

高等学校教学用书

机械零件

中 册

范垂本編著



机械工业出版社

高等学校教学用书

机械零件

中 册

范垂本 編 著



机械工业出版社

1959

出版者的話

全書共分上、中、下三冊。上冊講述機械零件設計基礎和联接；中冊講述傳動；下冊講述軸及其联接、軸承和彈簧。

本冊中全面地敘述了主要的機械傳動（摩擦輪傳動和無級變速器、皮帶傳動、齒輪傳動、蝸杆傳動、鏈傳動）的設計和計算，並附有設計用的必要資料。齒輪傳動的計算是採用蘇聯 ЦНИИТМАШ 的計算方法編寫的，這個方法比較全面、精確和具體，同時也有較大的通用性。在蝸杆傳動中包括圓弧面蝸杆（球面蝸杆）傳動的設計計算。

本書可供高等工業學校機械类专业做為機械零件課程的教學用書和參考書，同時可供工程技術人員在設計時使用。

編著者：范垂本

NO. 3030

1959年8月第一版 1959年8月第一版第一次印刷

787×1092¹/₂₅ 字數161千字 印張8⁴/₂₅ 0,001—8,450冊

機械工業出版社(北京阜成門外百萬莊)出版

機械工業出版社印刷廠印刷 新華書店發行

北京市書刊出版業營業許可証出字第008號 定價(10) 1.00元

目 次

第三篇 傳 动

第一章 摩擦輪傳动和无級变速器	8
一、概論	8
二、摩擦輪傳动的分类和压紧力	9
三、摩擦輪傳动的計算	11
四、变傳动比的摩擦傳动——无級变速器	15
第二章 皮带傳动	20
一、皮带傳动的特点、分类和应用范围	20
二、皮带的种类、构造和接头	23
三、皮带傳动的几何关系	30
四、皮带傳动中皮带所受的力和应力及影响因素	31
五、傳动皮带的寿命	38
六、皮带的滑动和滑动曲綫	39
七、許用有效应力	43
八、根据滑动曲綫計算平皮带傳动	47
九、根据滑动曲綫計算三角皮带傳动	49
十、皮带傳动中作用在軸上的力	51
十一、張紧皮带的方法和帶有張紧輪的平皮带傳动	52
十二、皮带輪	55
第三章 齿輪傳动	61
一、概論	61
二、齿輪傳动的主要参数	66
三、齿輪的材料	72
四、齿輪傳动的受力分析	79
五、輪齿載荷性質及計算載荷	86
六、輪齿失效情况	96
七、輪齿接触疲劳强度計算	103
八、輪齿弯曲疲劳强度計算	110
九、齿輪傳动的許用应力 $[\sigma]_K$ 和 $[\sigma]_H$	120

十、齒輪脆性破壞和塑性變形計算	129
十一、齒輪傳動的效率及散熱計算	131
十二、齒輪傳動的潤滑	133
十三、齒輪的修正	135
十四、設計齒輪傳動時 z 、 m 和 i 的合理選擇	140
十五、齒輪構造	143
十六、提高齒輪傳動質量及減輕其重量的措施	149
第四章 蝸杆傳動	152
一、概論	152
二、圓柱形蝸杆傳動的幾何關係和主要參數	154
三、蝸杆傳動副中力的分析	158
四、蝸杆傳動的效率	159
五、蝸輪輪齒失效情況	162
六、蝸輪輪齒接觸疲勞強度計算	164
七、蝸輪輪齒彎曲疲勞強度計算	167
八、蝸杆傳動的材料及許用應力	167
九、蝸杆傳動的散熱計算	170
十、蝸杆的強度及剛度校驗	171
十一、蝸輪的構造	172
十二、圓弧面蝸杆傳動	174
第五章 鏈傳動	183
一、概論	183
二、鏈條的種類及構造	184
三、鏈輪	190
四、鏈傳動的運動及動力特性	193
五、鏈條長度及中心距	195
六、鏈條載荷和作用在軸上的力	196
七、鏈傳動計算	198
八、鏈傳動的維護	200
參考文獻	203

第三篇 傳 动

任何机械均需由原动机驱动，输入机械功来工作。原动机根据工作原理有各种型式，如蒸汽机、内燃机、电动机等。目前最广泛应用的是由电能驱动的电动机。工作机械上的工作机构与原动机直接联接起来的情况是比较少的。由于工作的要求，一般在原动机和工作机构间加入作为传动装置的中間設備。传动装置在机器总重量中占很大的比重。

在各种机械設備中，广泛应用着各种传动装置，它們用来：

- (1) 将原动机的能量傳遞給工作机械或把能量分配給数个机械；
- (2) 增高和降低原动机的速度以符合工作要求；
- (3) 調整工作机械所需要的速度；
- (4) 得到工作机械在个别工作周期中所需要的轉矩；
- (5) 改变运动形式（例如将旋轉运动变为直綫运动）和运动方向。

传动装置的类型可分为两大类：机械传动——机械能不改变为另一种形式的能的传动；和电传动——机械能改变为电能及相反变换的传动。我們这里仅討論机械传动，至于电传动在电工学及电力驱动課程中討論。

很久以前，从原动机到工作机械，其动力的傳遞是按下述方式进行：原动机→传动軸→机械的传动→工作机。这种老式的集体驱动的方法，在过去的情况下是不可避免的，因为那时工厂規模小，功率小，不适于每部机器用单独的原动机来驱动。由于工业的發展、生产規模的扩大、現代机器的尺寸、功率和速度愈来愈增加，而电动机的价格也逐漸降低，所有这些都促使我

們捨棄上述那種消耗很多非生產能量的集體驅動方式，而代之以新的和更經濟的方式：原動機→發電機→配電盤→電動機→工作機，也就是在每部工作機械上均有自己的單獨的電動機，這種傳動方式稱為個別驅動。

機械傳動的形式根據傳動原理可分為：（1）摩擦傳動：利用摩擦力來傳動，如直接接觸的摩擦輪傳動、間接接觸的皮帶傳動和繩傳動等；（2）嚙合傳動：如直接接觸的齒輪傳動、蝸杆傳動和間接接觸的鏈傳動等；（3）利用液體（通常為礦物油）或空氣作為傳動媒介的傳動，這種傳動我們不來討論。機械傳動又可根據傳動比的改變情況分為：（1）定傳動比傳動：傳動比不改變的傳動，如一般的減速箱和鏈傳動等；（2）變傳動比傳動：這種傳動又可分為有級調速傳動——如齒輪變速箱或有塔輪的皮帶傳動，和無級調速傳動——如無級變速器等。

在傳動裝置中傳出運動和扭轉力矩的軸和裝在軸上的傳動零件（輪）稱為主動件；接受由主動件傳來的運動和扭轉力矩的軸及裝在軸上的傳動機件則稱為從動件。

主動軸的轉速或角速度對從動軸的轉速或角速度的比值稱為傳動比，以 i 來表示它。在機械零件中以 n_1 和 ω_1 代表主動軸每分鐘的轉數和角速度，以 n_2 和 ω_2 代表從動軸每分鐘的轉數和角速度，則

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

又如以 N_1 和 M_1 分別代表主動軸上的功率和扭轉力矩，而 N_2 和 M_2 代表從動軸上的功率和扭轉力矩，則

$$N_1 = M_1 \omega_1 \text{ 和 } N_2 = M_2 \omega_2，$$

由此得

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

我們又知傳動的機械效率 η 為

$$\eta = \frac{N_2}{N_1}，$$

因此

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

若傳動零件上的功率 N 以馬力來度量，扭轉力矩以公斤-厘米來度量，則傳動零件上的 N 和 M 有如下的關係：

$$M = 71620 \frac{N}{n} \text{ 公斤-厘米。}$$

隨着機器的功率和速度的不斷增大，無論在傳動零件的材料、結構、設計計算方法以及製造質量等各方面都提出了新的要求。在傳動零件的計算上已由半經驗公式過渡到根據零件失效的真正原因和符合實際工作情況的計算方法。例如，在計算傳動零件時應精確計算所產生的動力載荷和影響動力載荷的因素；考慮共同工作的其它零件的影響（如齒輪傳動中軸的變形對齒面載荷集中的影響等）；根據工作條件進行疲勞強度、磨損強度、工作壽命的計算；進行接觸應力的計算；研究彈性和塑性理論的應用；編制及應用計算綫圖和表格以及建立標準計算和制訂新規範等等。總之在傳動零件的計算方面應努力達到進一步提高傳動的耐久性、效率，減輕其重量，並且在動力特性上應設法減輕和消除噪音、動力載荷和振動等。

本篇中將討論摩擦輪傳動、皮帶傳動、齒輪傳動、蝸杆傳動和鏈傳動等的設計問題。

第一章 摩擦輪傳動和无級變速器

一 概 論

摩擦輪傳動是利用輪與輪直接接觸，互相壓緊所產生的摩擦力來傳遞運動和載荷的（圖 1）。

摩擦輪傳動與其它傳動相比有下列優點：1. 構造簡單；2. 當過載時，輪與輪間發生滑動，不致損壞機器上其它零件；3. 傳動比可以平緩無級地改變，因此几乎所有的無級變速器都是以摩擦傳動為基礎；4. 加載和傳動時無沖擊，工作時無噪聲，這個特性使摩擦輪傳動可用於轉速高的情況和儀器上。

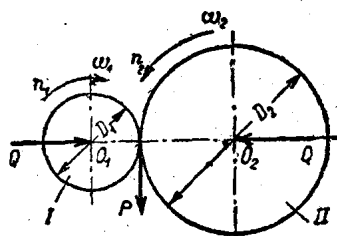


圖 1

I—主動輪；II—從動輪。

摩擦輪傳動的缺點如下：1. 因只靠摩擦力工作，所以不能傳遞很大的功率，因功率過大，壓力 Q 必將增大，而傳動尺寸也隨之加大；2. 軸和軸承上所受的載荷較大；3. 由於有滑動，不能嚴格保證定值傳動比，同時輪面易磨損；4. 效率較低， $\eta = 0.85 \sim 0.9$ 。

摩擦輪傳動用於傳遞互相平行或相交而且相距不大（不超過 1100~1200 毫米）的兩軸間的運動。摩擦輪傳動一般是用於中小功率的傳動中，功率不超過 10 馬力，有很少情況在提高轉速時可到 30 馬力。

摩擦輪的傳動比 $i_{max} \leq 7$ ，對於有卸載軸的傳動 $i_{max} \leq 15$ 。

摩擦輪傳動常應用於鍛壓設備、起重運輸設備、減速器、金屬切削機床和各種儀器和器具中。摩擦輪傳動最廣泛的應用是在無級變速器中。

二 摩擦輪傳动的分类和压紧力

摩擦輪傳动主要有下面这些种类:

1. 圓柱形平摩擦輪(圖 1) 圓柱形平摩擦輪用于傳遞兩平行軸間的運動, 輪子為光滑的圓柱體。

令 f 表示兩輪材料間的摩擦係數, 為了能將圓周力 P 由主動輪傳給從動輪, 則圓周力 P 和壓緊力間必須符合下列關係:

$$P \leq fQ. \quad (1)$$

為了保證摩擦輪工作時不發生滑動能可靠的工作, 在計算時應將 P 加大一些, 即

$$KP = fQ, \quad (2)$$

式中 K ——考慮工作條件的安全係數, 在動力傳動中 $K = 1.25 \sim 1.5$ 。

圓周力可根據傳動馬力 N 和圓周速度 v (米/秒) 求出: $P = \frac{75N}{v}$ 公斤。

摩擦係數 f 可按表 4 選取。

2. 圓柱形槽摩擦輪(圖 2) 圓柱形槽摩擦輪傳動用于傳遞兩平行軸間的運動, 輪面沿圓周方向有 1~5 個楔形槽, 兩輪的相當凸起與凹下部分互相嚙合。過多的槽由於受力不均並不能增加工作能力。

由圖 3 上諸力的平衡條件, 可求出壓緊力 Q 和圓周力 P 的關係:

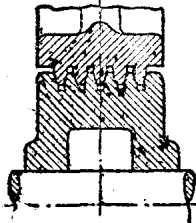


圖 2

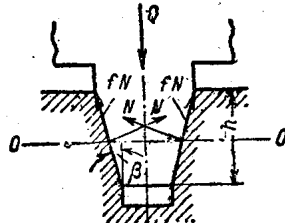


圖 3

$$Q = 2N(\sin \beta + f \cos \beta),$$

又

$$P = 2Nf,$$

所以

$$Q = P \cdot \frac{\sin \beta + f \cos \beta}{f}. \quad (3)$$

上面的方程式是当起动时将摩擦輪相互移近的瞬間的力的关系式。当工作时，圖 3 上的力 Nf 将消失，这时

$$Q = P \cdot \frac{\sin \beta}{f}. \quad (4)$$

在計算时，推荐用 (3) 和 (4) 两式所得 Q 的平均值。为可靠起见，計算时应以 KP 代 P 。

輪槽每边的傾斜角 β 一般在 $12^\circ \sim 18^\circ$ 之間。 $\beta > 18^\circ$ 时槽摩擦輪的优点将不突出，通常取 $\beta = 15^\circ$ 。如 $\beta < 12^\circ$ 則可能發生咬住或自鎖現象。

現在来比較一下平摩擦輪与槽摩擦輪的压紧力。設取 $f = 0.15$ (鑄鐵对鑄鐵) 和 $\beta = 15^\circ$ ，則可求出 (3) 和 (4) 式的平均值 $Q \approx 2.23 P$ 。如果是平摩擦輪，則 $Q = \frac{P}{f} = \frac{P}{0.15} \approx 6.6 P$ 。由此可見，在傳遞同样的 P 和同样的材料的条件下，槽摩擦輪所需的压紧力比平摩擦輪小的很多。这就是槽摩擦輪的优点。

槽摩擦輪傳动的主要缺点是除了在其节圓柱的母綫 OO (圖 3) 上的各点外，在接触綫的所有其余各点上都有相对滑动，这样磨損較快，所以为了限制接触綫上各点的滑动不致过大，取突起部分的高度 $h = 5 \sim 15$ 毫米 或 $h = (0.05 \sim 0.06) D_1$ 。

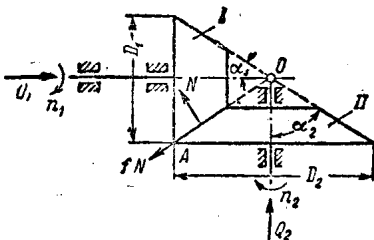


圖 4

I—主動輪；II—從動輪。

3. 圓錐形摩擦輪傳动 圓錐形摩擦輪傳动是由两个截錐形的摩擦輪組成 (圖 4)，这种傳动用于傳遞两相交軸間的运动。最常用的是两軸間夹角 α 为 90° 的傳动。

圓錐形摩擦輪傳动的傳动比

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{\sin \alpha_2}{\sin \alpha_1},$$

如 $\alpha = 90^\circ$, 則 $i_{12} = \operatorname{tg} \alpha_2 = c \operatorname{tg} \alpha_1$ 。傳動比通常是給定的 (一般 $i = 1 \sim 4$), 因此圓錐角 α_1 和 α_2 根据 i 即可決定了。

由圖 4 中力的平衡条件可求出作用在主动輪 I 上的軸向压紧力 Q_1

$$Q_1 = \frac{P}{f} (\sin \alpha_1 + f \cos \alpha_1),$$

或

$$Q_1 = \frac{P}{f} \sin \alpha_1. \quad (5)$$

作用在从动輪 II 上的軸向压紧力

$$Q_2 = \frac{P}{f} (\sin \alpha_2 + f \cos \alpha_2),$$

或

$$Q_2 = \frac{P}{f} \sin \alpha_2. \quad (6)$$

由上式可知, 因 $\alpha_1 < \alpha_2$, 所以 $Q_1 < Q_2$, 因此主动輪应做成可动的, 因为主动輪所需的軸向压紧力較小。計算时, 应以 KP 代 P 。

各种材料的摩擦系数見表 4。

两輪間的壓力 Q 可用下述方法得到: (1) 利用輪子材料的本身彈性而在安装时压紧, 当两輪之一由彈性模数小的材料 (皮革、塑料、橡皮等) 制成或輪子的工作面包以这种材料时, 就可使用这种方法; (2) 利用彈簧装置; (3) 利用机构本身的重量或利用装于杠杆上的配重; (4) 利用离心力; (5) 利用手动机构, 短時間工作可用此法; (6) 利用工作时工作面自行压紧的作用, 这时压紧力随着所傳遞扭矩的增加而自动增加, 这种方法用于重要傳动中。

三 摩擦輪傳动的計算

摩擦輪傳动的工作能力主要决定于磨損和輪子工作面的接触强度。

由于摩擦輪有滑动 (特别是在起动和过载时), 輪面将磨損。

磨損可用輪面上單位接觸長度上的壓力 q 來限定。

對於圓柱形平摩擦輪

$$q = \frac{Q}{b} \leq [q]. \quad (7)$$

對於圓柱形槽摩擦輪 (參見圖 3)

$$q = \frac{Q}{2Zh \operatorname{tg} \beta} \leq [q]; \quad (8)$$

對於圓錐形摩擦輪 (參見圖 4)

$$q = \frac{Q_1}{b_1 \operatorname{tg} \alpha_1} \leq [q]; \quad (9)$$

$$\text{如 } \alpha_1 + \alpha_2 = 90^\circ, \text{ 則 } q = \frac{Q_1 i_{12}}{b_1} \leq [q], \quad (10)$$

上列各式中 $[q]$ ——單位接觸長度上的許用壓力 (公斤/厘米), 按表 4 选取;

Q ——圓柱形摩擦輪的压紧力, 公斤;

Q_1 ——小圓錐摩擦輪的軸向压紧力, 公斤;

b 和 b_1 ——圓柱形平摩擦輪和圓錐形摩擦輪的寬度, 厘米;

z ——槽摩擦輪的槽數;

h ——槽摩擦輪凸起的高度, 厘米;

β ——槽摩擦輪槽邊的傾斜角, 度;

α_1 ——小圓錐摩擦輪的錐頂角, 度。

根據上面這些公式, 即可決定摩擦輪的寬度。

在摩擦輪接觸表面由於受到壓力, 要產生接觸應力, 此接觸應力應小於材料的許用值。最大接觸應力可按下列式計算:

$$\sigma_{\alpha} = 0.418 \sqrt{\frac{kQE_n}{b\rho_n}} \leq [\sigma]_{\alpha}$$

式中 E_n ——兩輪材料的導出彈性模數, $E_n = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$, 其中 E_1 和

E_2 分別為兩輪材料的彈性模數, 公斤/厘米²;

ρ_n ——兩輪的導出曲率半徑, 厘米, 各種摩擦輪的 $\frac{1}{\rho_n}$ 的

計算公式見表 1 和 2；

K ——考慮載荷變化情況的壽命系數，當載荷穩定時， $K =$

1。當載荷變化時可按下式計算

$$K = \sqrt[3]{\frac{60Tn_{\min}}{10^7} \sum \frac{T_i}{T} \cdot \frac{n_i}{n_{\min}} \left(\frac{Q_i}{Q_{\max}} \right)^3},$$

此處 T ——傳動的規定使用期限，小時；

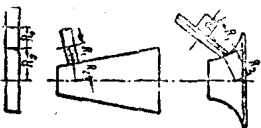
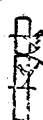
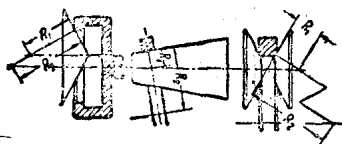
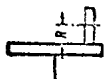
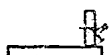
$Q_{\max}$ ——最大載荷，公斤；

$n_{\min}$ ——在 $Q_{\max}$ 作用時，每分鐘最小的載荷循環次數；

T_i 、 Q_i 、 n_i ——在 i 情況下的工作時間（小時）、載荷（公斤）和每分鐘載荷作用次數；

$[\sigma]_K$ ——許用接觸應力，公斤/厘米²，可根據表 3 中公式求得。

表 1 摩擦輪工作面的導出曲率

傳 動 簡 圖		導 出 曲 率
初始接觸為直線	初始接觸為點	$\frac{1}{\rho_n}$
		$\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$
		$\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}$
		$\frac{1}{R}$

摩擦輪的材料應採用抗磨能力強的、彈性模數大的和摩擦系數高的材料。為了提高摩擦輪的摩擦系數，通常將兩輪之一（多為從動輪）包以摩擦材料（木材、皮革、橡皮、石棉布、壓紙板等）。最常用的材料見表 4。

表2 摩擦輪工作面的导出曲率

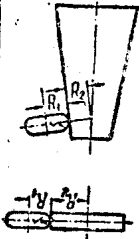
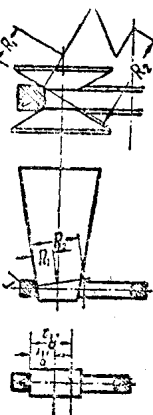
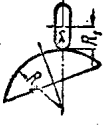
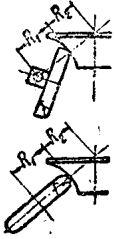
傳 動 簡 圖	曲 率 間 的 关 系	导出曲率 $\frac{1}{\rho_n}$	比 值 $\frac{A}{B}$
	$\frac{1}{r} \leq \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ $\frac{1}{r} \geq \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	$\frac{1}{r}$ $\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	$\frac{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}{\frac{1}{r}}$
	$\frac{1}{r} \leq \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ $\frac{1}{r} \geq \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	$\frac{1}{r}$ $\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	$\frac{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}{\frac{1}{r}}$
	$r \leq R_1$	$\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	$\frac{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}{\frac{1}{r}}$
	$\frac{1}{r} \leq \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ $\frac{1}{r} \geq \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	$\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$ $\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	$\frac{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}{\frac{1}{r}}$

表3 許用接触应力 $[\sigma]_H$

摩 擦 輪 的 材 料	工 作 条 件	$[\sigma]_H$ (公斤/厘米 ²)
鋼与鋼	在油中	$(25\sim30)H_B$
鑄鉄与鑄鉄	在油中	$1.5\sigma_{BH}$
鋼与鋼	干燥状态	$(12\sim15)H_B$
塑化纖維与鋼或与鑄鉄	干燥状态	500

注: H_B ——輪面的布氏硬度;

σ_{BH} ——輪子材料的弯曲强度極限(公斤/厘米²)。

表4 摩擦系数 f 和許用單位压力 $[q]$

材 料	f	$[q]$ 公斤/厘米
鋼与鋼或与鑄鉄(有潤滑油)	0.05~0.10	150~200
鑄鉄与鋼或与鑄鉄(干燥状态)	0.1~0.15	100~150
鑄鉄与夹布胶木(干燥状态)	0.1~0.18	20~25
鑄鉄与纖維(干燥状态)	0.15~0.30	25~45
鑄鉄与皮革(干燥状态)	0.15~0.30	30~35
鑄鉄与压紙板(干燥状态)	0.15~0.40	30~60
鑄鉄与木料(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

四 变傳动比的摩擦傳动——无級变速器

在工作机械中, 往往需要根据工作的要求来改变从动軸的速度, 而这种速度的改变最好是在不停車的情况下, 平稳和无等級的进行, 这样可以提高机器的生产率和改善产品的质量。利用摩擦傳动就可以实现这个目的。这种无等級地改变速度的摩擦傳动称为无級变速器。在使用中有各种类型的无級变速器, 現只介紹几种基本的型式。

圖5所示为一最簡單的端面傳动的无級变速器的簡圖。它是由固定于軸上的从动輪II和可沿本身軸移动的主动輪I組成。輪I的轉速和方向一定, 但輪II的轉速随距离 R_x 改变。由圖可見当

輪 I 在輪 II 的軸綫的左或右側時，II 的轉動方向將不同。因此，這種傳動不但可以改變轉速，還可以改變轉動方向。傳動的傳動比在下面範圍內變動： $\frac{R_2}{R_1} > 1_{12} > -\frac{R_2}{R_1}$ 。圖 6 表示用于螺旋壓力機上的這類傳動的構造。

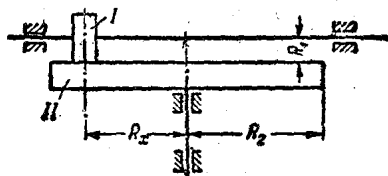


圖 5

I—主動輪；II—從動輪。

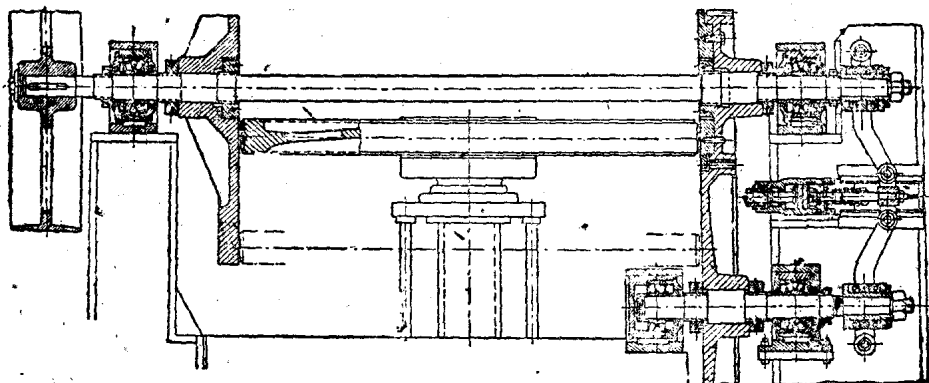


圖 6

上面介紹的是用改變一個摩擦輪的工作半徑來達到調節傳動比的目的，但廣泛應用的還是利用中間摩擦輪來改變兩個摩擦輪的工作半徑以調節傳動比的無級變速器。圖 7 所示為這類端面傳動的無級變速器的簡圖。

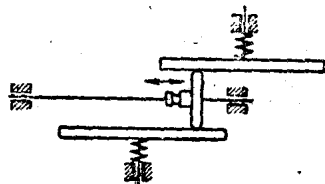


圖 7

圖 8 表示利用中間零件的移動，以變更圓錐體工作半徑的錐形無級變速器。

應用最廣泛的是有可動圓錐的無級變速器，利用鋼環、塊帶、三角皮帶或鏈條當作中間零件。圖 9 所示是塊帶無級變速器，中間連結物是用油浸過的水塊或輕合金塊固定在棉布帶或橡膠布帶