

Chương 9 :

Trục- Ổ Đỡ

9.1. TRỤC

9.1.1. Đại cương

Trục dùng để đỡ hay vừa đỡ vừa truyền *moment* xoắn cho các chi tiết máy quay: bánh ma sát, bánh đà, bánh răng, bánh đai,...

◆ Phân loại:

+ Theo đặc điểm chịu tải trục chia ra làm hai loại:

- Trục tâm: chỉ có tác dụng đỡ, không truyền *moment* xoắn. Thường trục tâm không quay.

- Trục truyền: vừa đỡ các tiết máy quay, vừa truyền *moment* xoắn.

+ Theo hình dạng đường tâm trục chia ra:

- Trục thẳng: đường tâm trục là đường thẳng.

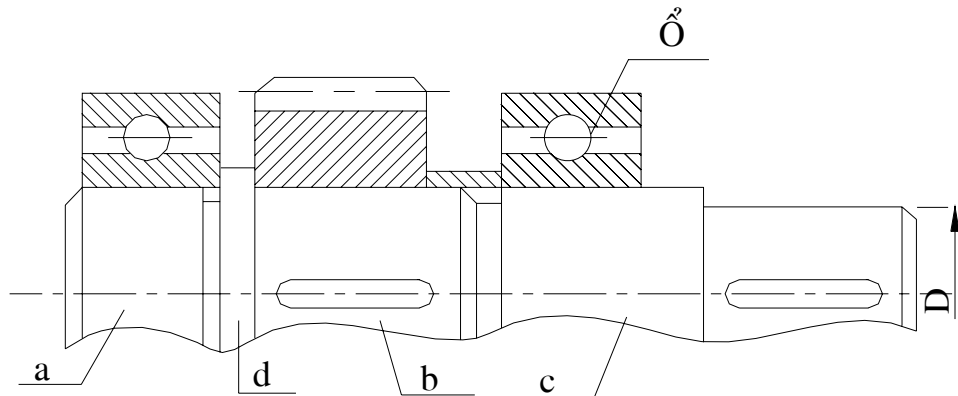
- Trục khuỷu: đường tâm trục là đường gãy khúc.

- Trục mềm: đường tâm trục là đường cong thay đổi.

+ Theo cấu tạo ta có: trục trơn, trục bậc, trục rỗng, trục đặc.

Trục là một tiết máy quan trọng, nó phức tạp về công nghệ và về kết cấu. Chất lượng của trục ảnh hưởng trực tiếp đến chất lượng truyền động của các bộ truyền lắp trên đó. Khi thiết kế trục phải chú ý đến kết cấu, sức bền, độ cứng và dao động của trục...

9.1.2. Kết cấu trục



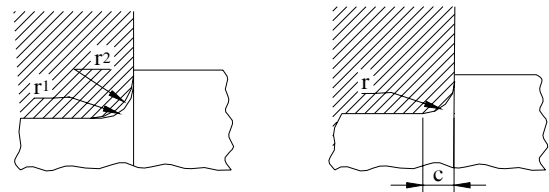
Hình 9.1

Kết cấu của trục được quyết định bởi trị số và tình hình phân bố lực tác dụng lên trục, cách bố trí và cố định các tiết máy lắp trên trục, sự gia công và lắp ráp...

9.1.2.1. Kết cấu:

- Ngõng trục: để lắp ổ (ổ đỡ, ổ chặn...). Ngõng trục được chế tạo có độ bóng, độ chính xác cao. Nếu lắp ổ trượt độ cứng bề mặt ngõng phải lớn.
- Thân trục: đoạn trục có lắp các tiết máy quay, vì vậy cũng có độ bóng, độ chính xác cao. Đường kính của nó phải được tiêu chuẩn hóa.
- Đoạn chuyển tiếp: nối liền thân và ngõng trục. Yêu cầu về độ bóng, độ chính xác của đoạn này không cao, đường kính không theo tiêu chuẩn.
- Phần định vị các tiết máy lắp trên trục: (vai, gờ trục).

Tại các vị trí này thường có sự tập trung ứng suất, ảnh hưởng đến sức bền mỏi của trục. Để khắc phục dùng các kết cấu như hình 9.2. Để đảm bảo tiết máy luôn tỳ sát vào bề mặt định vị, bán kính của vai trục r_1 phải nhỏ hơn bán kính góc lượn r_2 của tiết máy. Nếu tiết máy được vát góc, kích thước chỗ vát lấy theo bảng 9.1



Hình 9.2

Bảng 9.1**Trị số bán kính góc lượn r và kích thước cạnh vát c**

Đường kính trục, mm	r	c	Đường kính trục, mm	r	c
10 ÷ 15	0,5	1	45 ÷ 70	1,5	2,5
15 ÷ 30	1	1,5	70 ÷ 100	2	3
30 ÷ 45	1	2	100 ÷ 150	2,5	4

Để cố định tiết máy ở cuối trục có thể dùng ren hay ghép căng.

9.1.2.2. Các biện pháp nâng cao sức bền mỏi của trục:

Có thể nâng cao sức bền mỏi của trục bằng các kết cấu giảm tập trung ứng suất ở các vị trí cần thiết hay vát mép làm mềm moayơ.

Cũng có thể dùng các biện pháp công nghệ để tăng bền bề mặt nhằm nâng cao sức bền mỏi: thấm C, thấm N₂, xianuya, lăn ép...

9.1.3. Vật liệu trục :

Yêu cầu đối với vật liệu trục là có độ bền cao, ít nhạy với tập trung ứng suất, dễ gia công và nhiệt luyện.

Trục không quan trọng dùng thép CT5 không nhiệt luyện.

Khi trục yêu cầu có độ bền cao dùng thép 45, 45X (thông dụng là thép 45). Trục quan trọng dùng thép 45X, thép 40XHMA.

Trục lắp vào ổ trượt muốn có độ cứng bề mặt cao dùng thép cacbon hay thép hợp kim ít cacbon như thép 20, 20X, 12XH3A, 18XTT thấm than rồi tôi. Bảng 9.2 cho cơ tính một số loại thép chế tạo trục.

Chú ý : Thép hợp kim đắt và nhạy với tập trung ứng suất nên ít dùng. Mặt khác, dùng thép hợp kim sức bền tăng lên nhiều, làm cho đường kính trục nhỏ đi. Nhưng môđun đàn hồi của thép hợp kim không lớn hơn môđun đàn hồi của thép cacbon là bao, vì vậy khó đảm bảo độ cứng.

Bảng 9.2**Cơ tính một số loại thép**

Nhãn hiệu thép	Đường kính phôi mm	Giới hạn bền $\sigma_b, \text{N/mm}^2$	Giới hạn chảy $\sigma_{ch}, \text{N/mm}^2$	Độ rắn HB	Nhiệt luyện
CT5	Dưới 100 100-300	550	280	-	-
		470	240	-	-
45	Dưới 100 100-300	600	360	170-220	Thường hóa
		580	290		
45	60-90	750-850	450	210-240	Tôi cải thiện
	90-120	700-800	400	190-220	
	180-250	650-750	350	180-210	
40X	Dưới 60 100-200 200-300	1000	800	200-230	Thường hóa
		780	500		
		750	500		
40X	Dưới 120	900-1000	700	250-280	Tôi cải thiện
	120-150	850-950	600	240-270	
	150-180	800-900	550	230-260	
	180-250	750-850	500	210-240	
40XH	Dưới 60	1000	800	220-250	Thường hóa
	60-100	850	600		
	100-300	800	580		
40XH	Dưới 150	900-1000	700	269-290	Tôi cải thiện
	150-180	850-950	600	250-280	
	180-250	800-900	550	230-260	

9.1.4. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán.

Dạng hỏng chủ yếu là gãy vì mỏi. Nguyên nhân: trục làm việc quá tải thường xuyên do không đánh giá đúng sự tập trung ứng suất, do không đảm bảo đúng qui trình kĩ thuật gia công trục,...

- Hỏng bề mặt ngõng trục: chỉ xảy ra với trục lắp ổ trượt không tôi.
- Trục không đủ độ cứng ảnh hưởng đến sự làm việc của tiết máy khác.
- Trục bị dao động nhiều.

Vì vậy chỉ tiêu tính trục: tính bền, sao đó kiểm nghiệm theo điều kiện mỏi. Tùy tình hình làm việc cụ thể của trục, có thể kiểm nghiệm theo độ cứng uốn, độ cứng xoắn, độ dao động, quá tải.

9.1.4.1. Tính trục theo điều kiện bền:

Khi đã xác định được lực tác dụng lên trục (trị số, đặc điểm phân bố, vị trí, chiều) phải tiến hành chọn vật liệu trục và xác định kích thước trục theo điều kiện bền.

Có hai phương pháp tính toán:

a) Tính sơ bộ trục: Có thể dùng phương pháp kinh nghiệm.

- Trục vào hộp giảm tốc:

$$d_v = (0,8 \div 1,2) d_{\text{động cơ}}$$

- Trục bị dẫn hộp giảm tốc:

$$d_2 = (0,3 \div 0,35) A, \quad A - \text{khoảng cách trục.}$$

- Cũng có thể tính trục chỉ theo moment xoắn và kể đến ảnh hưởng moment uốn ta hạ thấp giá trị $[\tau]$:

$$\text{Xuất phát từ điều kiện : } \tau \leq [\tau] \quad (9.1)$$

$$\tau = \frac{M_x}{W_x} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \text{ N}}{0,2 d^3 \cdot n} \leq [\tau] \quad (9.2)$$

$$\Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot N}{0,2 \cdot n \cdot [\tau]}}$$

N: công suất truyền, Kw

n: số vòng quay trục, vòng/phút

$$\text{Đặt } c = \sqrt[3]{\frac{9,55 \cdot 10^6}{0,2 \cdot [\tau]}} = 110 \div 130 \quad \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad (9.3)$$

Phép tính sơ bộ kém chính xác, phạm vi ứng dụng hẹp, để chuẩn bị cho bước tính gần đúng trực, có thể dùng kết quả này xác định chiều rộng ổ, do đó xác định được chiều dài trục.

b) Tính gần đúng trực:

Trong phép tính này, ta tính đường kính trục theo cả moment uốn và moment xoắn. Muốn vậy cần phải xác định chiều dài trục, lập biểu đồ nội lực của trục, sau đó sử dụng một trong các thuyết bền để tính toán.

Giả sử dùng thuyết bền thứ 4 (thuyết bền thế năng biến đổi hình dáng):

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (9.4)$$

Với σ : ứng suất pháp do M_u gây ra.

τ : ứng suất tiếp do M_x gây ra.

$$\sigma = \frac{M_u}{W_u} = \frac{\sqrt{M_{ud}^2 + M_{un}^2}}{0,1d^3} \quad (9.5)$$

M_u : moment uốn toàn phần.

$$\tau = \frac{M_x}{W_x} = \frac{M_x}{0,2d^3} \quad (9.6)$$

$$\Rightarrow \sigma_{td} = \sqrt{\frac{M_{ud}^2 + M_{un}^2 + 0,75 \cdot M_x^2}{(0,1d^3)^2}} = \frac{M_{utd}}{W_u} \leq [\tau]$$

$$\text{với } M_{utd} = \sqrt{M_{ud}^2 + M_{un}^2 + 0,75 \cdot M_x^2} \quad (9.7)$$

$$\text{Do đó: } d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{utd}}{0,1 \cdot [\sigma]}} \quad (9.8)$$

Nếu là trục rỗng:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{utd}}{0,1 \cdot (1 - \beta^4) \cdot [\sigma]}} \quad (9.8')$$

Với $\beta = \frac{d'}{d}$ d' : đường kính lỗ trục

Trị số ứng suất cho phép $[\sigma]$ của một số loại thép làm trục cho ở bảng 9.3

Bảng 9.3

Trị số ứng suất cho phép $[\sigma]$ của thép chế tạo trục.

Nguyên nhân tập trung ứng suất	Đường kính trục (mm)	Loại thép, cách nhiệt luyện và cơ tính (N.mm ²)			
		35, CT5:	45, CT6:	45, tôi:	40X, tôi:
		$\sigma_b \geq 500$ $\sigma-1 \geq 220$	$\sigma_b \geq 600$ $\sigma-1 \geq 260$	$\sigma_b \geq 850$ $\sigma-1 \geq 340$	$\sigma_b \geq 1000$ $\sigma-1 \geq 100$
[σ],N/mm ²					+
Lắp ép	30	58	63	67	70
	50	48	50	55	60
	100	45	48	50	55
Góc lượn	30	60	70	80	90
	50	55	65	75	80
	100	50	55	65	80

Sau khi tính đường kính cho một số tiết diện quan trọng, dựa vào yêu cầu làm việc của trục định các kích thước (đường kính, độ dài) của các đoạn chuyển tiếp chi phù hợp.

9.1.4.2. Tính kiểm nghiệm trục:

Ở đây chỉ trình bày phép kiểm nghiệm theo hệ số an toàn và độ cứng.

a) Kiểm nghiệm trục theo sức bền mỏi:

Trong bước tính gần đúng ta chưa xét đến ảnh hưởng của tính chất chu kỳ của tải trọng, sự tập trung ứng suất, kích thước tuyệt đối và trạng thái bề mặt của trục. Vì vậy sau bước tính này cần phải kiểm nghiệm trục theo các nhân tố kể trên dưới dạng hệ số an toàn: $[n] \leq n$

[n]: Hệ số an toàn cho phép của trục, có thể xác định theo kinh nghiệm hay xác định theo phương pháp hệ số thành phần: $n = n_1.n_2.n_3$

n: hệ số an toàn của trục xác định theo sức bền vật liệu:

$$\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2} \Rightarrow n = \frac{n_\sigma.n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad (9.9)$$

trong đó:

$$n_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \omega_\sigma \cdot \sigma_m}, \omega_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \quad (9.10)$$

hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp.

$$n_\tau = \frac{\tau - 1}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \omega_\tau \cdot \tau_m}, \omega_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} \quad (9.11)$$

hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp.

Với:

σ_{-1}, τ_{-1} : giới hạn mỏi uốn, mỏi xoắn ở chu kỳ đối xứng; có thể lấy $\tau_{-1} \approx 0,58.\sigma_{-1}$

$\sigma_{-1} \approx (0,4 \div 0,5).\sigma_b$

K_σ, K_τ : hệ số tập trung ứng suất thực tế.

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$: hệ số kích thước xét đến ảnh hưởng của kích thước tiết diện trục đến giới hạn mỏi. Tra bảng 9.4.

ψ_σ, ψ_τ : hệ số xét ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến giới hạn mỏi.

- Với thép ít carbon: $\psi_\sigma = 0,05$; $\psi_\tau = 0$
- Với thép carbon trung bình: $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$
- Với thép hợp kim: $\psi_\sigma = 0,3$; $\psi_\tau = 0,1$

Biên độ ứng suất:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}$$

Ứng suất trung bình:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}$$

• Chú ý:

- Trên tiết diện trục có nhiều nhân tố đồng thời gây ra sự tập trung ứng suất do hình dáng thì lấy theo nhân tố có ảnh hưởng lớn nhất.
- Nếu có cả sự tập trung ứng suất do hình dáng và độ nhẵn gây ra thì tính theo hệ số tập trung ứng suất tổng hợp

$$K_{\sigma th} = K_{\sigma} + K'_{\sigma} - 1; K_{\tau th} = K_{\tau} + K'_{\tau} - 1 \quad (9.12)$$

- Nếu tiết diện trục có khoét rãnh then, lỗ suốt khi tính $\sigma_{\max}$, $\tau_{\max}$ phải lấy tiết diện chính xác để tính.
- Nếu $n < [n]$ phải tăng đường kính trục lên, nếu $n >> [n]$ phải giảm đường kính trục cho phù hợp.

b) Tính kiểm nghiệm độ cứng trục:

- Kiểm nghiệm độ cứng uốn: nếu độ cứng trục không đủ sẽ gây ra biến dạng uốn lớn, ảnh hưởng đến sự làm việc bình thường của trục và các tiết máy lắp trên trục. Do đó khi tính cần hạn chế biến dạng trục.

Trị số độ võng: $y \leq [y]$ được tính theo điều kiện cụ thể của trục. Nói chung:

$$[y] \leq (0,002 \div 0,003) \cdot A = [y]$$

Độ võng tại vị trí lắp bánh răng:

$$y \leq (0,01 \div 0,03) \cdot m = [y]$$

m: môđun bánh răng

Góc xoay phần trục tại vị trí lắp bánh răng: $\theta < 0,001 \text{ rad} = [\theta]$

Góc xoay phần trục tại vị trí lắp ổ trượt: $\theta < 0,001 \text{ rad} = [\theta]$

Góc xoay phần trục tại vị trí lắp ổ bi đỡ: $\theta < 0,001 \text{ rad} = [\theta]$

Phương pháp tính độ võng, góc xoay được trình bày ở các chương trước.

- Kiểm nghiệm độ cứng xoắn: biến dạng xoắn trong các cơ cấu truyền động ảnh hưởng đến độ chính xác làm việc của máy. Trục bánh răng nếu không đủ độ cứng xoắn sẽ gây thêm tập trung tải trọng trên chiều dài răng, ngoài ra còn gây dao động xoắn nguy hiểm.

Yêu cầu: góc xoắn $\varphi \leq [\varphi]$

$[\varphi]$: xác định tùy thuộc từng loại máy và tầm quan trọng của các loại trục lắp trên nó.

9.2. Ổ TRỤC :

9.2.1. Khái niệm chung :

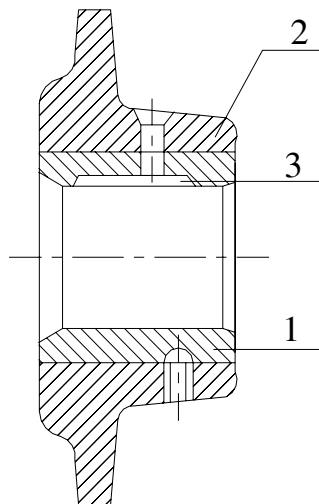
Ổ trục dùng để đỡ các trục xoa. Ổ trục chịu tác dụng của các lực đặt lên trục và truyền lực này vào thân máy, bệ máy.

Theo dạng ma sát trong ổ, ổ trục được chia ra: ổ trượt, ổ lăn. Ổ trục có thể chịu lực hướng tâm gọi là ổ đỡ, có thể chịu lực dọc trục gọi là ổ chặn và có thể chịu cả lực hướng tâm và lực dọc trục gọi là ổ đỡ chặn.

9.2.1.1. Cấu tạo và phân loại:

a) Ổ trượt: (Hình 9.3)

Phần tử cơ bản của ổ trượt là bạc lót 1 được lắp ở thân ổ 2. Trong quá trình làm việc, bề mặt ngông trục và bạc lót trượt tương đối nhau (do trục quay, bạc cố định) và sinh ra ma sát trượt. Để hệ số ma sát trượt nhỏ bạc lót được làm bằng vật liệu giảm



Hình 9.3

ma sát như: ba bít, hợp kim màu, gang,...

Tên bạc lót, người ta chế tạo răng dầu 3, mục đích là phân bố đều dầu bôi trơn trong ổ. Thông thường răng dầu được làm dọc theo chiều trục, để đảm bảo khả năng tải của lớp dầu vị trí rãnh dầu được bố trí ở ngoài vùng có áp suất thủy động. Để tránh dầu chảy ra ngoài, chiều dài răng nên lấy bằng 0,8 chiều dài ổ.

Ổ trượt có hai loại: ổ nguyên và ổ ghép. Bạc lót ổ nguyên được chế tạo theo dạng ống và gọi là ống lót, còn bạc lót trong ổ ghép thường có 2 nửa và gọi là móng lót.

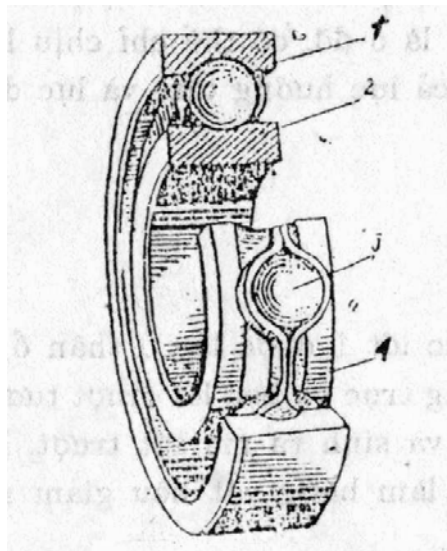
Ổ nguyên được chế tạo đơn giản và có độ cứng vững lớn hơn ổ ghép. Nó thường được sử dụng trong các máy làm việc không liên tục có vận tốc thấp, tải trọng nhỏ và có những nhược điểm:

- Không điều chỉnh được khe hở hướng kính khi ổ bị mòn.
- Không lắp ghép được đối với trục khuỷu.

Ổ ghép tuy chế tạo phức tạp hơn nhưng khắc phục được nhược điểm của ổ nguyên, do đó phạm vi ứng dụng rộng hơn.

b) Ổ lăn:

Phần tử cơ bản của ổ lăn: vòng trong 2, vòng ngoài 1, giữa là các con lăn có dạng cầu 3 hay dạng trụ. Để tránh các con lăn tiếp xúc với nhau khi ổ làm việc (chống mòn), người ta lắp vòng cách 4 để giữ các con lăn 1 khoảng cách nhất định (hình 9.4).



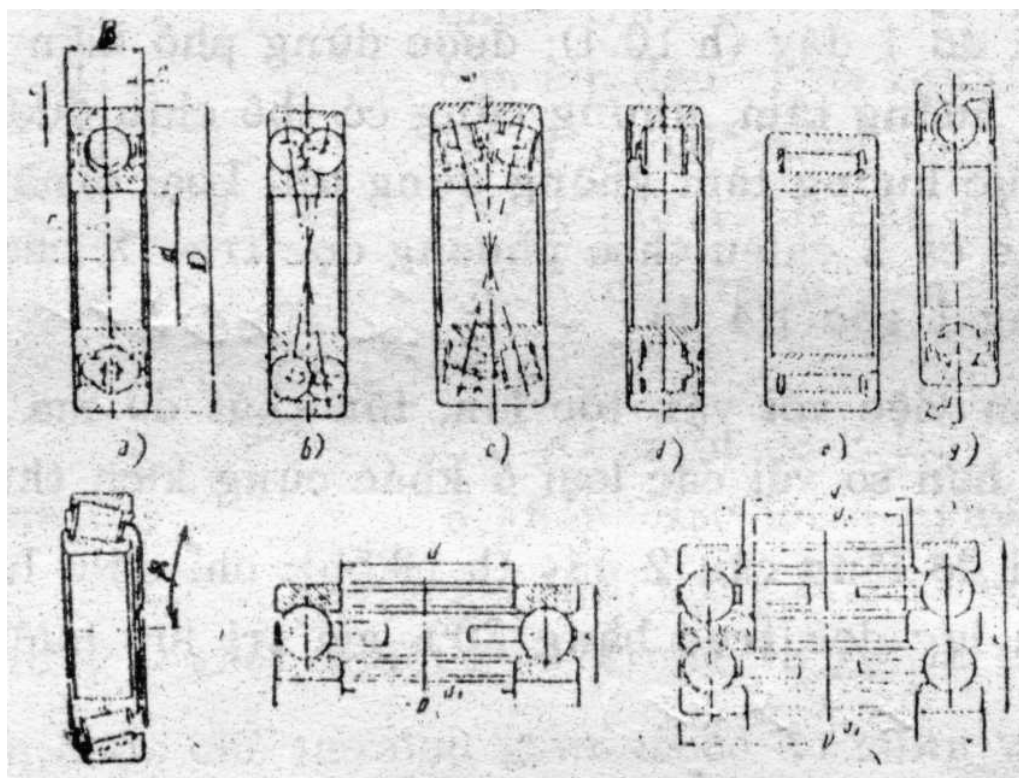
Hình 9.4

Tùy theo hình dạng của vòng trong, vòng ngoài và các con lăn, ổ lăn có các loại sau:

- Ổ bi đỡ 1 dãy (hình 9.4): được dùng phổ biến nhất, chủ yếu để chịu lực hướng tâm nhưng cũng có thể chịu được lực dọc trục bằng 70% lực hướng tâm không dùng tới. Loại ổ này có khả năng cố định trục cả 2 chiều theo phương dọc trục X cho phép phương trục nghiêng 1 góc 1/4 độ. Ký hiệu

Khi làm việc với vận tốc lớn, tổn thất do ma sát của loại ổ này sẽ nhỏ hơn so với các loại ổ khác cùng kích thước.

- Ổ bi đỡ lồng cầu 2 dãy (hình 9.5.b): chỉ chịu lực hướng tâm, có thể chịu lực dọc trục bằng 20% giá trị lực hướng tâm không dùng tới.



Hình 9.5

Khi làm việc loại ổ này cho phép vòng trong và vòng ngoài lệch nhau theo chiều trục 1 giá trị đáng kể. Khả năng tự lựa quyết định phạm vi ứng dụng của ổ.

- Ổ đĩa đỡ lồng cầu 2 dãy (hình 9.5c): có đặc tính giống như ổ bi đỡ lồng cầu 2 dãy, nhưng khả năng tải lớn hơn so với tất cả các loại ổ đỡ khác có cùng kích thước.
- Ổ đĩa đỡ trụ ngắn (hình 9.5d): chỉ chịu lực hướng tâm, nó cho phép các vòng ổ dịch chuyển dọc trục tương đối với nhau, ổ được lắp trên các trục ngắn có độ cứng lớn.
- Ổ kim (hình 9.5e): chỉ chịu lực hướng kính, khả năng tải của ổ kim khá lớn trong khi kích thước hướng kính khá nhỏ so với các loại ổ lăn khác.
- Ổ bi đỡ chặn (hình 9.5g): ổ chịu cả lực hướng kính và lực dọc trục, cũng có khi chỉ chịu lực dọc trục. Loại ổ này, khi lắp từng đôi một, chúng có thể chịu lực dọc trục tác dụng cả hai chiều. Người ta thường dùng loại này trên những trục cứng có vận tốc quay cao.
- Ổ đĩa côn đỡ chặn (hình 9.5h): ổ chịu được cả lực hướng tâm và lực dọc trục, thường được lắp trên những trục có vận tốc quay nhỏ và trung bình. Khả năng tải lớn, điều chỉnh ổ thuận lợi. Với ổ này, vòng ngoài và vòng trong không cho phép dịch chuyển tương đối, do đó yêu cầu trục phải cứng và lắp đặt chính xác. Cũng như ổ bi đỡ chặn, ổ đĩa côn đỡ chặn được lắp theo từng đôi để khắc phục lực dọc trục theo cả hai chiều.

- Ổ bi chặn: loại ổ này chỉ chịu được lực dọc trục, làm việc với vận tốc thấp và trung bình. Ổ bi chặn 1 lớp (hình 9.5i) có 1 vòng được lắp chặt với trục, còn vòng kia lắp có khe hở và nó chịu lực dọc trục 1 chiều; ổ bi chặn 2 lớp (hình 9.5k) có vòng giữa lắp chặt với trục và nó chịu được lực dọc trục theo hai chiều.

9.2.1.2. Ưu nhược điểm và phạm vi ứng dụng:

Hiện nay phạm vi ứng dụng của ổ trượt hẹp hơn ổ lăn, nhưng 1 số trường hợp sau dùng ổ trượt có nhiều ưu điểm:

- Khi trục quay với vận tốc rất cao, vì nếu dùng ổ lăn tuổi thọ sẽ thấp.
- Khi yêu cầu phương trục rất chính xác.
- Khi đường kính trục khá lớn ($d \geq 1\text{mm}$), nếu dùng ổ lăn phải tự chế tạo, giá thành sẽ cao.
- Khi khó lắp lắp (ϕ trục khuỷu).
- Khi ổ làm việc trong môi trường đặc biệt (ví dụ môi trường ăn mòn), lúc ấy cần phải chọn vật liệu ổ trượt thích hợp (gỗ, cao su, grafit...)
- Khi có tải trọng va đập, dao động, dùng ổ trượt có khả năng giảm ảnh hưởng xấu của những dạng tải trọng này, nhờ tác dụng giảm chấn màng dầu.
- Trong các cơ cấu có vận tốc thấp, không quan trọng, rẻ tiền.

Nói chung so với ổ trượt, ổ lăn có ưu điểm:

- Moment mở máy thấp, chăm sóc và bôi trơn đơn giản.
- Không dùng kim loại màu.
- Mức độ tiêu chuẩn hóa và lắp dẫn rất cao nên giá thành rẻ khi sản xuất lớn.

9.2.2. Tính toán ổ.

1- Tính ổ trượt:

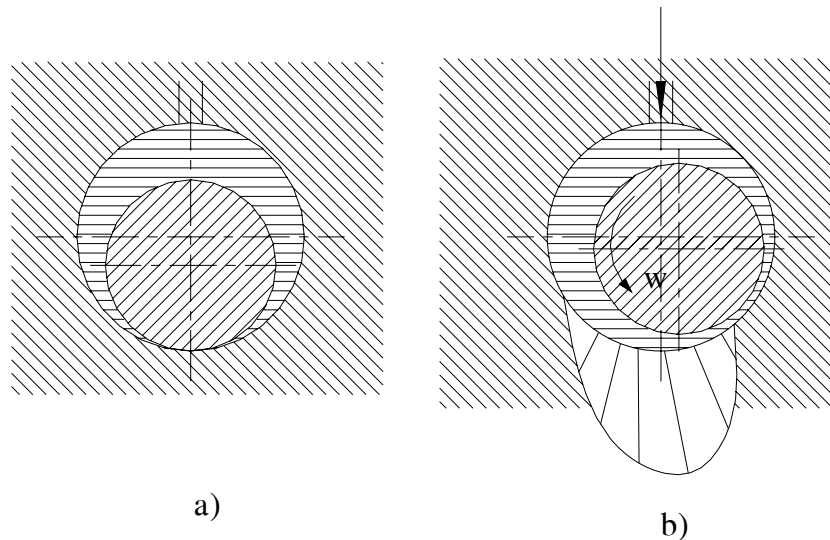
Phần này chỉ trình bày cách tính toán ổ trượt đỡ là loại dùng phổ biến trong thực tế.

a) Các chế độ ma sát:

- Ma sát ướt xảy ra giữa 2 bề mặt có chuyển động tương đối nhưng giữa chúng có một lớp dầu bôi trơn.
- Ma sát khô xảy ra giữa 2 bề mặt có chuyển động tương đối và tiếp xúc trực tiếp với nhau.

- Ma sát nửa khô, nửa ướt là dạng ma sát trung gian của ma sát ướt và ma sát khô.

Khi vận tốc góc của trục tăng lên, trong ổ trượt có thể lần lượt tồn tại 3 chế độ ma sát: nửa khô, nửa ướt và ma sát ướt. Khi quay trục sẽ cuốn dầu bôi trơn vào khe hở hình nêm giữa ngông trục và lót ổ, tạo ra lực nâng thủy động và làm ngông trục nổi dần lên (hình 9.6b).



Hình 9.6

Khi vận tốc của ngông trục còn nhỏ (khởi động, tắt máy) phần lớn bề mặt tiếp xúc trong ổ chưa được phủ đầy dầu bôi trơn, lúc này ổ làm việc ở chế độ ma sát nửa khô.

Khi vận tốc trục tăng lên, bề mặt dày của lớp dầu bôi trơn tăng nhưng các đỉnh nhấp nhô của bề mặt tiếp xúc vẫn chưa được phủ đầy dầu bôi trơn, nên chế độ ma sát trong trường hợp này là nửa ướt.

Tiếp tục tăng vận tốc của ngông trục và tuân theo các điều kiện xác định (sẽ nói ở phần tính ổ trượt) thì 1 lớp dầu bôi trơn ổn định và phủ kín các nhấp nhô của bề mặt tiếp xúc trong ổ được hình thành, chế độ ma sát ướt xuất hiện, nó làm mất hiện tượng mòn và dính giữa các bề mặt tiếp xúc.

Trong 1 số trường hợp khi vận tốc trượt còn nhỏ, giữa các bề mặt tiếp xúc không được phủ kín dầu bôi trơn, nhưng có bám 1 màng hấp phụ mỏng.

Ma sát ướt chỉ xuất hiện trong các ổ trượt đặc biệt tuân theo những điều kiện nhất định, còn phần lớn các ổ đỡ trượt làm việc trong các điều kiện ma sát ướt.

Các loại ma sát giới hạn, nửa khô, nửa ướt gọi là ma sát có bôi trơn không hoàn toàn.

b) Các dạng phá hỏng và chỉ tiêu tính toán:

Tùy thuộc chế độ tải trọng và chế độ ma sát, trong ổ trượt có thể xảy ra các dạng hỏng sau:

- Mòn: xảy ra khi không hình thành lớp dầu bôi trơn ma sát ướt do dầu có lẫn nhiều hạt mài mòn. Mỏi rỗ xảy ra khi ổ chịu tải động.
- Ổ bị kẹt do biến dạng nhiệt hóa.

Để tránh các dạng hỏng trên tốt nhất cho ổ làm việc với chế độ bôi trơn ma sát ướt, do đó tính toán bôi trơn ma sát ướt là tính toán cơ bản đối với ổ trượt. Tuy nhiên để tránh sai mòn và nhiệt độ quá cao khi ổ làm việc, nâng cao tuổi thọ ổ cần dùng phương pháp tính quy ước theo áp suất cho phép $[p]$ theo công riêng phần khi ổ làm việc $[p.v]$.

+ Tính toán theo áp suất cho phép $[p]$:

$$p = \frac{R}{dl}, \quad (9.13)$$

R: tải trọng hướng tâm, N

d: đường kính ổ, mm

l: chiều dài ổ, mm

Điều kiện:

$$p = \frac{R}{dl} \leq [p], N/mm^2 \quad (9.14)$$

Trị số $[p]$ tra bảng 9.4

Nếu định trước được tỉ số: $1/d = \xi$, ta tính được đường kính trục:

$$d \geq \sqrt{\frac{R}{\xi \cdot [p]}}, mm \quad (9.15)$$

+ Tính theo công riêng phần:

Tích $[p.v]$ phần nào đặc trưng cho sự sinh nhiệt trong ổ và sự mài mòn ổ; điều kiện:

$$p.v \leq [p.v] \quad (9.16)$$

với $p = \frac{R}{d.l}$ và vận tốc $v = \frac{\pi d.n}{60.1000}$. Trị số $[p.v]$ cho ở bảng 9.4.

Bảng 9.4

Trị số $[p]$ và $[p.v]$

Vật liệu trục và bạc	$[p]$, N/mm ²	$[pv]$, Nm/mm ² .s
Thép với đồng bφOUC663	4 ÷ 6	4 ÷ 6
Thép tôi với Babít	6 ÷ 10	15 ÷ 20
Thép với gang	2 ÷ 4	1 ÷ 3

+ Tính toán ổ trượt bôi trơn ma sát ướt:

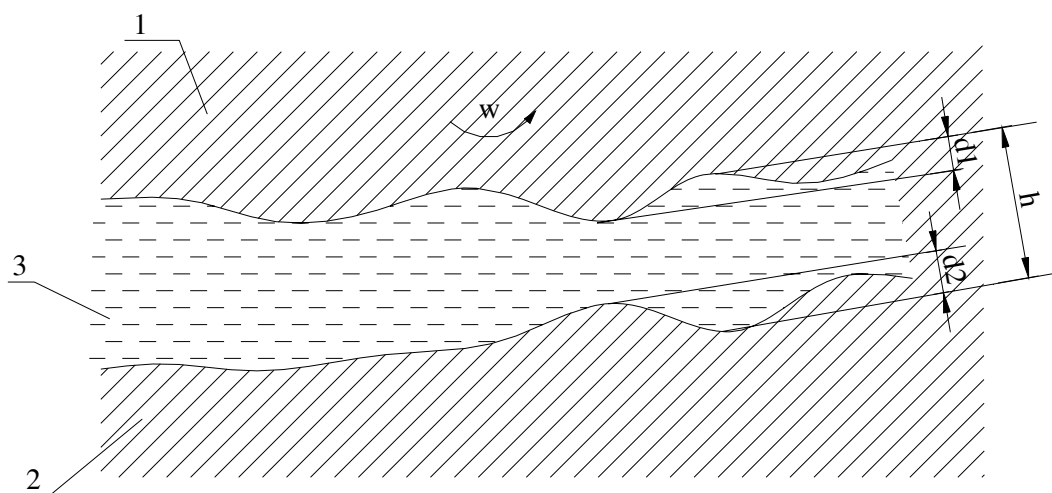
Những điều kiện để ổ trượt làm việc trong chế độ ma sát ướt:

- Khe hở giữa bạc lót và nhông trục phải đạt giá trị yêu cầu.
- Dầu phải có đủ độ nhớt cần thiết và liên tục làm đầy khe hở ổ.
- Vận tốc trượt đủ lớn để tạo ra lực nâng thủy động cần thiết và tạo khe hở dầu hình nêm.

Chế độ ma sát ướt chỉ nhận được khi thiết kế đúng và chế tạo ổ cẩn thận.

Dựa vào lý thuyết bôi trơn thủy động, ta thấy áp lực thủy động chỉ được tạo ra trong khe hở hình nêm (hình 9.7). Chiều dày của lớp dầu tại vị trí hẹp nhất $h_{\min}$ phụ thuộc chế độ làm việc của ổ. Độ nhớt của dầu và vận tốc góc của ngõng trục càng lớn thì $h_{\min}$ càng lớn, khi tải trọng tăng $h_{\min}$ giảm đi.

Với chế độ làm việc ổn định $h_{\min}$ cần lớn hơn tổng chiều cao nhấp nhô bề mặt ngõng trục và bạc lót:



Hình 9.7

$$H_{\min} \geq K(R_{Z1} + R_{Z2}) \quad (9.17)$$

Với R_{Z1} , R_{Z2} : độ nhấp nhô ngõng trục, bạc lót.

K: hệ số xét đến ảnh hưởng của việc chế tạo, lắp ráp ổ không chính xác, mức độ biến dạng đàn hồi của trục $K \geq 2$

Để xác định $h_{\min}$ ta cần tính hệ số khả năng tải của ổ: Φ .

$$\Phi = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega} \quad (9.18)$$

Dựa vào Φ , ξ tra bảng tìm độ lệch tâm tương đối của ổ χ .

$$H_{\min} = \psi \cdot \frac{d}{2} (1 - \chi) \quad (9.19)$$

Với: $\psi = \frac{D - d}{d}$

D: đường kính bạc lót

d: đường kính ngõng trục

ψ : độ hở tương đối

μ : độ nhớt dầu bôi trơn

ω : vận tốc của ngõng trục, $\omega = \frac{\pi n}{30}$

Khi ψ càng nhỏ thì p càng lớn.

2- Tính ổ lăn:

a) Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

- Biến dạng dẻo bề mặt làm việc: do chịu tải va đập hay tải trọng tĩnh quá lớn khi ổ không quay hay quay chậm (ổ cầu trục máy tời...)
- Tróc vì mỏi bề mặt làm việc: do ứng suất tiếp xúc thay đổi khi ổ quay. Tróc là dạng hỏng chủ yếu trong các ổ làm việc với số vòng quay cao, chịu tải lớn và không có bụi lọt vào (ổ trong hộp tốc độ, hộp giảm tốc,...)
- Mòn vòng và con lăn do ổ dữ không sạch (ổ trong ô tô máy kéo, máy xây dựng,...)
- Vỡ vòng cách do lực ly tâm và tác dụng của con lăn gây ra.

- Vỡ vòng ổ và con lăn, xảy ra khi ổ bị quá tải do va đập, chấn động hay lắp ghép không chính xác.

b) Tính ổ lăn theo khả năng tải tĩnh:

Khi các ổ không quay, ổ trục quay lắc đi lắc lại hay quay với $n \leq 1$ vòng/phút sẽ được tính toán theo chỉ tiêu này. Tải trọng cho phép lớn nhất nhỏ hơn 1/4 tải trọng phá hỏng.

Đối với ổ bi:

$$\sigma_{tx} = 2000 \sqrt[3]{\frac{Q}{Z \cdot d_b^2}} \leq [\sigma]_{tx} \quad (9.20)$$

do đó:

$$Q \leq \left(\frac{[\sigma]_{tx}}{2000} \right)^3 \cdot Z \cdot d_b^2, \quad Z: \text{số bi, } d_b: \text{đường kính bi}$$

Đối với ổ đĩa:

$$\sigma_{tx} = 550 \sqrt{\frac{Q}{Z \cdot d_d \cdot l_d}} \leq [\sigma]_{tx} \quad (9.21)$$

do đó:

$$Q \leq \left(\frac{[\sigma]_{tx}}{550} \right)^2 \cdot Z \cdot d_d \cdot l_d = \psi \cdot Z \cdot d_d \cdot l_d = [Q].$$

Với d_d, l_d : đường kính và chiều dài đĩa; $[Q]$: tải trọng cho phép trong các sổ tay về ổ lăn; ψ : hệ số tính toán số liệu trong bảng 9.5 (để so sánh với các giá trị đã tính).

Bảng 9.5

Trị số hệ số ψ của một số loại ổ lăn.

Loại ổ bi	ψ	Loại ổ đĩa	ψ
Ổ đỡ 1 dãy	8,5	Ổ đĩa trụ ngắn đỡ	16
Ổ đỡ lồng cầu 2 dãy	7,2	Ổ đỡ lồng cầu 2 dãy	30
Ổ đỡ chặn 1 dãy	$0,5 \cos \beta$	Ổ đĩa côn đỡ chặn	$16 \cos \beta$
Ổ đỡ chặn	33	Ổ đĩa trụ chặn	60

Z: số con lăn, đối với ổ nhiều dãy Z là số con lăn trong 1 dãy.

c) Tính ổ lăn theo độ bền lâu:

Những ổ có số vòng quay $n \geq 10$ vòng/phút được tính theo độ bền lâu.

Qua thực nghiệm, quan hệ giữa tải Q và tuổi thọ (nh) của ổ được biểu thị bằng công thức sau:

$$Q \cdot (n \cdot h)^{0,3} = C \quad (9.22)$$

C: hệ số tải của ổ. Chính là giá trị tải trọng Q của ổ lăn có vận tốc góc $\omega = 1$ rad/s có tuổi thọ $h = 1$ giờ. Giá trị của C cho trong các sổ tay tương ứng với loại và cỡ ổ.

Q được tính bằng kg, daN và xác định tùy theo kiểu ổ.

+ Đối với ổ đỡ:

$$Q = (R \cdot K_v + m A) \cdot K_d \cdot K_t \quad (9.23)$$

Trong đó:

R: là tải hướng tâm

A: là tải dọc trục

m- hệ số chuyển đổi tải dọc trục thành tải hướng tâm (bảng 9.6).

K_v - hệ số động học. Khi vòng ngoài quay: ổ bi đỡ lòng cầu 2 dãy có $K_v = 1,1$; các ổ khác $K_v = 1,35$. Khi vòng trong quay $K_v = 1$.

K_d - hệ số tải trọng va đập (bảng 9.7)

K_t - hệ số nhiệt độ. Khi $t < 100^\circ\text{C}$: $K_t = 1$.

Khi $100^\circ\text{C} < t \leq 125^\circ\text{C}$: $K_t = 1,01$.

Khi $125^\circ\text{C} < t \leq 150^\circ\text{C}$: $K_t = 1,1$.

Khi $150^\circ\text{C} < t \leq 200^\circ\text{C}$: $K_t = 1,25$.

Khi $200^\circ\text{C} < t \leq 250^\circ\text{C}$: $K_t = 1,4$.

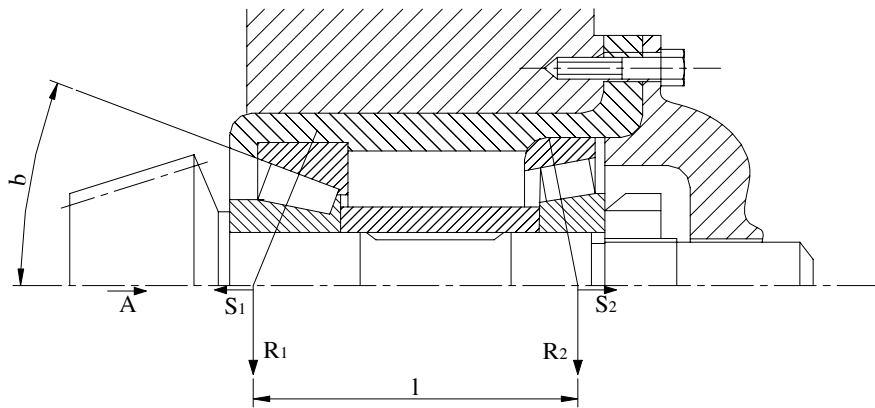
+ Đối với ổ đỡ chặn:

Lúc này lực dọc trục được thay bằng tổng lực dọc trục ΣA tác dụng lên ổ gồm: $\vec{A}$, $\vec{S}_1, \vec{S}_2$.

$$S_1 = 1,3 R_1 \cdot \tan \beta$$

$$S_2 = 1,3 R_2.tg\beta \quad (9.24)$$

β : góc tiếp xúc giữa bi và vòng trong



Hình 9.8

$$Q = (R. K_v + m\Sigma A) K_t.K_d$$

Chiều dương của lực dọc trục là chiều mà ổ có khả năng chịu được lực dọc trục. Khi $\Sigma A < 0$ thì xem như $\Sigma A = 0$.

+ Đối với ổ chặn:

$$Q = A.K_t.K_d \quad (9.25)$$

Chú ý: Mỗi loại ổ đều làm việc thích hợp với số vòng quay nhất định, gọi là số vòng quay giới hạn n_{gh} . Khi ổ làm việc với số vòng quay $n > n_{gh}$ (ổ lăn cao tốc) lực ly tâm làm ổ mòn nhanh, tuổi thọ ổ giảm.

Vì vậy khi tính hệ số khả năng tải của ổ có $n > n_{gh}$, ta đưa vào hệ số k_n :

$$C = \frac{Q}{k_n} (n.h)^{0,3} \quad (9.26)$$

k_n phụ thuộc vào tỉ số n/n_{gh} và cho ở bảng 9.8

- Hệ số m phụ thuộc tỉ số R/A khi $R/A (\leq 1; \approx 2; > 2)$ thì giá trị m trong bảng 9.6 được nhân tương ứng với (1,25; 1,15; 1,0)

- Nếu ổ làm việc với chế độ tải trọng thay đổi, để tính C , dùng tải trọng tương đương xác định theo điều kiện cộng bậc 1 đơn giản các tổn thất mỗi:

$$Q_{td}^m . n . h = \sum Q_i^m . n_i . h_i \quad (9.27)$$

do đó:

$$Q_{td} = \sqrt[m]{\sum_{i=1}^k Q_i^m \cdot \frac{n_i}{n} \cdot \frac{h_i}{h}} \quad (9.28)$$

với:

h- tổng số giờ làm việc của ổ

n- số vòng quay trung bình trong 1 phút

m- bậc của đường cong mỗi, $m = 3,33$

K- số bậc thay đổi của tải trọng (số chế độ tải trọng).

Bảng 9.6

Trị số hệ số m.

Kiểu ổ đỡ	Kí hiệu kiểu và loại ổ đỡ	m
Ổ bi đỡ 1 dãy	100, 200, 300, 400	1,5
Ổ bi đỡ lòng cầu cỡ nhỏ	1200; 11200; 111200	
	Đường kính trong tính bằng mm	
	+ đến 17	2,5
	+ 20 ÷ 40	3,5
Ổ bi đỡ lòng cầu cỡ trung bình	1300; 11.300; 111.300	
	Đường kính trong tính bằng mm	
	+ đến 30	3
	+ ≥ 35	4
Ổ bi đỡ lòng cầu cỡ lớn	1.500; 1.600; 11.500; 11.600; 111.500; 111.600	2,5
Ổ bi đỡ lòng cầu cỡ nhỏ	3.500; 13.500; 113.500	4,5
Ổ bi đỡ lòng cầu cỡ trung bình	3.600; 13.600; 113.600	3,5
Ổ bi đỡ chặn 1 dãy	6.000	2,0
	36.000	1,5
	46.000	0,7
	66.000	0,5
Ổ đĩa côn	7100; 7200; 7500	1,5
	7300; 7600	1,8
	2700	0,7

Bảng 9.7**Trị số hệ số tải trọng động K_d**

Tính chất của tải trọng tác dụng lên ổ	K_d	Thí dụ
Tải trọng êm, không va đập.	1	Ổ trong truyền động ma sát (đai, bánh ma sát), truyền động có nối trục đàn hồi, trục truyền chung loại nhỏ.
Tải trọng có va đập nhẹ, quá tải tới 125% so với tải thường	$1 \div 1,2$	Ổ trong truyền động bánh răng chịu tải êm; trong máy cắt kim loại có chuyển động chính quay tròn; ổ trong động cơ điện, quạt gió, băng tải, máy vận chuyển,...
Tải trọng có va đập trung bình, quá tải tới 150% so với tải bình thường	$1,3 \div 1,8$	Ổ trong hộp tốc độ của ô tô và máy kéo, cơ cấu quay và di chuyển cần trục, hộp giảm tốc ($K_d = 1,3 \div 1,5$). Ổ bánh ô tô và máy kéo, ổ động cơ đốt trong, máy bơm và máy xọc ($K_d = 1,5 \div 1,8$)
Tải trọng có va đập và chấn động mạnh, quá tải tới 200% so với tải bình thường.	$1,8 \div 2,5$	Ổ trục cán của máy cán loại trung bình, ổ máy nghiền quặng và đá, máy rèn loại nhỏ.
Tải trọng có va đập mạnh quá tải tới 300% so với tải bình thường.	$2,5 \div 3$	Ổ trục cán của máy cán loại nặng, ổ máy búa loại nặng, máy cưa.

Bảng 9.8**Trị số hệ số vận tốc K_n**

n/n_{gh}	K_n	n/n_{gh}	K_n	n/n_{gh}	K_n
1	1	1,7	0,49	2,4	0,19
1,1	0,92	1,8	0,43	2,5	0,16
1,2	0,83	1,9	0,38	2,6	0,14
1,3	0,75	2,0	0,33	2,7	0,12
1,4	0,68	2,1	0,29	2,8	0,12
1,5	0,62	2,2	0,25	2,9	0,9
1,6	0,55	2,3	0,22	3,0	0,9