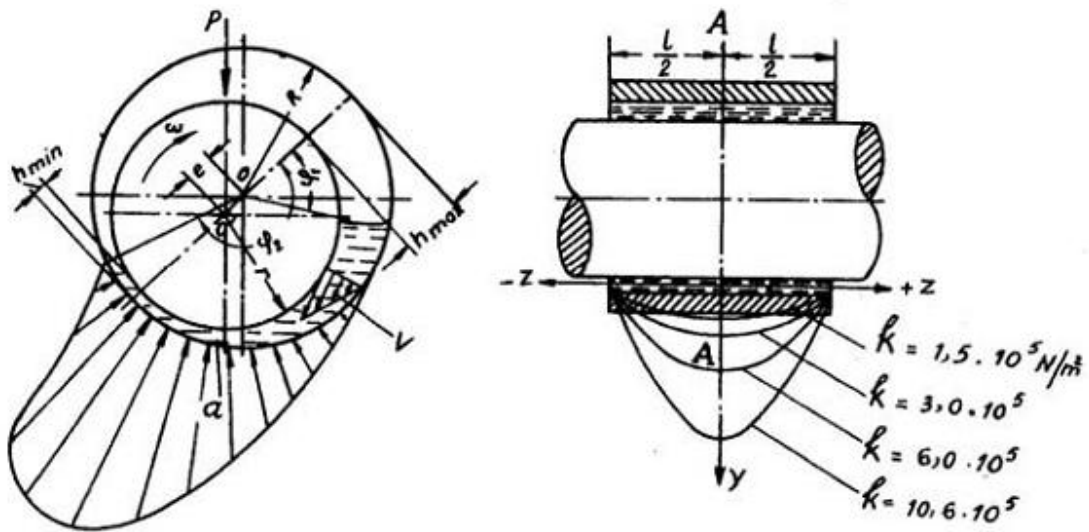
Chương 6: TÍNH TOÁN HỆ THỐNG BÔI TRƠN – HỆ THỐNG LÀM MÁT

6.1. Tính toán hệ thống bôi trơn

6.1.1. Tính toán ổ trượt:

Khi tính ổ trượt (thiết kế động cơ mới hoặc kiểm nghiệm động cơ đã có) thường căn cứ vào kết quả tính toán ở phần tính toán động lực học xác định lực tác dụng trên các ổ trục (ổ đầu to thanh truyền và ổ trục khuỷu). Kết quả tính toán sức bền của trục khuỷu và kết quả của việc thiết kế bố trí chung, ta đã xác định được kích thước: chiều dài l và đường kính d của ổ trượt.

Hoàn toàn có thể kiểm nghiệm ổ trượt một cách gần đúng theo áp suất trung bình k_{tb} , áp suất cực đại k_{max} và hệ số va đập như đã trình bày ở một số công thức trong giáo trình tính toán và thiết kế động cơ. Tuy nhiên, các phép tính kiểm nghiệm theo k_{tb} và k_{max} chỉ là gần đúng. Ngoài việc tính toán kiểm nghiệm để so sánh k_{tb} , k_{max} còn cần phải tính toán bôi trơn ổ trượt theo lý thuyết thủy động



Sơ đồ ổ trượt bôi trơn thủy động

D, d - Đường kính ổ trục

Δ - Khe hở ổ trục $\Delta = D - d$

δ - Khe hở bán kính, $\delta = \Delta/2$

ψ - Khe hở tương đối,

$$\psi = \Delta/d = \delta/r.$$

l/d - Chiều dài tương đối ổ trục

e - Khoảng lệch tâm của trục và ổ khi bôi trơn ma sát ướt.

χ - Độ lệch tâm tương đối, $\chi = e/\delta$.

φ_1, φ_2 - Góc tương ứng với với điểm bắt đầu và kết thúc chịu tải của màng dầu. h_{\min}, h_{\max} - Chiều dày nhỏ nhất và lớn nhất của màng dầu, $h_{\min} = \delta - e$

Xác định áp suất tiếp xúc bề mặt trực:

Khi tính toán ổ trượt ta đã có các thông số:

Chiều dài ổ trượt l ,
Đường kính trục d ,

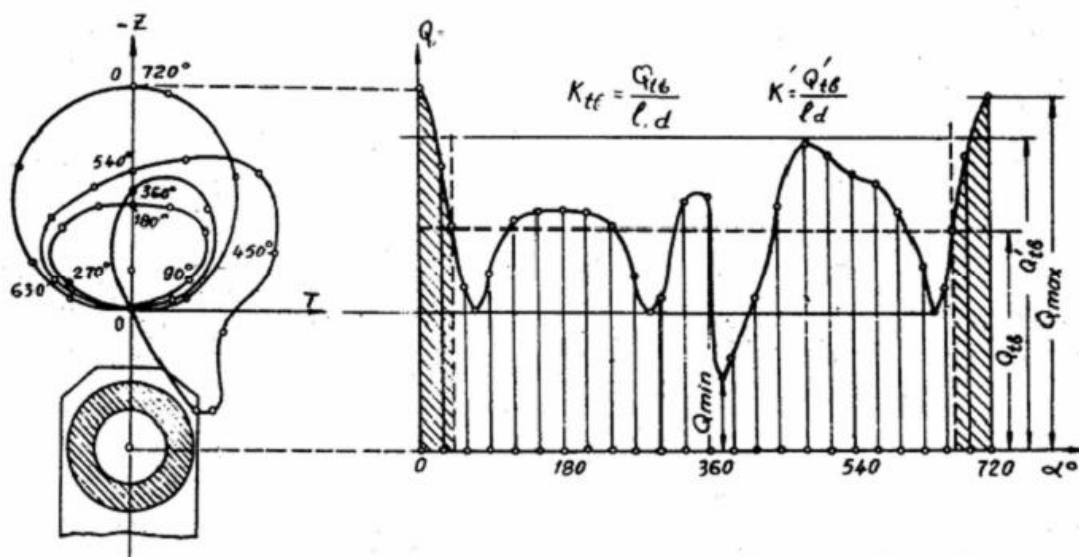
Kết quả tính toán động lực học cho phụ tải trung bình Q_{tb} và phụ tải trung bình vùng phụ tải lớn Q'_{tb} các hệ số k_{tb} và k'_{tb} xác định theo công thức:

$$k_{tb} = \frac{Q_{tb}}{l \cdot d}$$

dùng để xác định nhiệt độ trung bình màng dầu.

$$k'_{tb} = \frac{Q'_{tb}}{l \cdot d}$$

dùng để xác định chiều dày nhỏ nhất của màng dầu.



Đồ thị phụ tải tác dụng lên đầu to thanh truyền

Chọn áp suất bôi trơn và nhiệt độ của dầu vào ổ trượt:

Nhiệt độ dầu vào ổ trượt có thể chọn trong

phạm vi: $70 \div 75$ °C. Áp suất bôi trơn có thể

lựa chọn:

- Động cơ xăng $p_b = 0,2 \div 0,4$ MN/m²;
- Động cơ diêden tốc độ trung bình $p_b = 0,2 \div 0,8$ MN/m²;
- Động cơ diêden tốc độ cao, cường hoá $p_b =$

0,6 ÷ 0,9 MN/m²; Lựa chọn loại dầu nhờn:

Thường chọn theo những động cơ cùng loại, cùng cỡ công suất. Từ đây xác định sơ bộ độ nhớt dùng để tính toán ổ trượt.

$$\phi = \frac{k}{\mu\omega} \left(\frac{\Delta}{d} \right)^2 \cdot 10^{-4}$$

d- (cm); Δ - (μm); μ - Độ nhớt của dầu (KG.s/m²).

Sau khi có hệ số phụ tải ϕ , qua đồ thị 9-3 xác định χ theo tỷ số l/d. Áp suất tiếp xúc k tính theo áp suất trung bình ktb.

- Khe hở Δ ta có thể chọn một cách sơ bộ: Với đường kính trục từ 50 ÷ 100 mm có thể chọn theo công thức kinh nghiệm sau:

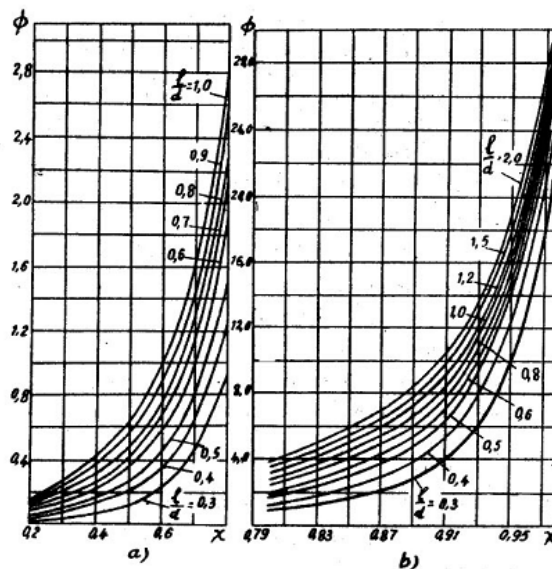
- Đối với ổ trượt dùng hợp kim babit $\Delta = 0,5 \cdot 10^{-3} d$

- Đối với ổ trượt dùng hợp kim đồng chì $\Delta = (0,7 \div 1,0) \cdot 10^{-3} d$

Kiểm nghiệm trạng thái nhiệt ổ trượt:

Xác định nhiệt độ của màng dầu bôi trơn dựa trên phương trình cân bằng nhiệt, nhằm xác định chính xác nhiệt độ làm việc màng dầu, để xác định độ nhớt của dầu.

Nhiệt lượng Q_{ms} do ma sát ổ trượt gây ra sẽ cân bằng với lượng nhiệt do dầu nhờn đem đi khỏi ổ trượt (Q_{dm}) và lượng nhiệt do ổ trượt truyền cho môi chất chung quanh (Q_{tn})



Quan hệ biến thiên của hàm số $\chi=f(\phi)$

a, Đối với loại có độ lệch tâm tương đối trung bình.

b, Đối với loại có độ lệch tâm tương đối lớn.

$$Q_{ms} = Q_{dm} + Q_{tn} \quad (9-1)$$

Nhiệt lượng do ổ trục phát

6.2. Tính toán hệ thống làm mát

Chương 7: TÍNH TOÁN HỆ THỐNG CUNG CẤP NHIÊN LIỆU ĐỘNG CƠ

7.1. Tính toán hệ thống cung cấp nhiên liệu động cơ xăng

7.1.1. Vật liệu chế tạo các chi tiết chính

Hầu hết các chi tiết bộ chế hòa khí dùng kim loại màu để tránh rỉ.

Thân bộ chế hòa khí: Hợp kim kẽm với thành phần 0,6 ÷ 0,9% Cu; 3,5 ÷ 4,5% Al; 0,2% Mg; còn lại là Zn, cho phép có không quá 0,12% tạp chất (trong đó khoảng 0,015% Pb), 0,1% Fe, 0,002% Sn, 0,005% Cd. Hợp kim này có ứng suất kéo giới hạn $\geq 27000 \text{ MN/m}^2$, độ cứng Brinen ≥ 73 ứng với lực ép 9810N và đường kính viên bi là 10mm, trên chiều dài $L = 5d$ (d - đường kính mẫu kéo); độ giãn nở tương đối $\geq 4,2\%$. thân bộ chế hòa khí rất phức tạp nên phải dùng phương pháp đúc áp lực.

Phao xăng: Hầu hết chế tạo bằng đồng thanh, hiện nay có xu hướng dùng chất dẻo polycaprolactam hoặc nhựa tổng hợp MCH vì hai loại này đảm bảo cho phao đạt chất lượng tốt. Phao làm bằng chất dẻo giảm được thể tích của phao từ đó giảm được thể tích buồng phao (vẫn đảm bảo sức ép lên van kim), sức bền cơ học tốt hơn, giá thành chế tạo thấp hơn (khoảng 2 ÷ 2,5 lần so với đồng thanh). Ngoài ra người ta còn dùng chất dẻo làm họng và vài chi tiết của bộ chế hòa khí.

Các gíc-lơ, thân van kim, pittông... thường làm bằng đồng thanh AC59. Bướm gió và bướm ga làm bằng các lá đồng thanh A63.

Thân buồng hỗn hợp đúc bằng gang xám C 18-36 hoặc C 21-14.

6.1.1. Buồng hỗn hợp

6.1.1.1. Tính đường kính buồng hỗn hợp

Đường kính buồng hỗn hợp là kích thước cơ bản và quan trọng, dựa vào đường kính này để chọn bộ chế hòa khí cho động cơ.

$$d_b = a_n \cdot \sqrt{V_h \cdot i \cdot \frac{n}{1000}} \quad (\text{mm})$$

a_n - Hệ số dao động của dòng chảy, phụ thuộc vào số xilanh dùng chung một buồng hỗn hợp; V_h - thể tích công tác của một xilanh (dm^3); i - số xilanh dùng chung một buồng hỗn hợp; n - số vòng quay động cơ (v/ph)

Số xilanh	1	2	3	4	5	6
Hệ số a_n	24,2	17,1	14,15	13	12,85	11,9

6.1.1.1. Kiểm nghiệm tốc độ không khí qua buồng hỗn hợp

Theo kinh nghiệm của các nhà sản xuất, động cơ đạt được chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật tốt nếu tốc độ $v_{tb} = 40 \div 60 \text{ m/s}$ (4 xilanh có chung một buồng hỗn hợp), $v_{tb} = 20 \div 30 \text{ m/s}$ (nếu 2 xilanh chung một buồng hỗn hợp).

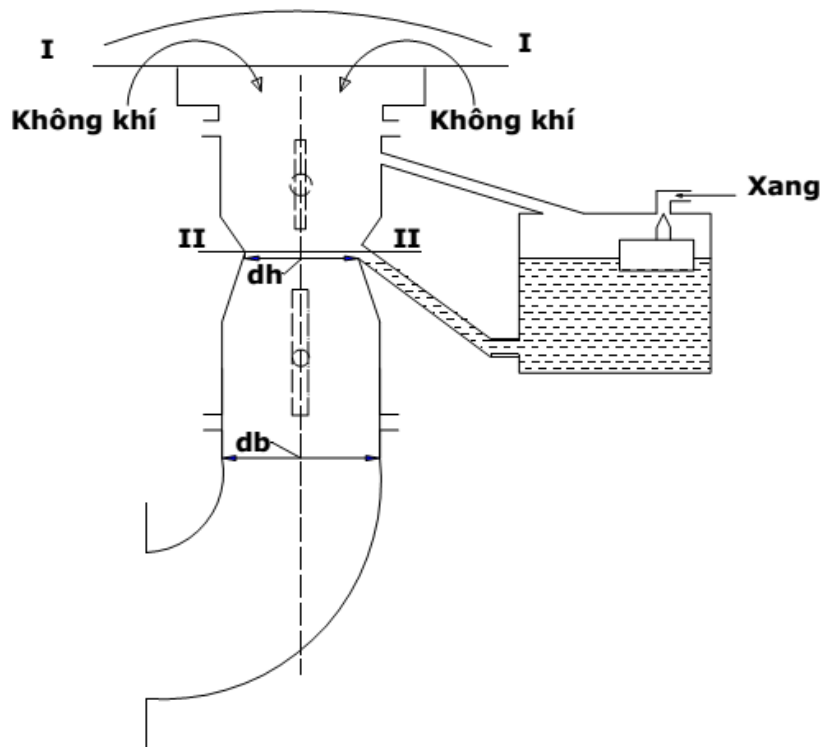
Tốc độ trung bình của dòng khí qua buồng hỗn hợp tính theo công thức:

$$v_{tb} = \frac{V_h \cdot i \cdot n \cdot \eta_v \cdot \psi}{\tau \cdot \pi \cdot d_b^2 \cdot 750} ; \quad (\text{m/s})$$

Trong đó:

V_h - thể tích công tác của một xilanh (m^3); i - số xilanh dùng chung một buồng hỗn hợp; n - số vòng quay động cơ (v/ph); d_b - đường kính của buồng hỗn hợp (m); η_v hệ số nạp; ψ - hệ số quét khí; τ - số kỳ.

Vì nếu ít xilanh chung một buồng hỗn hợp thì thời gian môi chất đi qua buồng hỗn hợp rất nhỏ (chỉ chiếm khoảng 1/4 hoặc 1/2 thời gian của chu trình khi có 1 hoặc 2



Sơ đồ tính buồng hỗn hợp

Chiều dài buồng hỗn hợp

Chiều dài buồng hỗn hợp $l_b = (0,8 \div 1,8) d_b$.

6.1.2. Xác định kích thước họng:

6.1.2.1. Xác định sơ bộ đường kính:

Đường kính họng được quyết định bởi lưu lượng không khí qua họng và tốc độ thực tế không khí qua họng trong giới hạn theo thực nghiệm. Chọn sơ bộ đường kính của họng d_h theo kinh nghiệm.

- Loại một họng: $d_h = (0,6 \div 0,8) d_b$

- Loại hai hợng : $d_{hn} = (0,6 \div 0,8)d_b$
 $d_{ht} = (0,2 \div 0,3)d_b$

- Loại ba hợng : $d_{hn} = (1 \div 1,2)d_b$
 $d_{hg} = (0,4 \div 0,5)d_b$
 $d_{ht} = (0,2 \div 0,3)d_b$

d_h - đường kính của hợng.

d_{hn} , d_{hg} , d_{ht} - đường kính của hợng ngoài, hợng giữa và hợng trong. d_b - đường kính của buồng hỗn hợp.

Độ chân không tại hợng:

$$\Delta p_h = \frac{\rho_k}{2} \left[S \left(\frac{D}{d_h} \right)^2 \frac{ni}{120} \frac{\eta_v}{\mu_h} \right]^2 ; (\text{N/m}^2)$$

μ_h - Hệ số lưu lượng của hợng, phụ thuộc vào hình dáng, chất lượng của hợng và số hợng.

$\mu_h = 0,85 \div 0,9$ - với loại một hợng.

$\mu_h = 0,7 \div 0,85$ - với loại hai hoặc ba hợng.

Chú ý rằng: Δp_h không phải là hằng số theo thời gian, dao động của Δp_h càng lớn khi số vòng quay động cơ càng thấp và số xilanh càng ít. Δp_h - độ chân không ở hợng (N/m²), thường khoảng 2000-15000 N/m².

Tốc độ thực tế không khí qua hợng:

$$v_k = \mu_h \sqrt{\frac{2\Delta p_h}{\rho_k}} ; (\text{m/s})$$

Tốc độ thực tế của không khí qua họng nằm trong khoảng 40 – 130 m/s

Lưu lượng không khí qua họng:

$$G_k = \eta_v V_h \frac{ni}{120} \rho_k ; \quad (\text{kg/s})$$

V_h : thể tích công tác của một xi lanh(m³); n : số vòng quay của động cơ (v/ph);
 ρ_k : khối lượng riêng của không khí trước ống nạp = 1,1 -1,2 (kg/m³); i : số xilanh; η_v :
hệ số nạp =0,7-0,9

Đường kính chính xác của họng

$$d_h = \sqrt{\frac{4G_k}{\pi \cdot v_k \cdot \rho_k}} ; \quad (\text{m})$$

Tốc độ vtb được chọn chỉ đảm bảo kết quả tốt khi lựa chọn chính xác tỷ số giữa tiết diện lưu thông họng khuếch tán f_h và tiết diện lưu thông của buồng hỗn hợp f_b :

Với bộ chế hòa khí lắp trên động cơ ô tô $f_h / f_b = 0,4 - 0,75$

Với bộ chế hòa khí lắp trên động cơ xe máy, xuồng máy ô tô $f_h / f_b = 1$

Nếu f_h / f_b nhỏ quá làm tăng áp suất tĩnh sau họng khuếch tán, xăng khó bay hơi, mặt khác còn gây ảnh hưởng xấu tới chất lượng làm việc của hệ thống không tải

Nếu f_h / f_b lớn quá, ảnh hưởng xấu tới khả năng phục hồi áp suất tĩnh tại khu vực sau họng khuếch tán và do đó làm tăng tổn thất trong bộ chế hòa khí

Tính góc lợ và vòi phun:

Trường hợp bộ chế hòa khí dùng hệ thống phun chính giảm độ chân không sau góc lợ chính:

7.2 Tính toán hệ thống cung cấp nhiên liệu động cơ diesel