

中等專業學校教學用書

機械零件

下 冊

(修訂本)

A. T. БАТУРИН 著

浙江大學機械零件教研室譯

龍門聯合書局

中等專業學校教學用書



機 械 零 件

下 冊

(修訂本)

A. T. 巴 徒 林 著

浙江大學機械零件教研室 編

龍 門 聯 合 書 局

本書係依照蘇聯機械出版社 1954 年再版的巴徒林(А. Т. Батулин)所著“機械零件”(Детали Машин),將 1953 年出版的初版譯本重新修訂。內容較初版增加兩章,其他各章亦均有增補。原書經蘇聯高等教育部審定為中等專業學校教學用書。

本書中譯本分上下兩冊出版。

參加本書修訂工作的為浙江大學機械零件教研室陳近朱教授與金永昕講師。

機 械 零 件

下 冊

ДЕТАЛИ МАШИН

А. Т. БАТУРИН 著

浙江大學機械零件教研室譯

陳近朱 金永昕 修訂

★ 版權所有 ★

龍 門 聯 合 書 局 出 版

上海市書刊出版業營業許可證出 029 號

上海茂名北路 300 弄 3 號

新 華 書 店 總 經 售

啓 智 印 刷 廠 印 刷

上海自忠路 239 弄 28 號

開本: 787×1092 $1/25$ 印數: 93,001—97,000 冊

印張: 9²⁸/₃₂ 1953 年 12 月第一版

字數: 209,000 1955 年 12 月第二版

定價: (8) 0.91 元 1956 年 1 月第八次印刷

目 錄

第三篇 傳動	231
§ 50. 概述	231
摩擦傳動	
摩擦輪傳動	
§ 51. 圓柱形摩擦輪傳動	233
§ 52. 摩擦傳動的其他型式 變速器	239
§ 53. 計算示例	246
皮帶傳動	
§ 54. 概述	249
§ 55. 皮帶傳動的各種型式	251
§ 56. 皮帶在帶輪上的滑動	253
§ 57. 傳動皮帶的種類	257
§ 58. 皮帶兩邊上的作用力	258
§ 59. 皮帶工作時的應力	260
§ 60. 按照滑動曲線計算皮帶傳動	263
§ 61. 有緊輪的傳動	268
§ 62. 帶輪	270
§ 63. 三角皮帶傳動	276
§ 64. 計算示例	282
嚙合傳動	
齒輪傳動	
§ 65. 一般概念	292
§ 66. 齒輪的要素	295

§ 67. 齒廓構成的法則	297
§ 68. 共軛齒廓的構成	299
§ 69. 漸開線的嚙合	301
§ 70. 嚙合線與嚙合弧	306
§ 71. 嚙合線傾斜角的選擇	309
§ 72. 關於擺線嚙合的概念	310
§ 73. 輪齒的加工方法	312
§ 74. 齒的根切與修正	316
§ 75. 速比	319
§ 76. 齒的抗彎計算	321
§ 77. 斜齒輪傳動及人字齒輪傳動	331
§ 78. 傘齒輪傳動(錐形齒輪傳動)	336
§ 79. 齒輪破壞原因與接觸強度計算	342
§ 80. 齒輪的構造	345
§ 81. 計算示例	347

蝸輪傳動

§ 82. 傳動的特性及計算	359
§ 83. 傳動中力的相互關係與蝸桿強度的核算	367
§ 84. 高速蝸輪傳動及對熱量的核算	372
§ 85. 計算示例	374

鏈傳動

§ 86. 一般概念 鏈與鏈輪的構造	380
§ 87. 工作條件與傳動計算	387
§ 88. 計算示例	390

減速箱

§ 89. 減速箱的一般概念	394
----------------	-----

§ 90. 行星傳動·····	395
§ 91. 減速箱的型式簡圖·····	399
§ 92. 減速箱各部分的構造·····	400
 第四篇 起重機械的原件·····	 405
§ 93. 關於起重運輸機械的一般概念·····	405
§ 94. 簡單的起重機·····	406
§ 95. 關於起重機原件的一般概念·····	412
§ 96. 鏈與索·····	413
§ 97. 滑輪與輪鼓·····	419
§ 98. 起重鉤·····	425
§ 99. 手柄與曳引輪·····	430
§ 100. 棘輪·····	431
§ 101. 制動器·····	435
§ 102. 絞車·····	445
§ 103. 舉重器·····	449
§ 104. 關於起重機的概念·····	452
 俄漢名詞對照表·····	 461
漢俄名詞對照表·····	466

第 三 篇

傳 動

§ 50. 概 述

大家知道，使工具機械為改變物體形狀或移動物體等來直接完成有效工作的運動是需要機械能的。這種能量從蒸汽機、電動機以及其他原動機中獲得。

原動機發出的機械能通常是原動機迴轉軸的能。雖然也能把原動機的軸與工作機械直接相連，但普通祇是在少數情況下才這樣（譬如：離心泵與渦輪機或電動機），在通常條件下，原動機軸與工作機械間引用中間裝置，此即稱為傳動。

所謂傳動應理解為目的在把能量從來源傳至消耗處的機械裝置。

傳動已獲得廣泛的應用，它的引用的必要性可用下面敘述來說明：

- a) 原動機運轉的最有效速度與工作所要求的速度不完全相同；
- b) 為工作機的經濟起見，大都需要隨機器工作情况來調節速度，這種調節大都利於不調節原動機的速度而調節相應的傳動機構；
- b) 原動機通常是以等角速度轉動的，而機械有時需要往復運動、螺旋運動及其他運動。

在早年，從原動機到工作機的能量傳遞是按下列簡圖實現的：原動機→傳動軸→機械傳動→工作機。

這樣簡圖對工作機消耗的功率比較小與車間尺寸比較小時曾給出滿意的結果。

蘇聯工業蓬勃發展，已引用了高速運轉的巨大功率的工作機；這就迫使放棄上述簡圖的應用而轉到新的更經濟的簡圖：原動機→發電機→配電板→電動機→工作機，即從集體傳動過渡到個別傳動，在目前已獲得優越的發展。

本篇祇述機械傳動，即連接原動機與工作機軸的機械傳動裝置。在機械零件課程這一部分的發展中，蘇聯科學家在研究一系列傳動原件的新的先進的計算方法上作出了很大的貢獻。

現代傳動計算方法建立在：

- a) 從各個零件及其工作部分破壞所引起的原因的分析的基礎上；
- b) 動力載荷對機械各個部分工作的準確的影響。

在涉及機械能傳動的一般敘述時應記住：凡傳出能量的軸稱為主動軸，而接受能量的為從動軸。

自主動軸傳輸功率至從動軸時，由於有害阻力的存在（運動部分中的摩擦力，工作物的形變等），總要損失一部分功率，因此如以 N_1 表示主動軸上的功率， N_2 表示從動軸上的功率，則 $N_1 > N_2$ ，而

$$\frac{N_2}{N_1} = \eta,$$

式中 η 為傳動的機械效率，其數值變動的範圍甚大，約自 0.25 至 0.98。

在大多數情況下，主動軸和從動軸的角速度是不相等的。

設 n_1 和 ω_1 為主動軸每分鐘轉數和角速度，而 n_2 和 ω_2 為從動軸每分鐘轉數和角速度，則主動軸角速度（轉速） $\omega_1(n_1)$ 和從動軸角速度（轉速） $\omega_2(n_2)$ 的比值 i 稱為速比：

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}.$$

任意兩軸的角速度之比值，不問動力的傳動方向如何，都稱為傳動比值。因而，

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad i_{2-1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1}.$$

最後以 M_1 和 M_2 分別代表主動軸和從動軸上的轉矩，將有

$$M_1 = 71620 \frac{N_1}{n_1} \text{ 及 } M_2 = 71620 \frac{N_2}{n_2};$$

以 M_1 除 M_2 , 得

$$\frac{M_2}{M_1} = \frac{N_2 n_1}{N_1 n_2} = \eta \times i,$$

由此得

$$i = \frac{M_2}{M_1 \eta}.$$

因而速比

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_2}{M_1 \eta}.$$

在近代傳動中兩軸的幾何軸線在空間之位置有下列幾種情況：

- a) 兩軸線互相平行；
- b) 兩軸線相交(通常成 90° 角)；
- b) 兩軸線相錯(既不相交亦不平行)。

根據工作物相互作用的方式傳動可分為：

- a) 摩擦傳動(摩擦傳動, 皮帶傳動)；
- b) 啮合傳動(齒輪傳動, 蝸輪傳動, 鏈傳動)。

摩 擦 傳 動

摩擦輪傳動

§ 51. 圓柱形摩擦輪傳動

兩軸的幾何軸線成平行位置時可應用這種傳動。

其裝置的簡圖如圖 194 所示。用鍵將兩輪(滾柱)裝牢在主動軸 A 和從動軸 B 上。 A 軸的軸承做成固定, 而 B 軸的軸承可以允許軸沿傳動中心線的方向移動。理論上兩滾柱是線接觸(沿兩輪的公母線

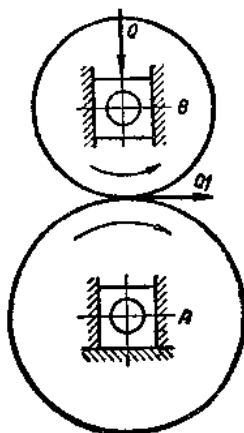


圖 194.

接觸),但實際上接觸處是一塊狹窄的面積。假如使主動軸 A 迴轉,則主動輪將和軸一起迴轉;但從動輪未必迴轉,因為要使從動輪迴轉必須先克服 B 軸上的有效阻力——轉矩 M_2 ,以及軸承的摩擦阻力,換言之必須在從動輪上加一轉矩 $\frac{M_2}{\eta}$ 。

讓我們沿着中心線 BA 方向在可移動的軸承上壓上一個不斷增加的力 Q ,因此在兩個摩擦輪之間產生一大於等於力 Q 的壓力,而當主動輪具有相對運動時,則兩輪間就產生一不斷增加的摩擦力 $F = Qf$,此力沿着兩輪公切線的方向,並且是轉動從動輪的圓周作用力。

顯然,使 B 軸和 B 輪迴轉的條件為:

$$m(F) \geq \frac{M_2}{\eta},$$

即摩擦力矩必須等於或大於從動軸 B 上的阻力矩。

爲了要決定從動軸等速迴轉所必需的壓力 Q ,我們可研究從動輪的平衡。

在圖 195 上單獨繪出一個摩擦輪及加於其上的作用力。

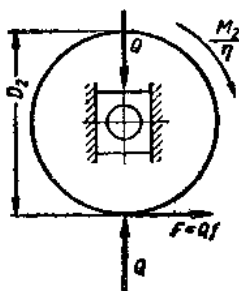


圖 195.

對迴轉軸線取力矩的總和,得

$$Qf \frac{D_2}{2} - \frac{M_2}{\eta} = 0,$$

由此得

$$Q = \frac{2M_2}{fD_2\eta}. \quad (91)$$

上式所得的數值爲最低的壓力 $Q_{\min}$; 爲保證摩擦輪工作時不發生滑動,必須引入一修正係數,取

$$Q = \beta Q_{\min},$$

式中 β 為聯接的貯備係數，在動力傳動中取

$$\beta = 1.2 \sim 1.8,$$

假使不發生滑動，則在主動輪和從動輪上的圓周速度 v_1 及 v_2 相等，即 $v_1 = v_2$ 。

但

$$v_1 = \omega_1 \frac{D_1}{2} = \frac{\pi n_1}{30} \times \frac{D_1}{2};$$

$$v_2 = \omega_2 \frac{D_2}{2} = \frac{\pi n_2}{30} \times \frac{D_2}{2},$$

所以

$$\frac{\pi n_1}{30} \times \frac{D_1}{2} = \frac{\pi n_2}{30} \times \frac{D_2}{2},$$

$$n_1 D_1 = n_2 D_2,$$

由此得

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (92)$$

再回到決定必需壓力 Q 的 (91) 式，從公式右端可以得出，為了使壓力減小，必須增大 D_2 或 f ，或者同時增大 D_2 和 f 。

至於摩擦輪直徑的大小，為避免傳動太笨重，不應該採用增加直徑的辦法。通常取

$$D_{\max} = (6 \sim 10)d,$$

式中 d 為軸的直徑。

為增加摩擦輪工作表面的摩擦係數 f ，可採用各種不同的摩擦材料：緊壓的紙板，皮革，木材，膠漆硬布 (ТЕКСТОЛИТ)¹⁾，纖維，橡皮，石棉布。如兩個摩擦輪中的一個輪緣採用上述的材料，則另一摩擦輪通常由鋼或鑄鐵製成。

在油池內工作的近代高速傳動中，滾柱的材料是鋼（通常是合金

1) 譯者註：ТЕКСТОЛИТ 是一種塑膠，係由很多層織布用膠漆浸透後，在 150°C 下加高壓使之壓縮而成的物質。

鋼)和鑄鐵,其中鑄鐵用得較少。

摩擦係數 f 的平均值列於表 38。

表 38 摩擦係數 f 之值

材 料	f
鋼與鋼或鑄鐵; 鑄鐵與鑄鐵 (乾燥狀態) …	0.15 ~ 0.20
鋼與膠漆硬布或纖維 (乾燥狀態) ……………	0.20 ~ 0.25
鋼或鑄鐵與皮革 (乾燥狀態) ……………	0.20 ~ 0.35
鋼或鑄鐵與石棉布 (乾燥狀態) ……………	0.30 ~ 0.35
鋼或鑄鐵與橡皮 (乾燥狀態) ……………	0.35 ~ 0.40
鋼或鑄鐵與木材 (乾燥狀態) ……………	0.35 ~ 0.50

輪緣寬度 b 由估計滾柱每厘米寬所允許載荷的大小來決定。對各種不同材料的滾柱,其每單位寬度的允許載荷 $[q]$ 公斤/厘米可取用下列數據作為平均值:

鑄鐵……………	100 ~ 135 公斤/厘米
皮革……………	15 ~ 25 公斤/厘米
木材……………	2.5 ~ 5 公斤/厘米
膠漆硬布……………	20 ~ 30 公斤/厘米

因此如假定載荷均勻分佈於滾柱的接觸線上,則輪緣的寬度可按下式決定

$$b \geq \frac{Q}{[q]}, \quad (93)$$

而其極限值 $b \leq D_{\min}$ 。因為考慮到當圓周速度過高,工作表面會急劇磨損,對工作在乾燥狀態下的傳動,只允許 $v \leq 7$ 公尺/秒。

在實用上可取傳動效率 $\eta = 0.75 \sim 0.8^{[1]}$ 。

按每單位寬度的允許載荷來決定輪子寬度之估計法,近來已常常被另一種更完善的方法所代替,此方法是以所謂接觸應力和形變的理論為根據的。

1) 在近代特殊型式的傳動中,工作時有充分的潤滑,效率可達到 $\eta = 0.97$ 。

由於許多蘇聯學者如 H. A. 琴尼克, H. M. 別遼耶夫等的研究, 才使我們有可能應用這一理論來計算許多機械原件。

我們簡略地談談這個問題的本質, 並指出如何應用此一理論來計算圓柱形摩擦輪。

當零件的外形是這樣, 在沒有受到使零件相互壓緊的載荷之前, 而兩零件的表面在一點或沿一直線發生接觸, 我們說, 發生了具有初點或初線接觸 (如滾珠和滾珠軸承的座圈, 車輪與軌道等等)。在載荷作用下, 使零件相互在相切表面的公法線方向壓緊, 並使兩毗鄰物體產生局部形變, 亦即所謂接觸形變。這樣就使沿某微小面積 (接觸面積) 的接觸代替了點接觸或直線接觸。當兩個圓柱以其互相平行的母線方向接觸時, 其接觸面積為一長方形。

在接觸處附近的零件材料內所發生的應力稱為接觸應力。此應力有地點性, 按距離接觸處的近遠而急劇增減。通過接觸面積而自一個零件傳遞至另一個零件的壓力, 在接觸面積上的分佈是不均勻的。在使我們感到興趣的特殊情況中, 最高壓力發生於接觸面積中心線的各點上, 並可由下式求得:

$$p_0 = 0.418 \sqrt{\frac{qE}{\rho}}, \quad (94)$$

式中 $q = \frac{Q}{b}$ 公斤/厘米—每單位長度接觸面積上的載荷;

$E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ 公斤/厘米²—滾柱材料的彈性常數, 其值與彈性模數 E_1 和 E_2 有關;

$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ 1/厘米—稱為兩個圓柱的引用曲率。

這些點上的最高壓縮應力等於如上所示的壓力, 因此滾柱工作表面的強度 (接觸強度) 可直接根據 p_0 的數值計算, 換言之強度條件可寫成: $p_0 \leq [p_0]$, $[p_0]$ 為最高接觸壓力的許用值, 經硬化過的鋼滾柱可取 $[p_0] \leq 8000$ 公斤/厘米², 而鑄鐵滾柱則可取 $[p_0] \leq 1.5 \sigma_{0.2}$ 。

接觸強度的計算僅適用於由鋼、鑄鐵或膠漆硬布製成的滾柱。在其他的情況下必須利用估計法。這是因為用來製成滾柱工作表面的

其他材料，當其在變形時，並不服從虎克定律，所以決定 p_0 的公式對這些材料是不能適用的。

圖 196 表示一架具有圓柱形摩擦傳動的絞車之構造，由圓柱形摩擦輪帶動絞車鼓輪廻轉。轉動手柄可將大直徑的輪子壓在小直徑的輪子上，此手柄係裝在具有偏心軸頸的軸上。

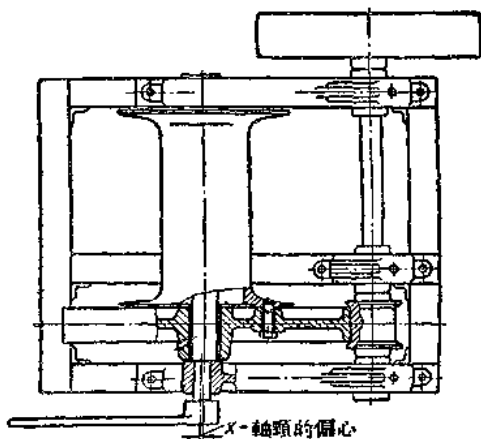


圖 196。

用斜鍵將摩擦輪裝配在軸上後，再車光輪緣。爲使摩擦傳動正常工作就需要較大的壓力 Q ，因此一般的摩擦傳動僅允許傳輸不大的功率，通常在 5~7 馬力以內。在特殊傳動中鋼輪係經過表面硬化，且鋼輪在油內工作，則此一特殊傳動能傳輸頗大的功率（可達 300 匹馬力）。

摩擦傳動主要的缺點是需要大的壓力，這樣就使

- a) 加壓裝置機構複雜；
- b) 軸及軸頸的直徑加大；
- b) 軸頸的摩擦功增加，因而使傳動效率減低。

要使壓力減小可採用楔形摩擦傳動的構造。圖 197 表示這種傳動。在主動軸 A 及從動軸 B 上各裝上具有楔形輪緣的摩擦輪，而主動輪的楔形輪緣進入從動輪的楔形槽或軌槽中。當以 Q 力將主動輪

壓入從動輪時(或相反)在槽的工作表面產生摩擦力,此力即為從動輪的圓周作用力,它克服從動軸上阻力矩 $\frac{M_2}{\eta}$ 而使從動輪迴轉。

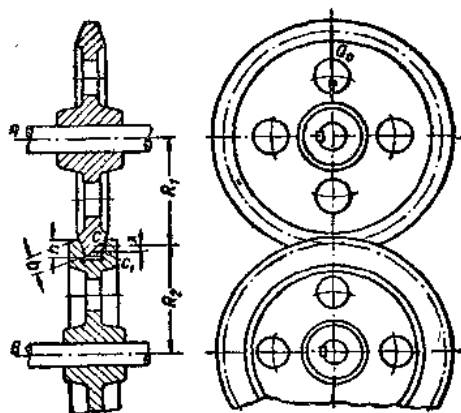


圖 197.

楔形輪緣當承受與圓柱傳動同樣壓力時,兩輪間將引起很大的摩擦力,這允許增加傳動的極限功率到 $N \approx 15$ 馬力。這種傳動的缺點除了輪緣形狀較複雜外,槽的工作表面所謂“幾何滑動”而有很大的磨損。問題在於這種傳動祇有 O 點是等周速的,即 $\omega_1 R_1 = \omega_2 R_2$, 對任何其他各點譬如 C_1 , $v'_1 = (R_1 + x)\omega_1$, 而 $v'_2 = (R_2 - x)\omega_2$, 由此可見 $\Delta v = v'_1 - v'_2 = x(\omega_1 + \omega_2)$, 這證明有滑動存在。

§ 52. 摩擦傳動的其他型式 變速器

1. 不僅在二軸的幾何軸線成平行位置時可以安裝摩擦傳動,而且在二軸的幾何軸線成相交位置的情況下,也可以安裝摩擦傳動。這樣的傳動稱為錐形傳動。

在主動軸及從動軸上裝上兩個沿其公母線相接觸的截錐體型式的滾柱(圖 198)。

主動輪上的軸向壓力作用在直線 AB 上,就會產生摩擦力,此摩擦力使從動滾柱及軸迴轉。為使傳動正確地工作,兩輪在 AB 線上各點

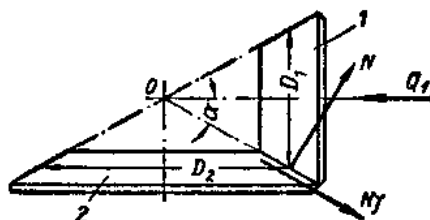


圖 199.

- a) 沿軸向的壓力 Q_1 ;
 6) 從輪 2 方面來的反作用力 N , 其方向與公母線垂直;
 b) 沿公母線方向的摩擦力 Nf 。

將所有的力投影在水平方向,得

$$Q_1 = N \sin \alpha + Nf \cos \alpha = N(\sin \alpha + f \cos \alpha).$$

除了圖上所示的摩擦力外,當輪子迴轉時,尚可產生垂直於圖紙平面的摩擦力 Nf , 此力保證力矩的傳輸。假如 M_2 為從動軸上的轉矩,而 $\frac{M_2}{\eta}$ 為從動軸轉動時的阻力矩(計及有害的阻力),則顯然傳動工作如屬可能必需

$$Nf \frac{D_2}{2} \geq \frac{M_2}{\eta},$$

或

$$\frac{Q_1}{\sin \alpha + f \cos \alpha} \times f \times \frac{D_2}{2} \geq \frac{M_2}{\eta},$$

由此得

$$Q_1 = \frac{2M_2(\sin \alpha + f \cos \alpha)}{f \times D_2 \times \eta}. \quad (95)$$

最好注意到錐角 α 與傳動速比 i 的關係。事實上,由圖 199 可得

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{D_1}{2} : \frac{D_2}{2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{1}{i}. \quad (96)$$

圖 200 示出關於錐形傳動機構的概念。小輪的邊緣以皮革或膠漆硬布製成。藉圓柱形螺旋彈簧以產生壓力。計算的方法和上面所