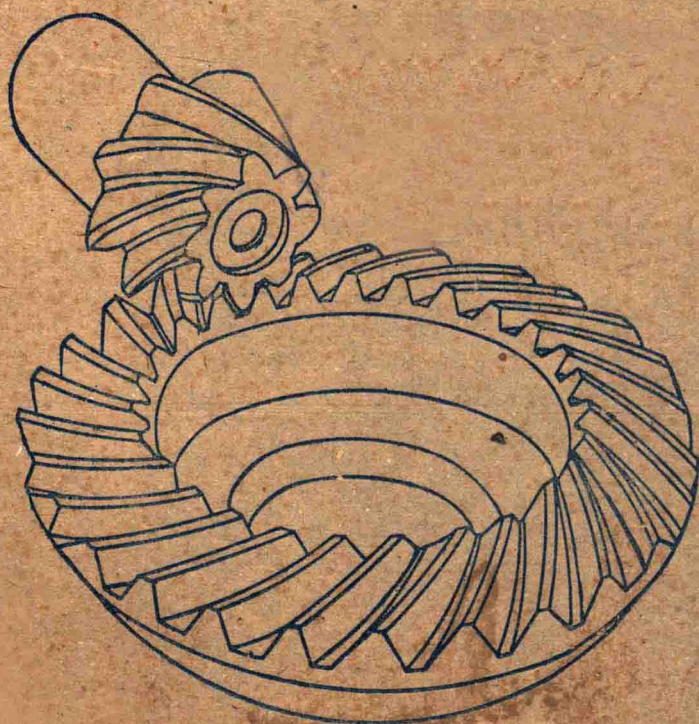


机械零件

下 册

浙江大学机械原理及机械零件教研组编



1960

机械另件目录 (下册)

第四篇 轴与轴承

第十六章	轴.....	I
第十七章	滑动轴承.....	25
第十八章	滚动轴承.....	58
第十九章	联轴器.....	91

第五篇 其他另件

第二十章	制动装置.....	116
第二十一章	弹簧.....	135
第二十二章	箱形另件.....	154

綜論		184
----	-------	-----

附录

第四篇 軸与軸承

第十六章 軸

本章內容： 軸的分类，結構和材料。軸的強度計算方法：按扭矩的初步計算，按名义應力的初步計算；精確計算。軸在不規則載荷下的強度計算特点。軸的剛度計算。軸的振動計算。鋼絲撓性軸。

§16—1 概 述

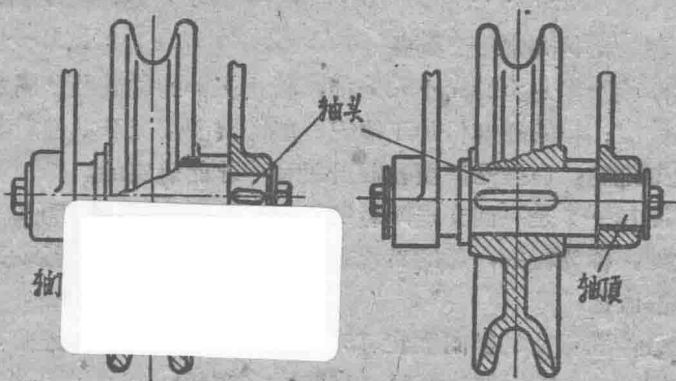
軸是用来支承轉动另件，傳遞扭矩或运动的。

根据軸上所承的載荷不同，軸可以分为三种：心軸、轉軸和傳动軸。

1) 心軸——只起支承轉动另件的作用，不傳遞扭矩，因而只受彎矩。心軸可以是不迴轉的（图16—1(a)）和迴轉的（图16—1(b)）。不迴轉的心軸所支承的另件可在軸上自由轉动（如滑輪），因而它的彎曲應力是靜的；而迴轉的心軸是和所支承的另件一起轉动的（如車軸），因而其彎曲應力是反复变化的。

2) 轉軸——同时受彎曲与扭轉的作用，轉軸总是和轉动另件一起迴轉並傳遞扭矩。

3) 傳动軸——主要是傳遞扭矩。



(a) 图16—1 心軸 (b)

根据軸的形状和构造，可以将軸分为：直軸、曲軸和撓性軸，直軸即普通的軸。根据断面形状的变化又可分为：光軸、階級軸（图16—2）和錐形軸等。曲軸多用于动力机械中，它是把往复运动轉換为旋轉

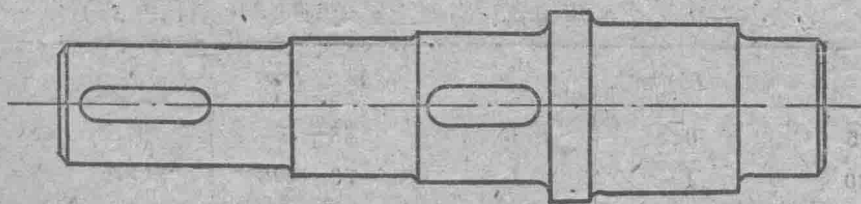


图16—2 階級軸

运动（或相反轉換）的另件（图16—3）。挠性軸可任意彎曲（图16—4），因此它可以

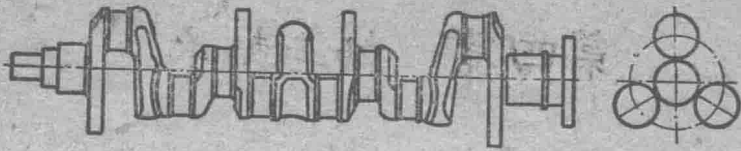


图16—3 軸曲

將迴轉运动傳至任何方向，使用极为靈活。

本章主要是討論直軸的設計和計算。

軸的設計主要考慮下列各方面的問題：

- 1)軸的材料和强度；
- 2)軸的剛度；
- 3)軸的振動和
- 4)軸的結構。

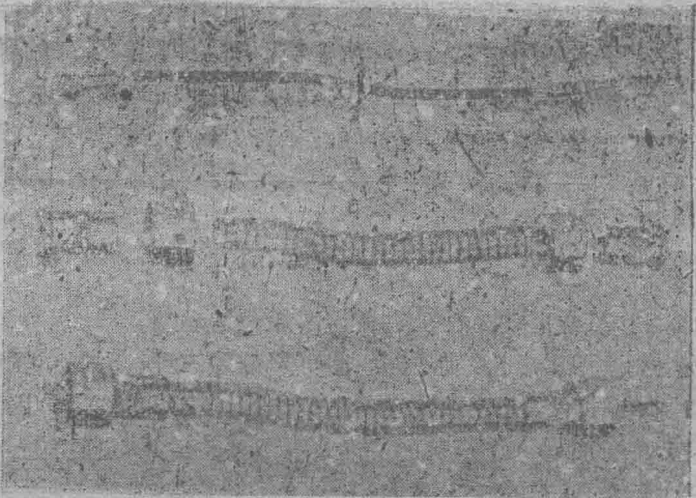


图16—4 挠性軸

軸的結構決定于下列各因素：軸上作用力的大小和分佈，軸上另件的位置及其固定方式；軸承的型式、大小和在軸上的位置；軸的各部份加工情況；軸的裝配情況及其他對軸的特殊要求等，這些因素有的是預先知道的，有些是需要在設計過程中才能確定的。

图16—2 是一兩支點轉軸的結構，在兩支點的中間及右端為裝另件之處，稱為軸頭，軸的支撐部份稱為軸頸，軸頭和軸頸處的尺寸應取標準直徑。

另件在軸上的軸向固定可採用：軸肩、軸環、圓錐面、套筒、壓板、螺母、卡環、緊定螺絲或緊配合等方法。

軸肩由定位面和圓角組成，為保證軸上另件能靠緊定位面，軸上圓角應小於另件上的圓角或倒角，表16—1 有軸上圓角和另件倒角的尺寸。

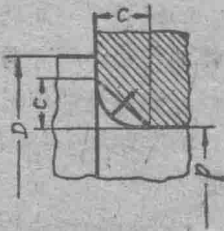


图16—5

表16—1 軸肩圓角和另件上倒角的尺寸（图16—5）

軸 頸	r	C	軸 頸	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

如果按軸和軸上另件相連接的條件而得到的圓角半徑過小時，則為減小應力集中，可用卸載槽（圖16—6，a）或隔離圈（圖16—6，b）來增大圓角半徑。

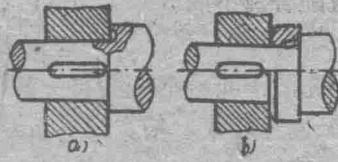


圖16—6

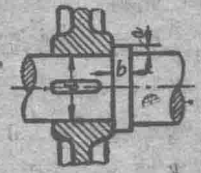


圖16—7

軸環可以與軸製成一体（圖16—7）也可以熱套在軸上再進行車制，軸環寬度可取 $b = 1.4a$ ，當軸環妨礙軸上另件裝拆時，也可用擋環，擋環可以是整體的（圖16—8）或剖分的（圖16—9），但不宜受過大的軸向力。

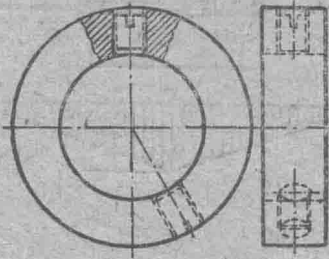


圖16—8 整體擋環

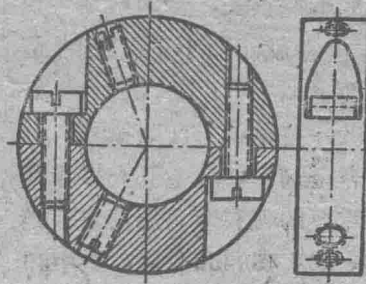


圖16—9 剖分擋環

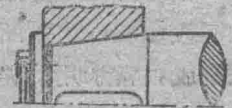


圖16—10

圓錐形面連接（圖16—10）常用於有震動載荷或沖擊載荷情況下，固定軸上的另件。

螺母與壓板（圖16—11，a）常用於滾動軸承的軸向固定，用卡環固定滾動軸承（圖16—12）也是常用的方法，但它不宜受軸向力。

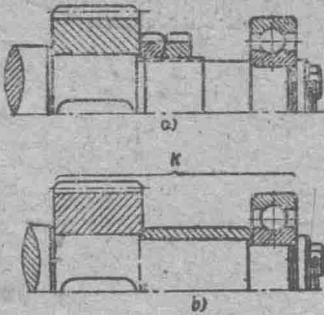


圖16—11

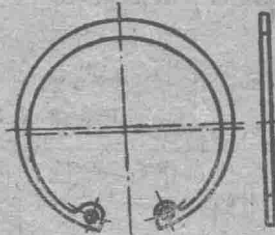


圖16—12

套筒是利用位置已確定的另件來進行定位的（圖16—11，b），它的結構簡單，而且可以不須在軸上開槽鉗孔因而避免削弱軸的強度。

另件在軸上的周向固定，常採用鍵或花鍵連接，無鍵連接或緊配合連接等，由於連接方法不同，軸的形狀也各異，軸的外形應使軸上另件裝拆容易，用壓配合連接時，更須注意。

用鍵連接時，鍵槽會使軸的強度減弱，所以鍵槽所在處軸的尺寸應適當放大，用一個鍵時增加4%，兩個鍵時增加7~10%。

機械製造中常採用基孔制配合，當軸上需要安裝幾個不同配合座的另件時，為了便於另件裝拆，應將軸做成階梯形。

在光軸上同时須裝置配合座不同的几个另件时，应采用基軸制配合，光軸上的緊配合另件只能安装在軸的端部。

当軸的相邻二段表面光度不同需磨削或有一段螺紋时，应开退刀槽或退磨輪槽，通常退磨輪槽取溝深为 $(0.2 \sim 0.25)$ 毫米，槽寬为 $(2 \sim 3)$ 毫米。

当軸上另件用緊配合联接时，軸的强度与軸上压紧力分布和大小有关，所以在采用緊配合时，应使軸头上的压力分佈逐漸增減。例如把輪壳減薄（图16—13, a）或在另件上开減荷槽（图16—13, b）。

此外为提高軸的强度，軸上另件如帶輪或鏈輪等应尽量靠近軸承，如軸上另件的輪壳很长，如图（16—14, a）所示，改为b图所示的結構，就能減小了軸上的最大彎矩，同时輪壳孔的加工面也減小，配合也較为良好以上都是提高軸的强度的一些結構方面的措施。

軸的材料主要是碳鋼和合金鋼，軸的毛坯大多采用軋制或鍛制，大型的軸和不重要的軸有时也用鑄鋼或鑄鉄制成，常采用的碳鋼有30、40、45和50号鋼，其中45号鋼尤为常用，載荷較小的軸也可用 $\gamma 3$ 、 $\gamma 4$ 或 $\gamma 5$ 等牌号鋼来制造，只有在要求必須減輕軸的重量、尺寸和提高軸頸耐磨性时，才采用合金鋼。在一般工作溫度下，各种碳鋼和合金鋼的彈性模数相差不多，因此鋼号和热处理方法的選擇，是根据軸的强度和耐磨性的要求，而不是决定于軸的剛度。

为了提高軸的强度和耐磨性，可以进行各种热处理和表面强化的方法。

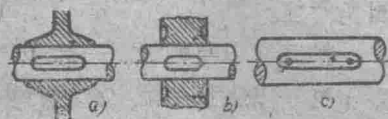


图16—13

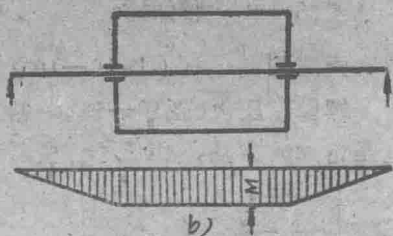
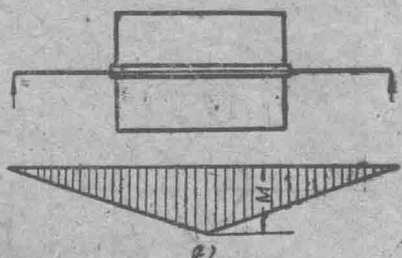


图16—14

表16—2 是一些軸的通用材料性能

图16—2 軸的通用材料性能

鋼 号	毛坯 直徑 毫米 到	硬度 H_B 不大 于	σ_B 公斤/厘米 ²	σ_T 公斤/厘米 ²	τ_T 公斤/厘米 ²	σ_{-1} 公斤/厘米 ²	τ_{-1} 公斤/厘米 ²	ψ_σ	ψ_τ
$\gamma 5$	任意	190	5200	2800	1500	2200	1300	0	0
45	任意	300	5600	2800	1500	2300	1500	0	0
	120	240	8000	5500	3000	3500	2100	0.1	0
	80	270	9000	6500	3900	3800	2300	0.1	0.05
40X	任意	200	7300	5000	2800	3200	2000		
	200	240	8000	6500	3900	3600	2100	0.1	0.05
	120	270	9000	7500	4500	4100	2400		

40XH	任意	240	8200	6500	3900	3600	2100	0.1	0.05
	200	270	9200	7500	4500	4200	2500		
20	60	145	4000	2400	1200	1700	1000	0	0
20X	120	197	6500	4000	2400	3000	1600	0.050	
12XH ₃ A	120	260	9500	7000	4900	4200	2100	0.1	0.05
12X2H ₄ A	120	300	11000	8500	5950	5000	2500	0.150	0.1
18XГТ	60	330	11500	9500	6650	5200	2800	0.150	0.1
30XЛТ	任意	270	9500	7500	5200	4500	2600	0.1	0.05
		320	11500	9500	6650	5200	3100	0.150	0.1
		450	15000	12000	8400	6500	3300	0.2	0.1
20XГБ	200	300	10000	8000	5600	4500	2700	0.1	0.05
25X ₂ PHT	200	360	15000	12000	8400	6500	3300	0.2	0.1

§16—3 軸的強度計算

軸的強度計算是為獲得軸的必需的斷面尺寸。軸上所受的力是軸上零件的荷重傳遞的力和力矩，以及支承上的反力，這些作用力是沿零件和支承的寬度分佈的，為簡化起見，在下述計算中，都假定軸上外力作用於零件裝配寬度的中點，將軸當作可動絞鏈支座的樑來分析的，對於長度較大的滑動軸承，則取絞鏈支座位置為 $0.5d$ ，但不小於 $(0.25 \sim 0.35)B$ ，（圖16—15），扭轉力矩也假定由輪殼中點算起，並略去零件自重與支承上的力矩，本書所述的強度計算，僅限於用塑性材料鍛成的軸。

軸的強度計算可以分為初步計算和精確計算兩步，因為在設計開始時，軸的尺寸和結構還未確定，不可能進行精確計算。所以通常先按正常的載荷，以降低許用應力的方法，初步求得軸的尺寸並按工藝要求初定軸的各部份結構，然後再驗算危險斷面的安全係數，根據驗算結果，再來修正軸的尺寸和結構然後再進行驗算，直到合適為止。

1. 軸的初步計算：

（1）按扭矩的初步計算，當開始設計時，往往對軸上的作用力大小和作用點還不知道，因而還不能求出彎矩大小與分佈。這時只能根據扭矩，用降低許用應力的方法來估算軸的直徑，傳動軸一般也是根據這個方法來進行計算的。

由材料力學：

$$M_k = W_p [\tau]_k = 0.2d^3 [\tau]_k$$

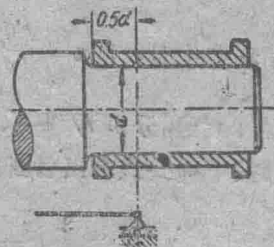


圖16—15

故
$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0.2[\tau]_k}} \quad (16-1)$$

式中 M_k ——扭矩，公斤—厘米；

$[\tau]_k$ ——許用剪应力，公斤/厘米²，通常对35、40、45及无5无6号鋼取300~400公斤/厘米²。

在傳动軸計算中，常用功率 N （馬力）和每分鐘轉數 n 来表示，即

$$d = \sqrt[3]{\frac{71620 \frac{N}{n}}{0.2[\tau]_k}} = A \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad (16-1a)$$

式中 A 为按許用剪应力数值而定的系数，对多支点傳动軸与減速器中間軸，通常取12~14

(2)按等效彎矩的初步計算 当軸上外力的大小方向和作用点可以初步确定，或彎曲作用較大的軸，应根据等效彎矩来进行計算，这种初步計算方法比較准确，在驗算时修改較少。

現以装有园柱齒輪和园錐齒輪的軸为例，說明計算步驟如下：（图16—16）

1)繪出裝置的空間簡图，求出結構上的作用力，並求出水平面和垂直面的作用力；

2)求出水平面內的支承反力，並繪出該平面內的彎矩图 M ；

3)求出垂直平面內的支承反力，並繪出該平面內的彎矩图 M_1 ；

4)应用公式 $M = \sqrt{M_1^2 + M^2}$ 或用图解法求出合成彎矩 M ；

5)繪出扭矩 M_k 的图形；

6)应用公式 $M_{np} = \sqrt{M^2 + (\alpha M_k)^2}$ 或用图解法將扭矩和合成彎矩合拼成等效彎矩 M_{np} ；

式中 α 为考虑扭矩变化性质的轉化系数，如軸的彎曲应力是按对称循环变化，而剪应力是按

脉动循环变化时，則 $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]_u}{[\sigma_0]_u}$ ；如剪应力为靜应力时，則可取 $\alpha = \frac{[\sigma_{-1}]_u}{[\sigma]_u}$ ，式中 $[\sigma]_u$ ，

$[\sigma_0]_u$ ， $[\sigma_{-1}]_u$ 分别为第一、二、三類載荷时的許用彎曲应力，其值可見表16—3；

7)按下列公式求出各断面直径：

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0.1[\sigma_{-1}]_u}} \quad (16-2)$$

当空心軸时

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0.1(1-\beta^4)[\sigma_{-1}]_u}} \quad (16-2a)$$

式中 $\beta = \frac{d_0}{d_1}$ ， d_0 ——空心軸內徑； d_1 ——空心軸外徑。

表16—3 按等效彎矩初步計算時軸的許用應力

材料	強度限 (公斤/厘米 ²)	許用應力 (公斤/厘米 ²)		
		第 I 類 載 荷	第 II 類 載 荷	第 III 類 載 荷
碳 鋼	4000	1300	700	400
	5000	1700	750	450
	6000	2000	950	550
	7000	2300	1100	650
合金鋼	8000	2700	1300	750
	10000	3300	1500	900
鑄 鋼	4000	1000	500	300
	5000	1200	700	500
① 灰鑄鐵	4000	6500	350	250
① 鑄鐵的彎曲強限度				

將各斷面的直徑，聯成曲綫得理論軸形如圖16—16中虛綫所示的軸。

8) 考慮軸上零件的裝拆、定位、固定以及軸的工藝特性等問題，確定軸的結構，如圖16—17中實綫所示的軸。

初步計算中所用的許用應力列於表16—3。

上述計算中，對由於軸向力而產生的正應力，未予計及。如軸向力很大不能忽略時，則應按下式計算：

$$[\sigma_{-1}]_n = \frac{M_{np}}{W} + 1.4\alpha' \frac{P_a}{F} \quad (16-2b)$$

式中：
 P_a ——總軸向力、公斤；
 F ——所計算軸的斷面、厘米²；
 α' ——考慮軸向力變化性質的轉化係數，取法與考慮扭矩變化性質的轉化係數 α 相同。

係數1.4為對稱循環彎曲耐久限與拉—壓耐久限的比值。

按等效彎矩的強度計算，雖然已考慮了扭矩和彎矩的合併作用，但對一系列影響軸的強度的因素，如應力集中係數等都未予計及，故仍然未能離開初步計算的範疇。因此對重要的階級軸，還須考慮影響強度的各項因素和載荷性質來驗算受力較大斷面的安全係數，即進行軸的精確計算。

2. 軸的精確計算

(1) 按軸的耐久強度驗算安全係數：軸上任一斷面的安全係數 n 可由下式表示：

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_{\sigma}}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_{\tau}}\right)^2}} \quad (16-3)$$

其中:

$$\eta_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{s} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} \quad (16-4)$$

$$\eta_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{s} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} \quad (16-5)$$

式中: n ——彎曲和扭矩同时作用在軸上时的安全系数;
 n_{σ} ——只計算彎矩作用时的安全系数;
 n_{τ} ——只計算扭矩作用时的安全系数;
 σ_{-1} 和 τ_{-1} ——沒有应力集中时材料的彎曲和扭轉的耐久限;
 当缺乏实验数据时,可取: $\tau_{-1} = (0.5 \sim 0.7) \sigma_{-1}$
 σ_a 和 τ_a ——軸断面中拉应力和剪应力的应力幅;
 σ_m 和 τ_m ——軸断面中拉应力和剪应力的平均应力
 s ——尺寸系数,考虑軸的絕對尺寸对材料耐久限的影响;
 K_{σ} 和 K_{τ} ——彎曲和扭轉时的有效应力集中系数。
 ψ_{σ} 和 ψ_{τ} ——将平均应力折算为应力幅时的等效系数;

其数值可由表16-2中選取或按下式計算

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

$$\psi_{\tau} = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$$

式中 σ_0 和 τ_0 ——材料的脉动循环耐久限

計算 σ_m 、 σ_a 、 τ_m 、 τ_a 时,应用軸淨断面的断面系数,其值如图16-17所示

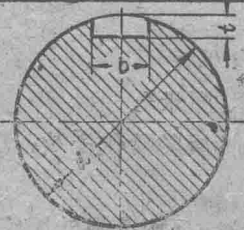
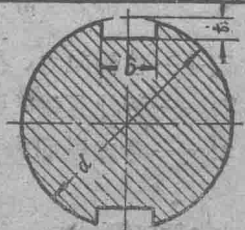
断面 形状特点		
弯曲	$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$
扭轉	$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$	$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$

图16-17

用以上方法算出的危險断面的最小安全系数，当載荷与应力能精确确定，材料的质量有充分的掌握时，可取 $n \geq 1.3$ 在一般条件下，建議取 $n \geq 1.5 \sim 2.5$ 。

如果軸上載荷与应力不能精确估計（如靜不定軸或缺乏应力集中的实验数据等），材料性能不能确切掌握，绝对尺寸很大或在腐蝕条件下工作的軸以及主要的軸，則安全系数应适当提高。

(2.)按軸的靜載强度驗算安全系数，这种計算是为保証軸在承受短时过载或冲击作用时，不致产生过大的残余变形。当 $\sigma_a + \sigma_m > \frac{\sigma_T}{2.5}$ 或 $\tau_a + \tau_m > \frac{\tau_T}{2.5}$ 时，常須用这种方法进行驗算。

安全系数可由下式求出：

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_{\sigma T}}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_{\tau T}}\right)^2}} \quad (16-6)$$

$$n_{\sigma T} = \frac{\sigma_T}{\sigma_a + \sigma_m} \quad (16-7)$$

$$n_{\tau T} = \frac{\tau_T}{\tau_a + \tau_m} \quad (16-8)$$

式中： $n_{\sigma T}$ ——垂直应力的安全系数；

$n_{\tau T}$ ——剪切应力的安全系数；

σ_T, τ_T ——材料的抗拉和抗剪屈服限，当沒有实验数据时，可取 $\tau_T = (0.5 \sim 0.7) \sigma_T$ ，低值适用于低中碳鋼，其值适用于合金鋼或低温回火鋼。

安全系数的許用值，在一般情况下，可按下表選取。重要的軸或載荷与应力不能精确确定时，則应适当提高。

按靜載强度計算的安全系数

$\frac{\sigma_T}{\sigma_B}$	0.45~0.55	0.6~0.7	0.75~0.8
n_T	1.5~1.8	1.9~2.2	2.3~2.5

3. 軸受不規則載荷时的强度計算

当軸上受不規則的載荷时，强度是按相当于已知应力种类的当量应力来計算的，当量应力可按下式計算：

$$\sigma_{np} = \sqrt[m]{\frac{N}{N_0} \sum \sigma_i^m \frac{N_i}{N}} \quad (16-9)$$

式中 N ——循环总数，其值为

$$N = \sum T_i n_i 60$$

T_i ——在*i*類載荷下的工作時間（小时）；

n_i —在*i*類載荷下每分鐘受載次數;

N_0 —循環基數通常為 10^7 ;

σ_i —在*i*類載荷下的應力;

N_i —在*i*類載荷下的循環總數, 其值為 $N_i = T_i n_i / 60$;

m —疲勞曲線的係數, 通常可取9。

安全係數按下式計算:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{nP}} \quad (16-10)$$

安全係數的限度亦適用精確計算中所要求的數值。

§16-4 軸的剛度計算

軸在載荷作用下, 將發生彎曲變形和扭轉變形, 剛度計算的目的就是要求出軸彈性線的撓度和傾角或扭轉角, 並限制這些數值在一定範圍內, 以保證軸與軸上另件的正常工作。

1. 軸的彎曲剛度

影響軸的彎曲變形的因素很多, 如軸承箱的剛度, 軸承的間隙, 軸上另件的剛度, 軸的局部缺陷等等, 要精確計算這些數值是十分困難的, 因此, 通常軸的剛度計算是有條件性的, 而且只有將彈性線撓度或傾角的計算值與觀察正常工作的這種機器所找出的許用值, 加以比較才能判斷。

撓度與傾角的計算是按照材料力學課程中的方法進行的, 可以用解析法, 也可以用圖解法, 對複什形狀的軸, 應用圖解法較為方便, 而且在實用上也已足夠精確。

在一般機械製造中, 軸的最大撓度不應超過0.0002跨度, 對滑動軸承最大傾角為0.001弧度, 對徑向滾動軸承, 內外座圈軸線的交角不應超過0.008弧度, 在機床製造中齒輪軸的最大撓度一般不應超過最小模數的0.01~0.03倍, 鼠籠型電動機的最大撓度不應超過0.1的平均空氣間隙。

2. 軸的扭轉剛度

軸的扭角可用下式計算:

$$\varphi = \frac{M_k l}{GI_p} \quad (16-11)$$

式中: M_k ——作用的扭矩, 公斤/厘米;
 l ——軸的計算部份長度, 厘米;
 G ——切變彈性模數, 公斤/厘米²;
 I_p ——極慣性矩, 厘米⁴。

用 $M_k = 71620 \frac{N}{n}$, $I_p = \frac{\pi d^4}{32}$ 代入, 可將(16-11)式寫成:

$$d = A_1 \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \text{ 厘米} \quad (16-12)$$

係數 A_1 決定於每米所允許的最大扭轉角與軸的材料, 當每米扭角為0.25°~2.5°時, 對

鋼軸，係數 $A_1 \approx 12 \sim 7$

对不同机器允許扭角的數值也不相同，很多机器沒有扭角的限制，但有些机器却十分严格，如桥式起重机的轉动机构設計中，軸的尺寸主要按扭轉变形来决定，每米的扭角大概为 $0.23^\circ \sim 0.35^\circ$

对于高轉速的受扭矩、彎矩不大的軸，按(16—1)式估算出的直徑，剛性往往是不夠的，所以可用(16—12)式加以估算。

§16—5 軸的临界轉速計算

高速迴轉的軸，應驗算彈性振動。由于制造誤差和材料不均勻，常使軸和軸上另件的几何中心与其重心不相重合，因而产生偏心，这种偏心使軸在運轉时承受週期性的外力而产生振動，它在高速迴轉机械中，影响十分严重；当发生共振时，能使軸折断，因此对高速机械的轉子，除去在制造时必须进行平衡外，在設計时，还須驗算軸的临界速率，因为在实际工作中要使另件重心和迴轉軸綫完全重合是十分困难的。

計算的目的是要求出轉子的临界轉速 n_k 即軸发生共振时的轉速，並使其与外力作用頻率相避开。

現設轉子重心与軸綫不重合，而有偏心 e (圖16—18)，当迴轉时，由于离心力的影响，轉軸將彎曲，偏心距將增大，一直到軸的彈性复原力与离心力平衡时为止。

設：(圖16—19)

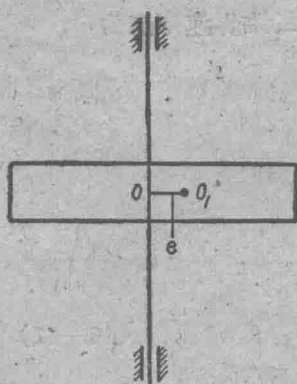


圖16—18

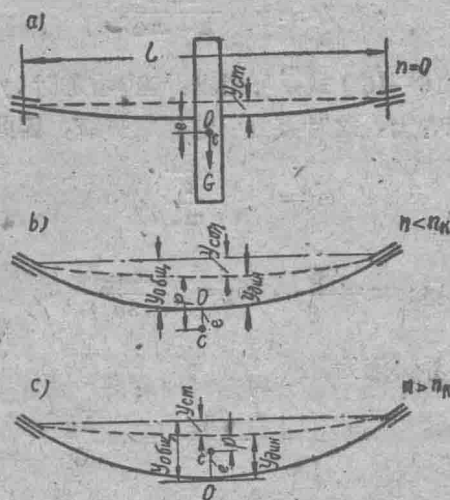


圖16—19

M ——迴轉体的質量，假定集中在 O_1 点；

G ——迴轉体的重量；

g ——重力加速度；

V ——迴轉体重心的圓周速度；

n ——迴轉体每分鐘的轉數；

ω ——迴轉體的角速度；

$y_{\text{дин}}$ ——軸在轉速為 n 時的撓度

當軸位於水平位置時，應考慮軸的靜撓度 $y_{\text{ст}}$ （圖16—19a），因而軸在迴轉時的撓度為：

$$y_{\text{общ}} = y_{\text{дин}} + y_{\text{ст}} \quad (16-13)$$

由圖（16—19b），在轉速為 n 時，轉子重心距靜撓度的偏心距將為

$$\rho = e + y_{\text{дин}}$$

因而離力為

$$C = m \frac{n^2}{\rho} = m \rho \omega^2$$

將 ρ 值代入得

$$C = m (e + y_{\text{дин}}) \omega^2 \quad (16-14)$$

如軸在彈性範圍內變形，則按虎克定律，離心力 C 與 $y_{\text{дин}}$ 成正比例，即

$$C = K y_{\text{дин}} \quad (16-15)$$

式中 K ——使軸產生單位撓度所需的力

解（16—14），（16—15）式，可得

$$y_{\text{дин}} = \frac{m e \omega^2}{K - m \omega^2} \quad (16-16)$$

由（16—16）式，可看出，當 ω 增加時， $y_{\text{дин}}$ 將增加；當分母 $(K - m \omega^2) = 0$ 時， $y_{\text{дин}}$ 將趨於無窮大，這時將會引起軸的折斷，因此，發生共振時的臨界速率應為

$$\omega_k = \sqrt{\frac{K}{m}}$$

$$\text{如引入: } m = \frac{G}{g}, \quad \omega_k = \frac{\pi n_k}{30}$$

則軸的臨界轉速為

$$\omega_k = \frac{\pi n_k}{30} = \sqrt{\frac{Kg}{G}} \quad (16-17)$$

用 $g = 981$ 厘米/秒²代入（16—17）式，得

$$n_k = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{Kg}{G}} \approx 300 \sqrt{\frac{k}{G}} \text{ 轉/分} \quad (16-17a)$$

K 值可以根據材料力學中的公式求得。

為避免共振，軸的轉速應低於臨界轉速，通常取 $n < \frac{n_k}{1.5}$

但有時軸可以在大於臨界轉速下工作，通常取 $n \geq (2 \sim 3) n_k$ 。

这时 (16-16) 式的分母将为

$$K - m\omega^2 < 0$$

而 e 变为负值 (16-19c), 因此

$$y_{\text{дин}} = \frac{me\omega^2}{m\omega^2 - k} = \frac{e}{1 - \frac{k}{m\omega^2}}$$

当以 $\omega_k^2 = \frac{K}{m}$ 代入时, 得

$$y_{\text{дин}} = \frac{e}{1 - \frac{\omega_k^2}{\omega^2}}$$

由上式可看出, 当 ω 渐趋于无穷大时,

$$y_{\text{дин}} = e$$

也就是说转子质量重心和静挠度轴线相重合, 这种现象称为挠性轴的自动定心。

上述现象, 可用曲线来表示 (图16-20)。曲线 A 表示 $\omega < \omega_k$ 时的挠度变化规律, 曲线 B 表示 $\omega > \omega_k$ 时的挠度变化规律, $\omega = \omega_k$ 时, $y_{\text{дин}} \rightarrow \infty$, 即发生共振, 在 A 区域内工作的轴称为刚性轴, 在 B 区域内工作的轴称为挠性轴, 刚性轴的刚性大, 尺寸较大多用于转速较低时, 如水轮机轴, 低速齿轮轴等, 挠性轴则用于转速高的地方, 如汽轮机主轴, 水泵主轴等, 挠性轴尺寸较小, 在启动时应迅速通过临界转速, 否则要影响轴的寿命。

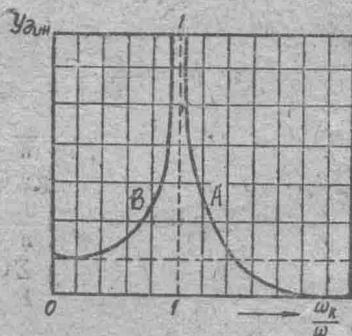


图16-20

图16-21为几种按装简图的临界转速表示式, 由这些公式中不难看出要调整 n_k , 可以改变轴的跨度 L 和改变轴的尺寸 (I) 和转子质量 (m)。

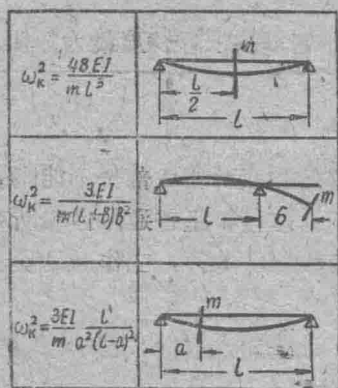


图16-21

轴上有多个质量时的临界速率 当轴上有多个质量时, 可由下述方法近似地求出轴的临界转速。

如图16-22所示, 轴上有三个转子重量为 G_1, G_2, G_3 , 其相应的静挠度为 y_1, y_2, y_3 , 轴在变形后的位能为

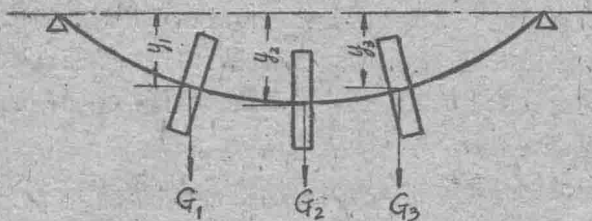


图16-22

$$\Pi = \frac{G_1 g_1}{2} + \frac{G_2 g_2}{2} + \frac{G_3 g_3}{2} \quad (16-18)$$

計算振動時，圖中靜撓度曲綫可近似地作為軸在振動時的撓度曲綫，此時輪子重心到平衡位置的垂直距離 Y 為

$$y_1 \cos pt; \quad y_2 \cos pt; \quad y_3 \cos pt$$

式中 p ——振動的圓周頻率；

t ——時間

軸在平衡位置時撓度最大（如圖16-22中所示，此時軸的變形能如（16-18）式表示。而輪子的動能則是在軸通過中間位置時為最大。此時輪子的速度為

$$\left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)_{\max} = y_1 p; \quad y_2 p; \quad y_3 p$$

輪子的總動能為：

$$U = \frac{p^2}{2g} (G_1 y_1^2 + G_2 y_2^2 + G_3 y_3^2) \quad (16-19)$$

使 $\Pi = U$ ，得

$$p^2 = \frac{g(G_1 y_1 + G_2 y_2 + G_3 y_3)}{G_1 y_1^2 + G_2 y_2^2 + G_3 y_3^2}$$

即
$$p = \omega_k = \sqrt{\frac{\frac{n}{g \sum G_i y_i}}{\frac{1}{\sum G_i y_i^2}}} \quad (16-20)$$

或
$$n_k = \frac{30 \omega_k}{\pi} \approx 300 \sqrt{\frac{\frac{n}{\sum G_i y_i}}{\frac{1}{\sum G_i y_i^2}}} \quad (16-20a)$$

式中 Y_i 為靜撓度，應按材料力學方法求出。對於階級軸，應用圖解法求靜撓度最為簡便。

§16-6 鋼絲撓性軸

鋼絲撓性軸用於當兩軸軸綫位置在工作時需變化，或機器的相聯兩組成部份不能剛性聯接時，它實現長距離的曲折路綫的傳動，並能緩沖震擊載荷，這些都是普通剛性軸所難以達到的。撓性軸的缺點是，傳動效率較低，扭轉剛度小，壽命較短。此外，工作時的噪音與發熱也很難消除。

撓性軸可用於傳遞動力或控制傳動，屬於前者的如用於各種金屬或木材、石料加工工具，混凝土震搗器，清理工具，船用泵，小汽艇主軸傳動，和機鎗、醫療工具及各種家用機械，屬於後者的如里程計、轉速計、記錄儀及各種機械儀器設備的遠距離控制傳動，圖

16—23是应用于磨头傳动的例子。

撓性軸对费力工作的机械化中有很大学处，它是体力劳动机械化的有力手段。

为减小撓性軸所受扭矩，通常在傳动設計中总是安置在較高的轉速級。

鋼絲撓性軸由四个部份組成：撓性軸本体，接头，保护壳及其附件。

撓性軸本体是由鋼絲成层繞成。相邻两层的纏繞方向相反，如图16—24所示。工业上生

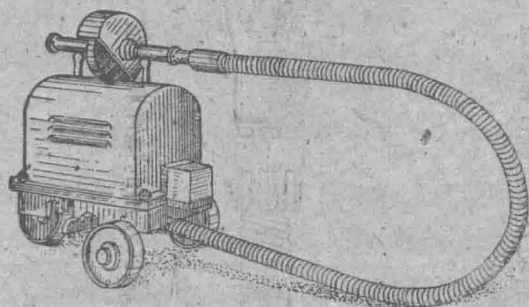


图16—23

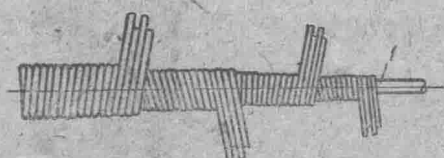


图16—24 鋼絲撓性軸

产的有两种构造：1)B1型軸，为用于傳遞动力用的撓性軸。这种軸通常沒有軸芯（繞成后被抽出），鋼絲直徑較大，每层鋼絲較少（3~4根），以增加其撓性。直徑为10~40毫米。
2)B2型軸用于非动力傳动，鋼絲直徑較小，每层鋼絲数目較多。表16—4是几种撓性軸的尺寸。

表16—3 几种鋼絲撓性軸的尺寸

軸 的 型 式	軸的 直徑 (毫米)	各层鋼絲根数×鋼絲直徑(毫米)								軸芯 直徑 (毫米)
		第1层	第2层	第3层	第4层	第5层	第6层	第7层	第8层	
B2	4	6×0.36	6×0.38	8×0.3	12×0.4	11×0.4	—	—	—	0.5
	5	4×0.36	6×0.38	8×0.4	8×0.4	8×0.4	8×0.4	—	—	0.5
	6.5	6×0.48	8×0.48	8×0.5	8×0.5	12×0.6	10×0.6	—	—	0.5
	8	4×0.56	6×0.56	8×0.5	8×0.5	12×0.6	12×0.6	12×0.6	—	0.5
B1	10	3×0.83	3×0.84	4×1.2	4×1.4	—	—	—	—	—
	12	3×1.03	3×1.24	4×1.2	4×1.8	—	—	—	—	—
	16	3×1.03	3×1.04	4×1.4	4×1.6	4×2.0	—	—	—	—
	20	3×1.43	3×1.64	4×1.8	4×1.8	4×2.0	—	—	—	—
	25	4×1.44	4×1.44	4×1.6	4×2.0	4×2.0	4×2.6	—	—	—
	30	4×1.44	4×1.64	4×1.6	4×1.8	4×2.0	4×2.6	4×3.0	—	—
	40	4×1.64	4×1.84	4×2.0	4×2.0	4×2.6	4×2.6	4×3.0	4×3.0	—

撓性軸的鋼絲用炭鋼或牌号为IIB号冷提鋼絲制成，在航空工业上也有用琴絲制成的。

图16—25为傳遞动力用的撓性軸构造例子。图16—26为典型的控制仪表用的撓性軸。