

高等学校教学用书

机械零件

中 册

Н. И. 柯尔欽主編

В. С. 波略可夫, В. Н. 庫德略夫切夫
М. П. 祖巴諾夫, А. С. 阿諾索夫 著
И. Д. 巴尔巴施, В. Д. 米雅赫可夫

高等教育出版社



PDF

電子學研究所圖	
2	2
3/2	

高等學校教學用書



機 械 零 件

中 冊

Н. И. 柯爾欽主編

B. C. 波略可夫, B. H. 庫德略夫切夫
 M. II. 祖巴諾夫, A. C. 阿諾索夫 著
 И. Л. 巴爾巴施, B. Д. 米雅赫可夫
 天津大學等十二院校集體翻譯
 南京工學院機械零件教研組修訂



高等教育出版社

330345

本書系根据苏联国立机器制造与造船書籍出版社 (Государственное научно-техническое издательство машиностроительной и судостроительной литературы) 1954 年出版的技术科学博士柯尔钦 (Н. И. Колчин) 教授主編, 波略可夫 (В. С. Поляков)、庫德略夫切夫 (В. Н. Кудряцев)、祖巴諾夫 М. П. Зубанов)、阿普索夫 (А. С. Ансов)、巴尔巴施 (И. Д. Барбаш)、及米雅赫可夫 (В. Д. Мягков) 所著的“机械零件” (Детали машин) 一書譯出。原書經苏联文化部前高等教育总局評定为机器制造高等工業学校数学参考書。

本書在各門基础技术課程的基础上叙述机械零件、机械傳动裝置及減速箱的計算与設計的原理, 中譯本分上、中、下、三册出版。

本書系供高等工業学校机器制造專業作数学参考書, 亦可供工厂的設計科及設計机关中工程技术人员利用。

本書由天津大学等十二院校集体翻譯, 其分工情况見“譯者序(一)”, 并由天津大学机械零件教研室担任总校訂。此次修訂版由南京工学院机械零件教研組負責修訂。

机 械 零 件

中 册

В. С. 波略可夫等著

天津大学等十二院校集体翻譯

南京工学院机械零件教研組修訂

高等教育出版社出版

北京琉璃廠一七二號

(北京市書刊出版業營業許可証出字第〇五四號)

京華印書局印刷 新华書店总經售

統一書號 15010·223 開本 850×1168¹/₃₂ 印張 8¹/₁₆ 字數 205,000

一九五五年六月北京第一版

一九五七年五月北京第二版(修訂本)

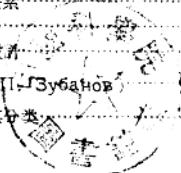
一九五七年五月北京第五次印刷

印數 19,001—27,000 定價 (10) 元 1.40

中 冊 目 录

第三編 傳动机件

第十章 軸類 (М. П. Зубанов)	385
1. 概說及分類	385
2. 端軸類和中軸類的構造形狀	386
3. 圓柱形端軸類表面上的壓力分布	391
4. 端軸類和中軸類的計算	395
5. 止推軸類的構造形狀	400
6. 止推軸類的計算	401
第十一章 心軸和轉軸 (М. П. Зубанов)	403
1. 心軸的結構形狀	403
2. 心軸的計算	409
3. 轉軸的結構形狀	419
4. 轉軸強度計算的一般資料	422
5. 承受彎矩和扭矩的轉軸的強度計算	431
6. 轉軸的剛度計算	437
7. 轉軸按臨界速度和共振的計算	441
第十二章 滑動軸承 (М. П. Зубанов)	447
1. 滑動摩擦的種類	447
2. 潤滑油的粘度	450
3. 彼得羅夫的潤滑的流体动力学理論	451
4. 圓柱形軸承的理論及計算	453
5. 滑動軸承的結構	473
6. 潤滑油與潤滑裝置	503
第十三章 滾動軸承 (В. Д. Мягков)	513
1. 基本概念	513
2. 滾動軸承的主要型式、特性和用途	521
3. 滾動軸承計算的要素	534
4. 滾動軸承的選擇	559
5. 軸承裝置的結構設計	563
第十四章 聯軸器 (М. П. Зубанов)	583
1. 聯軸器的用途及其分類	583



2. 刚性联轴节.....	583
3. 弹性(挠性)联轴节.....	599
4. 非金属接触式(绝缘式)弹性联轴节.....	615
5. 离合器.....	619
6. 安全离合器.....	643
7. 定向离合器.....	645
8. 离合器的操纵装置.....	647
中俄名词对照表	1
对原文本修正意见表.....	5

第三編 傳动机件

第十章 軸頸

1. 概說及分类

在一切具有旋轉运动的机器中，其轉动部分裝置在特別的零件上，这些零件实际上構成了轉动部分的旋轉几何軸綫。这些零件称为心軸和轉軸。

心軸和轉軸的區別如下。

心軸仅用来支持轉动的零件，可与轉动零件一起轉动，也可紧紧地固定在支承上。作用在心軸上的載荷，通常使軸內产生弯应力。

轉軸支持轉动零件并与轉动零件一起轉动，和心軸一样地承受橫向力，但同时总是还承受扭矩作用。

因此，心軸主要受弯矩作用，而轉軸則既受弯矩作用，还受扭矩作用，而且它总是轉动的零件。此外，心軸不傳遞机械功，而轉軸却傳遞机械功。

用来限制心軸或轉軸自由移动的零件称为支承（即軸承）；心軸或轉軸上为軸承所包圍的部分称为軸頸。

按照軸承反力作用于軸頸上的方向，軸頸可分为二类：

1) 軸承反力垂直于旋轉軸綫的軸頸。这类軸頸又有二种型式：端軸頸（圖1）和位于轉軸或心軸中部的中軸頸（圖2）。

2) 軸承反力与旋轉軸綫相重合或平行的軸頸：这类軸頸称为止推軸頸。

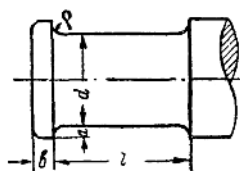


圖 1.



圖 2

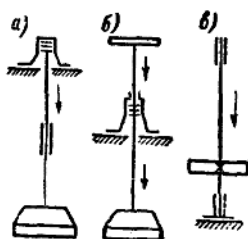


圖 3.

止推軸頸又可分为: a) 上止推軸頸, 这时轉軸受拉伸(圖3, a); b) 中止推軸頸, 这时轉軸的一部分受壓縮而另一部分受拉伸(圖3, b); B) 下止推軸頸, 轉軸受壓縮或受縱向弯曲(圖3, c)。

除上述变形外, 在一切情況下轉軸均發生弯曲变形和扭转变形。

端軸頸和中軸頸的支承称为軸承, 而止推軸頸的支承称为止推軸承。

2. 端軸頸和中軸頸的構造形狀

端軸頸具有各种式样的形狀和断面。其中極大部分是圓柱形的, 但也有圓錐形的、鼓形的和球形的。端軸頸可以与轉軸制成一体或和軸分开制造。

軸頸可制成实心的或空心的。

为了使在制造上或在軸頸和軸承接触部分的相互裝配上最簡單

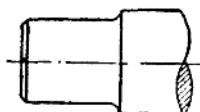


圖 4.

又最精确起見, 軸頸多半采用圓柱形。只有在軸承裝置特种工作条件所引起的特殊情況下才將軸頸做成圓錐形或球形。

为了使圓柱形端軸頸和它的軸承的位置相对地固定起見, 也就是为了在軸向力

作用下保證軸頸沒有軸向移動起見，在端軸頸上制成軸肩（圖1），這種軸肩一般具有如下的尺寸：高度 $a = (0.07d + 3.11) \sim (0.10d + 5.11)$ ；寬度 $b = 1.4a$ ；圓角半徑 $\rho = 0.5a$ 。

端軸頸可以只有一個軸肩（圖4）。位於轉軸或心軸的兩端的兩個端軸頸就構成一個閉合的旋轉副。

這種端軸頸形狀很適用於受重載荷並裝在兩個軸承上的轉軸，因為這時轉軸可以自由地彎曲。

但是一般說來這種利用在不同軸承上的二個軸肩來構成閉合旋轉副的方法，不是經常推薦採用的，因為在這種情況下，修配和找正是困難的。

當轉軸和心軸很長，而溫度又有變化時，這種閉合法使軸肩上的壓力過分增大。

當心軸或轉軸在整個長度上直徑相同時，

或者當軸頸的直徑和轉軸（心軸）的直徑有相同尺寸時，端軸頸可用軸肩或軸環來與軸分開（圖5），或者甚至採用一個軸環安置在端軸頸或中軸頸的中間斷面處（圖6）。這樣的軸環先經車削後，用鉚接鉚上或在熾熱狀態時套上，然後再車削成最後的形狀。

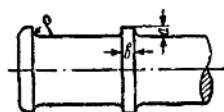


圖 5.

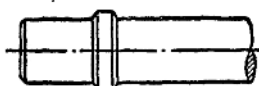


圖 6.

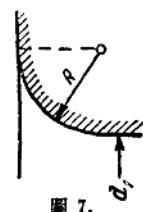
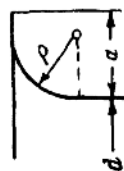


圖 7.

通常車削軸肩要增加成本，因此這種方法只在萬不得已時才採用。

端軸頸沿長度支承在軸承襯上，而軸肩緊壓在軸承襯的凸緣上，從端軸頸或中軸頸過渡到心軸或轉軸本體的部分稱為內圓角。端軸頸的內圓角半徑常比軸承襯上的圓角半徑為小，關於內圓角半徑 ρ 和軸承襯圓角半徑 R (圖 7) 的數值列於表 1 中。

表 1. 軸頸內圓角和軸承襯圓角半徑

d	MM						
	19~28	30~46	48~55	58~68	70~100	105~110	115~150
ρ	1.5	2	3	3	4	5	6
R	2.5	3	4	4	5	6	8

由軸上小直徑到大直徑的過渡部分設計得好，就可以保證零件具有較高的強度，因為這樣可將應力集中減低到最小限度。

在受載荷的軸頸輪廓圖中，可用和水流相仿的力綫，來表示應力，在力綫密集的地方應力較高。

假使從軸頸到軸的過渡部分設計得沒有圓角，那麼在過渡處應力將增加到很大。在圖 8 中，虛綫 $b-b$ 表示力綫最密的地方，因此也是最危險的斷面。在這些地方常因金屬的疲勞而呈現裂紋以致折斷。

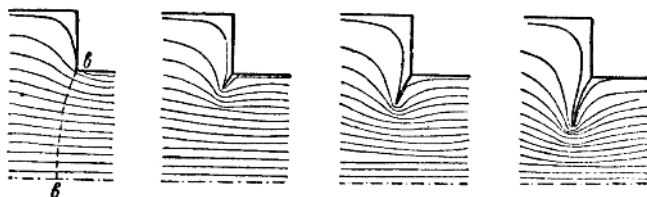


圖 8.

圖 9 所示是從一直徑過渡到另一直徑的正確設計——不用圓弧，而用橢圓形弧。這裡的力綫沒有發生急劇的變化，因此應力集

中可縮減到最小。

軸肩相當高時可以採用圖 10 所示的結構形狀。在這種情況下，應力集中也是不大的。



圖 9.

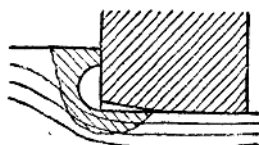


圖 10.

如果轉軸是裝在滾珠軸承上，則推薦採用圖 11 的軸頸形式比較好。

當軸向力很大時，推薦採用圖 12 所示的過渡方法，這裡在直徑粗大部分附加的槽，能使零件所受載荷減輕，並且使力綫得到較平穩的形狀。

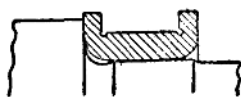


圖 11.

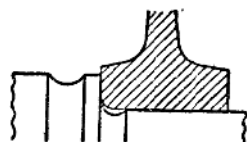


圖 12.

但是在轉軸上固定的凸出部——軸肩，使裝配有些困難：它使任何未剖分的零件都不能裝配在轉軸上。為了避免這種困難，在轉軸上常裝置可動的定位軸環（圖 13），用螺絲加以固定。定位軸環的尺寸與轉軸直徑之間的關係列在表 2 中。

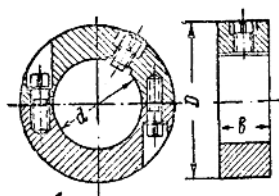


圖 13

表 2. 定位軸環的尺寸(mm)

尺 寸	鋼 軸 環	鑄鐵軸環
外徑.....	$1.5d + (10 \sim 15)$	$1.5d + 20$
寬度.....	$0.33d + 20$	$0.5d + 10$
螺絲直徑...	$0.1d + 10$	$0.1d + 10$

端軸頸(中軸頸)和軸承襯間的間隙決定于配合,配合的確定是按照潤滑的流體動力學理論對軸承的計算並且考慮到機構的工作條件。

例如,在計算齒小的齒輪傳動時,軸頸和軸承襯間的間隙必須與嚙合的齒高相適應。

圓錐形軸頸用得很少。它們只用在當軸頸與軸承襯之間由於磨損而形成的間隙必須消除的那些情形下。

圖 14 所示是這種端軸頸。這裡,套筒 1 做成圓錐形的表面,借助於螺母 2 可沿軸向滑動,用來調節所形成的間隙。軸向力由止推滾珠軸承來承受。

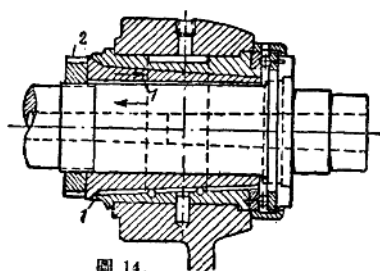


圖 14.

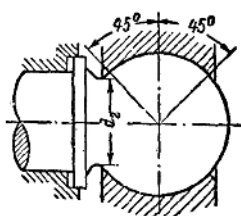


圖 15.

球形端軸頸(圖 15)也很少用。這種軸頸容許軸頸軸線對軸承軸線有某些傾斜,而在它的表面上並不引起壓力的再分布。然而應當注意球形端軸頸,製造較困難,因此它通常與軸承只在不大的面上接觸。在這些接觸面上,壓力急劇地增高,產生發熱現象,並且由此帶來了一切有害的影響。

因此當轉軸(或心軸)的幾何軸線在工作過程中要偏轉某些角

度的情況下，應採用球形端軸頸。

3. 圓柱形端軸頸表面上的壓力分布

如果把端軸頸和軸承襯都當作剛體，中 $p \text{ kg/cm}^2$ 間沒有潤滑油膜隔開，並且不考慮轉軸的撓度使軸頸在軸承上產生偏轉的影響，那末可以認為跑合的端軸頸對軸承襯的壓力是沿着軸承長度平均分布的。

對新的沒有跑合的端軸頸，壓力可能不是平均分布的，但如安裝得正確，則這種分布不均的現象並不顯著，並且隨着軸承襯上受壓力較大部分的磨損而迅速消除。

然而應當盡力設法使端軸頸和軸承襯間有一層油膜，因為這樣可使摩擦損失和磨損大大地減少。由於有油膜存在，並且由於軸頸和軸承襯都不是絕對剛體，因此使得在實際上，壓力就沿着軸承襯長度而重新分布，並且大約在軸承襯的中央，壓力達到最大值。

當間隙中有潤滑油時，沿着軸承襯長度上壓力分布的情況，如 16 圖所示。壓力分布情況與軸頸和軸承的幾何形狀及變形有關。

當彈性軸和剛性軸承襯配合時，壓力分布的特徵如曲綫 1。如果軸承襯兩端有彈性，則在軸承襯中間壓力大大地增加（曲綫 2），軸承襯愈長，則壓力將增加得愈厲害。曲綫 3 表示壓力均勻分布的情況（理想情況）。

在軸頸的橫斷面中，壓力分布也是不均勻的。當有潤滑油存在時壓力變化的特徵如圖 17 中曲綫所示。

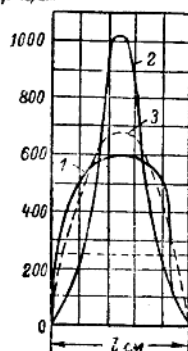


圖 16.

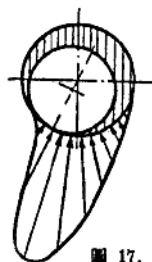


圖 17.

很多人曾經屢次試圖從理論上探求壓力變化的規律。例如，可以根據下面的討論來達到這個目的。

設 p ——單位表面上的壓力 (kg/cm^2)；

P ——軸頸上的載荷 (kg)；

l ——軸頸長度 (cm)；

d ——軸頸直徑 (cm)。

假使壓力在軸頸面上平均分布，那麼下式才是正確的：

$$p = \frac{P}{dl} \quad (1)$$

但是實際上壓力並不是平均分布。磨損對於壓力分布的性質有重大的影響。可近似地假設只有軸承襯磨損，而軸頸沒有磨損，那麼壓力分布的問題可用下面方法解出。

當 P 力方向不變時，磨損量的大小決定於端軸頸中心移動量 $\overline{OO_1} = a$ 的大小 (圖 18)。此時在軸承襯上任意一點垂直於端軸頸表面的磨損量為

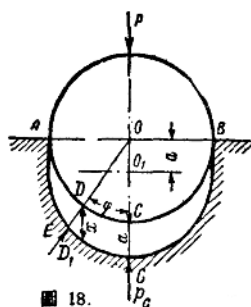


圖 18.

$$x = \overline{DE} = \overline{DD_1} \cos \varphi = a \cdot \cos \varphi,$$

式中 φ ——端軸頸在 D 點的半徑和 P 力方向之間的角度。

在任意摩擦面上的磨損，可以首先近似地取為與單位摩擦功成正比，也就是 $x = A f p$ ，

式中 x ——磨損量；

A ——比例常數；

f ——摩擦係數。

在穩定運動中， f 和 v (軸的圓周速度) 不變，因此磨損量正比於壓力 p 。

設 p_0 表示軸承襯上 C 點的壓力，在這點的磨損量 (即 a) 是最

大。由此可决定任意点 D 上的压力：

$$\frac{p}{p_c} = \frac{x}{a} = \cos\varphi \text{ 或 } p = p_c \cos\varphi.$$

这样,便得到圖 19 所示的压力分布圖。

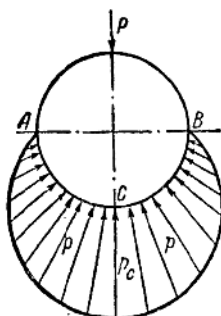


圖 19.

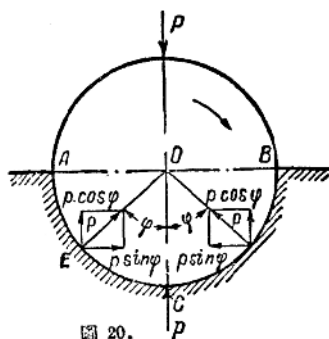


圖 20.

由上式可知:当 $\varphi=0$ 时,也就是在 C 点,压力最大。而当 $\varphi=90^\circ$ 时,也就是在 A 和 B 点,压力降低到零。

假使將各压力 P 分解成二分力——一分力平行于 P 力,另一分力垂直于 P 力(圖20)。那么第一分力的总和等于 P 而第二分力互相平衡。

即

$$P = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} p l \frac{d}{2} \cos\varphi d\varphi.$$

因为

$$p = p_c \cos\varphi,$$

所以

$$P = p_c d l \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2\varphi d\varphi.$$

$$\text{但是} \quad \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \varphi d\varphi = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{1 + \cos 2\varphi}{2} d\varphi = \frac{\pi}{4},$$

$$\text{由此得} \quad P = \frac{\pi}{4} p_c dl,$$

在軸承襯上最大的壓力值為

$$p_{\text{max}} = p_c = \frac{4}{\pi} \frac{P}{dl} = 1.27 \frac{P}{dl}. \quad (2)$$

我們是假定，軸頸沒有變形，而壓力是正比於軸承襯的徑向變形，才得到這壓力分布的規律。

較精確的結果，是由拿羅傑茨基(М.З. Народецкий)得出的，但是沒有考慮潤滑油流動的影響，得出的結果是：

$$p_{\text{max}} = 1.25 \frac{P}{dl},$$

如考慮油膜的影響(詳細可參閱第十二章“滑動軸承”)將壓力分布的規律加以修正，所得的曲線，如圖 17 所示。在這情形下最大壓力可超過平均壓力一倍以上。

除此以外，像上面所提到過的，油從軸承襯兩端流出和軸頸的彎曲，都對壓力圖發生着重大的影響。

因此，根據壓力的實際分布來計算軸頸是極複雜的。

但是，上面所研究的理論解法和經驗都指出，最大壓力和 $p = \frac{P}{dl}$ 的值有一定的關係， p 稱為平均壓力強度或簡稱壓力強度。

假使對於一定的材料組合，在一定的工作條件下，並且用一定的潤滑油時，從實驗中已足夠準確地得到許用壓力強度，也就是當在這個數值時能保證組合有足夠的耐久性，那麼可以足夠可靠地引用下式進行軸頸的計算：

$$p = \frac{P}{dL} \leq [p].$$

由于这个緣故,在实际近似計算时,对于某些材料組合可引用列于表 3 中的一些許用平均压力强度的数据。

表 3. 几种材料的許用平均压力强度

材 料	$[p]$ kg/cm ²	材 料	$[p]$ kg/cm ²
鋼对鋼.....	170~250	鋼对瘧瘧木.....	25
鋼对青銅.....	60~90	蒸汽机曲柄銷.....	22~28
鋼对里格諾斯敦(Лигностон).....	50~50	蒸汽机十字头銷.....	50~75
鋼对里格諾弗尔(Лигнофоль).....	50~70	用青銅轴承襯的傳动軸中軸頸.....	15~30
鋼对鑄鉄.....	15~25	主軸的中軸頸.....	12~18
鋼对金屬陶瓷材料.....	35~50		

表 3 所示的数据是大概的标准。

在某些情形下这些数据可超过一倍而摩擦副并不损坏。

这是因为虽然研究的次数很多,摩擦副工作的研究还是不够的。在第十二章中将更詳細的討論这个問題。

4. 端軸頸和中軸頸的計算

轉軸或心軸的軸承反力是作用在軸頸上并使它們弯曲的載荷。

为了避免軸頸表面上的压力發生很急剧的重新分布起見,軸頸必須具有足够的强度并且它的变形不可超过極限值。

軸頸在軸承中的轉动帶來了摩擦,由此引起磨損并發出热量。

假使压力强度不超过許用值,則潤滑油不从間隙中挤出,在这种情况下使用潤滑油可以減少摩擦和磨損。

为了使軸頸工作正常,必須要把摩擦所生热量,散布到周圍介質中去,同时潤滑油温度不要超过某一限度。

大家知道,当温度升高时,潤滑脂液化,它的粘度急剧降低,油膜承受载荷的能力也随着降低;于是潤滑油將从間隙中被挤出,摩擦將增加,并且可能將軸承襯熔化。

因此对于軸頸应当进行强度計算、压力强度計算(也就是計算抵抗磨損的能力)和發热計算。

为了简化軸頸的計算起见,如前所述,可按照許用平均压力强度来計算,这时假定把载荷 P 当作平均分布在軸頸的投影面上,或者說,平均分布在它的半个表面上也是一样。

在端軸頸的强度計算中,端軸頸可以看作是悬臂梁, P 力作用在中央,危險断面在由端軸頸到軸的过渡地方。

强度方程式如下:

$$M_{H3} = W[\sigma]_{H3},$$

式中 W ——端軸頸的断面系数;对圓断面 $W = 0.1d^3$;

$[\sigma]_{H3}$ ——許用弯应力, (kg/cm^2);

M_{H3} ——弯矩($\text{kg}\cdot\text{cm}$)。

但
$$M_{H3} = P \frac{l}{2};$$

則
$$P \frac{l}{2} = 0.1d^3[\sigma]_{H3}. \quad (3)$$

將式(3)二边除以 d , 并用 φ 代表 $\frac{l}{d}$, 得到:

$$P \frac{\varphi}{2} = 0.1d^2[\sigma]_{H3},$$

由此得
$$d = 2.236 \sqrt{\frac{P\varphi}{[\sigma]_{H3}}}. \quad (4)$$

按照压力强度計算

$$P = [p]l, \quad (1a)$$

式中 $[p]$ 是許用平均压力强度 (kg/cm^2)。