

中等专业学校推荐试用教材

机电类专业通用

机械零件

JIXIE LINGJIAN

下 册



人民教育出版社

3/
1
2

中等专业学校推荐试用教材
机电类专业通用

机 械 零 件 下 册

北京航空工业专科学校
机械零件教研组主编

人民教育出版社出版 中等专业学校教学用书编辑组
北京宣武门内大街26号
北京市书刊出版业营业登记证出字第2号

人民教育印刷厂印装
新华书店科技发行所发行
各地新华书店经售

统一书号 15010.1016 开本 787×1092 1/16 印张 7 1/8
字数 157,000 印数 00001—35,000 定价(5) 0.65
1960年10月合订本第1版(110,000册)
1961年5月第1版(修订本) 1961年6月北京第1次印刷

目 录

第十一章 轴	229	第十四章 联轴器	288
§ 11-1. 概述.....	229	§ 14-1. 概述.....	288
§ 11-2. 轴的结构.....	230	§ 14-2. 固定式刚性联轴节.....	289
§ 11-3. 心轴的計算.....	233	§ 14-3. 可移式刚性联轴节.....	292
§ 11-4. 轉軸的強度計算.....	234	§ 14-4. 彈性联轴节.....	295
§ 11-5. 轉軸的剛度計算.....	237	§ 14-5. 牙嵌式离合器.....	297
§ 11-6. 提高軸的強度及減輕其重量的某些措施.....	238	§ 14-6. 摩擦离合器.....	298
第十二章 軸頸和滑动轴承	244	§ 14-7. 安全联轴节.....	301
§ 12-1. 概述.....	244	第十五章 減速器	303
§ 12-2. 圓柱形端軸頸的計算.....	246	§ 15-1. 概述.....	303
§ 12-3. 推力轴承及其計算.....	248	§ 15-2. 減速器的結構及主要附件.....	306
§ 12-4. 关于液体摩擦潤滑的概念.....	251	§ 15-3. 減速器主要零件的配合.....	312
§ 12-5. 滑动轴承的分类和構造.....	252	§ 15-4. 減速器的潤滑.....	312
§ 12-6. 軸瓦、軸承襯及其材料.....	255	§ 15-5. 減速器的典型結構和軸承支座的典型結構.....	314
§ 12-7. 滑动轴承的潤滑.....	256	第十六章 起重运输設備常識	320
§ 12-8. 气体潤滑轴承簡介.....	257	§ 16-1. 概述.....	320
第十三章 滚动轴承	259	§ 16-2. 常用的起重运输設備.....	321
§ 13-1. 概述.....	259	§ 16-3. 起重設備的基本元件.....	328
§ 13-2. 滚动轴承的分类.....	260	§ 16-4. 繩鉤鏈.....	328
§ 13-3. 滚动轴承的主要类型及其特性和应用.....	260	§ 16-5. 滑輪和鼓輪.....	333
§ 13-4. 滚动轴承的規定代号.....	263	§ 16-6. 吊鉤.....	335
§ 13-5. 滚动轴承的選擇和計算.....	266	§ 16-7. 棘輪机构.....	333
§ 13-6. 滚动轴承的支座設計.....	271	§ 16-8. 制動器.....	339
§ 13-7. 滚动轴承的潤滑和密封.....	274	参考書目	340

表 11-1. 軸常用材料的主要機械性質

鋼 的 牌 号	毛坯直徑 (毫米)	硬 度 H_1 不 低 于	σ_b	σ_s	τ_s	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_a	ψ_r
			公斤/厘米 ²						
G5	任意	190	5200	2800	1500	2200	1300	0	0
45	任意	200	5600	2800	1500	2500	1500	0	0
	120	240	8000	5500	3000	3500	2100	0.1	0
	80	270	9000	6500	3900	3800	2300	0.1	0.05
40Cr	任意	200	7300	5000	2800	3200	2000	0.1	0.05
	200	240	8000	6500	3900	3600	2100		
	120	270	9000	7500	4500	4100	2400		
40CrNi	任意	240	8200	6500	3900	3300	2100	0.1	0.05
	200	270	9200	7500	4500	4200	2500		
20	60	145	4000	2400	1200	1700	1000	0	0
20Cr	120	197	6500	4000	2400	3000	1600	0.05	0
12Cr Ni 3A	120	260	9500	7000	4900	4200	2100	0.1	0.05
12Cr 2Ni 4A	120	300	11000	8500	5950	5000	2500	0.15	0.1
18Cr Mn Ti	60	330	11500	9500	6650	5200	2800	0.15	0.1
30Cr Mn Ti	任意	270	9500	7500	5200	4500	2600	0.1	0.05
		320	11500	9500	6650	5200	3100	0.15	0.1
		415	15000	12000	8400	6500	3300	0.2	0.1
20Cr Mn Ti	200	300	10000	8000	5600	4500	2700	0.1	0.05
25Cr 2Mn Ni Ti	200	360	15000	12000	8400	6500	3300	0.2	0.1

§ 11-2. 軸的結構

軸的結構好坏在很大程度上影响軸的強度、工艺性、和裝配工作量等方面，因而軸的結構設計是一項極為重要工作。

軸的結構和形狀決定于很多因素，如軸上作用力的大小及其分布；軸上零件的布置情況及其在軸上的固定方法和配合性質；軸承的類型，布置和大小；軸的加工方法；軸的裝配要求以及其他特殊要求等等。這些因素有的可以事先知道，有些則在設計過程中方能確定，因此軸的設計常是草圖和計算交錯進行的。

在機器製造業中廣泛採用基孔制配合，因此當軸上裝有幾個配合性質不同的零件時，為了裝拆的方便，軸的外形應當是階梯形的。

軸上裝有零件的部分稱為軸頭。軸上被支承的部分（裝軸承處）稱為軸頸。軸頭和軸頸的直徑均應圓整為標準直徑（表11-2），其中滾動軸承的軸頸直徑則应符合軸承的內徑標準（見第十三章）。軸上的花鍵部分及螺紋也应符合有關標準以便減少量具、刃具的數目和提高互換性。

零件在軸上的軸向固定可利用軸肩（圖11-3），軸環（圖11-4），圓錐（圖11-5），套筒（圖

表 11-2. 标准直径 (毫米)

0.5	15	48	115	270
0.8	16	50	120	280
1	17	52	125	290
1.2	18	55	130	300
1.5	19	58	135	310
1.8	20	60	140	320
2	21	62	145	330
2.2	22	65	150	340
2.5	23	68	155	350
2.8	24	70	160	360
3	25	72	165	370
3.5	26	75	170	380
4	28	78	175	390
4.5	30	80	180	400
5	32	82	185	410
6	34	85	190	420
7	35	88	195	430
8	36	90	200	440
9	38	92	210	450
10	40	95	220	460
11	42	98	230	470
12	44	100	240	480
13	45	105	250	490
14	46	110	260	500

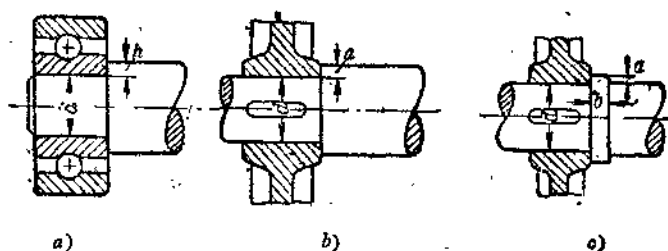


圖 11-3.

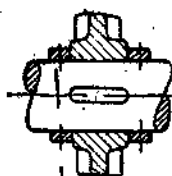


圖 11-4.

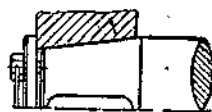


圖 11-5.

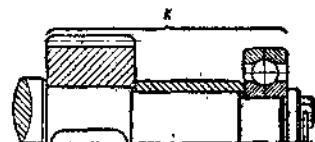


圖 11-6.

11-6), 压板(圖11-6), 螺母(圖11-7)卡圈(圖 11-8), 斜鍵(圖 11-9), 紧定螺钉(圖 11-10)和静配合等。

一般的定位轴肩的尺寸可见表 11-3。滚动轴承的定位轴肩尺寸和圆角半径则另有规定(见有关手册)。



圖 11-7.

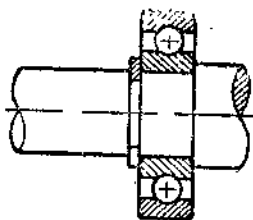


圖 11-8.

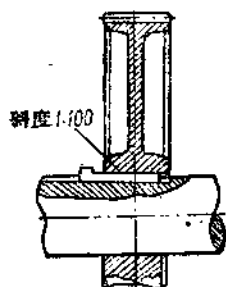


圖 11-9.

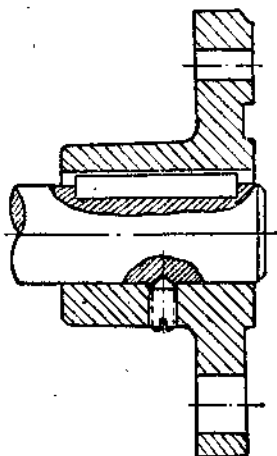


圖 11-10.

表 11-3. 軸肩的尺寸 (毫米)

軸徑 d	28	68	100	175	240	290	320	370	420
圓角半徑 r	1.5	2	3	4	6	6	10	12	12
肩高 a	2	3	4	6	9	10	14	16	18

零件與軸的周向固定可用鍵、花鍵、靜配合或緊定螺釘等方法。

由於零件固定的方式不同，軸也相應地有不同的結構形狀，應全面地考慮固定的可靠性，加工及裝配等方面加以比較和選擇（試比較圖 11-6 和 11-7）。

階梯軸相鄰兩段，若其中直徑較小的一段需要磨削，則應以一條砂輪越程槽為過渡（圖 11-11）。槽的寬度為 2~4 毫米，深為 0.5~1.0 毫米。在直徑相等而公差不同的部分之間也有類似的槽，以利裝配和檢查（圖 11-12）。

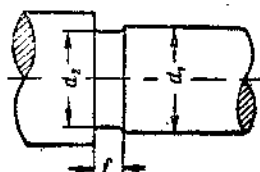


圖 11-11.

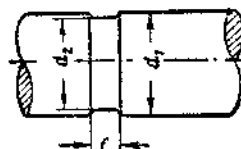


圖 11-12.

軸上的螺紋部分也應有退刀槽，退刀槽的形狀和尺寸在國家標準中已有規定(GB3-58)。此外，螺紋的公稱直徑應比前一段直徑略小，以免裝拆時損壞螺紋。

§ 11-3. 心軸的計算

如前所述，心軸僅受彎矩作用，故根據強度條件確定心軸的尺寸時可用彎曲的強度公式：

$$\sigma_{\text{u}} \approx \frac{M_{\text{u}}}{0.1d^3} \leq [\sigma]_{\text{u}}$$

或

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{u}}}{0.1[\sigma]_{\text{u}}}} \quad (11-1)$$

式中 d ——心軸的直徑(厘米)；

M_{u} ——心軸在危險剖面的彎矩(公斤厘米)；

$[\sigma]_{\text{u}}$ ——彎曲許用應力(公斤/厘米²)。

對於不轉動的心軸，其彎曲應力是靜的，但若考慮到載荷大小的變化，則取為 $[\sigma_0]_{\text{u}}$ ；對於轉動的心軸，其彎曲應力為對稱循環變化的，故取為 $[\sigma_{-1}]_{\text{u}}$ 。

彎曲許用應力的數值按 § 1-2 所述方法確定。

根據 11-1 式求得心軸在危險剖面處的直徑後，若結構上無特殊要求，則可制成為等剖面的光軸(圖 11-13)，或考慮採用基孔制配合則使成為階梯形(圖 11-14)；若要求為等強度

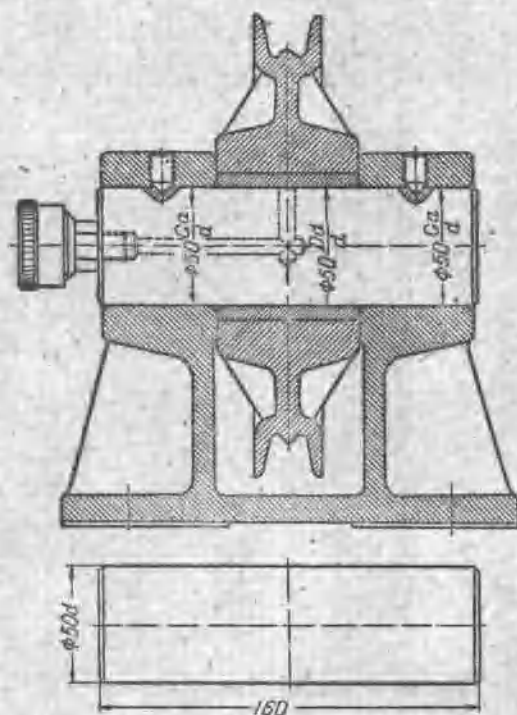


圖 11-13.

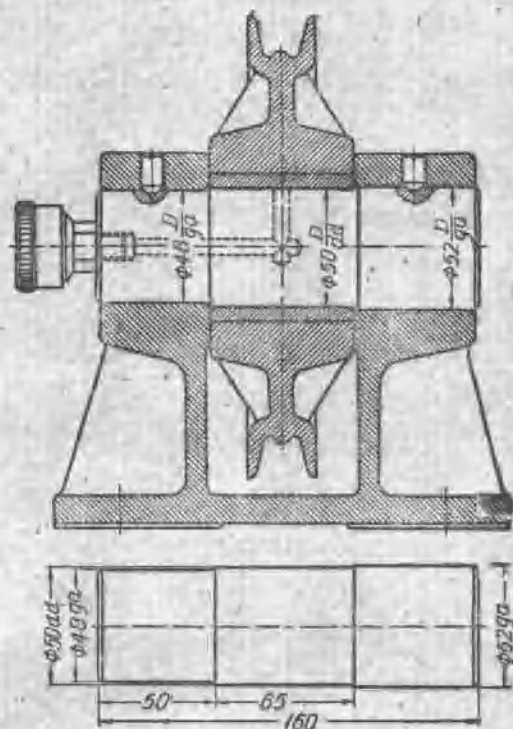


圖 11-14.

的,則可按材料力学中所述方法繪出心軸的理論形狀,然后再确定其他剖面的实际尺寸(圖 11-15)。

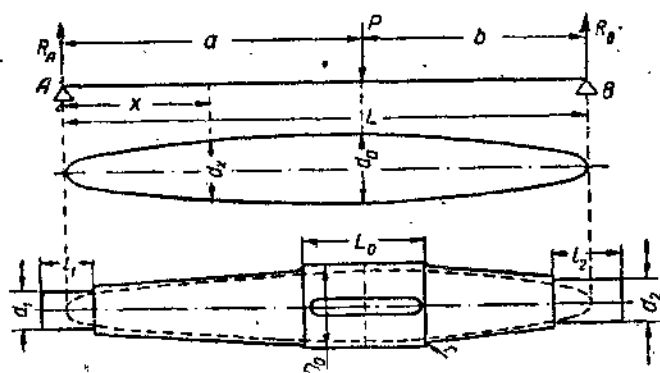


圖 11-15.

校核心軸的刚度計算只在必要时进行,一般也只需滿足最大撓度 $y_{\max}$ 不超过許可值 $[y]$, 即:

$$y_{\max} \leq [y].$$

許可值 $[y]$ 是根据要求不同而定的經驗数据。

§ 11-4. 轉軸的强度計算

轉軸受弯曲和扭轉的組合作用,实践指出其破坏多数系由于疲劳所致,但在設計計算开始时軸的結構和力作用在軸上的相对位置尚未最后确定,且影响疲劳强度的因素(如尺寸大小,应力循环特性,应力集中等等)尚未知,因而無法直接进行疲劳强度的計算,故必須先根据应力进行初步計算。

1. 轉軸的初步計算

轉軸的初步計算有两种方法:只根据扭矩計算,用降低許用应力来考虑弯曲影响的方法和根据相当应力計算的方法。

(1) 根据扭矩的初步計算——这种初步計算叫概略計算。用于軸上作用力相互位置和支座間距离尚未确定时。

用下式决定輸出或輸入端的直徑(若为中間軸,則为安裝齒輪处的危險剖面直徑):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0.2[\tau]_k}} \quad (\text{厘米}) \quad (11-2)$$

式中 M_k ——軸所承受的扭矩,(公斤-厘米);

$[\tau]_k$ ——由于未考虑弯曲作用而降低了的許用扭轉切应力(公斤/厘米²)。对于以 35、40 和 45 号鋼(或 G 5, G 6)制成的軸計算輸出端或輸入端直徑时可取 $[\tau]_k = 300 \sim 400$ 公斤/厘米²;計算中間軸的危險剖面的直徑时可取 $[\tau]_k = 100 \sim 200$ 公斤/厘米²(有軸向力作用时取偏小的数值)。

自(11-2)式計算得直徑并圓整为标准直徑后,其他各段的直徑則根据結構定出。

傳動軸也用這種方法計算。

(2) 根據相當應力的初步計算——這種初步計算又叫近似計算。這是在有條件用結構草圖初步確定支座間距離，齒輪及其他零件在軸上位置時採用的一種比較精確的初步計算方法。

根據彎、扭矩圖判斷危險剖面所在位置，並用下式計算其直徑：

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_p}{0.1[\sigma_{-1}]_a}} \quad (\text{厘米}) \quad (11-3)$$

式中 M_p ——最大的相當力矩(公斤厘米)，按第三強度理論(最大切應力理論)：

$$M_p = \sqrt{M_z^2 + M_y^2 + M_x^2}$$

M_z ——垂直平面的彎矩；

M_y ——水平面的彎矩；

M_x ——扭矩；

$[\sigma_{-1}]_a$ ——對稱循環許用彎曲應力(公斤/厘米²)，對於 35、40 和 45 號鋼(或 G5, G6)的軸可取 $[\sigma_{-1}]_a = 500 \sim 600$ 公斤/厘米²。

2. 精確計算

精確計算是在軸的結構和尺寸已經確定的基礎上，並估計到影響疲勞強度的應力集中、應力循環特性、絕對尺寸等因素而核算軸的實際安全係數。一般只需核算危險剖面的安全係數。

疲勞強度的總安全係數 n 可用下式求得：

$$n = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_\sigma}\right)^2 + \left(\frac{1}{n_\tau}\right)^2}} \quad (11-4)$$

式中 正應力安全係數

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \beta_K}{\epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_{cp}} \quad (11-5)$$

切應力安全係數

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \beta_K}{\epsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_{cp}} \quad (11-6)$$

式中 σ_{-1} , τ_{-1} , K_σ , K_τ , ψ_σ , ψ_τ 和 β_K 等符號的意義和數值見 § 1-2 和表 11-1。

在 11-5 式中：

σ_a ——正應力循環的應力幅度；

σ_{cp} ——正應力循環的平均應力。

對於不受軸向載荷或軸向載荷引起的正應力與彎曲正應力比較為甚小時的軸可認為正應力的應力循環是對稱的，則：

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_K}{W_H}; \quad (11-7)$$

$$\sigma_{cp} = 0.$$

对于軸向应力較大的軸(如蜗杆軸),則:

$$\sigma_{cp} = \sigma_{p(c.k)} = \frac{4N}{\pi d^2}$$

其中 N ——軸向載荷。

在11-6式中 τ_a ——切应力循环的应力幅度;

τ_{cp} ——切应力循环的平均应力。

由于軸所受的扭矩在絕大多数情况下均系方向不变而仅其数值改变,故按最不利的情況考虑,即其切应力的应力循环为脉动的,則:

$$\tau_a = \tau_{cp} = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{M_K}{2W_{ps}} \quad (11-8)$$

若軸系經常反轉,則:

$$\tau_a = \frac{M_K}{W_{ps}}$$

$$\tau_{cp} = 0$$

在(11-7)和(11-8)二式中 W_H 和 W_{ps} 分别为所核算剖面的淨抗弯矩和抗扭矩。

單鍵:

$$W_H = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d};$$

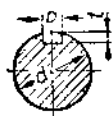
$$W_{ps} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d};$$

双鍵:

$$W_H = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d};$$

$$W_{ps} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}.$$

式中符号如圖 11-16 所示。



对于采用标准平鍵剖面的軸,其淨抗弯矩和淨抗扭矩也可自表 11-4 查得。

精确計算时,自 11-4 式求得的总安全系数 n 应滿足:

$$n \geq [n].$$

应力計算准确,材料机械性能及加工質量可靠时:

$$[n] = 1.3 \sim 1.5;$$

应力的計算比較近似时:

$$[n] = 1.5 \sim 1.8;$$

应力計算不精确,材料性質不勻,且軸徑較大($d > 250$ 毫米)时:

$$[n] = 1.8 \sim 2.5;$$

要求有較大的剛度而不进行專門剛度計算时:

$$[n] = 2.5 \sim 3$$

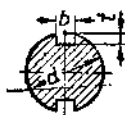


圖 11-16.

§ 11-5. 轉軸的剛度計算

轉軸的必要剛度是保證其上零件(如齒輪, 軸承)正常工作的主要條件之一。而根據強度條件所確定的軸的尺寸未必能滿足剛度條件的要求, 故必需進行校核性的剛度計算。

剛度的校核包括彎曲剛度(撓度 y 、轉角 α)和扭轉剛度(扭轉角 φ)。但一般僅對彎曲剛度進行校核計算。

撓度 y 和轉角 α 可按材料力學中所介紹的方法計算, 應滿足:

$$y_{\max} \leq [y],$$

$$\alpha_{\max} \leq [\alpha].$$

許可值 $[y]$ 和 $[\alpha]$ 隨機器不同而異, 以下為一些推薦數據:

軸的許可撓度 $[y] \leq 0.0003L$,

其中 L ——兩支點之間距離。

機械製造業中 $[y] \leq (0.01 \sim 0.03)m$,

其中 m ——該齒輪的模數。

滑動軸承處的許可轉角 $[\alpha] \leq 0.001$ 弧度;

圓柱滾子軸承 $[\alpha] \leq 0.0025$ 弧度;

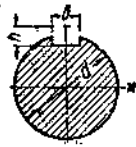
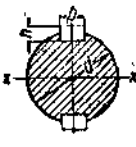
圓錐滾子軸承 $[\alpha] \leq 0.0016$ 弧度;

單列向心球軸承 $[\alpha] \leq 0.005$ 弧度;

球面球軸承 $[\alpha] \leq 0.05$ 弧度;

裝齒輪處 $[\alpha] \leq 0.001 \sim 0.002$ 弧度。

表 11-4. 軸淨剖面的抗彎矩(對 $X-X$ 軸)和抗扭矩

d (毫米)	$b \times h$ (毫米)	t ① (毫米)					ϵ_x	ϵ_y
			W_H (厘米 ³)	W_{PH} (厘米 ³)	W_H (厘米 ³)	W_{PH} (厘米 ³)		
20			0.655	1.44	0.525	1.310	0.92	0.83
21			0.770	1.68	0.631	1.541	0.916	0.824
22	6×6	3.5	0.897	1.94	0.749	1.792	0.912	0.818
23			1.038	2.23	0.882	2.07	0.903	0.812
24			1.192	2.55	1.027	2.39	0.904	0.806
25			1.275	2.81	1.016	2.55	0.90	0.80
26			1.453	3.18	1.280	2.91	0.896	0.794
28	8×7	4	1.855	4.01	1.555	3.71	0.888	0.732
30			2.32	4.97	1.995	4.64	0.88	0.77

① t 為 I 型軸上鍵槽深度見表 5-3。

32			2.73	5.94	2.24	5.45	0.874	0.762
34	10×8	4.5	3.33	7.19	2.80	6.66	0.868	0.754
35			3.66	7.87	3.11	7.32	0.865	0.75
36			4.01	8.59	3.44	8.02	0.862	0.746
38			4.66	10.04	3.93	9.31	0.856	0.738
40	12×8	4.5	5.51	11.79	4.73	11.01	0.85	0.73
42			6.45	13.72	5.62	12.90	0.8	0.724
44			7.25	15.61	6.13	14.49	0.834	0.718
45	14×9	5.0	7.80	16.74	6.65	15.59	0.83	0.715
46			8.38	17.93	7.20	16.75	0.820	0.712
48			9.62	20.5	8.38	19.24	0.818	0.705
50			10.65	22.9	9.03	21.3	0.81	0.70
52	16×10	5.0	12.10	25.9	10.40	24.2	0.805	0.695
55			14.51	30.8	12.69	29.0	0.798	0.688
58			16.81	36.0	14.46	33.6	0.79	0.68
60	18×11	5.5	18.76	40.0	16.31	37.5	0.785	0.675
62			20.9	44.3	18.30	41.7	0.78	0.67
65			24.3	51.2	21.6	48.5	0.773	0.663
68			27.5	58.4	24.1	55.0	0.765	0.655
70	20×12	6	30.2	63.8	26.7	60.3	0.76	0.65
72			33.0	69.7	29.4	66.0	0.756	0.646
75			37.6	79.0	33.8	75.2	0.75	0.64
78							0.746	0.634
80	24×14	7	44.7	95.0	39.1	89.4	0.74	0.63
82			48.4	102.5	42.6	96.7	0.736	0.626
85			54.3	114.6	48.3	108.6	0.73	0.62
88			60.6	127.5	54.4	121.2	0.724	0.614
90			65.1	133.7	58.7	130.3	0.72	0.61
92			67.9	144.3	59.3	135.7	0.716	0.606
95	28×16	8	75.3	159.4	66.3	150.5	0.71	0.6
98			83.1	175.5	73.9	166.2	0.704	0.594
100			88.7	186.9	79.2	177.4	0.70	0.59

§ 11-6. 提高軸的強度及減輕其重量的某些措施

軸的損壞往往招致機器停止運轉，甚至造成重大事故，同時軸在機器總重中也占一定比例，所以應設法提高它的強度和減輕它的重量以保證機器使用的可靠性和降低成本。下面列舉一些措施：

1. 減小軸上的應力集中

實踐指出，應力集中是影響軸的疲勞強度的主要因素，因此在軸的結構設計時應注意降低應力集中。

圖 11-17 為使軸引起應力集中的幾種情況而圖 11-18 為降低應力集中的主要措施。

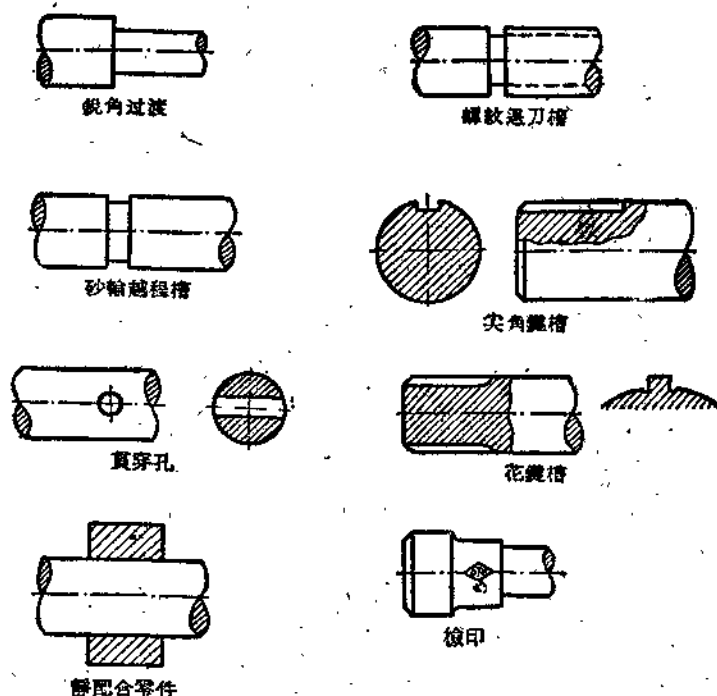


圖 11-17.

2. 改进軸上零件的安裝位置和結構

軸上安裝有 4 个傳動零件。輸入給零件 1 的扭矩為 M_{K1} ，由零件 2、3 和 4 輸出的扭矩分別為 M_{K2} 、 M_{K3} 和 M_{K4} 。若按圖(11-19)所示的方法安裝零件，則軸上的最大扭矩為 M_{K1} ；若按圖(11-20)所示方法安裝零件，則軸上的最大扭矩為 $M_{K3} + M_{K4}$ 。顯然後一種方法所需軸的尺寸較小。

為了減小軸所受的彎矩和減小軸的撓度，軸上的傳動零件應盡量靠近軸承。但必須指出，這樣將由於傳動零件處的轉角 α 較大而影響傳動(圖 11-21)。

零件應盡量避免裝於外伸軸上，如確屬必要(如圓錐齒輪軸、減速器的輸入或輸出端)，則應當盡量減小外伸長度，這樣可以減小彎矩和撓度(圖 11-22)。

3. 採用各種表面強化法

採用滾壓加工、噴砂處理、各種熱處理化學處理等方法可以提高軸的疲勞強度。

例 8-1. 試設計一減速器的蝸輪軸。已知該軸所傳遞的功率 $N=7.4$ 馬力，轉速 $n=80$ 轉/分。已知 $T_2=158$ 公斤， $Q_2=170$ 公斤， $P_2=526$ 公斤， $D_{o_2}=252$ 毫米。

解：

1. 概略計算

1) 按下列公式確定軸外伸端(輸出端)的直徑

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_K}{0.2[\sigma]_K}}$$

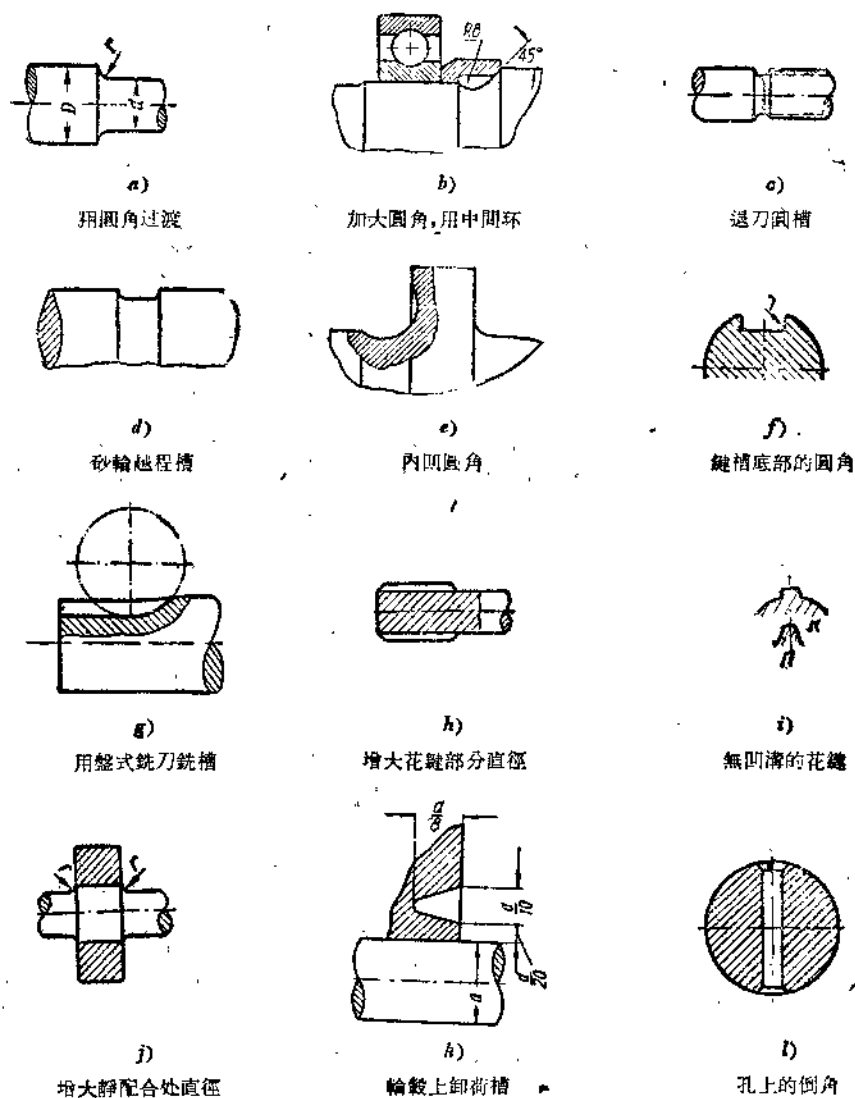


圖 11-18.

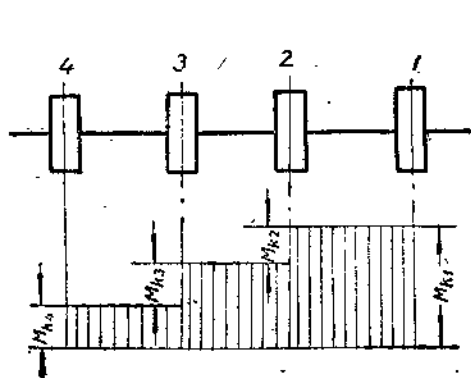


圖 11-19.

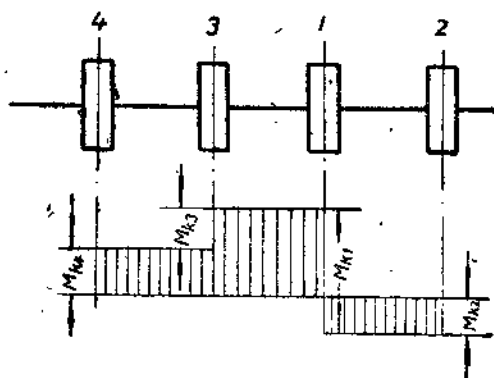


圖 11-20.

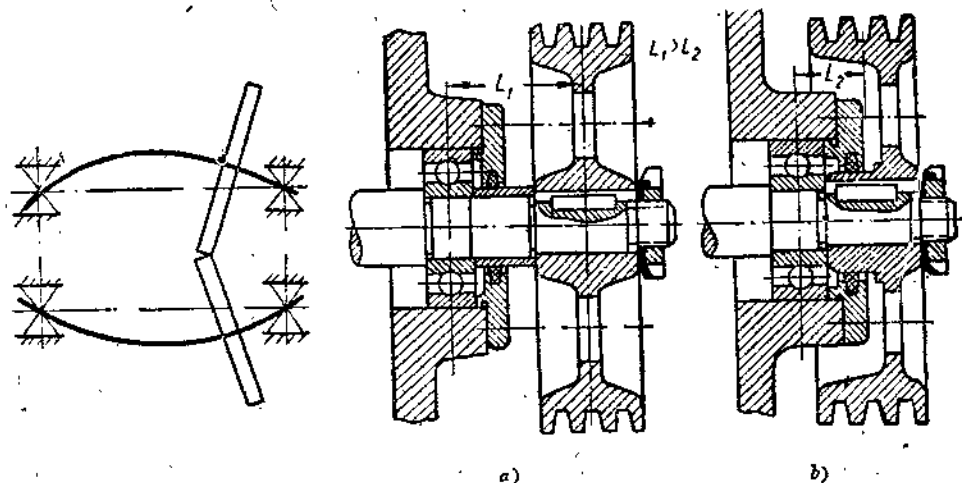


圖 11-21.

圖 11-22.

式中 $M_K = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{7.4}{80} = 6630$ 公斤—厘米;

軸的材料採用 45 號鋼。取 $[\sigma]_K = 350$ 公斤/厘米² 代入公式得

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_K}{0.2[\sigma]_K}} = \sqrt[3]{\frac{6630}{0.2 \times 350}} = 4.57 \text{ 厘米};$$

按直徑標準取 $d = 50$ 毫米。

2) 繪結構圖

根據結構要求, 確定軸頸直徑 $d_n = 55$ 毫米及與齒輪輪轂配合處的直徑 $d_1 = 60$ 毫米。
軸承跨距 $L = 150$ 毫米。蝸輪作用力的位置近似位於軸承跨距的中點(圖 11-23)。

2. 精確核算

1) 確定支座反作用力

軸的計算簡圖如圖 11-23 所示。

X-Z 平面:

$$R_{Ax} = R_{Bx} = \frac{P_2}{2} = \frac{526}{2} = 263 \text{ 公斤};$$

X-Y 平面:

$$\Sigma M_A = R_{By}L - Q_2 \frac{L}{2} - T_K \frac{D_K}{2} = 0$$

$$R_{By} = \frac{Q_2}{2} + \frac{T_K D_K}{2L} = \frac{170}{2} + \frac{158 \times 252}{2 \times 150} = 217.5 \text{ 公斤},$$

$$\Sigma P_y = R_y + Q_2 - R_{By} = 0$$

$$R_{Ay} = R_{By} - Q_2 = 217.5 - 170 = 47.5 \text{ 公斤}.$$

2) 繪彎矩圖和扭矩圖

彎矩圖和扭矩圖如圖 11-23 所示。

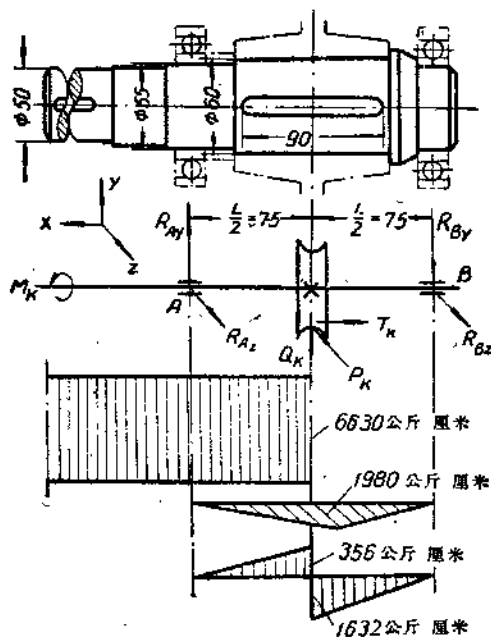


圖 11-23.

$X-Z$ 平面的弯矩为

$$M_{X-Z} = R_{Ax} \times \frac{L}{2} = R_{Ax} \times \frac{L}{2} = 263 \times 7.5 = 1980 \text{ 公斤-厘米};$$

$X-Y$ 平面的弯矩为

$$M_{X-Y} = R_{Ay} \times \frac{L}{2} = 47.5 \times 7.5 = 356 \text{ 公斤-厘米};$$

$$M_{X-Y} = -R_{By} \times \frac{L}{2} = -217.5 \times 7.5 = -1632 \text{ 公斤-厘米}。$$

最大合成弯矩为

$$M = \sqrt{M_{X-Y}^2 + M_{X-Z}^2} = \sqrt{1632^2 + 1980^2} \\ = 2560 \text{ 公斤-厘米}。$$

3). 确定齿輪配合处(弯矩最大)的总安全系数

总安全系数按下式确定:

$$n = \frac{n_a n_\tau}{\sqrt{n_a^2 + n_\tau^2}}$$

式中

$$n_a = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \beta_K}{\epsilon_\sigma} \sigma_s + \psi_\sigma \sigma_{cp}}$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \beta_K}{\epsilon_\tau} \tau_s + \psi_\tau \tau_{cp}}$$

经过正火的 45 号鋼 $\sigma_s = 60$ 公斤/毫米², $\sigma_s = 30$ 公斤/毫米², 对称弯曲疲劳極限 $\sigma_{-1} \approx$

$\approx 0.43\sigma_b = 0.43 \times 60 = 25.8$ 公斤/毫米²; 对称扭轉疲勞極限 $\tau_{-1} \approx 0.58\sigma_{-1} = 0.58 \times 25.8 = 15$ 公斤/毫米²。

鍵槽的有效应力集中系数 $K_\sigma = 1.90, K_\tau \approx 1.6$ (圖 1-10)。

尺寸系数 $\varepsilon_\sigma = 0.785, \varepsilon_\tau = 0.675$ (表 11-4)。

軸表面質量系数 $\beta_K = 1.14$ (圖 1-11)。

系数 $\psi_\tau = 0.086, \psi_\sigma = 0.12$ (圖 1-13)。

抗弯矩 $W_H = 18.76$ 厘米³ (表 11-4)

抗扭矩 $W_{pH} = 40$ 厘米³ (表 11-4)。

弯曲正应力 $\sigma_u = \sigma_a = \frac{M}{W_H} = \frac{2560}{18.76} = 137$ 公斤/厘米²。

扭轉剪应力 $\tau_K = \frac{M_K}{W_{pH}} = \frac{6630}{40} = 166$ 公斤/厘米²。

扭轉剪应力幅度及平均应力为

$$\tau_a = \tau_{cp} = \frac{\tau_K}{2} = \frac{166}{2} = 83 \text{ 公斤/厘米}^2。$$

代入得

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \beta_K}{\varepsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_{cp}} = \frac{2580}{\frac{1.90 \times 1.14}{0.785} \times 137 + 0.12 \times 0} = 6.8,$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \beta_K}{\varepsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_{cp}} = \frac{1500}{\frac{1.6 \times 1.14}{0.675} \times 83 + 0.086 \times 83} = 6.5,$$

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{6.8 \times 6.5}{\sqrt{6.8^2 + 6.5^2}} = 4.7。$$

故此剖面已滿足 $n > [n] = 2.5 \sim 3$ 的要求。

其他剖面的安全系数可按同样的方法确定, 故从略。