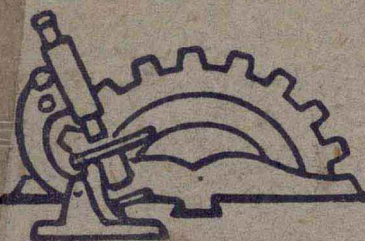


高等学校試用教科書



机械零件

JIXIE LINGJIAN

(1962 年修訂本)

中 册

西北工业大学机械原理及机械零件教研組編

濮良貴 主編

人民教育出版社

高等学校試用教科書



机 械 零 件

JIXIE LINGJIAN

(1962 年修訂本)

中 册

西北工业大学机械原理及机械零件教研組編

濮良貴 主編

人 民 教 育 出 版 社

本书是西北工业大学机械原理及机械零件教研组根据西北工业大学等校編的“机械零件”(修訂本)(1961年人民教育出版社出版),并結合有关試用意見及其他参考資料修訂而成的。

全书共五篇,計23章,分上、中、下三册出版。本书是中册,內容包括第三篇“傳动”,計六章:摩擦輪傳动,皮帶傳动,鏈傳动,齿輪傳动,蝸輪傳动,減速器。

本书主要用作高等工业院校机械类各专业的試用教科书,亦可供机械工程技术人員参考。

担任本书修訂工作的有王步瀛、沈允文、湯嘉吉、赵文蔚、濮良貴,最后由濮良貴进行全书的通讀整理工作。

本书修訂稿曾經太原工学院朱景梓教授审閱。

机 械 零 件

(1962年修訂本)

中 册

西北工业大学机械原理及机械零件教研组編

濮良貴 主編

北京市书刊出版业营业許可証出字第2号

人民教育出版社出版(北京景山东街)

人民教育印刷厂印装

新华书店北京发行所发行

各地新华书店經售

统一书号K15010·944 开本 787×1092 $\frac{1}{16}$ 印张 9 $\frac{7}{8}$ 插頁 2

字数 240,000 印数 73,501—83,500 定价(7) 1.00

1960年8月第1版 1962年8月修訂第3版 1962年8月北京第6次印刷

目 录

第三篇 傳动

总論	167
第十一章 摩擦輪傳动	173
§ 11-1. 概述	173
§ 11-2. 定傳动比摩擦輪傳动	173
§ 11-3. 摩擦輪傳动的工作特性	176
§ 11-4. 摩擦輪傳动的計算	178
§ 11-5. 无級变速器概述	181
例題	185
第十二章 皮帶傳动	187
§ 12-1. 概述	187
§ 12-2. 平皮帶傳动	188
§ 12-3. 三角皮帶傳动	205
§ 12-4. 皮帶輪	211
例題	216
第十三章 鏈傳动	218
§ 13-1. 概述	218
§ 13-2. 傳动鏈的結構和材料	219
§ 13-3. 鏈輪的結構和材料	223
§ 13-4. 鏈傳动的运动学	225
§ 13-5. 鏈傳动主要参数的選擇及鏈傳动的計算	228
§ 13-6. 鏈傳动的輔助裝置及潤滑	235
例題	236
第十四章 齒輪傳动	239
§ 14-1. 概述	239
§ 14-2. 齒輪的破坏形式	239
§ 14-3. 齒輪材料	242
§ 14-4. 直齒圓柱齒輪的强度計算	244

§ 14-5. 斜齿及人字齿圓柱齒輪的强度計算	251
§ 14-6. 直齒圓錐齒輪的强度計算	254
§ 14-7. 载荷系数	256
§ 14-8. 許用应力	261
§ 14-9. 齒輪傳动参数的選擇	264
§ 14-10. 提高漸开线齒輪傳动承载能力的途徑	266
§ 14-11. 齒輪傳动的效率及潤滑	267
§ 14-12. 齒輪結構	269
§ 14-13. 非直齒圓錐齒輪傳动及其强度計算	275
§ 14-14. 修正齒輪傳动計算	277
§ 14-15. 高速齒輪傳动及行星齒輪傳动計算概述	284
§ 14-16. 齒輪傳动齒輪脆性破坏等其他計算概述	284
§ 14-17. 圓弧点嚙合齒輪傳动計算	285
例題	288
第十五章 蝸輪傳动	290
§ 15-1. 蝸輪傳动的特点及几何形状	290
§ 15-2. 蝸輪傳动的参数	291
§ 15-3. 蝸杆和蝸輪的材料及破坏形式	295
§ 15-4. 蝸輪傳动的受力分析	296
§ 15-5. 蝸輪傳动的强度計算	296
§ 15-6. 蝸輪傳动的效率及热平衡核算	301
§ 15-7. 蝸杆及蝸輪的結構	304
§ 15-8. 蝸輪傳动的潤滑	305
§ 15-9. 圓弧面蝸杆蝸輪傳动	305
例題	311
第十六章 減速器	313
§ 16-1. 減速器的主要类型、特点及应用	313
§ 16-2. 減速器的規格化及其主要参数	315
§ 16-3. 減速器的結構及潤滑	317
第三篇参考书刊	318

第三篇 傳动

总 論

(一)傳动的重要性

任何工作机都要靠原动机供給一定形式的能量(絕大多数是机械能)才能工作。但是,把原动机和工作机直接联接起来的情况是很少的,往往需要加入傳遞动力或改变运动情况的装置——傳动装置来担当前述任务。其主要原因是:

1. 工作机所要求的速度,一般与原动机的最佳速度不相符合,故需增速或减速,通常多为减速。
2. 很多工作机都需要根据生产要求而进行速度調整,但依靠調整原动机的速度来达到这一目的往往是不經濟的,甚至是不可能的。
3. 原动机的輸出軸通常只作均匀迴轉运动,而工作机所需要的运动形式則是多种多样的,如直綫运动、螺旋运动等。
4. 需要用一台原动机带动若干組速度不同的机构。
5. 为了工作安全及維護方便,或因机器的外廓尺寸受到限制等其他原因,有时不能把原动机和工作机直接联接在一起。

由此可見,傳动装置是大多数机器或机組的主要組成部分。实践証明,傳动装置的重量和成本在整台机器的重量和成本中占有很大的比重。机器的工作性能和运轉費用在很大的程度上也决定于傳动装置的质量。因此,不断提高傳动的設計和制造质量就具有极其重大的意义。

(二)傳动的分类

根据工作原理的不同,可将傳动分为两类: 1. 机械能不改变为另一种形式的能的傳动——机械傳动; 2. 机械能改变为电能,或电能改变为机械能的傳动——电傳动。机械傳动又分为摩擦傳动、嚙合傳动、液力傳动和气力傳动。

近代机器中,日漸广泛地綜合采用上述各类傳动。它們的特性对比,見表 1。

表1. 各类傳动特性的对比①

各 种 特 点	电力傳动	机 械 傳 动			
		嚙合的	摩擦的	液力的	气力的
便于集中供应能量	+				+
在远距离傳动时, 设备簡單	+				
能量易于儲存					+

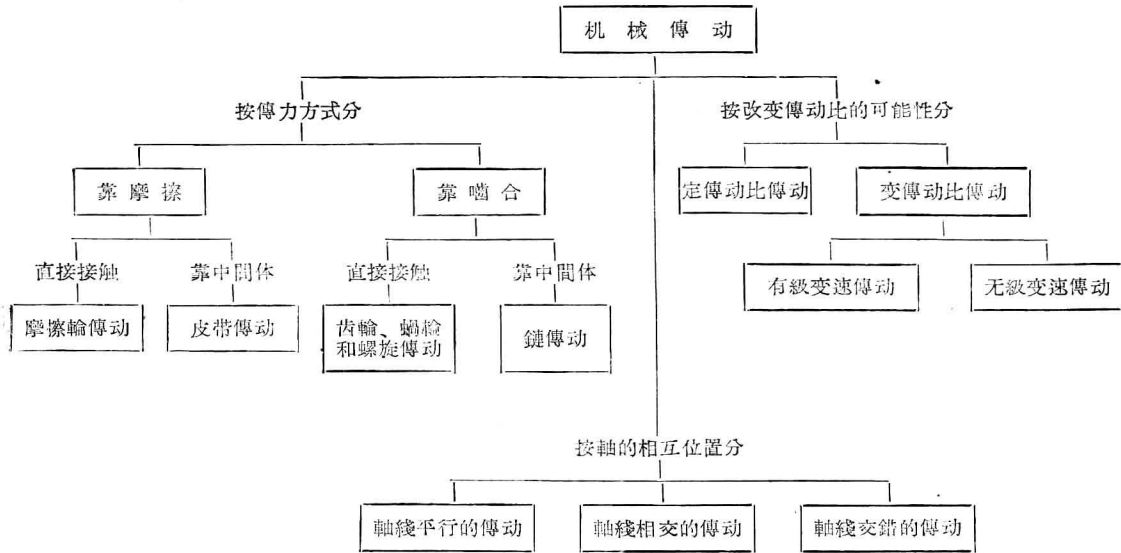
① 仅供对各类傳动作一般比較时参考。

续前表

易于在較大范围内实行有級变速	+	+	+		
易于在較大范围内实行无級变速	+		+	+	
保持准确的傳动比		+			
可用于高轉速	+				+
易于实现直綫运动		+	+	+	+
不受周圍环境温度变化的影响	+	+			+
作用于工作部分的压力大		+		+	
易于自动控制和远程控制	+				

电力、液力和气力傳动不属本課程范围,可參看各有关书籍。

属于本篇研究对象的机械傳动通常分类如下:



上列各种傳动的特点将在以下各章中分別介紹。

(三)傳动类型选择概要^①

当設計傳动时,如傳遞的功率(N)、傳动比(i)和工作条件为已定,則不同的傳动各有其优缺点。因而就产生了怎样合理选择傳动类型的問題。

概括地說,选择傳动类型时所应根据的主要指标是:效率高,外廓尺寸小,重量輕,运动性能良好及符合生产条件(生产的可能性、預期的生产率及生产成本)等。至于在具体情况下,究应选择何种傳动型式,只有綜合比較若干方案的技术經济指标后才能作出結論。現簡述下列数点,以供参考。

^① 主要論述定傳动比傳动。

1. 功率与效率 各类傳动所能傳遞的功率取决于其傳动原理、承载能力、載荷分布、工作速度、制造精度、机械效率和发热情况等因素。

一般地说，啮合傳动傳遞功率的能力高于摩擦傳动；蝸輪傳动工作时的发热情况较为严重，因而傳遞的功率不宜过大；摩擦輪傳动由于必需具有足够的压紧力，故在傳遞同一圓周力时，接触应力要比齿輪傳动者大几倍，因而也不宜用于較大功率的傳动；鏈傳动和三角皮帶傳动为了增大傳遞功率的能力，必須增大鏈条和皮帶的剖面面积或列数(根数)，这就要受到載荷分布不均的限制；齿輪傳动在較多的方面优于上述各种傳动，因而应用也就最广。

效率是評定傳动质量的主要指标之一。不断提高傳动的效率，就能节约动力，降低使用費用。效率的对立面是傳动中的功率损失。在机械傳动中，功率的损失主要由于軸承摩擦、傳动零件間的相对滑动和搅动潤滑油等原因。所损失的能量絕大部分將轉化为热。如果损失过大，将会使工作温度超过允許的限度，导致傳动的失效。因此，效率低的傳动装置一般不宜用于大功率的傳遞。

各种傳动傳遞功率的范围及效率概值見表 2。

表 2. 各种傳动傳遞功率的范围及效率概值

傳 动 类 型	功率 N (千瓦)		效率 η (未計入軸承中的摩擦損失)	
	使 用 范 围	常用范围	閉式傳动	开式傳动
圓柱及圓錐齿輪傳动(单級)	极小至 50000	—	0.95~0.98	0.92~0.94
蝸輪傳动:	可达 200 或更大	20~50		
自鎖的			0.40	0.30
非自鎖的, 蝸杆头数为:				
$Z_1=1\sim2$			0.70~0.80	0.60~0.70
2~3			0.80~0.85	—
3~4			0.85~0.90	—
鏈傳动	可达 3500	100 以下	0.95~0.97	0.90~0.93
摩擦輪傳动	很小至 100 或更大	20 左右	0.90~0.96	0.75~0.88
皮帶傳动:				
平皮帶	1~1500	20~30	—	0.92~0.98
三角皮帶	可达 1000	50~100	—	0.90~0.97

还应指出, 不同的傳动型式, 在傳遞同样的功率时, 通过傳动零件作用到軸上的压力亦不同。这个力在很大的程度上决定着傳动的摩擦損失和軸承寿命。摩擦輪傳动作用在軸上的压力最大, 皮帶傳动次之, 斜齿齿輪及蝸輪傳动再次之, 鏈傳动、直齿和人字齿齿輪傳动則最小[1]①。

2. 速度 速度是傳动的主要运动特性之一。提高傳动速度是机器的重要发展方向。

表示傳动速度的参数是最大圓周速度和最大轉速。傳动速度的提高, 在不同傳动型式中要受到不同因素的限制, 例如动力載荷、傳动的热平衡条件及离心力等。

表 3 給出各类傳动速度范围的参考数值。

3. 外廓尺寸、重量和成本 傳动的外廓尺寸和重量与功率和速度的大小密切相关, 也与傳动

① 方括弧內的数字代表本篇末所列参考书刊的序号。

表 3. 各类傳动的最大允許速度与轉速

傳 动 类 型	最大允許速度 (米/秒)	最大允許轉速(轉/分)
普通平皮帶傳动	≤25(30)	
高质量皮革帶傳动	35~40	7000~8000
特殊高质量的織造的平皮帶傳动	到 100*	到 60000*
鋼帶傳动	80	—
标准三角皮帶傳动	25~30	12000
鋼絲芯特殊三角皮帶傳动	50	12000
鏈傳动	40	8000~10000
齒輪傳动:		
6 級精度直齒圓柱齒輪	到 18	
6 級精度非直齒圓柱齒輪	到 36	30000
5 級精度直齒圓柱齒輪	到 100	
蝸輪傳动	15~35**	
摩擦輪傳动	15~25	

* 在縮短傳动寿命的条件下,可达到的数值[5]。

** 指滑动速度。

零件材料的机械性能有关。但当这些条件一定时,傳动装置的外廓尺寸和重量基本上是取决于傳动型式的。在大傳动比的多級傳动中,傳动比的分配对外廓尺寸起着很大的影响。

傳动比是傳动的运动特性之一。各类傳动用于单級減速及单級增速时的傳动比概值列于表 4。

表 4. 各类單級傳动的傳动比*概值

傳 动 类 型	減速傳动比	增速傳动比**
嚙合傳动:		1:1.5~1:2
蝸輪傳动	≤40	
齒輪傳动	4~20***	
鏈傳动:		
套筒滾子鏈	≤6~10	
齿形鏈	≤15	
摩擦傳动:		1:3~1:5
皮帶傳动		
平皮帶	≤5	
三角皮帶	≤8~15	
有張紧輪的	≤10	
摩擦輪傳动	≤5~10	

* 傳动比指主动輪轉速与从动輪轉速的比值。

** 由于振动及噪音的原因,增速傳动的工作情况較差,增速不宜过大。

*** 对于齒輪傳动來說,当傳动比大于 8 时,一般不宜采用一級傳动(詳見 § 16-1)。

在同样功率和传动比的条件下，各类传动装置外廓尺寸的差异是很可观的。在传动比不大的情况下，从尺寸与重量来看，蜗轮传动最为轻巧；这一情况可由表 5 中看出。当传动比很大时，虽然蜗轮传动便于实现大传动比，但由于蜗轮的增大和轴承组合结构尺寸的增大，其外廓尺寸就不能保持最小（参看图 III-1）。显然，这时以齿轮传动占有优势。

表 5. 各类传动的重量、尺寸和成本的比较

传 动 类 型 $(N=100 \text{ 马力}, i=\frac{n_1}{n_2}=\frac{1000}{250}=4)$ (按同一比例尺画图)		中心距 (毫米)	轮的宽度 (毫米)	重 量 (近似值) (公斤)	相对成本 %
平皮带传动 $(v=23.6 \text{ 米/秒})$		5000	350	500	106
具有张紧轮的 平皮带传动 $(v=23.6 \text{ 米/秒})$		2300	250	550	125
三角皮带传动 $(v=23.6 \text{ 米/秒})$		1800	130	500	100
链传动 $(v=7 \text{ 米/秒})$		830	360	500	140
齿轮传动 $(v=5.85 \text{ 米/秒})$		280	160	600	165
蜗轮传动 $(v_{\text{蜗}}=5.85 \text{ 米/秒})$		280	60	450	125

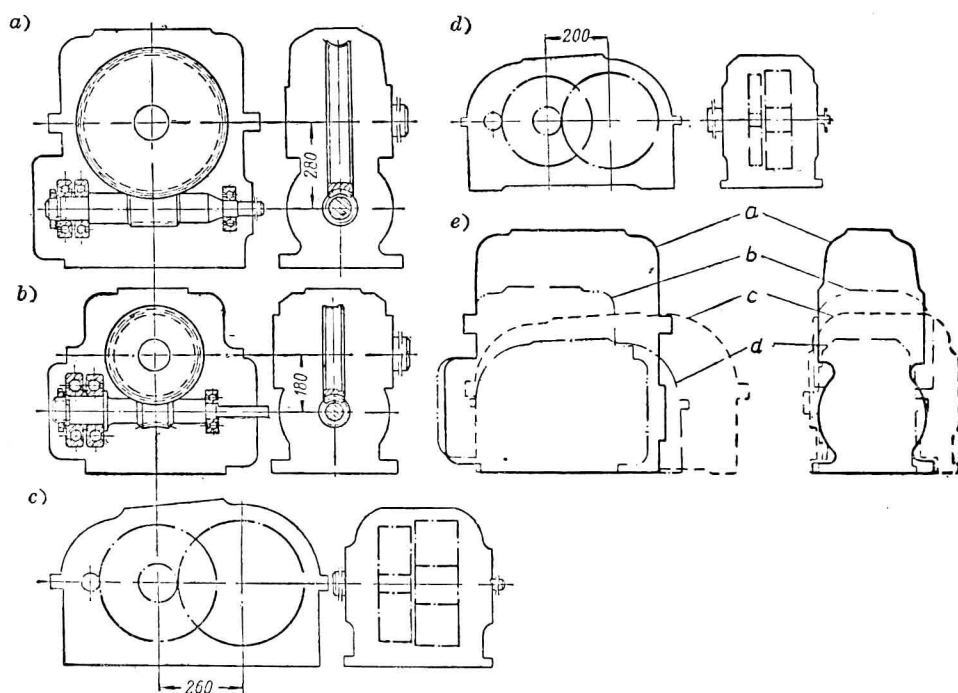


图 11-1. 用于稳定载荷、长期工作、传动比为 21, 输入功率为 25 馬力的各种传动装置的外廓尺寸对比;
 a—具有錫青銅蝸輪的蝸輪減速器; b—圓弧面蝸杆蝸輪減速器; c—二級圓柱齒輪減速器(小齒輪齒面
 硬度淬火至 $R_c \approx 45$, 大齒輪齒面硬度為 $H_n = 220$); d—二級圓柱齒輪減速器(輪齒表面滲碳和淬火至
 $R_c \approx 58$); e—上述各種減速器外廓尺寸的綜合圖形

第十一章 摩擦輪传动

§ 11-1. 概述

摩擦輪传动是利用两輪相互压紧后,在主动軸上的扭矩作用下,两輪間所产生的摩擦力来傳遞运动和动力的。

图 11-1 表示最简单的摩擦輪传动装置。它由两个圆柱形摩擦輪組成,其中一輪的軸承可以移动,在力 S 作用下,两輪的接触面間将产生一压紧力 $Q=S$ 。当主动輪迴轉时,摩擦力即带动从动輪迴轉。

(一) 摩擦輪传动的特点

和啮合传动比較,摩擦輪传动有下列优点: (1) 构造简单; (2) 当过载时,两輪間发生滑动,可以防止机器的损坏; (3) 运转平稳、无噪音,可用于較高轉速的传动中; (4) 易于平緩地变更传动比,所以广泛地用于无級变速器中。

摩擦輪传动的缺点是: (1) 体积較大,不宜傳遞很大的功率; (2) 不能保持精确的传动比; (3) 軸承上的载荷較大,必要时,要采用能够卸除軸上载荷的特殊结构; (4) 寿命較低; (5) 效率較低。当摩擦輪都用淬火鋼制造并在油池中工作时,效率可达 96% 或更高;当用非金属材料制造或复面时,效率常在 90% 以下。

(二) 摩擦輪传动的应用

摩擦輪传动可用于軸綫平行或相交的两軸間的传动。采用非金属摩擦材料时,中心距一般不超过 1100~1200 毫米;采用硬化鋼时,中心距通常比这小得多。傳遞的功率可以很小(如仪器中的手动摩擦輪传动),也可以很大,甚至达到数百馬力;不过除了有卸載装置(参看图 11-6)的以外,多不超过 10 馬力。传动比一般为 $i \leq 5$;在有卸載装置时, $i \leq 15$ 。

摩擦輪传动常用于鍛压设备、起重设备、金属切削机床和各式仪器中。

摩擦輪传动分为定传动比的和变传动比的(无級变速器)两种。定传动比的传动,其传动比并非固定不变,但其变化范围极小,約 2~5%。变传动比的传动,則可在一定的調速范围内获得任意的传动比。

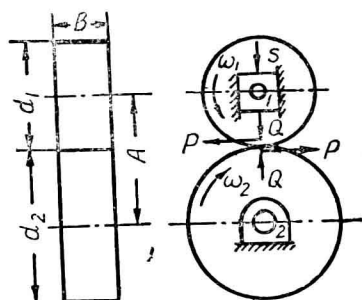


图 11-1.

§ 11-2. 定传动比摩擦輪传动

(一) 类型和结构

这种传动按照摩擦輪的结构形状可分为:圆柱平摩擦輪的、圆柱槽摩擦輪的和圆锥摩擦輪的三种。图 11-2 表示一对圆柱平摩擦輪的构造,其中小輪是用鑄鉄制造的,大輪的輪緣是用木材做成的。图 11-3, a 表示圆柱槽摩擦輪传动,輪槽的作用是利用楔形增压的原理来增大接触面上的压紧力。图中两輪都是用金属(鑄鉄)制成的。輪槽底面的宽度 a (图 11-3, b) 可取为 3 毫米

(对于鋼制)或 5 毫米(对于鑄鐵制); 徑向間隙 c 通常取为 3~6 毫米; 嚙入深度 $h \approx 0.1d_1$; 槽角 $2\alpha = 24^\circ \sim 36^\circ$, 通常取为 30° 。

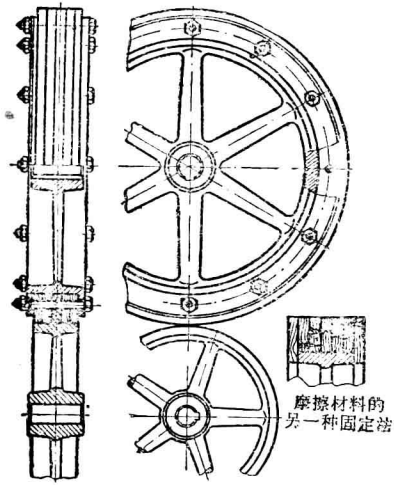


图 11-2.

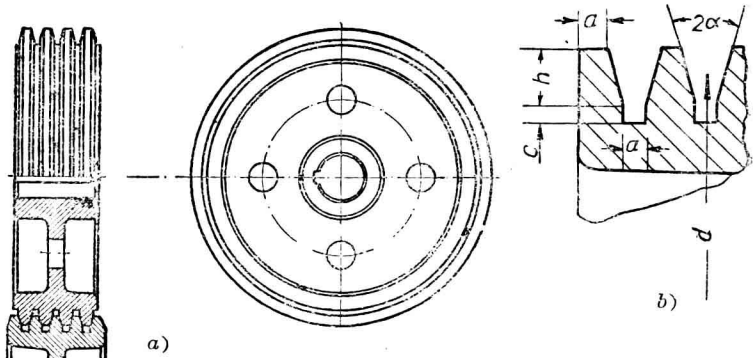


图 11-3.

图 11-4 表示圓錐摩擦輪的构造, 大輪的摩擦面用的是木材。
图 11-5 表示可換向的圓錐摩擦輪傳動。两个主动輪用金属制成, 装在同一軸上按一定的方向迴轉, 从动輪用皮革复面。当左右两个主动輪分別压在从动輪上时, 从动軸就得到两个不同的迴轉方向。

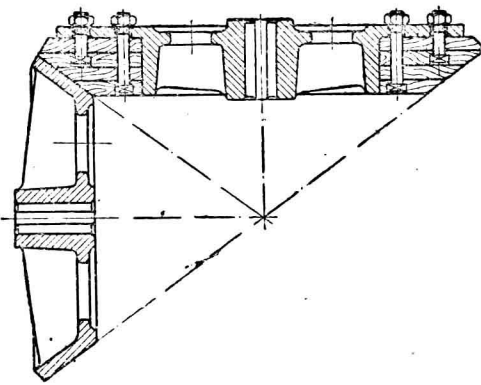


图 11-4.

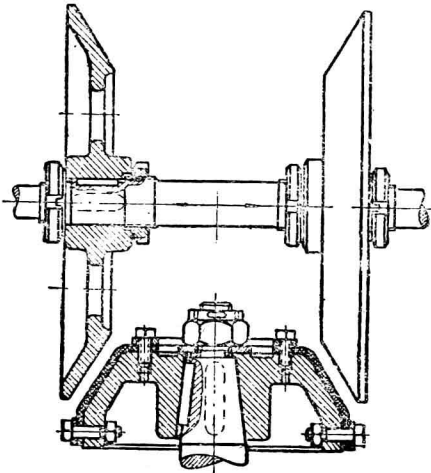


图 11-5.

图 11-6 示出有卸載裝置、能自动压紧的全金属摩擦輪減速器。卸載裝置由三个摩擦輪(主动輪 1、从动輪 2 和惰輪 3)和一个包圍各輪的环 4 所組成。环 4 的內徑略小于輪 1、2、3 的直径的总和, 因此用温差法裝好后, 环 4 就把三个輪互相夾紧。当靜止时, 輪 1、2、3 和环 4 的中心都位于同一直線上。起動时, 从动輪 2 开始是靜止不动的, 而环 4 则受到主动輪 1 的摩擦作用而繞

E 點轉動一小角度, 如圖中虛綫所示。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淬火鋼制成的, 並在油池中工作。效率可達 98%; 傳遞的功率可達 200 馬力。

(二) 压紧方法

為了保證傳動所需的摩擦力, 兩輪間必須具有一定的压紧力。压紧力的大小是按傳遞功率的大小和摩擦輪間的摩擦特性而定的, 其計算方法將在 §11-4 中介紹。

压紧的方法有: 利用材料的彈性變形、摩擦輪的自重、彈簧、杠杆机构、凸輪或偏心輪机构, 以及運轉時的離心力等。在設計時, 應結合傳遞的功率、運轉的速度、機器的結構和工作情況等進行選擇。

圖 11-7 所示為一絞車上的摩擦輪傳動, 由於傳遞的功率不大, 又是間歇性的工作, 所以採用了偏心机构, 用人力搬動手柄來压紧。

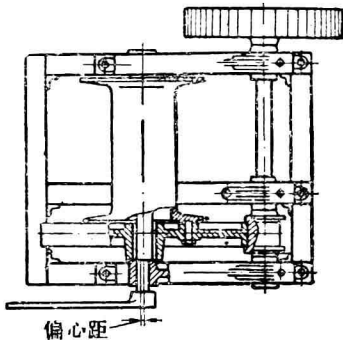


圖 11-7.

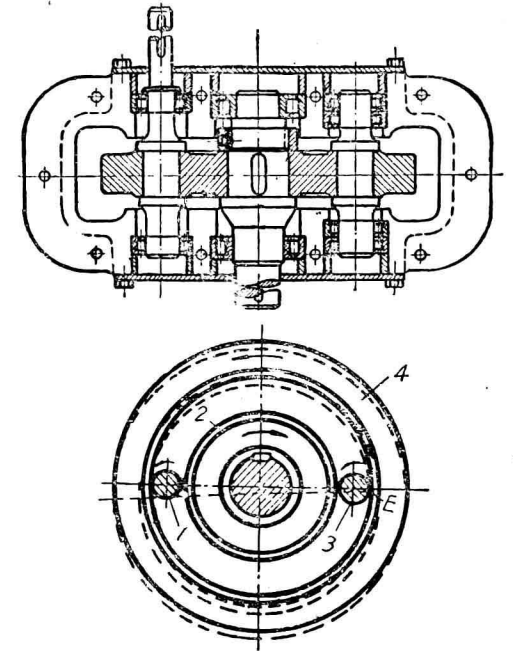


圖 11-6.

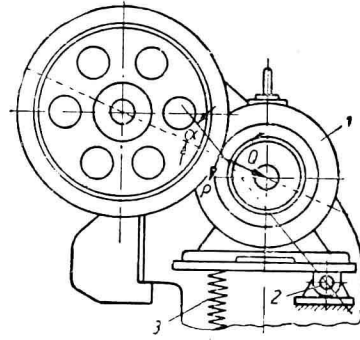


圖 11-8.

圖 11-8 所示的傳動是利用電動機 1 和底板的自重對軸心 2 的力矩來產生初始压紧力的。當傳動開始工作後, 接觸處所產生的摩擦力將使兩輪更加压紧, 並且隨著功率的變化, 压紧力亦有所增減。彈簧 3 則用來調節初始压紧力。這種压紧方法是自動的。對於經常處在部分載荷下工作的傳動, 採用這類压紧方法, 可以顯著地提高傳動裝置的壽命。應當注意, 在圖示的配置中, 只有當主動輪順時針方向旋轉時, 傳動才是可能的。

此外, 圖 11-6 所示的傳動亦屬自動压紧的一種。它的初始压紧力是利用材料的彈性變形而產生的。

在高速傳動中, 還可以利用迴轉零件的離心力達到压紧的目的。

(三) 摩擦材料

制造摩擦輪的材料应具有大的彈性模數。當其他條件相同時，彈性模數愈大，彈性滑動的損失就愈小。此外還希望有大的摩擦係數、高的接觸強度、良好的耐磨性和對潮濕、溫度的敏感性小等。

在高速和要求緊湊的摩擦輪傳動中，通常都用淬火鋼配淬火鋼。最常用的是滾動軸承鋼 (GCr 15)，淬火到 $R_c \geq 60$ 。

當一個摩擦輪用淬火鋼而另一個用鑄鐵製造時，為了提高其承載能力，鑄鐵的表面應當硬化。鑄鐵輪可用冷激方法鑄造或是進行表面淬火。

用以上兩種材料製造的摩擦輪傳動，都可以浸在油池中工作或是在乾燥狀態下工作。在乾燥狀態工作時，由於磨損加劇，所以壽命較低。因此，大多數的全金屬摩擦輪傳動都是浸在油池中工作的。

鋼(或鑄鐵)與夾布膠木或其他塑料作為摩擦偶件時，具有大的摩擦係數和中等的強度，通常是在乾燥狀態下工作的。這種摩擦偶件在小功率的傳動中用得很多。

鋼(或鑄鐵)與皮革、橡皮、木材等作為摩擦偶件時也具有很大的摩擦係數，但由於強度和壽命過低，所以在近代的動力傳動中已經很少採用了。

各種材料的摩擦係數可參看表 11-1。

§ 11-3. 摩擦輪傳動的工作特性

(一) 滑動及滑動係數

在摩擦傳動中，總是存在着滑動現象。滑動要降低傳動的效率和從動軸的轉速。

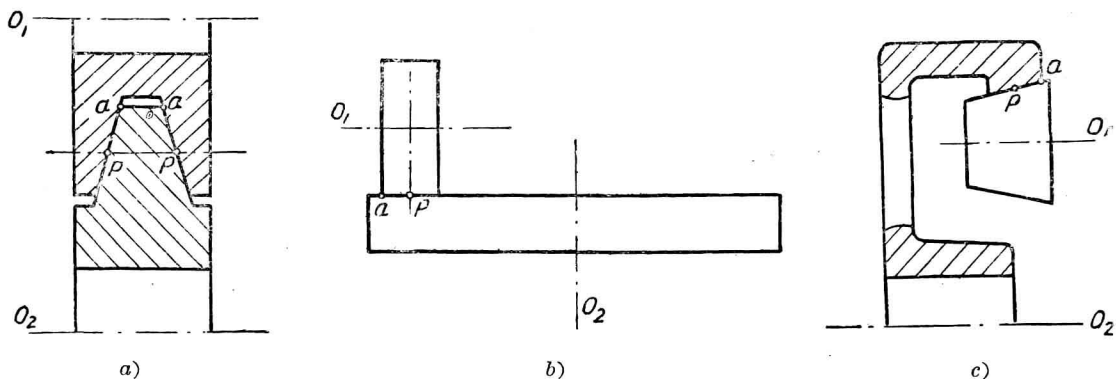


圖 11-9. 有幾何滑動的摩擦輪傳動

摩擦輪傳動的滑動，有以下兩種。

1. 由於傳動的結構特點而引起的滑動，通常叫做幾何滑動。它發生在圓柱槽摩擦輪傳動(11-9, a)、圓柱滾子及圓盤端面傳動(11-9, b)和兩圓錐的接觸線不通過兩軸軸線交點的圓錐摩擦輪傳動(11-9, c)中。在圖 11-9 所示的各種傳動中，兩個輪子在接觸線上的綫速度只在 p 點相等。 p 點叫做節點。在接觸線上的其他點處都有相對滑動。節點的位置隨着從動軸上阻力矩的增大而向 a 點移動[6]，從而在主動輪轉速不變的條件下，從動輪的轉速隨着降低。當阻力矩足夠大時， p 點將與 a 點重合。此後，如果再加大大阻力矩，則在整個接觸線上發生滑

動。于是，从动輪轉速將急劇地降低，这样叫做打滑。

就几何滑动來說，当阻力矩不超过极限值且保持不变时，只在相对滑动处消耗摩擦功，降低傳动的效率；如果在工作时阻力矩經常改变，则除了对效率的影响外，傳动比也将随着改变。

2. 因材料的变形而引起的滑动，通常叫做彈性滑动。这是发生在一切摩擦輪傳动中的滑动現象。图 11-10 中以圆柱平摩擦輪为例进行分析。在压紧力的作用下，接触綫將变成接触面。由于扭矩和摩擦力的作用，摩擦輪接触面表层中的周向应力，在主动輪上由压缩变为拉伸。此时，材料將相对伸长；而在从动輪上則相反，材料將相对縮短。于是二者之間就产生了滑动，使从动輪的圆周速度略低于主动輪的圆周速度。

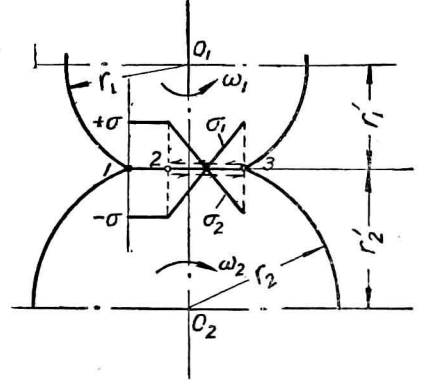


图 11-10. 圆柱平摩擦輪傳动接触区示意图

在接触区中，周向应力大小及性质的变化只发生在 2—3 段上，从而接触面上的相对滑动也只发生在 2—3 段上。在此段上，摩擦力达到界限值。随着从动輪上阻力矩的增加，2—3 段也将加大，以增大从动輪的驱动摩擦力矩，同时使从动輪的圆周速度进一步地降低。理論上，当点 2 移到点 1 的位置后，如果再加大力矩，則將在整个接触面上发生滑动，出現打滑現象。

此外，由于变形的关系，兩輪的理論节圆半径分別由 r_1 和 r_2 变为 r'_1 和 r'_2 。可以証明 $\frac{r'_2}{r'_1} \neq \frac{r_2}{r_1}$ ，这也会使傳动比有所改变。

2—3 段上的滑动也要消耗功率，降低傳动的效率。

在傳动設計中，以滑动系数 ε 来表示从动輪圆周速度的損失率，即

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \times 100\%, \quad (11-1)$$

或

$$V_2 = (1 - \varepsilon)V_1. \quad (11-1, a)$$

但 $V_1 = \frac{\pi n_1 d_1}{60}$; $V_2 = \frac{\pi n_2 d_2}{60}$ (式中 n_1, n_2 及 d_1, d_2 分別为主动輪及从动輪的轉速和直径)，

故

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{n_1 d_1}{n_2 d_2}\right) 100\%. \quad (11-1, b)$$

对金属的摩擦輪傳动， $\varepsilon = 0.5 \sim 1\%$ ；用非金属材料制造或复面时， ε 常达 5% 或更高。

当在从动軸上突然作用短暫的过载(如起动时机器的慣性阻力矩等)时，打滑常常是不可避免的。在正常運轉时，絕不允许打滑現象发生。加大压紧力可以防止打滑，但压紧力不应超过摩擦輪材料所允許的限度。

(二) 傳动比及其准确性

当不考虑滑动影响时，圆柱摩擦輪傳动(图 11-1)的理論傳动比为

$$i_{理} = \frac{d_2}{d_1}; \quad (11-2)$$

对于圓錐摩擦輪傳动(图 11-12)，

$$i_{理} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{2L \sin \delta_2}{2L \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}; \quad (11-3)$$

式中 δ_1, δ_2 ——主、从动圓錐的頂角之半； L ——圓錐母綫的长度。

对于常用的、 $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ 的圓錐摩擦輪傳動,

$$i_{理} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \tag{11-3, a}$$

当計入彈性滑动时, 圓柱和圓錐摩擦輪傳動的傳動比[参看公式(11-1, b)]分别为:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{(1-s)d_1}; \tag{11-4}$$

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \delta_2}{(1-s) \sin \delta_1}. \tag{11-5}$$

分別与公式(11-2)、(11-3)比較, 可知 $i = \frac{i_{理}}{1-s} > i_{理}$.

§ 11-4. 摩擦輪傳動的計算

(一) 压紧力

在图 11-1 中, 令 f 表示兩輪間的摩擦系数, 則所傳遞的圓周力应滿足下列条件:

$$P \leqslant fQ.$$

为了保証工作时不发生滑动, 还須引入一可靠性系数 k , 即

$$kP = fQ;$$

由此得

$$S = Q = \frac{kP}{f}; \tag{11-6}$$

在动力傳動中, 通常取 $k = 1.25 \sim 1.5$ 。

摩擦系数可按表 11-1 选取。

表 11-1. 摩擦輪傳動的 f 、 $[q]$ 、 E_{np} 和 $[\sigma_k]$ 值

材 料	f	$[q]$ (公斤/厘米)	E_{np} (公斤/厘米 ²)	$[\sigma_k]$ (公斤/厘米 ²)
鋼与鋼(有潤滑油)	0.05	—	2.15×10^6	$(25 \sim 30)H_n$
鋼与鋼(干燥状态)	0.1~0.15	—	2.15×10^6	$(12 \sim 15)H_n$
鋼与鑄鉄(有潤滑油)	0.05	—	$(1.58 \sim 1.76) \times 10^6$	$1.5\sigma_{BK}$
鑄鉄与鑄鉄(有潤滑油)	0.05	—	$(1.15 \sim 1.6) \times 10^6$	$1.5\sigma_{BK}$
鋼与夹布胶木(干燥状态)	0.2~0.25	20~25	$(1.17 \sim 1.98) \times 10^5$	500
鑄鉄与夹布胶木(干燥状态)	0.2~0.25	20~25	$(1.14 \sim 1.88) \times 10^5$	500
鑄鉄与纖維材料(干燥状态)	0.15~0.20	25~45	—	—
鑄鉄与皮革(干燥状态)	0.25~0.35	30~25	—	—
鑄鉄与木材(干燥状态)	0.40~0.50	5~10	—	—
鑄鉄与特殊橡胶(干燥状态)	0.50~0.75	2.5~5	—	—

平摩擦輪傳動的最大缺点是需要很大的压紧力, 因此, 一般用于 $N \leqslant 3$ 馬力的場合。

为了减少压紧力, 除可选用摩擦系数大的材料外, 还可采用圓柱槽摩擦輪。

槽摩擦輪傳動的构造参看图 11-3。图 11-11 中示出了作用在輪槽上的力, 根据各力平衡的条件, 可求出作用于可动軸承上的力 S 、接触面上的压紧力 Q 和圓周力 P ($P = 2Qf$, 方向与紙面垂直) 的关系:

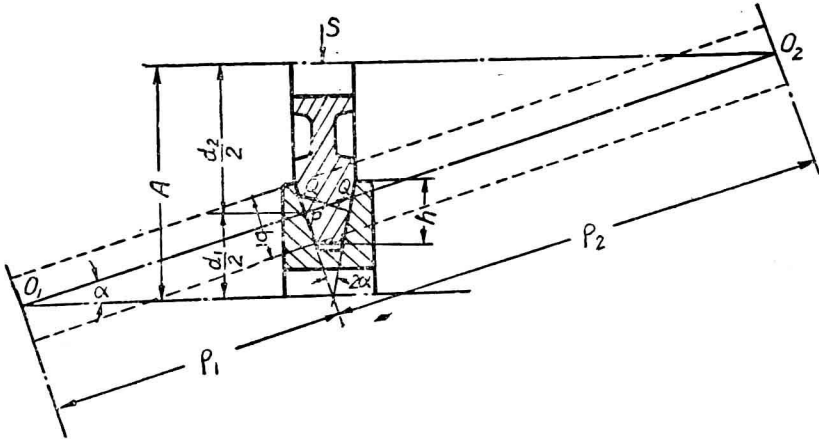


图 11-11.

$$S = 2Q \sin \alpha = \frac{kP \sin \alpha}{f} \quad (11-7)$$

由公式(11-7)可知,傳动条件相同时,圓柱槽摩擦輪所需作用于軸承上的力較小,但发热較为严重。

圓錐摩擦輪上作用力的分析見图 11-12。接触面上的压紧力 Q 是由于軸向压力 S_1 、 S_2 而得到的。由平衡条件可求出 S 与 Q 、 P 的关系:

$$S_1 = Q \sin \delta_1 = \frac{kP}{f} \sin \delta_1; \quad (11-8)$$

$$S_2 = Q \sin \delta_2 = \frac{kP}{f} \sin \delta_2. \quad (11-9)$$

由上式可知,因 $\delta_1 < \delta_2$, 故 $S_1 < S_2$ 。因此,傳动所需的压紧力应沿軸向施加于小輪上。

(二)强度計算

全金属摩擦輪的损坏通常是由于表面发生点蚀^①, 而点蚀的发生是由于接触处的接触应力(脉动循环变应力)过高所致。由 §4-6 可知,两圓柱体接触处的最大接触应力及强度条件为

$$\sigma_k = 0.418 \sqrt{\frac{Q}{B} \frac{E_{np}}{\rho_{np}}} \leq [\sigma_k], \quad (11-10)$$

式中 Q ——两輪間的压紧力; $[\sigma_k]$ ——許用接触应力, 见表 11-1; 其余符号意义同公式(4-56, a)。

对于圓柱平摩擦輪傳动(图 11-1):

綜合曲率半徑

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 + \rho_1} = \frac{d_1 d_2}{2(d_2 + d_1)} = \frac{Ai}{(i+1)^2} \text{ 厘米};$$

压紧力

$$Q = \frac{kP}{f} = \frac{2kM_1}{fd_1} = \frac{kM_1(i+1)}{fA} \text{ 公斤};$$

① 关于点蚀的說明參看 § 14-2。