

机械零件

机械类

下册

东北工学院
机械零件
高等学校教学用书

机 械 零 件

(机械类)

下 册

东北工学院机械設計教研室 編

冶金工业出版社

本書是根据高等工业学校机械类各专业“机械零件”教学大纲的精神，并结合目前教学改革的要求编写的，叙述力求简明系统，以便于学生自学及重点讲授。

全书分上下两册。上册包括设计机械零件的一般基础及联接两篇。下册包括传动，轴、轴承及联轴器和其它（弹簧）三篇。

本书可作为高等工业学校机械类各专业（冶金厂机械设备、矿山机械制造、机械制造工艺及其设备、矿山机电机械化以及金属压力加工等）在校学生和函授生的教学用书，也可供有关工程技术人员参考。

机械零件（机械类）下册

东北工学院机械设计教研室 编

1960年7月第一版

1960年7月 北京第一次印刷 18,625 册

开本 $850 \times 1168 \frac{1}{32}$ · 字数 370,000 印张 $14 \frac{16}{32}$ · 定价 1.60 元

统一书号15062 2285 冶金工业出版社印刷厂印 新华书店科技发行所发行
各地新华书店经售

冶金工业出版社出版（地址：北京市灯市口甲45号）

北京市书刊出版业营业许可证出字第093号

下 冊 目 录

第三篇 傳 动

第十章 摩擦輪传动	13
一、概述.....	13
二、圓柱平摩擦輪.....	16
三、圓柱槽摩擦輪.....	18
四、圓錐摩擦輪.....	20
五、端面摩擦輪.....	23
六、按磨損的近似計算法.....	25
七、工作面材料及一些数据.....	26
八、摩擦輪的构造及传动結構范例.....	27
第十一章 皮带传动	35
一、概述.....	35
二、平皮带及接头的种类.....	38
三、皮带在工作中的受力情况.....	45
四、皮带的寿命計算.....	50
五、皮带的滑动及传动比.....	52
六、按工作能力曲綫計算皮带断面.....	54
七、軸上載荷的計算.....	57
八、平皮带传动設計的步驟.....	60
九、带张紧輪的平皮带传动.....	62
十、三角皮带传动.....	64
十一、皮带輪.....	71
第十二章 齒輪传动	81

一、概述	81
二、齿輪傳動的幾何尺寸	82
三、輪齒的破壞	97
四、齒輪傳動的載荷分析	100
五、齒面接觸強度計算	113
六、齒的彎強度計算	124
七、齒輪的材料及許用應力	132
八、齒輪傳動的效率	141
九、傳動型式、精度及主要參數的選擇	143
十、齒輪的構造	151
十一、圓弧點嚙合齒輪傳動概述	159
第十三章 蝸輪傳動	170
一、概述	170
二、蝸輪傳動的幾何尺寸	171
三、蝸輪傳動的運動及效率	179
四、蝸輪齒的破壞	185
五、蝸輪傳動的載荷分析	186
六、圓柱形蝸杆的蝸輪傳動的強度計算	190
七、圓弧面蝸杆的蝸輪傳動的強度計算	193
八、蝸杆軸的強度及剛度驗算	199
九、蝸輪與蝸杆的材料及許用應力	200
十、蝸輪傳動的精度及主要參數選擇	203
十一、蝸輪及蝸杆的典型結構	204
第十四章 鏈傳動	211
一、概述	211
二、鏈傳動的構件	211
三、鏈傳動的理論基礎	227
四、鏈條的選擇及鏈傳動的計算	237

第四篇 軸、軸承及聯軸器

第十五章 軸	248
一、概述	248
二、軸的結構和材料	248
三、軸的強度計算	256
四、軸的剛度計算	263
五、軸的振動概念	269
六、曲軸的設計概念	272
七、撓性鋼絲軸	275
第十六章 滑動軸承	283
一、概述	283
二、液體摩擦的形成及基本理論	288
三、向心式軸承的計算	289
四、推力滑動軸承的計算	303
五、軸瓦	309
六、滑動軸承的潤滑	324
七、滑動軸承的典型結構	334
第十七章 滾動軸承	345
一、概述	345
二、滾動軸承破壞的形式及原因	353
三、滾動軸承的理論基礎	354
四、滾動軸承的選擇計算	361
五、滾動軸承組合的結構	367
第十八章 聯軸器	374
一、概述	374
二、固定式聯軸節	379
三、可移式聯軸節	330
四、牙嵌式离合器	398
五、摩擦离合器	400
六、安全离合器	412

七、定向离合器.....	415
八、离心式离合器.....	416
九、离合器的操纵装置.....	417

第五篇 其 它

第十九章 弹簧.....	419
一、概述.....	419
二、螺旋弹簧.....	419
三、其它类型的弹簧.....	447
四、板簧.....	450
参考文献.....	463

第三篇 传 动

将原动机的能量传给工作机的装置统称传动装置。在原动机及工作机間加传动装置尚有其他的作用，如改变轉速及扭矩，改变运动形式（例如将迴轉运动变为直綫运动或螺旋运动等），分配能量等。

不久以前机械传动装置几乎是唯一的传动装置，而現代机器中除机械传动外并广泛的采用电力传动、液力传动以及气力传动。这些传动中电力传动具有許多优点，例如：在不同距离間能量的輸送都很方便；能够很經濟地得到很高的轉速；能够在极广泛的范围內实现有級的或无級的变速；电路的閉合、切断及换向等均能良好的控制；能够远距离控制；易于实现自动化等。但是大力矩的或大調速范围的传动，利用电力传动时則传动装置的尺寸、重量及成本都将很大，尤其大調速范围的电力传动效率很低；并且用电力传动来实现直綫运动或螺旋运动都是极为困难的。因此，机械传动在近代机器中仍占有极其重要的地位。关于电力传动、液力传动及气力传动将在其他有关課程中研究，本篇仅研究机械传动，即原动机与工作机間或机器內部的一般传动机件。

机械传动可分为两大类：

- 1) 摩擦传动——如摩擦輪、皮带传动等。
- 2) 啮合传动——如齿輪、蝸輪、鏈传动等。

摩擦輪、齿輪及蝸輪等传动时均直接接触，故亦称直接接触传动；而皮带及鏈传动时均借中間挠性件，故亦称間接接触传动。本篇将在下面各章中依次研究这些传动。

由主动軸传递功率至从动軸时，由于有害阻力的存在（运动副中的摩擦力，工作物的变形等），总要損失一部分功率，因此如以 N_1 表示主动机件上的功率， N_2 为从动机件上的功率， N_0 为

損耗功率，則傳動的效率為

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = \frac{N_1 - N_s}{N_1} = 1 - \frac{N_s}{N_1} \quad (\text{III}-1)$$

在大多數的情況下，主動軸和從動軸的角速度並不相等。設 ω_1 和 n_1 為主動軸的角速度和每分鐘的轉速， ω_2 和 n_2 為從動軸的角速度和每分鐘的轉速。主動軸和從動軸角速度的比值稱為速比：

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (\text{III}-2)$$

若不問動力傳遞的方向，任意兩軸角速度的比值都稱為傳動比，為了清楚起見有時加注腳，因而傳動比為：

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}; \quad i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (\text{III}-3)$$

若以 M_{n1} 及 M_{n2} 分別代表主動軸及從動軸所受的扭矩，如 N_1 及 N_2 為馬力， n_1 及 n_2 為轉速（轉/mm），則

$$M_{n1} = 71620 \frac{N_1}{n_1} \text{ kg-cm}; \quad M_{n2} = 71620 \frac{N_2}{n_2} \text{ kg-cm} \quad (\text{III}-4)$$

如功率 N 的單位為瓩 (KW)，則

$$M_{n1} = 97500 \frac{N_1}{n_1} \text{ kg-cm}; \quad M_{n2} = 97500 \frac{N_2}{n_2} \text{ kg-cm} \quad (\text{III}-4a)$$

$$\text{以 } M_{n1} \text{ 除 } M_{n2}, \text{ 得 } \frac{M_{n2}}{M_{n1}} = \frac{N_2 n_1}{N_1 n_2} = \eta \cdot i$$

故得：

$$M_{n2} = M_{n1} \cdot \eta \cdot i; \quad (\text{III}-5)$$

亦可得：

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{M_{n2}}{M_{n1} \eta} \quad (\text{III}-6)$$

传动的损耗绝大部分都将变成热能。低速外露的传动，周围的空气可保证带走足够的热量。某些传动如摩擦轮、齿轮、蜗轮、链等，当转速较高时，为便于精确的安装，以及便于润滑以使损耗及磨损减轻，常需将传动安装于刚性较大的箱壳内，或加适当的防护外壳。这时往往由于散热不良，润滑油温度过高，润滑情况恶化，甚至引起传动的破坏。为避免这种情况的发生，有时应该作传动的散热计算。散热计算，可按照下述方法进行。如 N 为传递的功率(H.P.)， η 为传动效率，则损耗的功所转化的热量为

$$Q_1 = N(1-\eta) \frac{75 \times 60^2}{427} = 632N(1-\eta) \text{ kcal/h} \quad (\text{II}-7)$$

传动装置所能传出的热量为

$$Q_2 = FK_s(t-t_0) \text{ kcal/h} \quad (\text{II}-8)$$

式中： F ——散热面积 m^2 ；

K_s ——散热系数 ($\text{kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)；

t ——润滑油温度 ($^\circ\text{C}$)；

t_0 ——周围空气温度 ($^\circ\text{C}$)。

根据热平衡，应 $Q_1 = Q_2$ ，故可求得

$$t = \frac{632N(1-\eta)}{FK_s} + t_0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (\text{II}-9)$$

散热面积 F 系指传动装置外壳上其内部有油浸溅而外部有流通空气部分的表面积。当箱壳外表面有筋或凸座等，应将这些面积的50%计入。如箱壳底面导热条件良好，则也应将其计入散热面积。散热系数 K_s 一般为7~15。在不大的闭塞场所，空气流通不良时，取 $K_s = 7 \sim 9$ ；若有良好的自然通风，能被附近廻轉件吸冷，外壳清洁，内部油能流畅，则可取较高值。周围空气温度 t_0 一般都在设计任务书中给出，一般可取 $t_0 = 20^\circ\text{C}$ 。油的温度一般应 $t \leq 60 \sim 70^\circ\text{C}$ ；最高亦不应超过 $85 \sim 90^\circ\text{C}$ 。如求出的温度过高，则应设法改善散热条件，如加大散热面，增设散热片等。若

表 11-1

各种传动型式的基本特性

传动型式 特性	摩 擦 輪	皮 帶	齒 輪	蝸 輪	傳 動 鏈
主要优点	平稳安静；结构简单（滚輪）；可无级调速	軸間距离（中心距）变化范围广；结构简单；传动平稳；能缓冲冲击震动；可起安全装置作用	外廓尺寸小；效率高；寿命长；传动比准确；应用范围极广；传动比准确	外廓尺寸小；传动比大；平稳安静；可做成自鎖的传动；传动比准确	軸間距离变化范围较大；拉力负荷变化范围大；平均传动比准确
主要缺点	軸及軸承上受力很大（可达所传圓周力的6.5~25倍）；传动比不能严格保証	外廓尺寸大；軸上受力較大（約为拉紧力的2~3倍）；传动比不能严格保証，一般寿命不高	要求制造精确；高速传动制造精度不够；时有噪音；不能缓冲冲击載荷	效率低；中速及高速传动需用高級青銅；要求制造精确	不能用于精密分度机构；在震动冲击負荷下寿命大为减低
效 率	0.85~0.9，特殊情况（如帶卸荷軸的传动）可达0.98	0.92~0.98，帶皮帶輪小、速度高、效率較低；三角皮帶效率亦較低。平均可取0.95	閉式传动0.94~0.995；开式传动0.92~0.96；精度低以及圓錐齒輪效率較低	0.72~0.96；导角小，潤滑不良，滑动速度小效率均低；自鎖传动 $\eta < 0.5$	0.96~0.98
功率范围	一般 10~30 H.P. 以下；特殊的可达200~300 H.P.	一般 50~100 H.P. 以下；平皮帶可达2000 H.P.；三角皮帶可达500 H.P.	从极小到約70000 H.P.	一般70 H.P. 以下；亦有达270 H.P. 者	一般135 H.P. 以下；亦有达5000 H.P. 者
速度范围	干摩擦圓周速度小于7m/s；潤滑良好时小于20~25 m/s	一般帶速小于25~30m/s；特殊情况可达50甚至到100 m/s	一般圓周速度在25m/s；最高有达120~150m/s者	一般滑动速度小于15m/s；个别情况有达35m/s者	一般鏈速小于12~15m/s；有达40m/s者

續表 III — 1

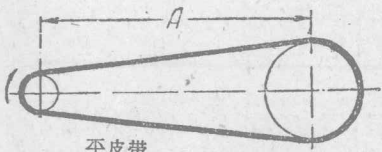
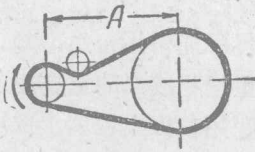
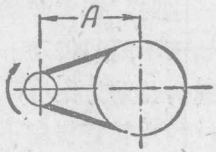
传动型式 特性	摩 擦 輪	皮 帶	齒 輪	蝸 輪	传 动 鏈
传动比范围	一般小于7； 特殊情况可达 15~25，甚至 还大	平皮带小于 3~5；三角皮 带小于7~10； 特殊情况可达 10~15	常用4~5以下 圆柱齒輪可用 到10甚至更 大。圓錐齒輪 不超过7.5	一般10~30； 可达8~1000	一般小于7； 个别情况达 10~15

溫度仍很高，則应增設人工冷却裝置，如風扇〔8〕、冷却水管、用循环潤滑油將油引出冷却等。應該指出，增設人工冷却裝置將会使設備及運轉費用增加，因此应尽可能采用自然冷却。

传动裝置的重量和成本是机器重量和成本的重要組成部分。机器工作的可靠性及性能以及運轉費用在很大程度上取决于传动机构的工作情况。当传动比和动力一定时，在大多数情况下各种不同型式的传动型式都可以使用；然而不同的传动方案其經濟性可能有极大的差別。如何确定最合理的传动方案有时是一个相当复杂而困难的問題。因为目前有系統的比較資料尚不多，所以往往需草拟若干方案进行分析比較来确定。选择传动型式时，除机器工作所要求的特殊条件外，其比較的主要指标为：效率、外廓尺寸、重量、对传动机构制造的工艺要求及預定的产品数量等。表 III — 1 列出了各种传动型式的基本特性。表 III — 2 为传递 100 馬力、传动比 $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1000}{250} = 4$ 的几种传动型式的外廓尺寸、重量、相对价格的比較。从这些表中我們可以了解各种传动机件的概貌。

表 1-2

几种主要传动的比较

同一比例尺各种传动的草图	中心距 (mm)	輪 寬 (mm)	重量概略 值 (kg)	相对价格 (%)
 平皮带	5000	350	500	106
 带张紧轮的平皮带	2300	250	550	125
 三角皮带	1800	130	500	100
 传动鏈	830	360	500	140
 齒輪	280	160	600	165
 蝸輪	280	60	450	125

第十章 摩擦輪传动

一、概 述

摩擦輪传动屬於直接接触传动（有时也加中間机件）。它的型式很多，图 10—1 为最简单的几种。图中 10—1a~d 用于两軸平行的传动，10—1e~g 用于两軸相交的传动。图 10—1f、g 当小輪位置按箭头方向移动，則可获得各种不同的传动比。显然，小輪的位置可連續的改变，則传动比即連續的改变，因而几乎所有无級变速器都是以摩擦传动为基础，这是一般嚙合传动所不能做到的。

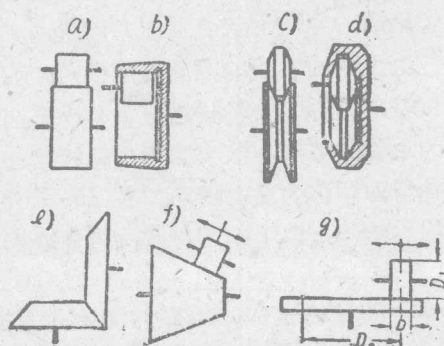


图 10—1

摩擦輪传动是靠摩擦力来实现的，因此接触面間必須有相当大的压紧力。压紧力可用下面几种方法得到：1）利用由于輪面材料弹性而产生的初紧力，当两輪之一有弹性模数小的材料如皮革、塑料、橡皮等就可利用这种方法；2）利用弹簧而得到压紧力；3）利用机构本身的重量或装于杠杆上的专設重量；4）利用离心力（如在周轉摩擦輪系中）；5）利用手动的方法，短时

間工作的传动可用此法；6)利用工作时工作面的自行压紧，这种压紧力将随所传载荷的增加而自行增加。一般說来，前面的五种方法用于不变载荷或载荷很小的传动中，最后一种方法則应用于传递变动载荷的重要传动中。

摩擦輪传动的传动比可按下式来求：

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (10-1)$$

式中： n_1 及 n_2 ——主动軸及从动軸的轉速（轉/min）；

D_1 及 D_2 ——主动輪及从动輪的工作直径。

按摩擦輪工作直径所求得传动比只是近似的，因为輪面間总会产生一些滑动，其滑动量与传递的载荷大小等因素有关。因此要求传动比精确的传动中不宜采用摩擦輪传动。

在摩擦传动中应保証不产生打滑。但是微小的滑动总是不可避免的。由于輪面的几何形状会引起几何滑动。例如圖10—1g的小輪轉动时，其工作面各点的圓周速度相同，而大輪工作面上各点的圓周速度并不相等。大輪接触綫上和小輪圓周速度相同的某点所在的圓为大輪的节圓，除节圓和小輪純滚动外，其它点均产生滑动。这种滑动即称为几何滑动。圖10—1中c、d、f均有类似的滑动現象。此外，由于輪面材料的弹性变形，还会产生弹性滑动。

弹性滑动的緣因可从圖10—2中看出，图中主动輪在接触区的进入处（点1）其表层材料在圓周方向具有压缩变形，而在退出端（点3处）具有拉伸变形。从动輪則相反，在进入端具有拉伸变形，而在退出端具有压缩变形。两工作表面在1点开始接触后，其原来的变形状态并未立刻改变，直到某点2时（点2—3間接触区内所产生的摩擦系数数值和所传的圓周力相等），其变形状态則逐渐改变，如图10—2b所示。由于两工作面变形状态相反的变化，因此在局部产生微小的滑动，其速度变化情况如图10—2c所示。这种由于变形差所引起的滑动称为弹性滑动。所传的圓周力越大，則滑动角 β 越大，当滑动角 β 和接触角 α 相等时，則将开始产生普通的打滑。打滑是正常工作时所不允許的。然而弹性滑动則是不可避免的，滑动速度約为圓周速度的0.5~1.0%（甚至达3%）。其值随所传载荷的增大而增大，随工作面材料弹性模数及摩擦系数的增大而减小。由于两工作面进入接触区时变形量的差别，所以主动輪及从动輪的圓

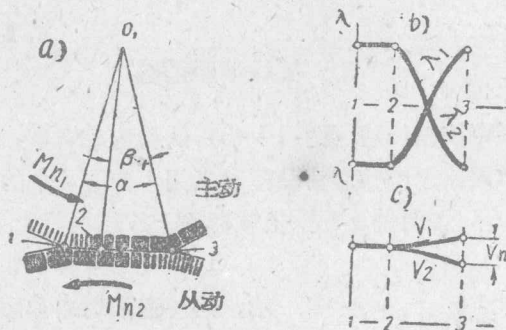


图 10-2

周速度也存在有微小的差别。設 V_1 为主动輪的圓周速度， V_2 为从动輪的圓周速度，而其差異用滑动系数表示：

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \quad (10-2)$$

从上式即可求出考虑弹性滑动时的传动比。将上式改写为 $V_2 = (1 - \varepsilon) V_1$ ，并

将 $V_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60}$ ， $V_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60}$ 的关系代入則得

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{(1 - \varepsilon) D_1} \quad (10-3)$$

滑动系数 ε 一般可取 $0.5 \sim 1.0\%$ ，工作面材料軟时（如塑料皮革等）可取 $2 \sim 3\%$ 。通常不要求传动比很准确时，取 $\varepsilon \approx 0$ ，則式（10-3）即为式（10-1）。

具有几何滑动的传动，节圆直径（如图10-1g的 D_2 ）随所传载荷的改变而改变。因此其传动比亦不稳定〔8〕。

輪面間的滑动不仅影响传动比，而且会影响传动的效率。輪面間的滑动尤其是几何滑动还会引起磨損，发热。为避免几何滑动，对于平行軸的传动，工作面的接触綫应与迴轉軸平行（即用圓柱平摩擦輪）；对于相交軸的传动，应使接触綫的延長綫与兩軸交于一点（即同錐頂的圓錐摩擦輪）。如兩軸不平行又不相交，則在接触綫的方向总会产生几何滑动，因此若非必需，應該尽可能不采用。

二、圓柱平摩擦輪

圓柱平摩擦輪传动 (图 10—3) 的构造最简单, 但需要很大的压紧力, 因此无特殊卸荷装置时只用于传递很小的功率 ($N < 5 \sim 7 \text{ H.P.}$) ; 否則軸及軸承上載荷很大, 結構將十分笨重。

1. 受力分析: 如图 10—3 所示, 为传递圓周力 P 而不产生打滑, 則工作面間所需的压力 Q 必須滿足 $P \leq fQ$ 。由于摩擦系数 f 以及外載荷一般并不穩定, 为了可靠起見故取

$$KP = fQ \quad (10-4)$$

式中: K ——可靠性系数, 一般取 $K = 1.5 \sim 2$;

f ——摩擦系数 (表 1—1);

P ——圓周力 (kg), 可按下式求求:

$$P = \frac{2M_{n1}}{D_1} \quad (10-5)$$

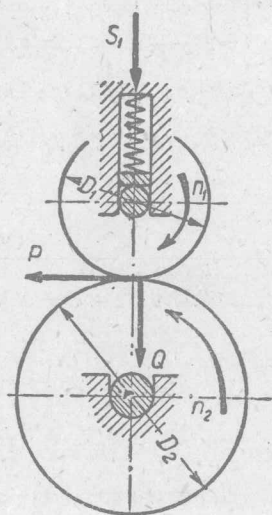


图 10—3

式中: M_{n1} ——小輪軸上的扭矩 (kg—cm) ;

D_1 ——小輪直径 (cm) 。

为产生压力 Q , 需加的压紧力 S (例如 图 10—3 中弹簧的压紧力) 和 Q 相等, 从式 10—4、10—5 知:

$$S = Q = \frac{KP}{f} = \frac{2KM_{n1}}{D_1 f} \quad (10-6)$$

为說明压紧力的大小, 今以鋼鉄摩擦輪为例, 如果取 $f = 0.1$, 取 $K = 1.5$, 則