

中央人民政府高等教育部推薦

高等學校教材試用本

機械零件

(下 冊)

В. А. Добровольский 原 著

楊長駿、楊曾熹、徐 灝、張世鈞等譯

重 工 業 出 版 社

1 9 5 3

中央人民政府高等教育部推薦

高等學校教材試用本

機械零件

В. А. Добровольский 原 著

楊長駿、楊曾熹、徐 灝、張世鈞等譯

重 工 業 出 版 社

1 9 5 3

出版前言

本書原著為蘇聯**多布羅高利斯基** (В. А. Добровольский) 教授所著『ДЕТАЛИ МАШИН』的增訂第六版，經烏克蘭社會主義共和國部長會議高等教育部審定為高等技術學校用教學參考書，一九五〇年由烏克蘭國家技術圖書出版局 (Гостехиздат, УССР) 出版。

本書的翻譯工作是在大連工學院的楊長駿、張世鈞、楊曾巖和東北工學院的徐灝等四位同志的通力合作之下完成的。

讀者如對本書有所批評與指正，請函寄：中央人民政府重工業部教育司。

機 械 零 件

下 冊

楊長駿、楊曾巖、
徐灝、張世鈞合譯

★ 版 權 所 有 ★

重工業出版社出版
中國圖書發行公司發行
旅大人民印刷廠第二廠印刷

1953年12月第一版

1—15,000冊

定 價 ¥ 11,000元

中央人民政府高等教育部推薦 高等學校教材試用本的說明

充分學習蘇聯的先進經驗，根據國家建設需要，設置專業，培養幹部，是全國高等學校院系調整後的一項重大工作。在我國高等學校裡，按照所設置的專業試用蘇聯教材，而不再使用以英美資產階級教育內容為基礎的教材，是進一步改革教學內容和提高教學質量的正確方向。

一九五二年九月二十四日人民日報社論已經指出：蘇聯各種專業的教學計劃和教材基本上對我們是適用的。它是真正的科學的和密切聯系實際的。至於與中國實際結合的問題，則可在今後教學實踐中逐漸求得解決。我們現在就是本着這種認識來組織人力，依照需要的緩急，有計劃地大量翻譯蘇聯高等學校的各科教材，並將陸續向全國推薦，作為現階段我國高等學校教材的試用本。

我們希望：使用這一試用本及今後由我們繼續推薦的每一種試用本的教師和同學們，特別是各有關教研組的同志們，在教學過程中，對譯本的內容和譯文廣泛地認真地提出修正意見，作為該書再版時的參考。我們並希望各有關教研組在此基礎上逐步加以改進，使能結合中國實際，最後能編出完全適合我國需要的新教材來。

中央人民政府高等教育部

目 次 (下冊)

第三篇 轉動機件557

端軸頸、中軸頸和止推軸頸557

基本概念和分類557

端軸頸及中軸頸的構造形狀559

圓柱形端軸頸的表面壓力分佈563

從散熱方面計算端軸頸和中軸頸566

從強度和壓力強度方面計算端軸頸和中軸頸569

關於端軸頸和中軸頸的補充說明575

應用以流體力學為根據的潤滑理論作軸頸的基本計

算時所用的若干資料581

止推軸頸583

同時受徑向載荷和軸向載荷的軸頸591

軸592

軸 心592

轉 軸595

轉軸的計算597

傳動軸622

從剛度方面來計算軸626

轉軸的振動與臨界速度631

軸 承640

一般特性和分類640

滑動摩擦軸承641

滾動摩擦軸承680

按裝軸承和懸置軸承用的機件723

聯軸器728

基本概念728

第三篇 轉動機件

在本篇中我們所要討論的機件，基本上都還是屬於傳動裝置中的一個組成部分。

軸是機械上各種轉動部分的幾何軸心，機械中的轉動部分都裝在軸上來實現其轉動。任何一種軸，都可以當做具有各種斷面而在某些部分被支承裝置所支承着的樑來看待，這些被支承的部分就叫做**軸頸**。根據軸頸的位置及其所受載荷的方向之不同，分別叫做**端軸頸**、**中軸頸**及**止推軸頸**；而它們的支承部分就分別叫做普通軸承和止推軸承。

實際上，常常需要把幾根短的軸聯結成一根軸，有時也相反地要把一根長的軸分離為幾個部分，以便使軸的各個部分能夠連接和分離。我們可以用聯軸器來使軸與軸、軸與惰輪以及軸與齒輪等相互聯接起來。

軸和軸承一道裝設在牆壁上、地上或地板上，有的則裝設在牆框內、吊架上、托架上或地腳底板上等等。

所有這些機件都是本篇中的研究對象。

端軸頸、中軸頸和止推軸頸

基本概念和分類

根據作用於軸的力的方向之不同，在支承裝置上所產生的反力有**橫向的**（即與軸的中心線垂直）和**縱向的**（即與軸的中心線一致）。

當軸受橫向反力時，如果軸的被支承部分是在端部，則該部分就叫做**端軸頸**（圖 555 中之 A_1 及 A_2 ）；如果軸的被支承部分是在中部，則該部分就叫做**中軸頸**（圖 555 中之 A_3 ）。

端軸頸和中軸頸在文獻上統稱為普通軸頸。

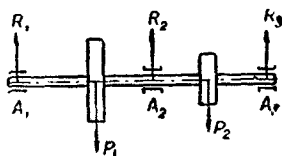


圖 555

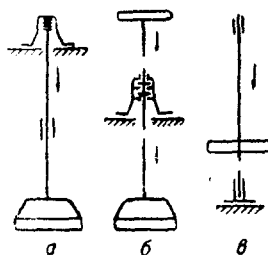


圖 556

當軸受縱向反力時，軸上被支承的部分就叫做止推軸頸；我們也可以根據載荷的佈置情況之不同，把止推軸頸分爲：

- 1) **上止推軸頸**，當軸只受拉力而不受壓力時（圖 556, a）；
- 2) **中止推軸頸**，當軸的某些部分受拉力同時某些部分又受壓力時（圖 556, b）；
- 3) **下止推軸頸**，當軸只受壓力而不受拉力時，（圖 556, v）。

端軸頸和中軸頸的形狀有圓柱形、圓錐形、球形等；它們可以與軸製成一體，但也有鑲在軸上的。

止推軸頸可製成實心的、空心的、環形的、多環形的、球形的等。

假如軸頸所受的反力的方向和軸的中心線成某一角度時，我們就要把這個反力分爲軸向和垂直於軸向的兩個分力。看這兩個分力中那一個分力大些，那我們就把該軸的被支承部分叫做端軸頸或止推軸頸；與此相對應地，把支承軸的支承裝置叫做普通軸承或止推軸承。

端軸頸、中軸頸和止推軸頸都必須滿足下列要求：1) 具有足夠的強度，2) 保持軸承上的壓力強度不超過標準，以免潤滑油被壓出而損傷摩擦面；3) 發熱不超過一定的標準。

端軸頸及中軸頸的構造形狀

圓柱形端軸頸的形狀最簡單，它和軸承的相互配合既最精確又最方便，所以用得最多。爲了使這種軸頸在軸承上的位置能够獲得固定，而儘量減少它沿着軸向移動的可能性起見，在端軸頸上可設凸肩。

於圖 557 表示了具有兩個凸肩的軸頸，其尺寸大致爲： $a = (0.07d + 3mm) \sim (0.1d + 5mm)$ ；寬度爲 $b = 1.4a$ ；圓角半徑爲 $\rho = 0.5a$ 。

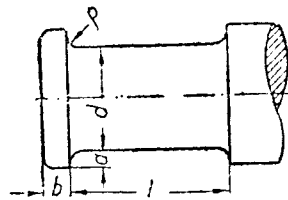


圖 557

對於最簡單的軸來講，軸向的移動不會對整個構造引起多大的壞影響，這種軸的端軸頸只具有一個凸肩即可（圖 558）。因爲兩個這樣的端軸頸就形成爲閉合副，使軸在重載荷下可以自由地彎曲，所以對於具有兩個支點的受重載荷的軸是完全適宜的。

如果中軸頸的直徑與軸的直徑相同，則可以用軸環來把它隔開（圖 559），它們可以與軸製成一體，也可以先用熱套法裝在軸上，然後加以車光。

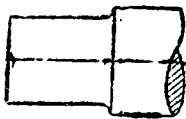


圖 558

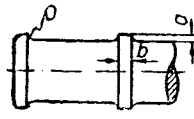


圖 559

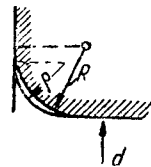


圖 560

在軸上由直徑較小部分過渡到直徑較大部分的地方，叫做圓角。軸頸上的圓角的半徑總是略小於軸承襯上的圓角的半徑。這樣，在這二個圓角之間就存在着不大的間隙。軸頸上的圓角半徑 ρ 與軸承襯上的圓角半徑 R （圖 560）如表 128 所示。

表 128. 軸頸上圓角的半徑(ρ)與軸承轢孔上圓角的半徑(R) (尺寸爲 mm)

d	ρ	R	d	ρ	R
28	1.5	1.8	290	6	7
68	2	2.5	320	10	12
100	3	4	370	12	14
175	4	5	420	12	14
240	6	7			

如果從軸上直徑小的部分到直徑大的部分過渡得不好，例如不設圓角或把圓角的半徑取得很小，則這一部分將常常由於顯著的應力集中，而成為軸的破裂部分。因此，這個過渡應當儘量平緩，也就是要把 ρ 的值取得較大。

端軸頸的直徑 d 須略小於軸承轢孔的直徑 D ，以便在其中間形成一個儲藏潤滑油的間隙 Δ 。間隙 Δ 的大小可依軸的旋轉速度、摩擦面的光度、潤滑油的數量及種類等因素來決定，其大致尺寸(單位爲 mm)如下：

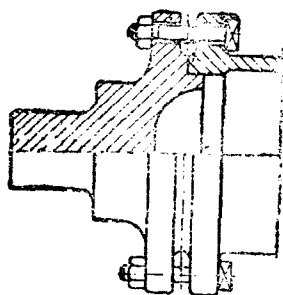
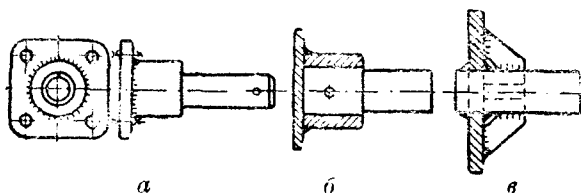


圖 561

d	$\Delta = D - d$
40	0.07
70	0.08
100	0.10
150	0.15
200	0.20

這種間隙，有時還可以取得更小一



算 562

些；例如對於減速器中的細菌高速齒輪的軸，則取為：

$$\Delta = \left(\frac{1}{750} \sim \frac{1}{1000} \right) d.$$

端軸頸通常是和軸製成一體的。單獨製成的端軸頸，則要接在軸上（圖 561）。在某些情形之下，還可以把軸頸焊接在凸緣或軸盤上（圖 562, a）；或者是把軸頸裝在一個圓筒內，這個圓筒被焊在裝軸頸的地方（圖 562, b）；同時還可以把軸頸直接焊在所要接的地方——例如焊在絞車等的機身裡（圖 562, c）。

曲柄銷也是一種特殊的軸頸，我們先用壓力機把它壓入曲柄內，然後再用各種各樣的方法加以固定（圖 563—565）。在設計這種構造時，一定要避免圖 563 所示的那種構造，即在銷上具有圓柱形凸緣 A 和圓錐形尾部 B 的構造，因為要想同時使 A, B 兩個部分相應地緊貼於曲柄的側面和曲柄中的錐孔內幾乎是不可能的。

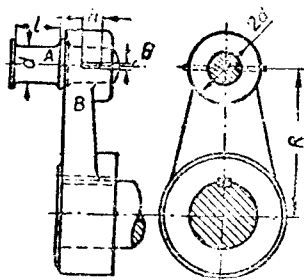


圖 563

比較合適的辦法，是把曲柄銷做得不帶凸肩而只帶一個凸緣和圓錐形尾部，用楔（圖 563），或螺母（圖 564）來固定。

如圖 565 所示的倒錐形銷尾的構造，也是很適宜的；這時，曲柄銷是由曲柄頭的後方插入錐孔，用圓盤 B 來壓緊。為了防止曲柄銷在錐孔中發生轉動，可以用固定鍵 A 加以固定。

銷尾的錐度，可取為

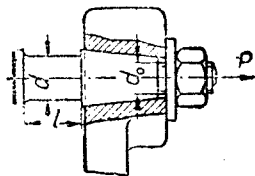


圖 564

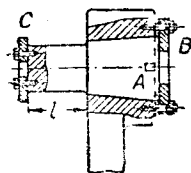


圖 565

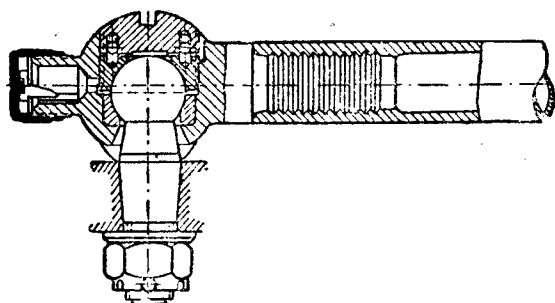


圖 566

$$i = \frac{1}{30} \sim \frac{1}{50}$$

銷尾上的螺紋，可以按照只受拉力來計算；這個拉力的大小，大約等於作用於銷上的橫向力 Q 。但常常也可以按 $d_1 \approx 0.5d$ 的標準，來定這個螺紋的內徑 d_1 。

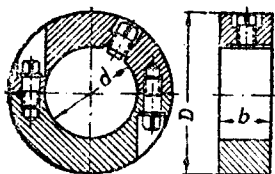


圖 567

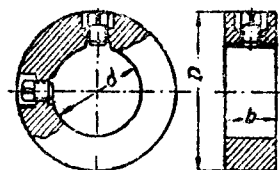


圖 568

圖 566 表示球形軸頸；當必需使軸的中心線繞軸頸的中心作某些轉動時，就要使用這種軸頸。

於圓錐形端軸頸，只要使軸承沿軸向作適當的移動，就可以很容易地調整徑向的間隙。

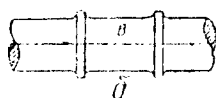
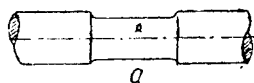


圖 569

中軸頸在構造上比端軸頸的種類少一些。對於平直的軸來講，軸上任何部分都可以用軸承加以支承作為軸頸。在這種情形，就不使用固定的凸肩。如果必需固定軸的位置時，則可裝設剖分式（圖 567）

或整體式（圖 568）的定位軸環，以螺釘加以固定。

定位軸環的尺寸，可以按照軸的直徑 d 來決定，如表 129 所示。

表 129. 定位軸環的尺寸 (mm)

尺 寸	鋼 製 品	鑄 鐵 製 品
外徑 D	$1.5d + (10 \sim 15)$	$1.5d + 20$
寬度 b	$0.33d + 20$	$0.5d + 10$
螺釘尺寸	$0.1d + 10$	$0.1d + 10$

對於斷面變化的軸來講，軸頸可以用車刀車出（圖 569, a），也可以用鍛造方法打出（圖 569, b）。但用車刀車出時，由於材料上最緻密的外層要被車去，所以軸的強度就要顯著地受到削弱；因此，這種方法還是要儘量避免採用。

較長的中軸頸（特別是裝在自位軸承上的），只具有一個凸肩或軸環（圖 570）。較短的中軸頸（裝在不動的軸承襯上），具有兩個凸肩或軸環（圖 571）。

為了使一個軸在軸線方向的位置得到固定，必須使該軸只在一個軸承上形成閉合副，以便當溫度發生變化時，軸可以對其他各個軸承自由作軸向移動。

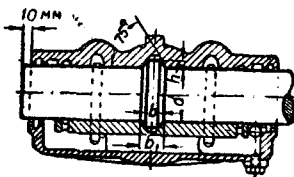


圖 570

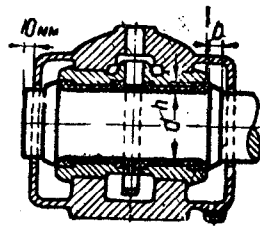


圖 571

圓柱形端軸頸的表面壓力分佈

如果把圓柱形端軸頸和軸承襯都當作剛體看待，而且也不考慮使

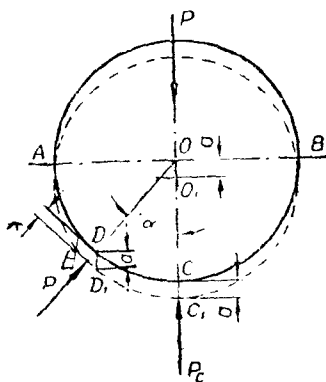


圖 572

徑及長度（單位為 cm ）。

但是，經驗却證明了：軸承襯所受到的磨損，是不均勻的。實際磨損最重的是軸承襯的最下部 C （圖572），而在它和軸頸保持接觸的其他部分磨損較輕；在 A, B 二點，其磨損量則等於零。軸承襯下部的最大磨損量，可由軸頸中心的位移：

$$OO_1 = CC_1 = a$$

來決定。在軸承襯上任意一點 D 處沿徑向所發生的磨損量為：

$$x = DE = DD_1 \cos \alpha = a \cos \alpha.$$

摩擦面的磨損量可以下式表示：

$$x = \phi(v, f, p),$$

式中， v —— 摩擦面的圓周速度， f —— 摩擦係數。這樣，如果軸頸的工作條件為一定，而 f 與 v 之值在該條件下皆為常數時，則磨損量 x 很明顯地是和壓力強度成正比例的。

假定在 C_1 和 E 兩點的壓力強度分別為 p_c 及 p 時，則

$$\frac{p}{p_c} = \frac{x}{a} = \cos \alpha \quad \text{即} \quad p = p_c \cos \alpha.$$

由此式可知：當 $\alpha = 0$ （即在 C 點）時，壓力強度 p 達最大值；

軸頸多少翹起一些的軸的彎曲時，則在理論上也就可以認為是：端軸頸上的壓力，是在全長之間幾乎均勻地分佈着。

在端軸頸的橫斷面內，沿着半個圓周上的壓力分佈是不均勻的。假如在橫斷面內壓力的分佈也是均勻的，則作用於端軸頸上的力 P 與壓力強度 $p(\text{kg}/\text{cm}^2)$ 之間，將存在着如下的關係：

$$p = \frac{P}{dl} = \text{常數}.$$

式中， d 及 l 分別表示端軸頸的直徑及長度

而當 $\alpha = 90^\circ$ (即在 A, B 二點) 時, 壓力強度則降為零。

在這個假定之下, 我們可以由應用力學得知壓力強度的最大值為

$$p_0 = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{ld} = 1.27 \frac{P}{ld}, \quad (400)$$

這就是說, 在理論上, 壓力強度的最大值較其平均值

$$p_{cp} = \frac{P}{ld}$$

要大 27%。

1883年, 彼得羅夫 (Н. П. Петров) 教授把當時有關機械上的各種摩擦 (特別是滑動軸承的摩擦) 方面的各種發現, 重新研究了一番。他在這方面的研究成果, 使人們過去在潤滑表面的摩擦理論方面所持有的看法完全改變了, 並曾引起各國的工程師甚至物理學家和化學家們對於摩擦和潤滑問題的注意。彼得羅夫教授所發現的各種定律, 以後又為茹可夫斯基 (Жуковский) 教授及查甫利津 (Чапдыгин)、節利亞津 (Дерягин)、里柄筋爾 (Рибендер) 等教授所發展, 而更加趨於完美。

彼得羅夫 (1883年)、多吾埃爾 (Тоуэр) 教授等在軸承的摩擦方面的研究, 指出了: 實際上, 軸頸表面上的壓力強度的最大值是比由公式

$$p_0 = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{ld}$$

算出的平均數值要大 40~50%, 而比由公式

$$p = \frac{P}{ld}$$

算出的數值幾乎要大 90%。

p 的值是根據表面的情況、軸頸和軸承襯的材料及潤滑油、速度、溫度、軸承類型、載荷 P 的變化情況、載荷的作用時間等許多因素而決定。

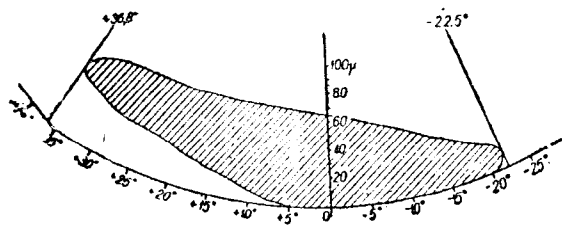


圖 573

過去的研究結果指出：當軸頸沿軸承機動作時，軸頸對軸承是處於偏心的位置。這時，由於載荷的變化、軸的振動等原因，在工作中軸頸中心的位置是在時刻變化着。

利用近代物理學上最精確的測定方法做出的充分可靠的研究結果指明了：在工作中，軸頸中心的軌跡是一個複雜的曲線（圖 573）。

由於軸的彎曲，軸頸在軸承處一定要翹起一些，而與軸承的中心線成某一個角度。由於軸的翹起和上述其他原因，使得壓力強度 p (kg/cm^2) 按照一定的規律重新分佈。因此，在實際上我們常常是使按照公式求出的值 $p = \frac{P}{dl}$ 不超過一定標準（表 130），以使潤滑油不被擠出。

表 130 中的數值，是對連續工作的潤滑充分的軸頸所定的許用壓力強度 p 的平均標準數值。在若干良好的情況下，特別是對於作週期性動作的低速軸頸，這些數字實際上還可以取得大一些。但對於高速軸頸，則必須把這些數字取得小一些，以免過度發熱。

表 130. 許用壓力強度的大小

工作條件、軸頸類型及材料	壓力強度 p (kg/cm^2)
淬火堆焊鋼的端軸頸對淬火鋼的軸承襯，潤滑條件良好.....	150~250
鋼對鋼.....	130~200
淬火堆焊鋼對青銅或巴氏合金.....	90~150
鋼對青銅.....	60~90
軟鋼對青銅.....	30~50
軟鋼對鑄鐵.....	15~25
鑄鐵對青銅.....	20~30
軟鋼對硬質木材.....	25

從散熱方面計算端軸頸和中軸頸

軸頸的尺寸不能容許軸承的過度發熱，因為這樣就要破壞軸頸的潤滑，而引起表面咬合、軸承襯熔化等現象的發生，並終於使得軸頸

不能繼續工作。我們必須使軸承中所產生的熱，能够從容地傳到周圍的介質中去，而使軸承溫度不致上昇得太高。

由於軸頸在軸承襯中摩擦而產生的熱量為

$$Q = P v \frac{f}{427}.$$

式中， P —載荷；

v —軸頸的圓周速度 (m/sec)；

f —摩擦係數；

$\frac{1}{427}$ —熱的功當量。

這個熱量，必須能够通過軸承的外表面，及時地傳到周圍的介質中去。

還有一部分摩擦熱，能够跟着從軸承端部流出的潤滑油散到外面去。當軸頸在軸承襯中工作時，將建立一個平衡的狀態，而使在軸承中所產生的摩擦熱量，等於由軸承的外表面向周圍介質所散出的熱量。根據這個熱平衡，就可以從理論上決定軸頸的尺寸，使得軸承溫度上昇 $30\sim 40^{\circ}\text{C}$ ，而確保熱平衡的狀態。

但實際上，因為很難把其他許多變化的因素（例如壓力強度、軸頸形狀在工藝上的誤差——如卵形誤差和錐形誤差等、潤滑油的供給量、介質的情況等）的影響完全都估計進去，所以根據上述方法計算出來的結果，並不能經常令人滿意。因此，直到目前為止，在很多情形下，還是要利用計算軸頸情況和尺寸用的某些經驗數值，按簡化的方法來計算。

下面所講的，就是最常用的軸頸散熱計算法之一。

設以

$$p = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{ld}$$

表示壓力強度在理論上的平均最大值，則在該壓力強度下所產生的摩擦力強度為

$$T = pf = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{ld} f. \quad (401)$$

當軸頸的圓周速度為

$$v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 100} \text{ (m/sec)}$$

時，每秒間所產生的摩擦功為

$$A_{rp} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{P}{ld} f \frac{\pi d n}{60 \cdot 100} \leq A \left(\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{sec} \cdot \text{cm}^2} \right).$$

式中， A ——每秒間所產生的摩擦功的許用值，選用這個許用值時，就可以使軸承溫度不超過一定標準。

將軸頸的散熱條件化簡，則得

$$\frac{Pfn}{1500l} \leq A. \quad (402)$$

由公式(402)可知，軸頸直徑的大小，對於散熱問題並不發生影響；因此，要想改進散熱的條件，就只能增加端軸頸（中軸頸）的長度。

設 $f = \frac{1}{20},$

改寫後，則得 $l \geq \frac{Pn}{30000A} = \frac{Pn}{W}. \quad (403)$

公式(403)是條件的，因為它是假定了

$$f = \frac{1}{20} = 0.05 = \text{常數}.$$

從散熱方面來計算普通軸頸的尺寸時，可以利用表 131 中所列的經驗數據。

表 131. 從散熱方面計算普通軸頸時的經驗數據

工 作 條 件	A	W
一般空氣冷卻的軸頸.....	0.5~1.25	—
傳動.....	0.5	—
水冷卻.....	2.5	—
高速.....	4 ~ 5	—
蒸汽機上的曲柄銷.....	1.25	37 500
製造得最精良的曲柄軸上的軸頸.....	2 ~ 3	90 000
曲柄軸上的軸頸.....	0.5~0.7	15 000
機車（客車用）上定軸的軸頸.....	5.0	150 000
機車（客車用）上的曲柄銷.....	8.5	250 000