

机 械 零 件

第 三 分 册

哈 尔 滨 工 业 大 学

內 容 提 要

本書系根据我校 1959 年 12 月修訂的机械制造类“机械零件”教学大綱編写而成。在某些章节中，曾对个别問題作了比較深入的闡述。

全書共分三个分冊出版：第一分冊內容，包括緒論、螺紋联接、鍵与銷釘联接和鉚焊联接等四章；第二分冊包括传动总論、摩擦传动、皮带传动、齿輪传动、蜗輪传动和鏈传动等五章；第三分冊包括軸、滑动軸承、滚动軸承、联轴器等，彈簧和減速机等六章。

本書可供本校机械类各专业作为教本之用，并可供非机械类各专业作为主要教学参考書。

机 械 零 件 (第三分冊)

編 者	哈尔滨工业大学机械零件教研室
出版者	哈尔滨工业大学教材出版科
印刷者	哈尔滨工业大学印刷厂

1960年 5 月修訂版第一次印刷

印数：1—6000冊 工本費：0.88元

目 录

第十章 轴	1
第一节 概述	1
第二节 心轴与转轴的计算	7
附录	20
第十一章 滑动轴承	33
第一节 摩擦和润滑的基本概念	33
第二节 径向轴承的计算	40
第三节 推力轴承的计算	61
第四节 在完全液体摩擦条件工作的轴承的计算	63
第五节 滑动轴承的结构	66
第六节 滑动轴承的润滑	87
第七节 提高滑动轴承工作能力的方法	96
第十二章 滚动轴承	110
第一节 滚动轴承的构造	110
第二节 滚动轴承的破坏方式	121
第三节 滚动轴承的受力分析	123
第四节 滚动轴承的选择计算	129
第五节 滚动轴承部件的设计	137
第六节 高速滚动轴承	141
第七节 滚动轴承的发展概况	151
第八节 滚动轴承的选择计算举例	153
第十三章 联轴器	158
第一节 联轴器的用途和分类	158
第二节 固定式刚性联轴节	160
第三节 可动式刚性联轴节	162
第四节 弹性联轴节	164
第五节 牙嵌式离合器	168
第六节 摩擦离合器	171
第七节 安全联轴节	180
第八节 自动离合器	182
第十四章 弹簧	185
第一节 弹簧的种类	185
第二节 圆柱形螺旋弹簧	188
第三节 材料及许用应力	198

第四节 例 題.....	200
第十五章 減速器.....	204
第一节 概述.....	204
第二节 減速机的标准化.....	206
第三节 減速机总传动比的分配.....	207
第四节 減速机的潤滑和冷却.....	208
第五节 減速机中一些零件的結構.....	211
第六节 減速机中軸承部件設計的簡要說明.....	215
附录: 机械零件常用专业俄文詞汇.....	222

第十章 軸

第一節 概 述

I 軸的用途及分類

軸主要用以傳遞扭轉力矩和支承轉動零件。

按照軸所承受的載荷情況，可以分為如下三類：

1) 轉軸，它起支承傳動零件並傳遞扭矩的作用。（如图 1 中之轉軸，即支承着兩個齒輪）。在工作時，轉軸隨傳動零件一同迴轉，並將某一傳動零件（例如右端大齒輪）所承受的扭轉力矩，通過聯結零件——鍵，傳給另一傳動零件（例如左端的小齒輪）。因此它同時承受彎矩及扭矩的作用。轉軸的彎曲應力為第三類，而扭矩所引起的應力在轉軸單向間歇迴轉時為第二類，因間歇周期使應力呈脈沖形式。双向迴轉時為第三類；

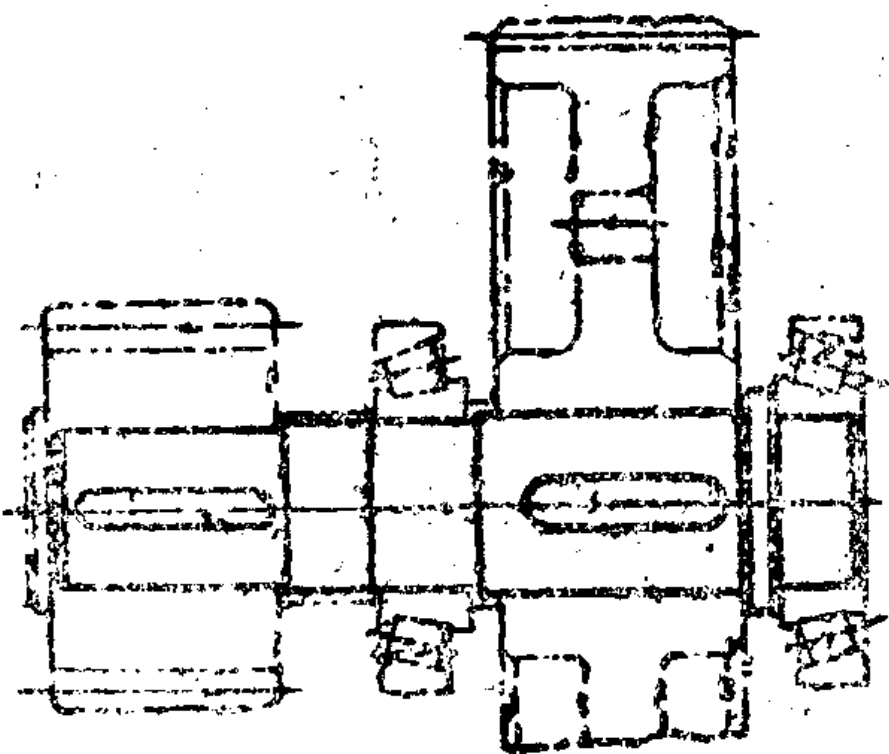


图 10-1

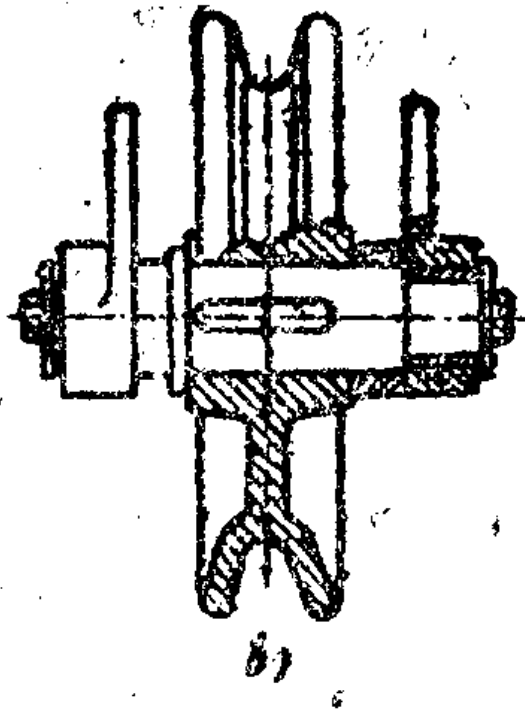
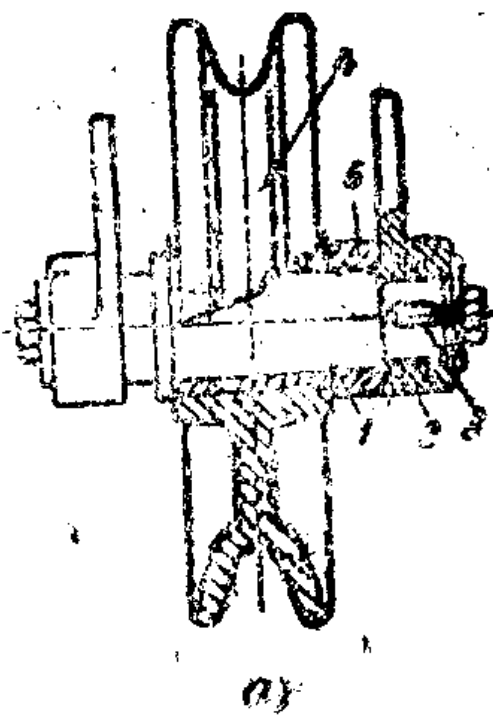


图 10-2

2) 心軸(图 2)，只起支承零件的作用(图 2 中，a 和 b 均为支承滑輪用)，所以只受彎矩。根據工作情況，它分為不轉動心軸（图 2 a）及轉動心軸（图 2 b）。不轉動心軸的彎曲應力為第二類，而轉動心軸的彎曲應力則為第三類。

3) 傳動軸：它主要傳遞扭矩。外形呈光軸型式。如橋式吊車的行走機構所用的軸。其切應力性質同迴轉方向有關；双向迴轉時，為第三類；單向迴轉時，為第二類。

在機器中軸占據較重要之地位，軸的設計合理與否直接地影響到整個機器工作的好壞。軸在設計中主要考慮下列幾方面因素：軸的結構，軸的材料及軸的強度，對某些軸有時還需要考慮剛度（如機床主軸）及振動（如高轉速軸）。

II. 軸的結構分析

軸的結構主要取決於下列因素：軸上作用力的大小；軸上面傳動零件的位置情況及其在軸上固定的方法；軸承的型式及在軸上的位置和固定方法；軸的各個部位加工情況；軸上零件的裝配情況及其它一些具體要求等。

下面就結合圖 1 及圖 2 兩圖具體分析一下軸的結構。

軸的直徑主要取決於載荷的大小，按計算求得（計算方法詳見本章第二節）。圖 1 為一雙支點轉軸結構。轉動零件位置系在支點中部及左端兩處。由於此零件同軸之間採用了較大的過盈配合，考慮到在裝配時，為使零件便於達到配合部位，同時又不致擦傷軸的左端與軸承相配合的表面，取軸的这个部位直徑大於左端的任一部位。

軸上配合處之直徑可按 $\Gamma OCT\ 6636-53$ 中之規定選用。即直徑自 10 毫米到 100 毫米，尾數為 0、2、5 及 8。自 100 毫米到 200 毫米，尾數為 5 及 0。

在設計軸的結構時，要考慮到零件在軸上的軸向必須要固定。固定方法多採用軸肩、肩環、圓錐面、套筒、壓板、螺母、卡環或其它方案等。

圖 1 中支點間零件之右端即採用軸肩做軸向固定用。軸肩系由定位面和圓角組成的。為保證軸上的零件能靠緊定位面，軸上的圓角應小於零件上的圓角或倒角。

支點間之零件左側系採用肩環固定。肩環的外徑可參考凸肩之外徑尺寸確定。

考慮到軸承同軸之間系採用過盈配合，為使左側軸承在裝配時便於到達所在部位，同時又考慮到軸同軸承相配合之部位外表面光潔度較高，為減少這段加工部位長度，而取這部位直徑大於左側部位之直徑，軸與軸承配合處謂之軸頸。它的長度取決於軸承的寬度。軸承內環應抵住肩環，而肩環應同支點中間零件相抵（因軸承外環均有軸向固定。這樣，支點間之零件與軸之相互位置即可固定。有關軸承固定可參見本書之軸承部件一節。

如支點間之零件同右側軸承距離較大時，可採用圖 10—3 中所示之螺帽或套筒結構來固定支點間之零件。

圖 36 較圖 3a 方案避免了在軸上開槽及刻螺紋，因而不影響軸的強度。

左端小齒輪的軸向固定（圖 1）：在零件之左側採用壓板，而右側則採用套筒。右側採用套管之目的，在於增加零件軸向固定的接觸面積。若此零件為一聯軸器，載荷又不大時，則可利用過盈同軸聯結。而聯軸器之右側則可直接同軸的軸肩相抵。

若考慮到左端小齒輪經常拆卸時，可採用圖 4 之錐形面聯結。它也多用在承受動載荷或沖擊載荷結構中（如鍛壓設備及碎石機等）。因它的接觸面較大，同時不因製造軸肩而加大軸的直徑。

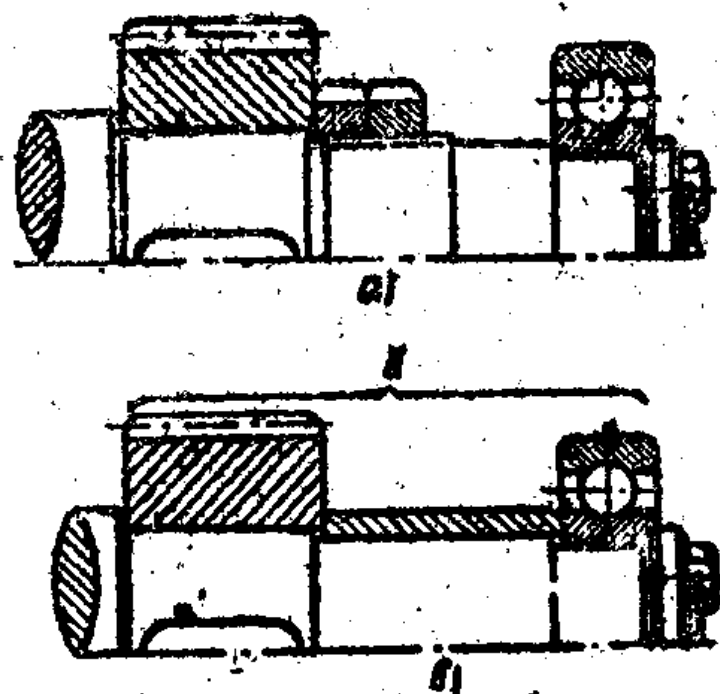


圖 10—3

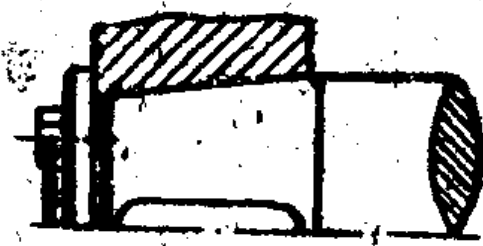


圖 10—4

彈簧圈與過盈配合多用於滾動軸承的軸向固定中（可詳見軸承部件一節中）。

零件在軸上的周向固定多採用鍵（或多槽鍵）联接或過盈配合（多適合於滾動軸承固定中）。

图 2 a 及 6 之心轴结构基本与上述分析相同。图 2 a 中轴 1 利用键 3 同吊架 2 固定。而滑轮 4 则在轴上滑动。图 2 b 中之心轴则同滑轮一同转动。心轴端部与吊架间为滑动摩擦。

轴和轴承的配合部位，谓之轴颈，若此部位位于轴的中部，则谓之轴中轴颈。若此部位位于轴之端部，谓之轴端轴颈。有关轴颈的说明详见滑动轴承章节。

III. 轴的主要部位设计原则

轴的强度除掉同载荷的大小和性质有关以外，在很大的程度上是同本身的外形选择及设计的正确与否有关。当轴的断面有急剧的过渡变化时，如轴肩、键槽、沟槽、或配合表面、表面粗糙等，则在这些区域内所产生的实际应力大于按照材力公式所得的计算值。有时甚至大数倍。这种现象称为应力集中。轴的应力集中会直接影响到轴的疲劳强度。按现有资料证明，如能较合理地取用这些部位的结构，则可以显著地降低应力集中，相应地，亦即提高了轴的疲劳强度。

下面就阐述一下含有应力集中因素轴的部位设计原则。

一、轴肩

轴肩主要作为零件轴向固定用。如图 5 所示，直径 d 和 D 之间以圆角 R 过渡。圆角处之虚线表示无应力集中之应力分布图形，实线表示实际应力分布的图形。而应力集中系数的大小是和 R 的大小有关。图 5 b 中之圆角小于图 5 a 中之圆角，图 5 b 中应力集中系数即大于图 5 a 中。通常在设计中 R 的大小系通过 $\frac{R}{d}$ 的比值来判断。

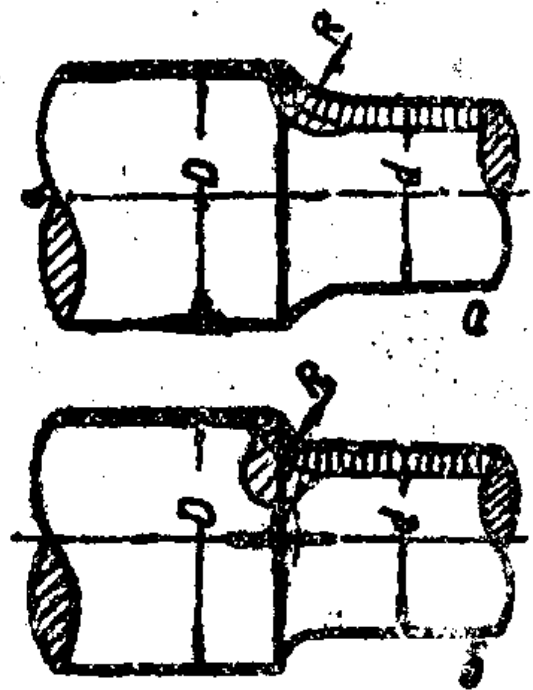


图 10-5

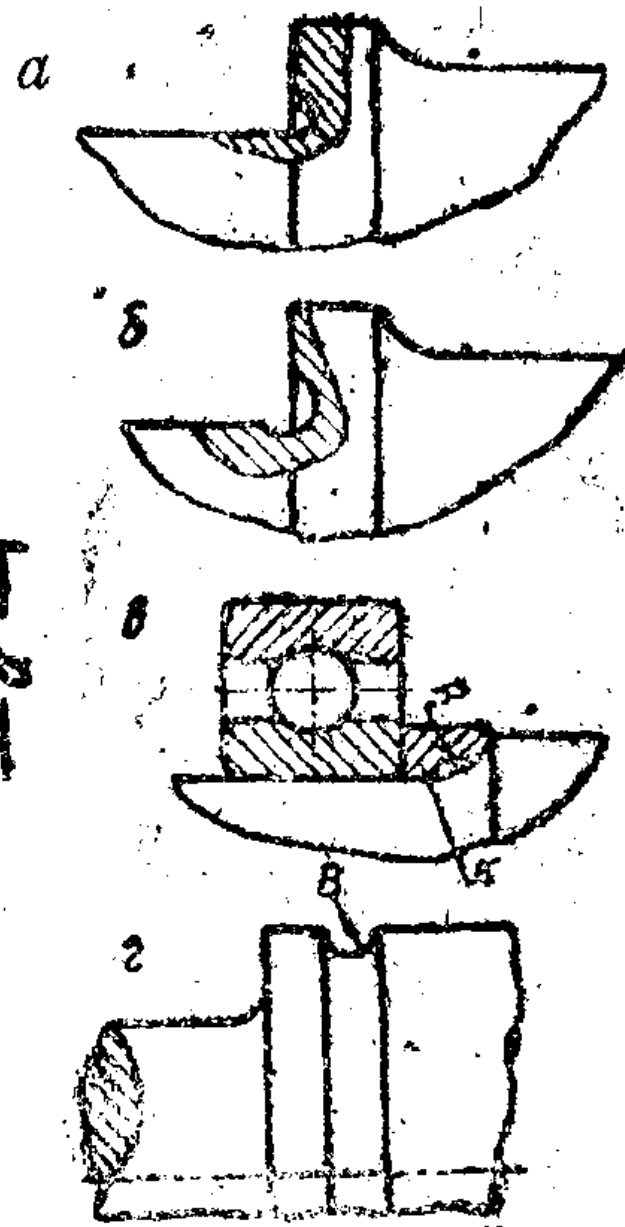
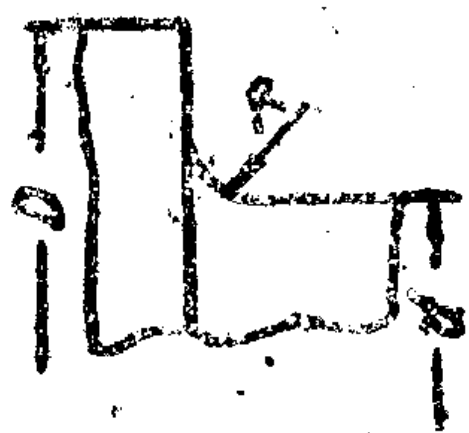


图 10-6

在设计时应尽量选择大的 $\frac{R}{d}$ 之值，来降低应力集中系数。

但有时受结构所限(如与轴肩相配合零件的圆角或倒棱过小)，必须采用较小的 R ，此时可在轴肩内部制有较大的圆角过渡区(图 6 a 及 6 b)。图 6 b 适合于需要用砂輪磨制轴颈及轴肩端面的情况，因轴肩内部之圆角部分当成砂輪磨削的空刀区域。

图 6B 适合圆角需要磨制的情况。带有减荷槽 B 之 (图 6r) 结构可以改善在轴肩过渡处的应力集中现象。

有关各种零件所需要之轴肩及圆角尺寸, 可以参考本章附录中数据。

二、键槽

键槽加工工艺方法选择的正确与否会直接地影响轴的疲劳强度。图 7 示有两种不同结构的键槽, 图 7a 为指状铣刀加工者。I 处截面过渡到 II 处时呈直角形状。在弯矩的作用下, 直角的根部可产生极大的应力集中。图 7b 之结构系采用片铣刀加工, I 处以片铣刀之曲率半径过渡到 II 处, 与 a 型结构相比较, 它的应力集中系数较小。但从结构上来看, 它的圆角部份不能利用, 从而加长了键槽的长度。

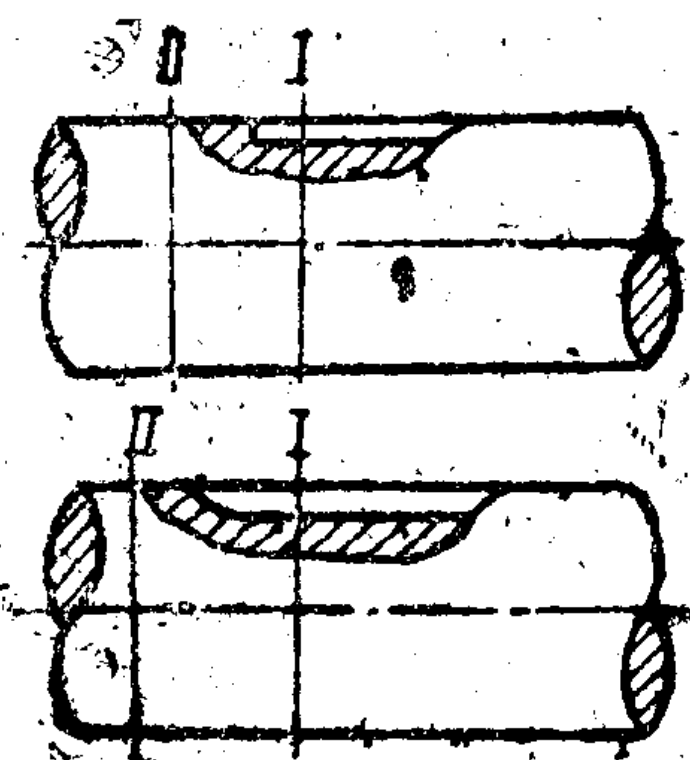


图 10-7



图 10-8

图 8 表示在轴的横向截面内键槽的两种结构。图中之 a 型结构为直角过渡, 在扭矩作用下, 此过渡处之应力集中系数有时达 $K_t=2.5$, 若采用 b 型结构时, 即在过渡处取一圆角, 应力集中系数可降低到 $K_t=1.8$ 。但是, 此圆角的大小还没有统一规定, 设计时只能凭经验选择。

应当指出的是, 在取键槽的位置时应当尽量避免与轴肩圆角相啮接, 尤其是当采用指状铣刀加工键槽的, 如果上述两种应力集中因素汇集在一起, 就会使应力集中系数加大。在设计时应当尽量避免之。

同样, 花键轴之根部也会产生应力集中。在设计时应当在花键之根部选用适当之圆角半径, 或选用应力集中较小之花键结构。

三、轴的配合处

轴同零件多采用过盈配合, 当轴为光轴时 (如图 9), 在配合的边缘部位 I 存在有较大的应力集中现象。轴在变载的弯矩重复作用下, 在这一部位很快地就产生疲劳裂

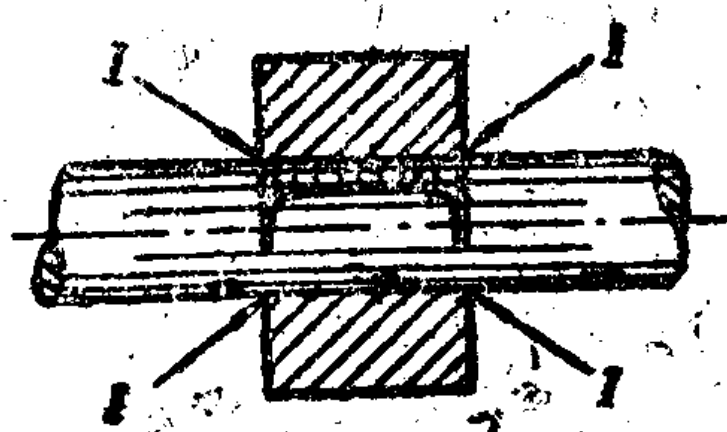


图 10-9

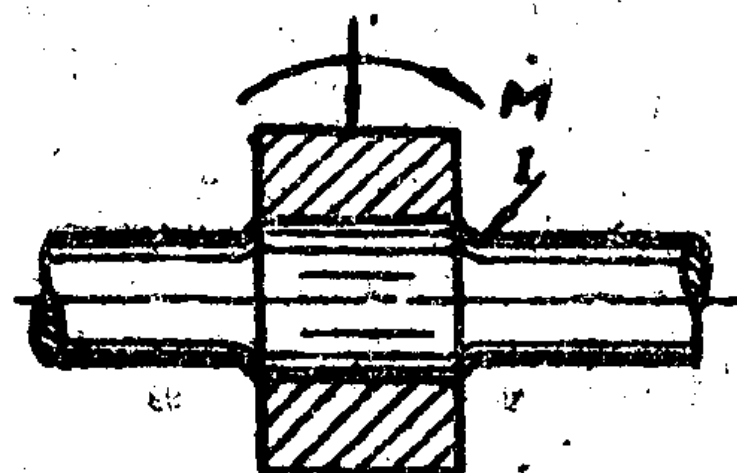


图 10-10

縫。为改善軸的受力情况，可采用图 10 的結構，即把配合处之軸徑加大，同时应注意軸肩的邊緣部位不应当伸出配合零件之外。这一結構的工艺性較好：便于制造；同时，装配也方便。但采用这种結構时，应保証軸肩处具有一定的圓角，否則在圓角过渡处产生較大的应力集中。

在配合处如果有集中力和弯矩作用；由于軸的弯曲力矩的变化較大，因而由配合而引起的应力集中現象也大。配合应力集中还与配合的压力有关，压力愈大，軸受的夹持作用愈大，应力集中也愈大。但当压力大于 300 公斤/厘米² 时，应力集中就与压力无关了。

四、構槽

当因結構需要而在軸上开有沟槽（如放置弹簧圈用之沟槽，图 11），則在弯矩作用下，沟槽处之应力如图中之实綫所示。它同曲率有关。設計时应尽量避免在受弯矩部位内开沟槽。

五、表面光潔度

在脉冲和变向载荷情况下，表面粗糙与否对零件的疲劳强度有極大的影响。表面的微观几何形状經過切削加工后，并不能达到理想的光滑程度，往往会保留有凹凸不平的条痕。它破坏了表层金屬的微观連續性，形成了促使零件产生疲劳裂縫的第一个因素。

在这些凹凸不平的条痕根部所产生的应力往往会超过表层內平均应力的 1.5~2.5 倍。因此，为了提高零件的疲劳限，必需降低这些条痕，亦即提高表面光潔度。

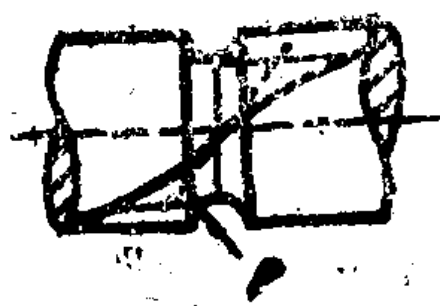
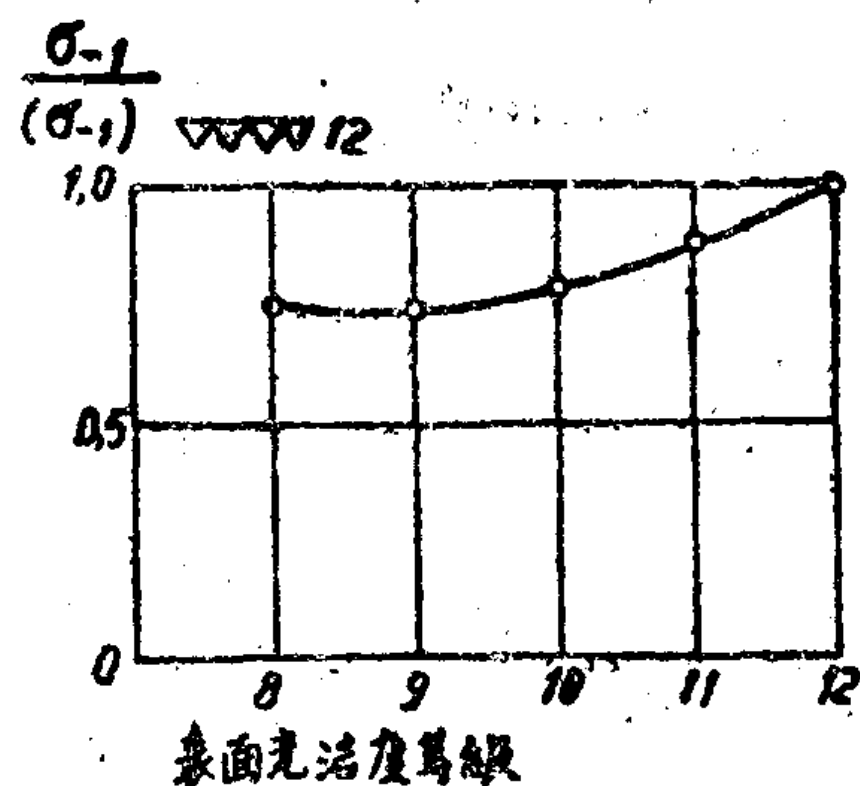


图 10-11



3H60号鋼表面光潔度对疲劳限的影响。

$(\sigma_1)_{\nabla\nabla\nabla\nabla 12}$ 为表面光潔度在 12 級时的疲劳限。

图 10-12

由图 12 可得光潔度由 9 級提高到 12 級时，疲劳限提高了 25%。但在設計时，不應該只追求提高疲劳限，而尽量采用較高的光潔度。还应同时要考虑到工艺性和成本等問題来适当选用之。

当軸在銹蝕的条件下工作时，它的表面会很快的变得粗糙。这种情况下或者采用特殊鋼材来制造軸，或者予先在軸上噴鍍防护层。

当設計軸时，各种应力集中因素所引起的应力集中系数，可参考本章附录中的数据选用之。

Ⅲ. 軸 的 材 料

軸的材料主要是炭鋼，当有特殊要求时（如縮小結構尺寸、防銹蝕等），亦采用合

金鋼。但选用时应注意到合金鋼的价格較高，同时对应力集中現象也比較敏感。軸的毛坯多采用軋料和鍛件，但也采用鑄件（如球墨鑄鐵曲軸）。

通常采用的碳鋼有 35、40、45 及 50 (ГОСТ 1050—52) 号鋼。其中以 45 号鋼应用得最普遍，因为它的工艺性能良好，而又有适当的强度。对一般不重要的軸或受力較小的軸，可以采用 鋼 3、或 鋼 5 (ГОСТ 380—50) 制造。

在一般情况下，各种碳鋼和合金鋼的牌号及热处理因素，系由軸的强度和耐磨性来决定，而并非取决于軸的弯曲刚度与扭轉刚度。

一般軸所用鋼料的机械性能見本章附录。

IV. 軸的表层强化处理

軸的强化主要是为了提高軸的机械性能。有时为了增加某一部位的耐磨性能（如軸頸、变速齒輪所在的部位等），必須采用相应的强化处理。对軸來說，主要是采用合理的表层强化处理，来提高它的疲劳限。因此下面只着重阐述一下表层强化处理，对軸的一般热处理方法这里不准备介紹。

軸的表层强化处理方法主要采用：机械强化，化学热处理、噴鍍及表层热处理等。

一、机械强化处理

机械强化处理的实质，系使軸的表面（多在有应力集中因素部位）产生具有一定厚度的保持有压应力的表层。軸在正应力反复作用下，此具有残余压应力之表层，可相应地减少拉应力的数值，从而提高軸的疲劳强度。同时，表层經過机械强化处理后，表面的微观几何形状也变得較平滑，也减少了有效应力集中系数。

对軸最为常用的机械强化方法为輓压。如提高軸表面配合处及軸肩处之疲劳强度均可采用此种方法。按現有資料証明，火車車輪的輪轂同心軸为牢配合，它对心軸的疲劳影响極大。如果將軸配合处經過輓压后，其寿命可以延长 25 倍。这一强化方法也比較简单，在車床上只要增加某些夹具就可以进行这一工序。

此外还有噴珠，即以一定直径之鋼球以一定的速度及噴射時間向零件需要强化的部位噴射，使之产生残余应力层。它需要一定的設備，只适合大量生产情况。

二、化学热处理

为了增加軸某一部位的耐磨性，亦可采用化学热处理。一般常采用表层渗碳法、氮化法及氰化法等。

表层經渗碳后，可具有較高的硬質，耐磨性能高，同时芯部又較軟。但表层的硬度当工作环境的溫度达到 $225^{\circ}\text{C} \sim 275^{\circ}\text{C}$ 时，即开始下降。因此它不适于在高溫条件下工作的軸。

氮化法即將軸的表层渗氮。它可以增加表层的硬度及抗銹蝕性能。氮化后的表层，在工作溫度高达 $500^{\circ}\text{C} \sim 600^{\circ}\text{C}$ 时，仍可保持較高的硬度，同时它承受变載荷的性能好。

經氰化处理，軸的表层硬度可达 $R_c = 69 \sim 72$ ，抗磨性能高。它一般适用于工具的处理。

氮化法和氰化法均須有特殊設備，同时，要求有防护設備。

三、噴鍍

噴鍍系把某種溶化的金屬用壓縮的气体吹向噴鍍的表面，使之附着在表層上面。噴鍍的金屬，多為鋅和鋁，主要防止軸表面產生銹蝕。但噴鍍也用于修復磨損后之零件。

有時為了提高軸表層的耐磨性和抗銹蝕性能。而在軸表面電鍍上一層鉻。但應當注意到，經鍍鉻后軸表面光潔度相當高，从而使潤滑油難于附着在上面，故此種方法不適用軸頸處。

四、表面熱處理

這種方法主要利用高頻電流加熱需要處理的部位，使之得到足夠的硬度。這種方法的特点是表層硬度大，芯部軟，適合承受沖擊載荷。由于它需要有一定設備，故適合一般中批及大量生產。

第二節 心軸與轉軸的強度計算

在軸的計算中，採用了下列條件：

- ① 將軸上所受之外力當作集中力計算；
- ② 略去軸及軸上零件之自重（非重型零件時）；
- ③ 將軸視為可動鉸鏈支座之樑來計算。

對於寬度不大之軸承，認為鉸鏈點在軸承之中央，對於長的滑動軸承，則取鉸鏈支座位置為 $0.5d$ ，但不小於 $(0.25 \sim 0.35)B$ （見圖 13）。

- ④ 略去支座上可能引起的力矩。

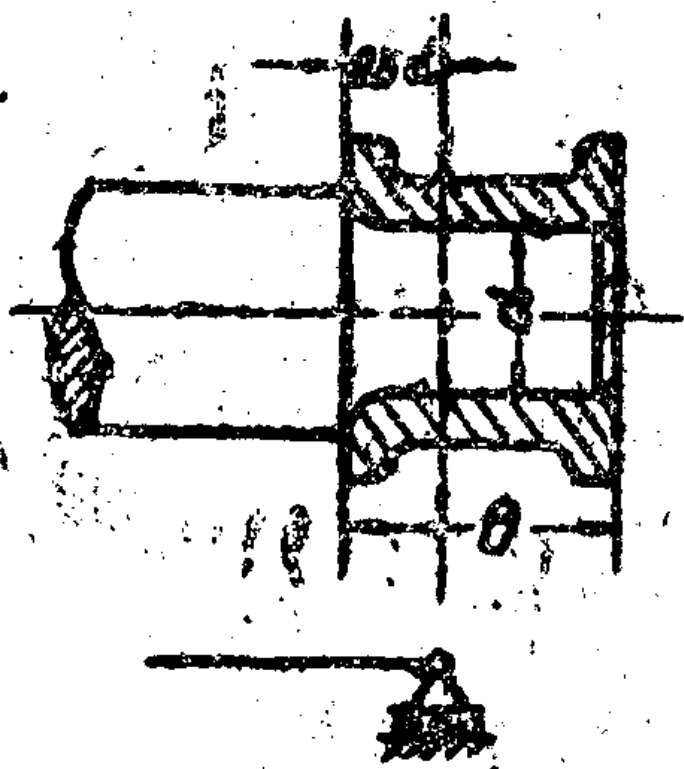


圖 10—13

在計算軸時，由于不知道軸的各部位尺寸及結構，無法考慮尺寸因素、各種應力集中因素對強度的影響。甚至，有時連軸的跨度也不知道。所以，在進行軸的設計計算時要分兩個步驟進行，首先，根據初步計算公式粗略地求得出軸的尺寸，定出軸的結構；其次再通過精算，來校驗軸的結構和尺寸選取的是否合理。在精算中主要計算軸的疲勞強度，它綜合地考慮到應力集中因素、尺寸因素和載荷性質，求得軸的危險截面處之安全系數。根據求得的安全系數再來修改結構，然後再進行核算，直到合適為止。

I. 軸的初步計算

一、按扭矩初步計算

此種初步計算方法，不考慮軸所受的彎曲力矩，採用降低了的許用切應力，按軸本身所傳遞的扭矩初步求得軸的直徑。即

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_K}{0.2[\tau]_K}} = C \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad (1)$$

式中： d —— 實心軸的計算直徑（厘米）；

M_K —— 扭矩（公斤—厘米）；

$[\tau]_K$ ——許用切应力 (公斤/厘米)²; (見表 1)

N ——軸所传递的功率 (馬力);

n ——軸的轉速 (轉/分);

C ——按許用切应力求得的換算系数。(見表 10—1)

許用切应力 $[\tau_K]$ 及 C 之数值

表 10—1

項 目	材料 35、40、45 (鋼 5、鋼 6) 号鋼	
	露 出 軸	中 間 軸
$[\tau]_K$ 公 斤/厘米 ²	250~350	100~200
C	11.3~10.7	15~12
註: 1) 兩級減速器中間軸可取 $C=15\sim14$; 2) 三級減速器的快速軸可取 $C=12$ 。		

多支点传动軸的設計可采用上述公式 (1)。

三、按扭转变形初步計算

此种計算方法系根据每 100 厘米长度上, 軸所允許的扭轉角来求得其直徑; 即

$$d = A \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \text{ 厘米} \quad (2)$$

或

$$d = B \sqrt[4]{M_K} \text{ 厘米} \quad (3)$$

式中; d ——实心軸的計算直徑 (厘米);

N ——軸所传递的功率 (馬力);

n ——軸的轉速 (轉/分);

M_K ——扭矩 (公斤—厘米);

A 与 B ——根据軸所允許的每 100 厘米长度上的扭矩角而定的系数 (見表2)。

表 10—2

每 100 厘米长度上軸 的扭矩角 φ 。		0.20°	0.5°	1°	1.50	2°	2.5°
系 数 值	A	12	10	8.5	7.7	7.2	6.8
	B	0.73	0.62	0.52	0.47	0.44	0.42

註: 此式之由来系据材料力学中之 $\varphi = \frac{M_K l}{GJ}$ 轉化而得到的。

式中: φ ——扭轉角;

$$M_K = 71620 \frac{N}{n} \text{ (公斤—厘米)}$$

l —— 軸单位长度 (厘米) ;

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \text{ 厘米}^4$$

$G = 8 \times 10^5$ 公斤/厘米² —— 剪切弹性模数。

取 $l = 100$ 厘米, 即

$$\varphi \frac{2\pi}{360} = \frac{71620 \frac{N}{n} \cdot 100}{\frac{\pi d^4}{32} \cdot 8 \times 10^5}$$

$$d = A \sqrt[4]{\frac{N}{n}} \text{ 厘米。}$$

对一般通用的中型軸可取用每厘米长度上的扭轉角为 $\varphi \approx 0.5$ 。

此种計算方法較按切应力初步計算方法簡單, 但使用者必須具有一定的設計經驗, 否則对扭轉角的选择会感到无从下手。

三、按合成弯矩初步計算

采用此种計算方法, 必須予先知道軸的跨度; 軸上作用力的大小, 作用方向, 作用位置等。

計算时按下述步驟进行:

1) 繪出裝置的空間簡图 (图14), 求出結構中的作用力, 并解出垂直面及水平面的支反力 (图15), 图14为一具有两个直齿齒輪之主动軸;

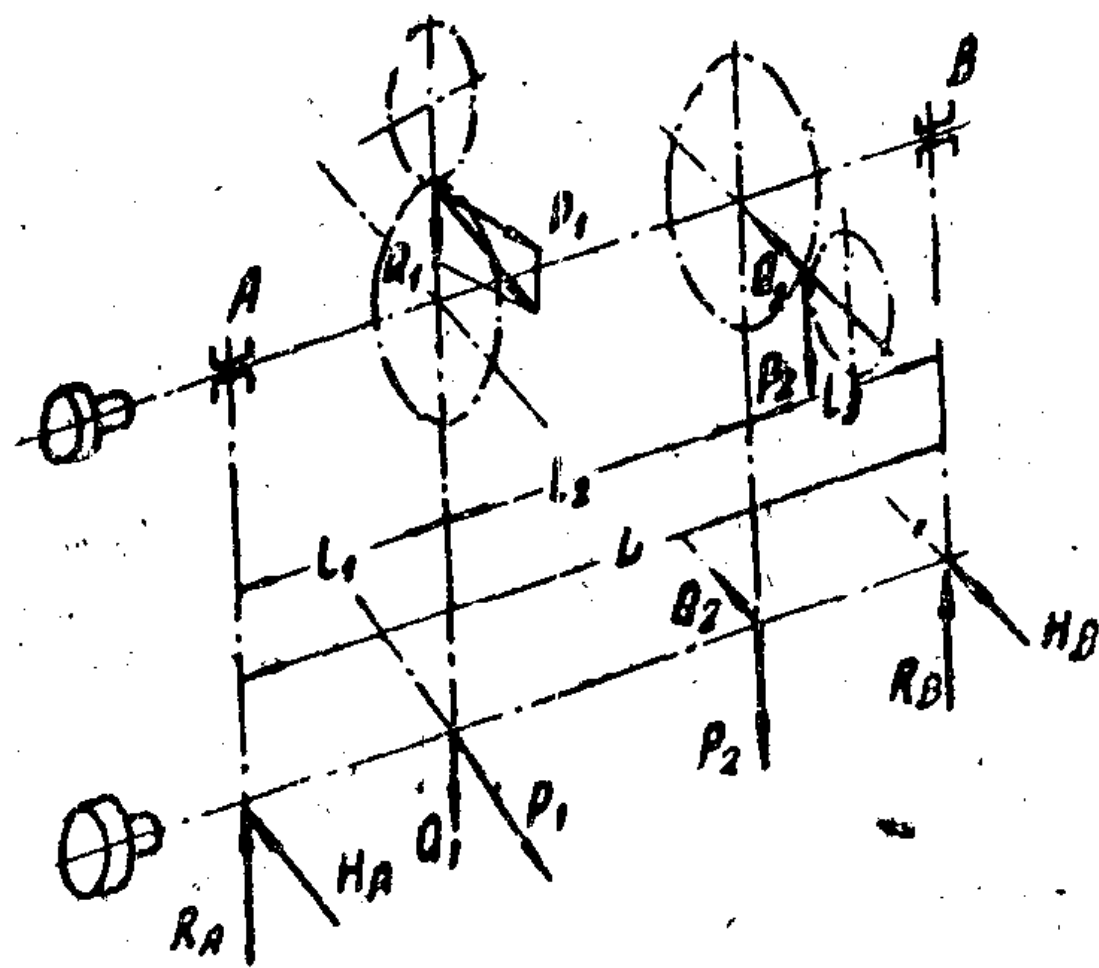


图 10-14

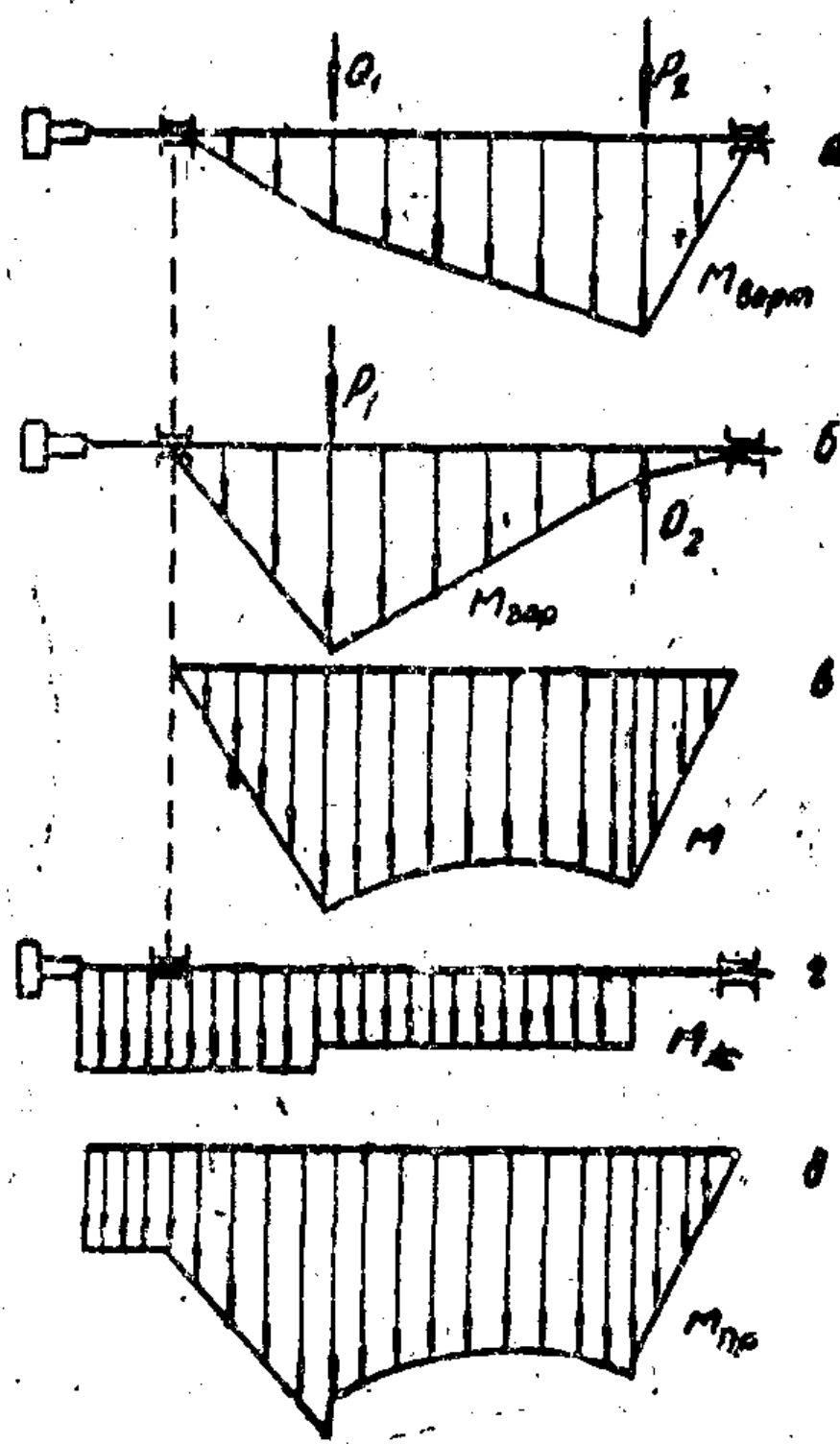


图 10-15

2) 繪出鉛垂面中的弯矩图形 $M_{\text{垂直}}$ (公斤—厘米) (图 15 a) ;

3) 繪出水平面中的弯矩图形 $M_{\text{гор}}$ (公斤-厘米) (图 15 б);

4) 应用公式 $M = \sqrt{M_{\text{верт}}^2 + M_{\text{гор}}^2}$ 公斤-厘米, 或用图解法求得两平面中的弯矩之合成弯矩 (图 15 в);

5) 繪出扭矩 M_k 公斤-厘米图形 (图 15 г);

6) 应用公式 $M_{\text{нр}} = \sqrt{M^2 + (\alpha M_k)^2}$ 公斤-厘米, 或用图解法求出扭矩与合成弯矩合并成的相当弯矩 $M_{\text{нр}}$ (图 15 д)

上式中 α ——应力轉化系数。若所計算之軸內的弯曲应力为对称循环, 而剪切应力为脉动循环, 則 $\alpha = \frac{[\sigma]_{\text{HIII}}}{[\sigma]_{\text{HII}}}$, 其中 $[\sigma]_{\text{HIII}}$ 为对称循环载荷下的許用弯曲应力 (公斤/厘米²), $[\sigma]_{\text{HII}}$ 为脉动循环载荷下的許用弯曲应力 (公斤/厘米²), 此两者之数值可見附表 9;

7) 按下式求得各处直徑,

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{нр}}}{0.1[\sigma]_{\text{H}}}} \text{ 厘米}$$

式中: $[\sigma]_{\text{H}}$ ——許用弯曲应力 (公斤/厘米²), 按相应之弯曲应力型式由附表 9 中选择。

当除掉弯矩及扭矩外, 在軸上还作用有軸向载荷时, 則軸的尺寸应当保証最大的相当应力不超过許用的数值, 即

$$\sigma_{\text{max.нр}} = \frac{M_{\text{нр}}}{W} + 1.4 \alpha' \frac{P}{F} \leq [\sigma], \quad (5)$$

式中: P ——軸向载荷 (公斤);

F ——軸向計算截面积 (厘米²);

α' ——相应弯曲载荷型式下的許用弯曲应力对相应軸向载荷型式的許用弯曲应力之比值;

1.4——应力轉化系数。

W ——弯曲断面系数 (厘米³)。

8) 考虑軸上零件的装、拆、固定、定位以及軸的工艺性等一系列問題, 把軸的結構繪出。

在此种方法計算中, 对承受变载荷的軸虽然考虑了弯矩的影响, 但計算仍是不可靠的。因在計算中, 未能考虑到影响軸的疲劳强度的許多重要因素。所以, 对一些阶級型狀的軸 (由于軸上各部位直徑不同而形成阶級狀), 必須充分地估計到所有影响軸的强度的各种因素, 校驗各危險截面上的安全系数。即軸的精确計算。

I. 軸的精确計算

一、軸的塑性强度計算

軸按照在工作期內所受的短期峯尖载荷来进行塑性强度計算, 以保証軸在峯尖载荷作用后不产生残余变形。峯尖载荷一般是由于机器的短期过载, 冲击载荷及振动所产生

的。

轴的塑性强度计算为：

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max \cdot np}} \geq [n_T] \quad (6)$$

式中： σ_T ——材料的屈服限（最低值）（公斤/厘米²），应按轴的相应尺寸及热处理条件选用之；

$\sigma_{\max \cdot np}$ ——最大的相当应力（公斤/厘米²），即

$$\sigma_{\max np} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{\max}^2} \quad (7)$$

式中： $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} + \frac{P_{\max}}{F}$ ； $\tau_{\max} = \frac{M_{k\max}}{W_k}$ ；

其中： $M_{\max}$ ； $M_{k\max}$ 及 $P_{\max}$ ——相应为最大弯矩和最大扭矩（公斤—厘米）及轴向载荷（公斤）；

W 和 W_k ——弯曲及扭转断面系数（厘米³）；

F ——计算截面的面积（厘米²）；

$[n_T]$ ——塑性强度许用安全系数。

$[n_T]$ 值包括三个因素，即

$$[n_T] = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \quad (8)$$

式中： n_1 ——零件的重要程度系数；见表 3

n_2 ——考虑计算载荷值和实际值近似程度的系数见表 4；

n_3 ——考虑材料的塑性程度的系数，按 $\frac{\sigma_T}{\sigma_{np}}$ 的比值，由表 5 查得。

对通用机器的 n_1 值

表 10—3

零件重要程度	零件破坏能引起机器停车	零件破坏能引起事故的产生
n_1	1.3	1.5

对通用机器的 n_2 值

表 10—4

载荷的精确程度	准确掌握作用载荷或计算载荷大于作用载荷	作用载荷掌握不够精确
n_2	1	1.5

表 10—5

$\frac{\sigma_T}{\sigma_{np}}$	0.45	0.5	0.55	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8
n_3	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9

对一般不重要的通用机器，若是峰尖载荷的作用频率非常少，则可取；

$$n_1=1.1; n_2=1.$$

但在此种情况下，計算載荷必須大于作用在軸上的最大載荷。

二、軸的疲劳强度計算

軸是按照持久作用的变載荷来进行疲劳强度計算。在軸的工作期間內，此持久变載荷的循环次数不小于 10^4 。

根据应力图形选定出危险截面（此截面內多含有应力集中因素），而后按下列公式核算安全系数：

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n], \quad (9)$$

其中：

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \frac{K_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} + \sigma_m \psi_\sigma}, \quad (10)$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \frac{K_\tau}{\beta \epsilon_\tau} + \tau_m \psi_\tau}, \quad (11)$$

式中： n —— 軸的总疲劳强度安全系数；

n_σ —— 在垂直应力作用下的安全系数；

n_τ —— 在切应力作用下軸的安全系数；

σ_{-1} 和 τ_{-1} —— 材料弯曲和扭轉疲劳極限（公斤/厘米²）見附表；

σ_a 和 τ_a —— 軸截面內的垂直及切应力幅度（公斤/厘米²）；

σ_m 和 τ_m —— 軸截面內的垂直及切应力平均值（公斤/厘米²）；

ϵ_σ 和 ϵ_τ —— 尺寸系数，考虑軸的絕對尺寸对材料疲劳極限的影响，見附表；

K_σ 和 K_τ —— 弯曲和扭轉的有效应力集中系数，見附表；

β —— 表面情况系数。当軸的表面不經過任何强化处理（即热处理机械强化处理等）时，它主要同表面光洁度有关（此处系指微观几何形状而言）。此时由附表查知。如表面經過强化处理后，表面即存在有残余应力之硬化层。此时，軸的疲劳裂縫即在此硬层下部产生，故表面光洁度的影响已不大。此种情况下之 β 值按附表 17 选用之；

ψ_σ 和 ψ_τ —— 系数，見表 6；

$[n]$ —— 直应力及切应力同时作用在軸上时的疲劳强度許用安全系数，它包含三个因素：

表 1.—6

系 数 ψ	σ_{BP} (公斤/厘米 ²)				
	35—55	52—75	70—100	100—120	120—140
ψ_σ (弯曲及拉伸)	0	0.05	0.1	0.20	0.25
ψ_τ (扭矩)	0	0	0.05	0.1	0.15

$$[n] = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3, \quad (12)$$

其中：
 n_1 ——零件的重要程度系数，见表7；
 n_2 ——考虑计算载荷值和实际值的近似程度的系数，见表8；
 n_3 ——材料可靠性系数，对轧制和锻造钢材制成的轴， $n_3 \approx 1.3$ 。
 当用热处理方法以提高表面硬度或材料和机械性能时，应取 $n_3 \approx 1.5$ 。

对通用机器的 n_1 值 表 10—7

零件重要程度	零件破坏能引起机器停车	零件破坏能引起事故产生
n_1	1.3	1.5

对通用机器的 n_2 值 表 10—8

载荷的精确程度	准确掌握作用载荷或计算载荷大于作用载荷	作用载荷掌握不够精确
n_2	1.1~1.3 ※	1.3~1.5※
※大数值系适合按现有公式不能精确求得集中应力的情况下。		

对心轴而言，由于不受扭矩，所以。

$$n = n_0 \geq [n]$$

在进行安全系数核算中，应当注意：并不是轴的所有的危险截面内的安全系数均相等（当然，应当力求一致，使材料均等地发挥效能）。核算时，应保证其中最小的安全系数等于或大于许用值。

轴的安全系数也并不是决定轴的设计合理与否的唯一因素。有时轴受结构限制，它的安全系数远远大于许用值，如与滚动轴承相配合之截面处，有时为了满足轴承的容量系数，而必须加大核算后的直径。这时，截面的大小就取决于轴承而并非安全系数。

Ⅲ. 轴的振动

在加工轴和轴上所按装之传动零件时，即使力求保证它具有最高精度，也很难保证所有转动的零件的重心和几何轴线相重合。一般均具有一定的偏心距。纵然这一偏心值很小，但在迴转时，它总是要引起离心力的。此离心力的大小和轴的转速成比例，轴的转速小，所引起的离心力也小；反之，则引起离心力也愈大。

设将一圆盘按装在一豎直轴的中部（图16）。假定圆盘的重心同轴的几何中心相距为 e ，当作等速迴转运动时，轴在离心力的作用下产生一挠度 y ，即

$$C = m(y + e)\omega^2. \quad (13)$$

由材料力学得知，此挠度等于

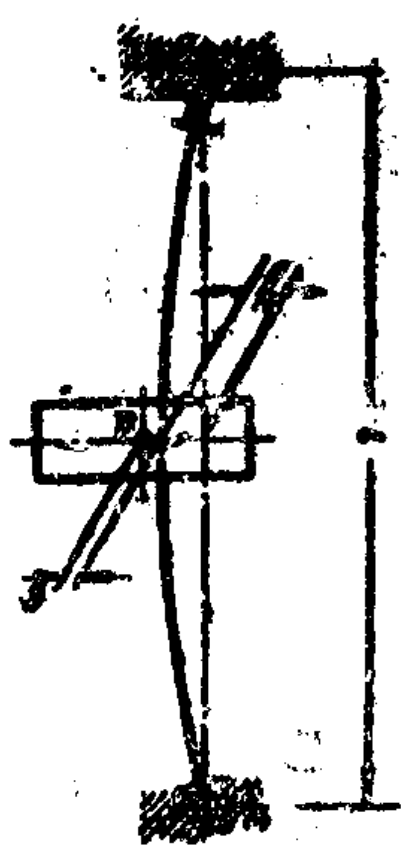


图 10—16