



高等学校試用教科書

机械零件

JIXIE LINGJIAN

(修訂本)

中 册

西北工业大学等校編

人民教育出版社

目 录

第三篇 傳动

总論.....215

- § 1. 傳动的类型.....216
- § 2. 定傳动比的傳动.....216
- § 3. 变傳动比的傳动.....220
- § 4. 效率、力矩与傳动比的关系式.....221

第十一章 摩擦輪傳动.....223

- § 11-1. 概述.....223
- § 11-2. 定傳动比摩擦輪傳动.....223
- § 11-3. 摩擦輪傳动的工作原理.....226
- § 11-4. 摩擦輪傳动的計算.....228
- § 11-5. 变傳动比的摩擦輪傳动(无級变速器).....231

例題.....236

参考书刊.....237

第十二章 皮带傳动.....238

- § 12-1. 概述.....238
- § 12-2. 平皮带傳动.....239
- § 12-3. 三角皮带傳动.....261
- § 12-4. 皮带輪.....266

例題.....271

参考书刊.....273

第十三章 鏈傳动.....274

- § 13-1. 概述.....274
- § 13-2. 傳动鏈的結構和材料.....276
- § 13-3. 鏈輪的結構和材料.....283
- § 13-4. 鏈傳动的运动学.....288
- § 13-5. 鏈傳动主要参数的選擇及鏈傳动的計算.....290
- § 13-6. 鏈傳动的輔助裝置及其潤滑.....297

例題.....299

参考书刊.....301

第十四章 齒輪傳动.....302

- § 14-1. 概述.....302
- § 14-2. 齒輪的破坏形式.....303
- § 14-3. 齒輪材料.....307
- § 14-4. 輪齿上的作用力和单位压力.....308
- § 14-5. 齿面接触强度計算.....313
- § 14-6. 齿根弯曲强度計算.....319
- § 14-7. 載荷系数.....325
- § 14-8. 許用应力.....329
- § 14-9. 設計时若干参数的選擇.....333
- § 14-10. 齿面和齿根的脆性破坏和塑性变形計算.....337
- § 14-11. 提高漸开綫齒輪承载能力的途徑.....337
- § 14-12. 圓弧点啮合齒輪傳动.....339
- § 14-13. 齒輪結構.....343

例題.....348

参考书刊.....350

第十五章 蝸輪傳动.....352

- § 15-1. 蝸輪傳动的特点和几何形状.....352
- § 15-2. 蝸輪傳动中的参数关系.....354
- § 15-3. 蝸杆和蝸輪的材料及破坏形式.....358
- § 15-4. 蝸輪傳动的受力分析.....359
- § 15-5. 蝸輪齿面及齿根强度計算.....360
- § 15-6. 蝸輪傳动的效率及发热計算.....365
- § 15-7. 蝸輪傳动基本参数的選擇.....368
- § 15-8. 蝸杆及蝸輪的結構.....369

例題.....370

§ 15-9. 圓弧面蝸杆蝸輪傳动.....374

例題.....380

参考书刊.....382

第十六章 減速器.....383

- § 16-1. 概述.....383
- § 16-2. 減速器的标准化.....385
- § 16-3. 減速器总傳动比的分配.....386
- § 16-4. 減速器的潤滑和散熱.....387
- § 16-5. 減速器的構造.....389

第三篇 传 动

总 論

利用机械装置把能量从原动机傳給机器的工作部分叫做机械傳动(以下为了叙述簡便,簡称为“傳动”)。也就是說,傳动的功用在于改变速度、力或力矩,有时也改变运动的性質和規律。

在原动机与机器工作部分之間所以要引入“傳动”是有許多原因的:

1. 机器工作部分所需要的速度常常同原动机的最合理速度不相符合(通常要低得多);
2. 机器工作部分的速度經常需要改变(調整), 如果靠直接改变原动机的速度来实现常常是不經濟的, 甚至是不可能的;
3. 經常需要用一台原动机帶动若干組速度完全不同的机构;
4. 标准的原动机通常是作均匀迴轉运动, 而机器的工作部分則常需要作直綫运动, 而且速度要求是变化的或作周期性停車的。

5. 为了满足工作安全、养护方便等要求, 或因机器的給定外廓尺寸的限制, 有时不能把原动机的軸和工作机构直接联接在一起。

不久以前, 机械傳动几乎是用来实现上述各种要求的唯一装置。然而在近代机械制造业中, 在实现上述要求时, 除了采用机械傳动之外, 还广泛地采用了电力、液力和气力傳动。并且常在一台机器中同时采用机械傳动和其他类型的傳动以驱动不同的机构。各类傳动的特点的比較列于表1。在具体情况下究应选取何种傳动型式, 只有根据几个方案的技术經濟指标的比較才能

表 1. 各类傳动的特点的比較①

各 种 特 点	电力傳动	机械傳动		水力的	气力的
		嚙合的	摩擦的		
能否集中供应能量	+				+
在远距离傳动时, 设备是否簡單	+				
能量是否易于儲存					+
能否在较大范围内实行有級变速	+	+	+		
能否在较大范围内实行无級变速	+		+	+	
能否保持准确的傳动比		+			
宜否用于高轉速	+				+
是否易于实现直綫运动		+	+	+	+
能否不受周围环境温度变化的影响	+	+			+
是否易于产生大压力		+		+	
是否易于自动控制 and 远程控制	+				

① 仅供对各类傳动作一般比較时参考。

作出結論。

本篇各章所研究的内容只限于各类作迴轉运动的机械傳动。有关电力、液力和气力傳动的知識詳見有关专业课程。

§ 1. 傳动的类型

傳动的詳細分类见图 1。

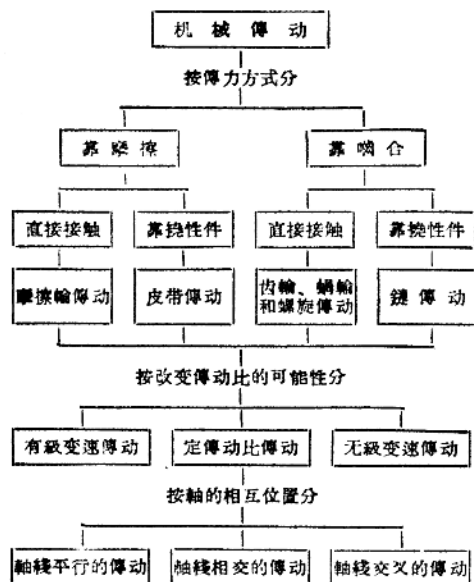


图 1

在齒輪傳动的運轉过程中,即使齿型的不精确度和傳动各元件的变形并不大,也要引起加速現象,从而出現噪音和齒輪的快速磨損。这是啮合傳动的重要缺点。提高齒輪的制造精度和采用特殊齿形是可以减小这种缺点的。但不能完全消除它。因此,在用于表面最后精細加工的一些机床上,其主軸的運轉照例是不用啮合傳动,而采用摩擦傳动——皮帶傳动。

在摩擦傳动中可以获得相当平稳的运动。同时易于获得无級变速。

§ 2. 定傳动比的傳动

設計定傳动比傳动时的已知数据,一般包括下列内容:所傳遞的功率 N 或扭矩 M_k ;主、从动軸的每分鐘轉數 n_1 和 n_2 ;軸間相互空間位置和中心距;外廓尺寸;傳动的工作情况 $M_k=f(t)$ 和 $n=F(t)$ 。

在一般情况下对这样一些資料可以有若干不同的解答,即在給定的条件下可以选用不同类型的傳动。应该对这些可能的方案在下列各方面进行比较,效率、重量、外廓尺寸、制造費和運轉費,然后从这些方案中选取最合适的一种。下面分別引述有关这些方面的資料以供設計时参考。

需要指出,這些資料是有時間性的,隨著新材料的出現和傳動零件的製造工藝的逐漸改善,以及我們對於各種傳動的工作過程的本質的深入了解,傳動的結構將會逐漸改善,因而適用範圍也將逐漸擴大。

(一)傳動比 給定的傳動比 $i = n_1/n_2$ 可以只靠一級任意類型傳動實現 ($i = i_1$), 也可以通過若干級同類型的或不同類型的傳動來實現 ($i = i_1 i_2 \cdots i_p$)。表 2 給出各類傳動的一級傳動時的傳動比(減速傳動用的)。在實際上通常取用該表所列數據範圍中的較小值。當必須完成大傳動比時,照例是採用數級傳動。因為在這種情況下,多級傳動的外廓尺寸和重量常常要比採用單級傳動小得多。

表 2. 各類傳動用於一級減速時的傳動比

傳動名稱	傳動比	限制傳動比過大的因素
蝸輪傳動	$i_1 \leq 40$	在嚙合傳動中,可能達到的最大傳動比只受傳動的外廓尺寸的限制
齒輪傳動	$i_1 = 4-20$	
鏈傳動	$i_1 \leq 6-10$ $i_2 \leq 15$	
套筒滾子鏈		
齒形鏈		
皮帶傳動	$i_1 \leq 8-15$ $i_2 \leq 10$ $i_3 \leq 5$	在皮帶傳動中,傳動比的許用值是受小輪上的最小包角的限制
三角帶		
張緊輪傳動		
開口平皮帶		
摩擦輪傳動	$i_1 \leq 5-10$	

在表 3 中列出各類傳動用於增速時的傳動比。一般來說,增速傳動的工作要比減速的壞些,特別是嚙合傳動。在增速傳動中要出現振動和噪聲。這是由於,在同樣的製造精度下,增速傳動中的大輪要驅使小輪產生較大的角加速度,而在減速傳動中却相反。

表 3. 各類傳動用於一級增速傳動時的傳動比

傳動類型	傳動比(不超過)
嚙合傳動	$i_1 = 1:1.5-1:2$
摩擦傳動	$i_1 \approx 1:3-1:5$

(二)圓周速度 當已知傳遞的功率 N 時,圓周力 $P = N/v$, 式中 v ——圓周速度。首先,圓周力可以用傳力元件的寬度 b (皮帶寬度、滾子寬度或齒輪寬度等)與單位寬度上的載荷 p 的乘積來表示,即 $P = bp$ 。當其他條件相同而且具體情況允許時,為了減小傳動的尺寸, b 值最好是按工作速度等於最大允許速度的情況下來選取。然而最大允許速度是受許多不同因素限制的。表 4 列出各類傳動的最大允許速度和限制最大允許速度的主要因素。

(三)傳遞的功率 齒輪傳動可以傳遞非常大的功率。例如,船舶用渦輪機減速器的齒輪有傳遞功率 50000 馬力以上的。實質上,齒輪傳動可能傳遞的最大功率是受大尺寸精密零件的運輸困難所限制。

限制蝸輪傳動的功率的主要因素是大量的發熱與工作溫度的升高。現用蝸輪傳動的功率大多不超過 750 馬力。靠改變蝸輪傳動嚙合的幾何學(特別是採用圓弧面蝸杆)以減小發熱量的

表 4. 各类傳动的最大允許速度 $v_{\max}$

傳 动 类 型	最大允許速度 $v_{\max}$ (米/秒)	限制最大允許速度的主要因素
普通平皮帶傳动	$v_{\max} \leq 25$	在所有皮帶傳动中限制最大允許速度的最重要因素是离心力, 它將使皮帶承担附加載荷和减小皮帶的有效拉力 在三角皮帶傳动中, 又添加了一项更重要的因素, 就是皮帶因弹性滑動而引起发热。当皮帶每秒鈎跑过次数较多时这种影响就更大
人造纖維的特殊平皮帶	$v_{\max} \approx 50$	
鋼帶傳动	$v_{\max} \approx 80$	
标准三角皮帶傳动	$v_{\max} \approx 25-30$	
鋼絲芯三角皮帶傳动	$v_{\max} \approx 40$	对于鏈傳动, 因鏈进入啮合时有冲击现象, 故速度不能过高 在齿輪傳动中, 若提高速度則需要相当高的制造精度。否則將因啮合的誤差引起不能允許的过大的附加动力載荷。然而近代制造工艺的水平能允許齿輪傳动的速度甚至达到 120~150 米/秒 在蜗輪傳动中, 其最大速度是由蜗輪与蜗杆材料的耐摩性所限
鏈傳动	$v_{\max} = 25-30$	
齿輪傳动		
6 級精度的直齿輪	$v_{\max} > 10$	
6 級精度的非直齿輪	$v_{\max} > 15$	
蜗輪傳动		
蜗杆速度	$v_{\max} \leq 20$	
摩擦輪傳动	$v_{\max} \leq 20-25$	

方法, 以及靠改善热傳导的方法, 可能会使其所能傳递的功率增大数倍。

在鏈傳动和三角皮帶傳动中, 为了增大所傳递的功率必須增加鏈条或皮帶的剖面 and 列数 (根数)。然而当拉曳元件根数过多, 則載荷分布不均的現象加重, 因而更多地增加鏈条或皮帶的根数也就毫无实用效果了。例如, 一条最大尺寸的标准三角皮帶 (F 型) 在 $v = 25$ 米/秒和最有利的工作条件下能傳递 45 馬力, 因而在每条皮帶均匀分担載荷的条件下, 要想傳递 1000 馬力就需要 22 根皮帶。所以对于三角皮帶傳动來說, 1000—1500 馬力已經就是个极限值了。牛皮制平皮帶可傳递 2500 馬力; 鏈傳动可达 5000 馬力。

摩擦輪傳动的工作能力, 象齿輪傳动一样, 主要是受接触压力的限制。但在齿輪傳动中法向压力值接近于圓周力的大小, 而在摩擦輪傳动中却几乎比圓周力大几倍。不錯, 当节圓直徑相同时, 在摩擦輪傳动中, 接触表面的曲率半徑比齿輪中的大数倍, 但这也不能补偿二者間法向压力的差別之大。显然, 摩擦輪傳动的最大功率不超过 200—300 馬力的原因就在于此。

(四) 功率損失和效率 功率損失和效率在表示傳动特征的所有指标中占有特別重要的地位。随着傳动的广泛应用, 这个指标的高低就更具有重大的意义。其次, 这一指标說明了傳动中发热量的大小, 并間接表示了傳动的磨損情形。因为損失在傳动中的能量大部分轉变成热, 部分消耗在工作表面的破坏上。研究这些問題的任务在于拟訂傳动的計算方法, 奠定选取材料的根据和創造新的更合理的結構。

总的功率損失可用下列簡化公式表示:

$$\Pi = \Pi_1 + \Pi_2,$$

式中, Π_1 ——不变动的功率損失, 基本上与載荷大小无关, 主要决定于机件的重量、迴轉时的空气阻力、軸承阻力等等。也就是說它表示着机器空轉 ($N=0$) 时的功率損失; Π_2 ——变动的功率損失, 基本上和載荷大小成正比。

用 N 表示有效功率, 則傳動的總效率為

$$\eta_s = \frac{N}{N + \Pi_1 + \Pi_2} = \frac{1}{\frac{\Pi_1}{N} + \frac{N + \Pi_2}{N}} \approx \frac{1}{\frac{\Pi_1}{N} + \frac{1}{\eta}},$$

式中, η ——不考慮 Π_1 時的效率(嚴格來說, $\eta = \frac{N + \Pi_1}{N + \Pi_1 + \Pi_2}$)。

从上式看出, 当載荷(N)減小時, 則總效率下降, 這說明了一般機器在部分載荷下工作時效率較低的原因。本書所給的效率數據都指的是未考慮不變損失 Π_1 時的效率, 即上述的 η 值。應當注意, 只有当 $\frac{\Pi_1}{N} < \frac{1}{\eta}$ 時, η 才與 η_s 接近。

表 5 給出各類傳動的效率 η 的概略值。

表 5. 各類傳動的效率 η 值

(未考慮軸承中的損失)

傳 動 類 型	閉 式 傳 動	開 式 傳 動
圓柱或圓錐齒輪傳動	0.96~0.98	0.92~0.94
蝸輪傳動		
自鎖的	0.40	0.30
非自鎖的, 當蝸杆的頭數為		
$Z_1 = 1 \sim 2$	0.70~0.80	0.6~0.70
2~3	0.80~0.85	—
3~4	0.85~0.90	—
鏈傳動	0.95~0.97	0.90~0.93
摩擦輪傳動	0.90~0.96	0.75~0.88
皮帶傳動	—	0.95~0.96

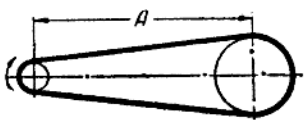
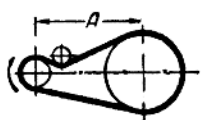
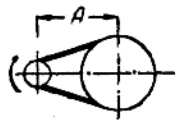
(五) 傳動的重量、外廓尺寸和成本 我們用具體實例來比較各類傳動。表 6 給出傳遞 100 馬力, 傳動比 $i_1 = n_1 : n_2 = 1000 : 250 = 4$ 的各類單級傳動的示意圖和相應的主要指標。

中心距 A 、帶輪和齒輪等的寬度, 以及表中以同樣比例尺給出的直接比照圖形給出了有關傳動的外廓尺寸的概念。

傳動的成本是, 將三角皮帶傳動的成本作為 100, 以百分數方式給出的。傳動的重量一欄中的數據包括了軸與支承裝置的重量。圓周速度取為下列數值: 皮帶傳動為 23.6 米/秒; 鏈傳動為 7 米/秒; 齒輪和蝸杆為 5.85 米/秒。

從表 6 看出, 最緊湊的是齒輪或蝸輪傳動。重量上的差別, 如果考慮到表中數值是概略性的這一點, 一般是不大的。符合上述條件的所有各類傳動的重量都在 450~600 公斤範圍以內。最輕的要算是蝸輪傳動; 最重的是齒輪傳動。

表 6. 各类傳动的重量、尺寸和成本的比較

傳 动 类 型 (按同一比例尺圖型)	中心距 (毫米)	輪的寬度 (毫米)	重 量 (近似值) (公斤)	相对成本 %
平皮帶傳动 	5000	350	500	106
具有張緊輪的 平皮帶傳动 	2300	250	550	125
三角皮帶傳动 	1800	130	500	100
鏈傳动 	830	360	500	140
齒輪傳动 	280	160	600	165
蜗輪傳动 	280	60	450	125

§ 3. 变傳动比的傳动

某些工作的机械需要有可以改变傳动比的傳动。以机床为例,在加工这种不同的尺寸、材料和构造工作时,主軸就需要有相应的各种轉速,因此要求傳动比能够調节。

变傳动比的傳动有两类:有級变速的傳动和无級变速的傳动。

(一)有級变速傳动 設計变傳动比的傳动时,需要知道从动軸一系列的轉速: $n_{\min}=n_1, n_2, \dots, n_{i-1}, n_i, \dots, n_{\max}=n_s$; 主动軸的轉速为 n (通常是固定的)。

比值 $\frac{n_{\max}}{n_{\min}} = R$, 称为調速范围。

从动轴的各级转速通常按几何级数排列，级数的公比 φ 称为调节系数。

$$\frac{n_i}{n_{i-1}} = \varphi$$

式中， n_{i-1} 和 n_i 是转速序列中任意的、相邻的两个转速。对于机床的传动， φ 值通常取为 1.26, 1.41 和 1.58。

调速范围 R 、调节系数 φ 与可调的级数 Z 三者之间有下列关系

$$R = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{n_z}{n_1} = \varphi^{Z-1},$$

$$\varphi = \left(\frac{n_z}{n_1} \right)^{\frac{1}{Z-1}} = (R)^{\frac{1}{Z-1}};$$

$$Z = 1 + \frac{\ln R}{\ln \varphi}.$$

对于装有齿轮传动的两轴之间，如要实现有级变速，最简单的办法是采用齿轮变速箱。

要想得到大的调速范围，常需采用多轴的变速器。在现代的车床中，调速范围已能达到 $R=100$ 或更高，可调的级数 $Z \approx 24$ 。

大多数的有级变速传动都采用齿轮传动，少数采用塔轮（平皮带）传动。在一般情况下，塔轮传动的调速范围 $R \leq 6$; $Z \leq 4$ 。

(二) 无级变速传动 和有级变速传动比较，无级变速传动具有下列优点：1. 能更好地提高生产率和产品质量；2. 更容易脱离共振区并且易于实现生产过程的自动化和自动控制；3. 对于需要很多不同转速的机械来说，采用无级变速装置的价格常比采用有级变速装置低廉。无级变速装置的缺点是寿命较低。

无级变速传动所以能提高生产率是由于：1. 调速时通常不需要停车；2. 更容易得到最合适的转速。

例如，当采用有级变速时，在某一工作情况下机械最适当的转速为 n_s ，而 n_s 恰好介于 n_{i-1} 和 n_i 之间。为了说明问题，假定 $n_s = \frac{n_{i-1} + n_i}{2}$ 。在实际工作时，假定选用了 n_{i-1} ，则速度（生产率）的损失为

$$\Delta v = \frac{n_s - n_{i-1}}{n_s} = \frac{\varphi - 1}{\varphi + 1}.$$

取 $\varphi = 1.58$ ，则

$$\Delta v = \frac{1.58 - 1}{1.58 + 1} \approx 22\%.$$

实际上生产率的损失一般不致达到上列数值。因为实际转速可选取 n_{i-1} 或 n_i ，看哪一个更和 n_s 接近。 n_s 恰好等于 n_{i-1} 和 n_i 的平均值，按概率关系来说，是很少遇到的。

§ 4. 效率、力矩与传动比的关系式

若以 n_1, ω_1 代表主动轴的转速和角速度，以 n_2, ω_2 代表从动轴的转速和角速度，则传动比

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

若以 N_1 和 M_1 分别代表主动轴上的功率和扭矩, 以 N_2 和 M_2 分别代表从动轴上的功率和扭矩, 则

$$N_1 = M_1 \omega_1; N_2 = M_2 \omega_2.$$

由此得

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{M_2}{M_1 i}.$$

但

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

式中 η ——傳动的效率, 所以

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

在同一旋轉零件(例如齒輪、皮帶輪)上, 其功率 N , 扭矩 M (公斤-厘米), 轉速 n (轉/分), 圓周力 P (公斤) 及圓周速度 v (米/秒) 之間有下述关系。

如果功率 N 以馬力为單位, 則

$$M = 71620 \frac{N}{n},$$

$$P = \frac{75N}{v};$$

如果功率 N 以千瓦为單位, 則

$$M = 97400 \frac{N}{n},$$

$$P = \frac{102N}{v}.$$

第十一章 摩擦輪傳動

§ 11-1. 概 述

摩擦輪傳動是利用兩輪間相互壓緊而產生的摩擦力來傳遞動力的。

圖 11-1 表示最简单的摩擦輪傳動的工作原理。這種傳動由兩個圓柱形摩擦輪組成，其中一個軸的軸心可以移動。在此軸承上加以推力 Q ，則兩輪的接觸面間將產生一大於等於 Q 的壓緊力，而當主動輪迴轉時，摩擦力將帶動從動輪迴轉。

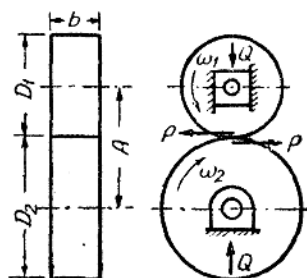


圖 11-1.

(一) 摩擦輪傳動的優缺點

和齒合傳動比較，摩擦輪傳動有下列優點：(1) 構造簡單；(2) 當過載時，輪與輪間發生滑動，這樣可以防止機器的損壞；(3) 運轉平穩、工作時無噪音，可用於較高轉速的傳動中；(4) 易于平緩地變更傳動比，所以廣泛地用於無級變速器中。

摩擦輪傳動的缺點是：(1) 體積較大，不宜傳遞很大的功率；(2) 不能保持精確的傳動比；(3) 軸承上的載荷較大，必要時要採用能卸除軸上載荷的特殊結構；(4) 壽命較低；(5) 效率較低；當摩擦輪都用硬化鋼製造並在油池中工作時，效率 η 可達到 96% 或更高；當摩擦輪用非金屬材料製造或用非金屬材料復面時，效率常在 90% 以下。

(二) 摩擦輪傳動的应用

摩擦輪傳動可用於兩平行軸或相交軸之間。採用非金屬摩擦材料時，中心距一般不超過 1100—1200 毫米；採用硬化鋼時，中心距通常比這小得多。傳遞的功率可以很小（如儀器中的手動摩擦輪傳動），也可以很大，甚至達到數百馬力；不過除了有卸載裝置（參看圖 11-6）的以外，多不超過 10 馬力。摩擦輪傳動傳動比一般為 $i \leq 5$ ；在有卸載裝置時， $i \leq 15$ 。

摩擦輪傳動用於鍛壓設備、起重設備、金屬切削機床和各式儀器中。

摩擦輪傳動可按照傳動比的性質分為：定傳動比的和變傳動比的（無級變速器）兩種。定傳動比的傳動，其傳動比並非固定不變，但其變化範圍極小，約 2—5%。變傳動比的傳動，則可在一定的調速範圍內獲得任意的傳動比。

§ 11-2. 定傳動比摩擦輪傳動

(一) 類型和結構

這種傳動按照摩擦輪的結構形狀可分為：圓柱形平摩擦輪、圓柱形槽摩擦輪和圓錐形摩擦輪三種。圖 11-2 表示一對圓柱摩擦輪的構造。小輪是用鑄鐵製造的，大輪的輪緣是用木材做成的。圖 11-3 表示槽摩擦輪傳動，溝槽的作用是利用楔形增压的原理來增大接觸面上的壓緊力。兩個輪都是用金屬（鑄鐵）製成的。

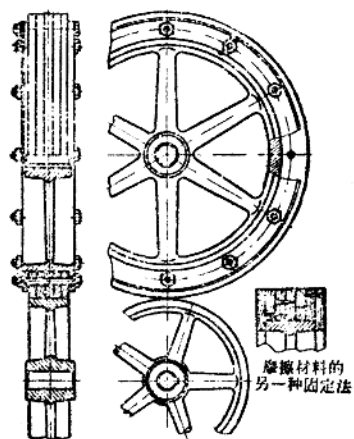


图 11-2.

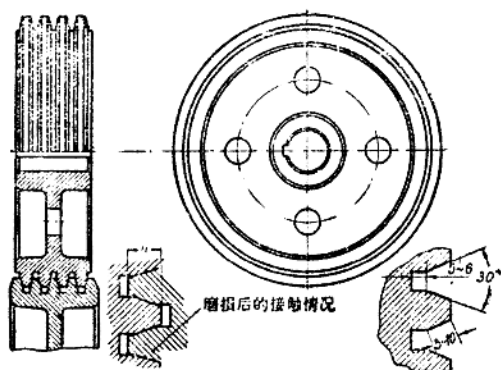


图 11-3.

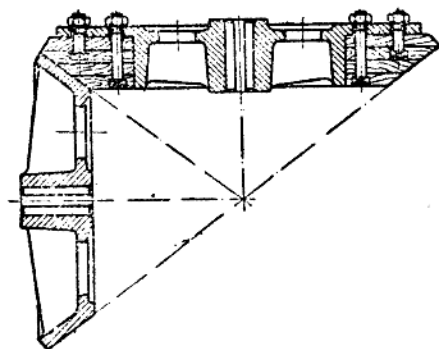


图 11-4.

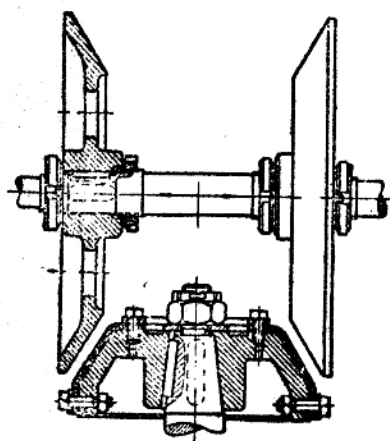


图 11-5.

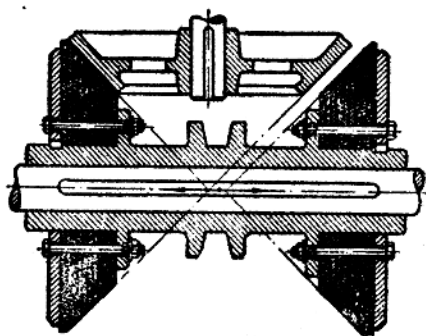


图 11-6.

圖 11-4 表示圓錐摩擦輪的構造。大輪的摩擦面用的是木材。

圖 11-5 和圖 11-6 表示可換向的圓錐摩擦輪傳動。在圖 11-5 中，兩只從動輪是用金屬制成的，並與同一根軸相聯接，主動輪用皮革復面而按一定方向迴轉。當左右兩個從動輪分別壓在主動輪上時，從動軸就得到兩個不同的迴轉方向。圖 11-6 表示另一種構造，圖中兩只從動輪的摩擦面用的是石棉基塑料，主動輪用的則是金屬。

圖 11-7 示出有卸載裝置、能自動压紧的全金屬摩擦輪減速器。這種裝置由三個摩擦輪（主

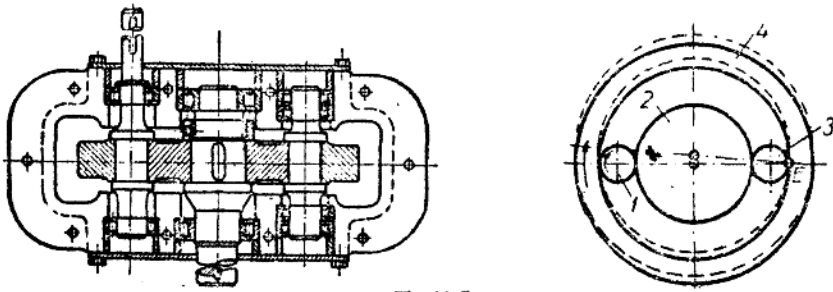


圖 11-7.

動輪 1、從動輪 2 和惰輪 3) 和一個包圍各輪的環 4 所組成。環 4 的內直徑略小於輪 1、2、3 的直徑的總和，因此用溫差法安裝好以後，環 4 就把三個輪互相夾緊。當靜止時，輪 1、2、3 和環 4 的中心都位於同一直線上。當起動時，從動輪 2 開始是靜止不動的，而環 4 則受到主動輪的摩擦作用而繞 E 點轉動一小角度，如圖中虛線所示。這樣，環 4 就把三個輪夾得更緊直到能傳遞所需的載荷為止。因為輪 1、2、3 和環 4 的兩側都受到大小相等而方向相反的压力，所以三個輪的軸承上並不負擔載荷。這種減速器的三個輪和環都是用硬化鋼制成的，並在油池中工作。效率達到 98%；傳遞的功率可達 200 馬力。

(二) 压紧方法

傳遞的功率不大，而且間斷工作的摩擦輪傳動，可採用人力压紧。圖 11-8 所示為一校車上的摩擦輪傳動。當校車工作時，壓按手柄，由於偏心軸的作用使從動輪與主動輪压紧。

在自動压紧的傳動中，压紧力的大小可隨着所傳遞載荷的大小而改變。對於經常處在部分載荷情況下工作的機器來說，這種方法能顯著地提高傳動的壽命。圖 11-9 表示一自動压紧的摩

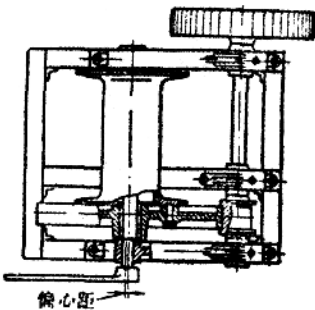


圖 11-8.

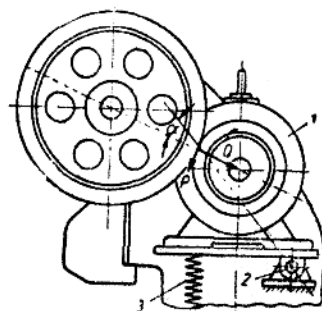


圖 11-9.

摩擦輪傳動, 电动机 1 和底板都可圍繞軸心 2 迴轉, 当主动輪不傳遞載荷時, 它靠着电动机和底板的重量所产生的力矩压在从动輪上。当主动輪傳遞載荷時, 在接触处所产生的摩擦力 P 将使两輪更加压紧, 傳遞的載荷 P 愈大, 則压紧力愈大。彈簧 3 是用来調节起始压力的。从图中可以看出, 主动輪的迴轉方向必須是順时針方向; 反轉時, 則不能工作。

图 11-7 所示也是一种自动压紧的装置。机器起動時所需的压紧力不是靠着部分机件的重量(如图 11-9) 而是靠着在安裝時的預先压紧力。

在高速傳動中, 还可以利用离心力来达到压紧的目的。

(三) 摩擦材料

制造摩擦輪的材料应具有大的彈性模数。当其他条件相同时, 彈性模数愈大, 彈性滑动的损失就愈小。此外还希望有大的摩擦系数和强度。

在高速和要求紧湊的摩擦輪傳動中, 通常都用硬化鋼配硬化鋼。最常用的是滚动軸承鋼, 如 GCr 15, 淬火到 $R_c \geq 60$ 。

当一个摩擦輪用硬化鋼而另一个用鑄鉄制造時, 为了提高其承载能力, 鑄鉄的表面应当硬化。鑄鉄輪可用冷激方法鑄造或是进行表面淬火。

用以上两种材料制造的摩擦輪傳動, 都可以半浸在油中工作或是在干燥状态下工作。干燥状态工作时, 由于磨損加剧, 所以寿命較低。大多数的全金属摩擦輪傳動都是浸在油中工作的。

鋼(或鑄鉄)与夹布胶木或其他塑料作为摩擦偶件時具有大的摩擦系数和中等的强度, 通常是在干燥状态下工作的。在小功率的傳動中用得很多。

鋼(或鑄鉄)与皮革、橡皮、木材等作为摩擦偶件時也具有很大的摩擦系数, 但由于强度和寿命过低, 所以在近代的动力傳動中已經很少采用了。

各种材料的性質可參看表 11-1。

§ 11-3. 摩擦輪傳動的工作原理

(一) 傳動比

如略去彈性滑动不計, 則圓柱摩擦輪傳動(图 11-1)的傳動比 i 与其直徑成反比, 即

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (11-1)$$

对于圓錐摩擦輪傳動(參看图 11-13)

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{2L \sin \alpha_2}{2L \sin \alpha_1} = \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1}; \quad (11-2)$$

$$\varphi = \alpha_1 + \alpha_2. \quad (11-3)$$

式中, φ ——兩軸綫的交角; α_1, α_2 ——兩圓錐的頂角之半; L ——圓錐母綫(形成綫)的长度。

通常 $\varphi = 90^\circ$, 故

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \operatorname{tg} \alpha_2 = \operatorname{ctg} \alpha_1. \quad (11-4)$$

(二) 几何滑动、彈性滑动与打滑

由于傳動的幾何形狀所引起接觸面間的滑動，叫做幾何滑動。圖 11-10 表示一兩軸平行的圓錐摩擦輪傳動，圖中 1 是主動輪，2 是從動輪。在主動輪和從動輪接觸線上的任一點 c 處，主動輪軸的圓周速度為

$$v_{1c} = \omega_1 \rho_1 = \omega_1 (l_1 + x) \operatorname{tg} \alpha,$$

從動輪的圓周速度為

$$v_{2c} = \omega_2 \rho_2 = \omega_2 (l_2 + x) \operatorname{tg} \alpha.$$

在 c 點不发生滑動的條件是 $v_{1c} = v_{2c}$ ，即

$$\omega_1 (l_1 + x) = \omega_2 (l_2 + x),$$

或

$$i (l_1 + x) = (l_2 + x).$$

上式中 i 及 l_1, l_2 都是常量，當 i 及 l_1, l_2 已定時，只能解出一個 x 值，除去此值以外，當 x 為 $0 \sim b$ 中的其他值時， $v_{1c} = v_{2c}$ 的關係就不能滿足。也就是說，在其他各點處都有相對滑動發生。這滑動就叫做幾何滑動。

從上式還可以看出，要想使 x 在任何值時都能滿足此式，必須 $l_1 = l_2 = \infty$ ，也就是只有圓柱摩擦輪，才可能沒有幾何滑動。

為了避免幾何滑動，對於圓錐摩擦輪傳動，其接觸線的延長線必須通過兩迴轉軸的交點（參看圖 11-13）。

由于摩擦輪在接觸處產生的彈性變形所引起的滑動，叫做彈性滑動。

參看圖 11-11，在壓緊力的作用下，兩個摩擦輪的凸面在接觸處將被壓出一小平面（圖 11-

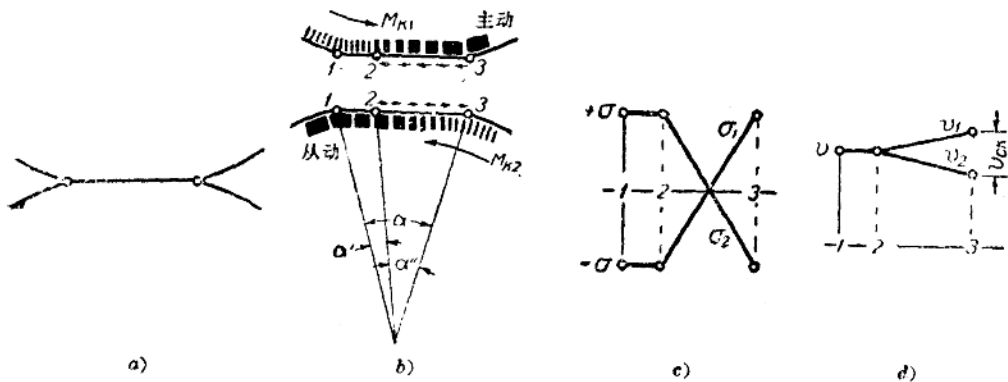


圖 11-11.

11, a), 所以實際上已不是線接觸而是面接觸。被壓平處所對應的中心角 α ，叫做接觸角。當傳遞扭矩時，接觸處要產生摩擦力。由于摩擦力和扭矩的作用，摩擦輪表層在接觸處的應力（周向應力）的分布如圖 11-11, b 所示。對於主動輪來說，從點 1 到點 2 這一段以及在點 1 以前一小範圍

內,金屬表層受到周向的壓縮;從點2起,壓應力逐漸減小,到某一點以後就變為0,然後又變為周向拉伸。而對於從動輪,情況正好相反,在點1附近一段範圍內受到拉伸,從點2起,拉伸開始減小而逐漸變為壓縮,兩輪表層的應力變化見圖11-11,c)。

從上述可知,主動輪、從動輪在從點1到點2的範圍內,其表層應力是不變化的(拉伸或壓縮),兩輪表面在這段範圍內也將一同運動而不發生相對滑動。由點2到點3這一段,主動輪表層的應力自壓縮而變為拉伸,所以它在迴轉的同時,還沿着圓周伸長,而從動輪卻縮短,因此二者之間就產生了相對滑動,如圖11-11,d)所示。

還要注意,上述的應力變化只發生在接觸處附近很小一段範圍內,離接觸處稍遠地方的表層周向應力均為零。在從點1到點2這段範圍內,主動輪的表層速度實際上已落後於它的平均圓周速度;而從動輪的表層速度卻領先於它的平均圓周速度。因此,雖然在這段範圍內兩輪表層具同一速度,但從動輪的平均圓周速度事實上已落後於主動輪。

上述的滑動現象就叫做彈性滑動。從動輪圓周速度的損失率 ϵ 叫做滑動率或滑動係數。 α' 角叫做靜角; α'' 角叫做滑動角。

摩擦輪所傳遞的扭矩愈大,滑動角 α'' 和滑動係數 ϵ 也就愈大。當扭矩繼續增大而使 α'' 等於接觸角 α 時,兩個摩擦輪在接觸處就發生全面的打滑。打滑會引起嚴重的發熱和磨損。加大壓緊力可以防止打滑,但壓緊力不應超過摩擦輪材料所允許的限度。

(三)傳動比的準確性

以上提到三種滑動都要影響傳動比的準確性。當摩擦輪傳動用在慣性阻力較大的機器中時,在起動和劇烈改變速度時,常不能避免打滑;但在機器正常運轉時却不允許發生打滑,所以這一因素將略去不論。

彈性滑動所引起的速度(轉速)損失將隨傳動功率的增大和材料彈性模數的減小而增大,當計入彈性滑動時圓柱和圓錐摩擦輪傳動的傳動比將分別為(參看11-1,11-2式):

$$i = \frac{D_2}{(1-\epsilon)D_1}; \quad (11-5)$$

$$i = \frac{\sin \alpha_2}{(1-\epsilon) \sin \alpha_1}. \quad (11-6)$$

對於全金屬的摩擦輪傳動, $\epsilon=0.5\sim 1\%$;用非金屬材料製造或復面時, ϵ 常達5%或更高。

幾何滑動同樣可以影響傳動比的準確性。可以證明傳動比將隨所傳遞的扭矩的大小而改變[3]。

§ 11-4. 摩擦輪傳動的計算

(一)壓緊力

圖11-1所示為圓柱形平摩擦輪傳動的簡圖。令 f 表示兩摩擦輪間的摩擦係數,則所傳遞的圓周力 P 應滿足下列條件:

$$P \leq fQ,$$

Q 是兩輪的壓緊力。

為了保證工作時不發生滑動，還須引入一安全係數 k ，即

$$kP = fQ,$$

由此得

$$Q = \frac{kP}{f}, \quad (11-7)$$

在動力傳動中，通常取 $k = 1.25 - 1.5$ 。

摩擦係數 f 可按表 11-1 選取。

表 11-1. 摩擦係數 f 、許用壓力 $[q]$ 和許用應力 $[\sigma]_{ca}$

材 料	f	$[q]$ (公斤/厘米)	$[\sigma]_{ca}$ (公斤/厘米 ²)
鋼與鋼(有潤滑油)	0.05 ~ 0.10	—	(25 ~ 30) H_B
鋼與鋼(乾燥狀態)	0.1 ~ 0.15	—	(12 ~ 15) H_B
鑄鐵與鋼或與鋅鐵(乾燥狀態)	0.1 ~ 0.15	—	1.5 σ_{ca}
鑄鐵與夾布膠木(乾燥狀態)	0.2 ~ 0.25	20 ~ 25	500
鑄鐵與纖維(乾燥狀態)	0.15 ~ 0.20	25 ~ 45	
鑄鐵與皮革(乾燥狀態)	0.25 ~ 0.35	30 ~ 35	
鑄鐵與木料(乾燥狀態)	0.40 ~ 0.50	5 ~ 10	
鋁鐵與特殊橡皮(乾燥狀態)	0.50 ~ 0.75	2.5 ~ 5	

平摩擦輪傳動的最大缺點是需要很大的壓緊力 Q ，因此它只適用於傳遞小的功率，一般 $N \leq 3$ 馬力。

為了減少壓緊力，除去選用摩擦係數大的材料以外，可以用槽摩擦輪。

槽摩擦輪傳動的構造可參看圖 11-12。圖中表示出了作用在溝槽上的力，根據各力平衡的

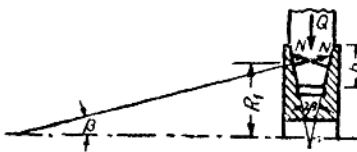


圖 11-12.

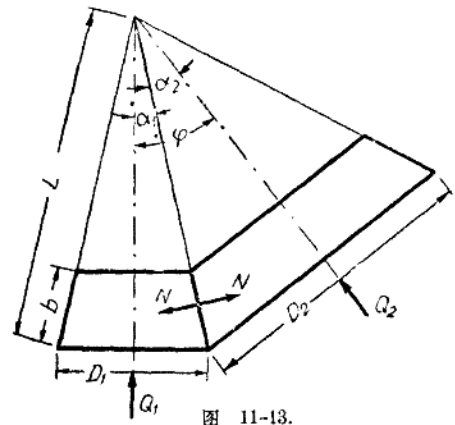


圖 11-13.

條件，可求出壓緊力 Q 和圓周力 P ($P = 2Nf$ ，方向與紙面垂直) 的關係：

$$Q = 2N \sin \beta = \frac{kP \sin \beta}{f}.$$

輪槽每邊的傾斜角 β 在 $12^\circ - 18^\circ$ 之間，通常取 $\beta = 15^\circ$ 。

圓錐摩擦輪上作用力的分析見圖 11-13。接觸面上的壓緊力 N 是由於軸向壓力 Q_1, Q_2 得到