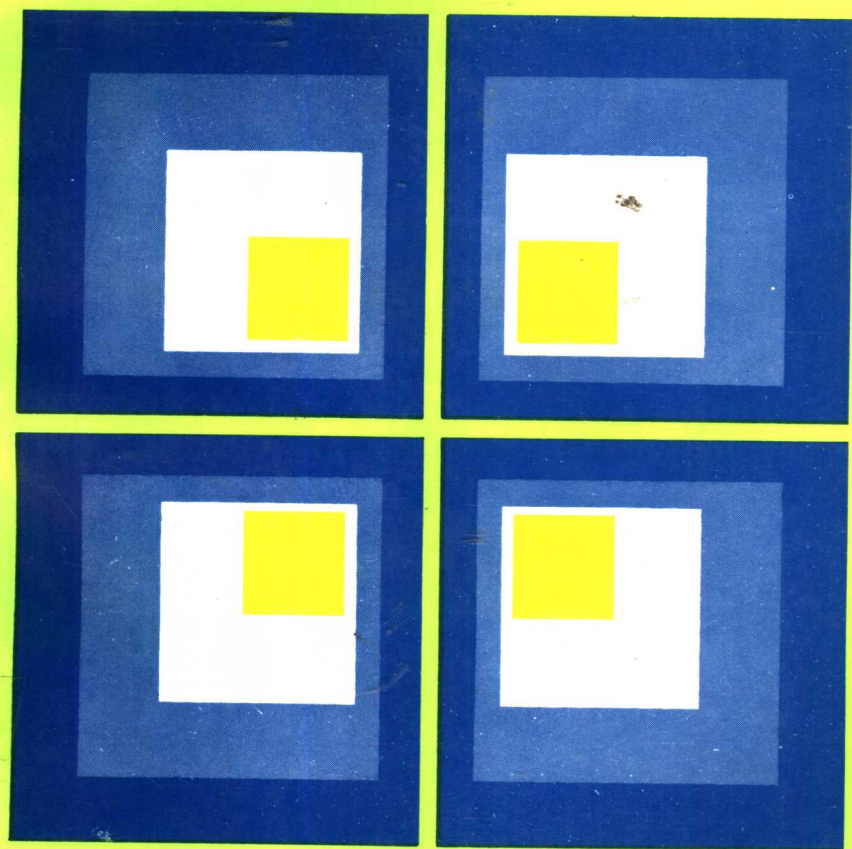


機 構 學

朱 越 生 著



三民科學技術叢書(一)

書名	著 作 人	任 教 學 校
數 學	葉 能 哲	清 華 大 學
微 積 分	何 典 恭	淡 水 工 商 學 院
圖 物 理	梁 炳 龍	成 功 大 學
物 理	陳 龍 英	交 通 大 學
物 理 實 驗	陳 龍 英	交 通 大 學
普 通 化 學	陳 龍 英	交 通 大 學
普 通 化 學 實 驗	王 魏 登 明	師 範 大 學
普 通 化 學 實 驗	魏 明 振	師 範 大 學
化 學 實 驗	吳 振 成	成 功 大 學
電 子 學	吳 振 成	成 功 大 學
電 子 學	余 家 聲	海 洋 學 院
電 子 電 路	鄧 清 正	中 原 工 學 院
電 子 電 材	高 吳 正	成 功 大 學
電 子 零 件 製 造	李 耀 亭	成 功 大 學
電 子 實 習	陳 龍 英	交 通 大 學
電 子 實 習	林 惠 東	台 視 公 司
電 路 設 計	夏 少 非	成 功 大 學
電 廠 設 計	夏 少 非	成 功 大 學
電 磁 材 料	周 達 如	成 功 大 學
電 工 材 料	周 達 如	成 功 大 學
電 工 材 料	蔡 健 藏	台 北 工 專
電 工 儀 表	劉 濱 達	成 功 大 學
電 工 儀 表	毛 齊 武	成 功 大 學
電 工 儀 表	毛 齊 武	成 功 大 學
電 工 儀 表	周 齊 達	成 功 大 學
電 工 儀 表	沈 存 松	成 功 大 學
電 工 儀 表	孫 育 義	成 功 大 學
電 工 儀 表	林 育 料	成 功 大 學
電 工 儀 表	詹 益 樹	清 華 大 學
電 工 儀 表	黃 慶 連	成 功 大 學
電 子 計 算 機 概 論	歐 文 雄	
電 子 計 算 機 概 論	黃 本 源	成 功 大 學

大學專校教材，各種考試用書。

機構學(下)目錄

第十章 摩擦輪

10-1 接觸傳動原理.....	1
10-2 摩擦輪概說.....	4
10-3 圓柱摩擦輪和凹槽摩擦輪.....	4
10-4 圓錐摩擦輪和雙曲面摩擦輪.....	8
10-5 圓柱和圓球、圓盤和滾子.....	13
10-6 橢圓摩擦輪.....	15

第十一章 齒 輪

11-1 齒輪的用途和傳動原理.....	19
11-2 齒輪的種類.....	21
11-3 正齒輪的常用名詞和齒型標準.....	25
11-4 蝸桿和蝸輪.....	31
11-5 輪系和定心輪系.....	33
11-6 周轉輪系和輪系通式.....	38

第十二章 制動器

12-1 制動器的功用、種類和要點.....	45
12-2 機械式制動器的構造原理.....	46

12-3 其他制動器	50
------------	----

第十三章 凸 輪

13-1 凸輪的定義和應用	53
13-2 凸輪的種類	54
13-3 凸輪機構的位移圖	58

第十四章 起重滑車

14-1 起重滑車的鋼索和輪	63
14-2 單輪滑車	68
14-3 複式滑車	70
14-4 差動滑車	74

第十五章 連桿機構

15-1 連桿機構和四連桿機構	79
15-2 曲柄搖桿機構	81
15-3 具有滑行對的四連桿組	84
15-4 雙曲柄機構（牽桿機構）	87
15-5 其他四連桿組	89

第十六章 間歇和反向運動機構

16-1 總說	91
16-2 間歇運動輪系	91

16-3 棘輪機構·····	94
16-4 摩擦棘輪·····	97
16-5 反向運動機構·····	100

第十七章 管子和附件

17-1 管子的種類和用途·····	105
17-2 管子的規格·····	107
17-3 管接頭·····	116
17-4 閥的種類和功用·····	121

第十八章 液壓傳動機構

18-1 液壓傳動簡說·····	129
18-2 液壓系的基本迴路·····	131
18-3 液壓泵·····	133
18-4 液壓從動機構·····	136
附錄 專門名詞英譯表·····	139

第十章 摩擦輪

10-1 接觸傳動原理

機構中最常見的傳動方式，是利用機件之間的直接接觸來完成的，稱作直接接觸傳動。這類傳動可以利用圖 10-1-1 來說明它的特性如下：

圖 10-1-1 中有兩個機件 2 和 3 以及由聯心線所表示的靜止件 O_2O_3 ，組成一個平面運動機構。原動件 2 的運動，可以靠直接接觸而傳送到從動件 3。運動相位若如 (a) 所示，接觸點（線）可以想像成兩個相合的點 P_2 和 P_3 ； P_2 點在機件 2 上而 P_3 點則在機件 3 上。 P_2 點的絕對速度應和徑線 O_2P_2 相垂直，如圖 (a) 中的 P_2M_2 ，而 P_3 點的絕對速度應和徑線 O_3P_3 相垂直，如圖 (a) 中的 P_3M_3 。現作通過接觸點的公法線 NN 和公切線 TT 。那末接觸相合點的絕對速度在法線方位的分速度必須相等。否則不是分離就會切入，再也不能維持剛體的接觸傳動了，所以這就是接觸傳動時的必具特性。至於 P_2M_2 和 P_3M_3 在公切線方位的分速度，就要由運動的相位來決定。(a) 圖所表示的是兩個分速度並不相等的情形。而接觸相合點的絕對速度，在公切線上分量的代數差，就是它們的相對滑行率。

當機件轉動到 (b) 圖所示的相位，接觸相合點 P_2 和 P_3 在聯心線上，所以它們的絕對速度 P_2M_2 和 P_3M_3 就一定要相同，才能滿足上述接觸傳動的特性，因此 P_2 和 P_3 就沒有相對的滑行，而成為純滾動的接觸傳動。換言之，兩個機件作純滾動的接觸傳動時，接

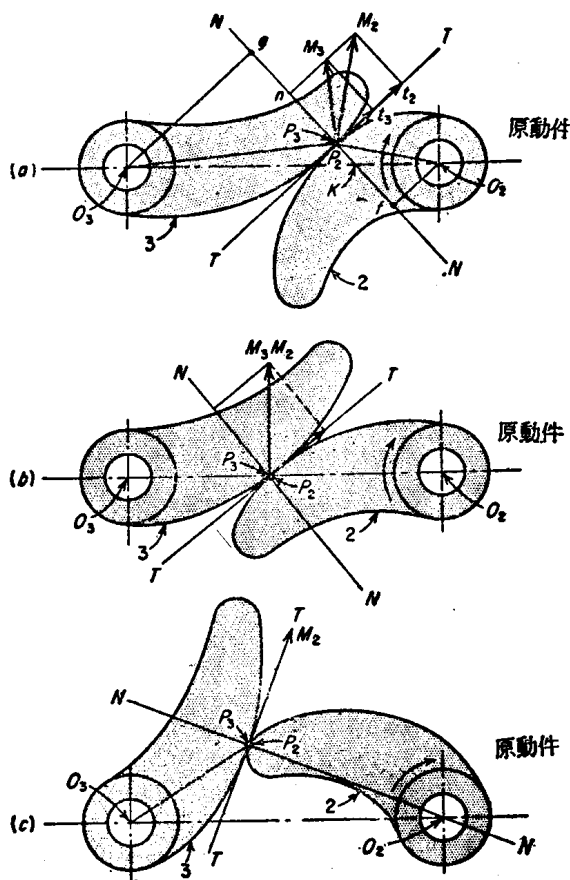


圖 10-1-1

觸點一定要在它們旋轉中心的聯線上。

當機件轉動到 (c) 圖所示的相位，接觸點的法線剛好通過原動件的旋轉中心，那末原動件上 P_3 點的絕對速度 P_3M_3 應當就在公切線的方位，所以沒有公法線上的分量，可見機件 3 上的接觸相合點 P_3 ，勢必暫時沒有任何速度，就成為純滑行的接觸傳動。換言之，兩個機件作純滑行的接觸傳動時，接觸點的法線一定通過原動件的旋轉中心。

圖 10-1-1 所示的機構，它的純滾動和純滑行的相位都是短暫的，所以運動情況多數是處在有滑行兼有滾動的相位，通常就稱作滑動接觸的傳動。如圖中的 (a) 就是。

滑動接觸的傳動機構中，接觸點公法線和聯心線的交點，常稱作這類機構運動相位的節點。而機件旋轉的角速是和聯心線被節點所分成的線段成反比的。圖 10-1-1 中 (a) 所示的運動相位中，節點就是 k 。所以機件 2, 3 的角速（或轉速）若分別是 ω_2 和 ω_3 時，就有 $\omega_2 \overline{O_2k} = \omega_3 \overline{O_3k}$ 的關係。若節點落在兩個旋轉中心之間，則機件的轉向相反，若節點落在兩個旋轉中心之外，則機件的轉向就相同。

直接接觸傳動適合於近距離，佔的空間比較少，使用的機件也少，是很經濟的傳動方式，上册所討論的動力螺旋，和本章將講的摩擦輪，以及以後要講的齒輪，凸輪等，都是採用直接接觸的方式來傳動的。由於材料的物理性質，接觸傳動多少總有摩擦力的存在，若摩擦力形成能量的損耗，材料的磨損，那麼摩擦力就成爲一種負擔，需要設法使它減少到最低限度。但是也有依靠摩擦力的存在，才能產生傳動作用的摩擦傳動機構；本章所講的摩擦輪就屬於這種機構。若是沒有摩擦力，摩擦傳動機構就沒有存在的可能了。

純滾動的接觸傳動，接觸點既然要落在旋轉中心的聯線上，而共合點在公切線上的線速分量又要相等，那末接觸共合點的瞬時切線位移也要相等，可見兩個機件的接觸曲線的弧長就要隨時相等。但是接觸共合點（這種情形下也就是節點）是可以在聯心線上移動的，所以兩個機件的傳動角速比可以隨時在變動，這就形成變速比的傳動。所以一般而論，純滾動的接觸傳動，有時候是沒有辦法得到常速比的傳動的。

10-2 摩擦輪概說

摩擦輪是一種利用摩擦力的直接接觸傳動機構，它們的形狀是隨轉軸排列的情形而定的。平行的兩條軸線，若要靠純滾動的方式，作常速比的傳動，那末兩個機件的接觸點要在聯心線上並且位置是要不變的。因此祇能使用圓柱體才有實現的可能。故稱作圓柱摩擦輪。但是這樣安排又會使接觸點的公法線經常通過原動件的旋轉中心，因此也可以產生純滑行的運動，所以從傳送運動的觀點來看，這種摩擦輪並沒有確切的傳動方式，因為純滾動，純滑行，滾動兼滑行的種種運動都是可能的，而不能成爲一種機構。但是從傳送動力的觀點來看，在裝置兩個圓柱形摩擦輪時，若在兩軸之間維持有某種的壓力時。那末由于材料的物理性質，在接觸點一定會產生相當的摩擦力，所以原動輪上的作用力，就可以有限度的靠摩擦力而傳送到從動輪。摩擦輪雖然不能獲得確切的傳動情況，但由于構造簡單，運轉平穩，所以常用在小動力的傳送。並且萬一從動部份發生故障而不能轉動時，接觸部份會自動發生滑行現象，而不致形成嚴重的機件損壞。因此成爲一種具有自動保險作用的機構。

兩根轉軸若是相交，就要採用圓錐摩擦輪；既不平行又不相交的轉軸，就要用到雙曲面摩擦輪；才可能獲得常速比的傳動。

10-3 圓柱摩擦輪和凹槽摩擦輪

圓柱摩擦輪有外接和內接兩種。圖 10-3-1 所示的就是外接型圓柱摩擦輪，兩輪的轉向是相反的。若兩輪並無滑行而是純滾動常速比的傳動，那末這個速比就是：

$$\text{速比 } \epsilon = \frac{\text{原動輪轉速 (或角速)}}{\text{從動輪轉速 (或角速)}} = \frac{\text{從動輪半徑 (或直徑)}}{\text{原動輪半徑 (或直徑)}} \quad (10-3-1)$$

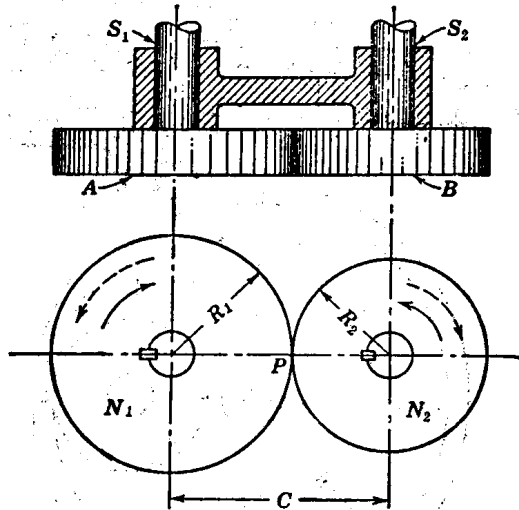


圖 10-3-1

例 1 已知二平行軸線相距 80 公分，原動輪 A 轉速 N_A 是 50rpm，從動輪 B 的轉速 N_B 是 150rpm。若用外接圓柱摩擦輪作常速比傳動時，求各輪的直徑為若干？

解 設原動從動輪直徑分別是 D_A 和 D_B ，由題意得

① $N_A \times D_A = N_B \times D_B$ ，即 $50D_A = 150D_B$ 但

② $\frac{D_A}{2} + \frac{D_B}{2} = 80$

解出得

$$50D_A = 150[160 - D_A], \quad D_A = \frac{150 \times 160}{200} = 120 \text{ 公分}$$

$$D_B = 40 \text{ 公分}$$

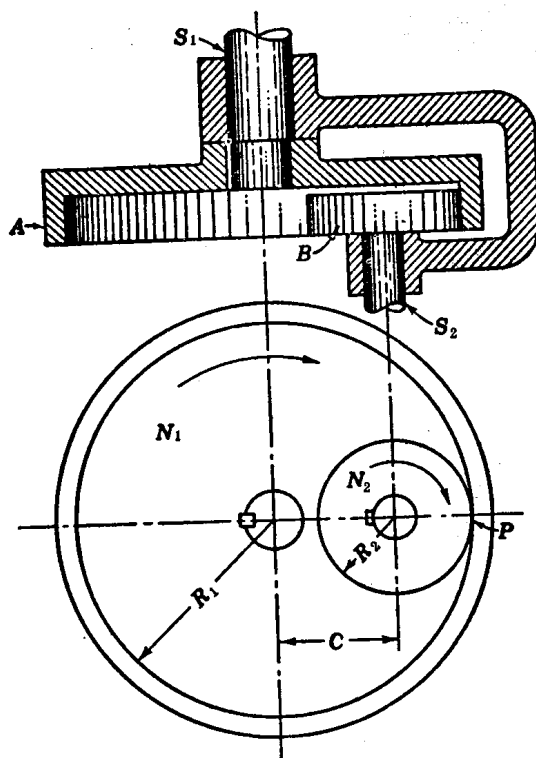


圖 10-3-2

圖 10-3-2 所示的是內接圓柱摩擦輪，二輪的轉向是相同的。而公式 (10-3-1) 所表示的關係仍然是可用的。

兩個摩擦輪之所以能傳動，要靠接觸部分公法線上壓緊而產生的摩擦力。選擇摩擦輪的製材時，除考慮要有良好的摩擦性質以外，也要顧及使用的壽命。原動輪的表面通常是用比較柔軟的材料製成，例如木材，纖維質，皮革或橡皮等。從動輪的表面通常就用鑄鐵等比較硬性的材料，這樣就可以減少起動時的磨損。

表 10-1 摩擦輪材料，摩擦係數和容許壓力（公斤/公分）

原 動 輪 周圍材料	容許壓力 (公斤/ 公分)	對鑄鐵之 摩擦係數	原 動 輪 周圍材料	容許壓力 (公斤/ 公分)	對鑄鐵之 摩擦係數	對 鋁 之 摩擦係數
鑄鐵	535.7	0.15	穀硬纖維材	26.8	0.15	0.16
軟木	8.9	0.21	皮革纖維材	42.9	0.18	0.18
紙材	26.8	0.15	瀝青纖維材	42.9	0.09	0.11
橡皮	17.9	0.20	硫化纖維材	25.0	0.20	0.19
木材	26.8	0.15	皮革	26.8	0.08	0.13

表 10-1 所列的容許壓力是指摩擦輪每單位寬度所容許的壓緊力，以公斤/公分作單位：約是材料破壞強度的五分之一。而表中所列的是設計所用的安全摩擦係數，約是最高摩擦係數的60%，因為使用較久時品質會退化，壓緊力也會降低等等的緣故。

摩擦輪所傳送的安全公制馬力數可參照第八章（8-6-1）式，改寫成：

$$\begin{aligned}
 \text{安全公制馬力數} &= \frac{Fv}{450,000} = \frac{\pi dNF}{450,000} = \frac{dNF}{143,000} \\
 &= \frac{dpwN\mu}{143,000} \quad \begin{matrix} \text{(c. v)} \\ \text{或} \\ \text{(p. s)} \end{matrix} \quad (10-3-2)
 \end{aligned}$$

其中 F ~摩擦輪接觸點的切線傳動力（公斤）

v ~摩擦輪接觸點的切線速率（公分/分）

d ~原動摩擦輪的直徑（公分）

N ~原動摩擦輪的轉速（rpm）

p ~容許工作壓力（公斤/公分）〔可參照表10-1所列數據〕

w ~接觸表面的寬度（公分）

μ ~摩擦係數〔可參照表10-1所列數據〕

例 2 一組摩擦輪的原動輪直徑是30公分，周圍包有 5 公分寬的皮革，轉速是 200rpm。從動輪用鋁料製成。求所能傳送的安全公制馬力數以及最高公制馬力數。

解 利用表 10-1 的數據以及公式 10-3-2 得

$$\text{安全公制馬力數} = \frac{(30)(26.8)(5)(200)(0.13)}{143,000} = 0.73(\text{p.s})$$

$$\text{最高公制馬力數} = \frac{\text{安全公制馬力數}}{0.60} = 1.22(\text{p.s})$$

兩根平行軸線之間按裝圓柱摩擦輪，要想增加動力的傳送容量，我們可以增加軸間壓緊的力，增加接觸表面的寬度來達到目的。我們也可以使用如圖 10-3-3 所示的以凹槽摩擦輪。是在圓柱表面，加添相互配合的楔形槽，如此可增加摩擦面，獲得傳送較大動力的效果。在壓緊力不變的情況下，楔形槽的夾角愈小，摩擦力就愈大，所以傳送的馬力就愈大。但這類接觸傳動，即使在楔形槽中點是純滾動，在其他部份也會有滑行現象。所以有一部份動力會消耗而成熱並散逸在附近的空氣中。這類凹槽摩擦輪常全部用生鐵製成，用在礦場的起重機以及迴轉式泵的原動部分，有自動保險的作用可避免發生陡震時的機件損傷。

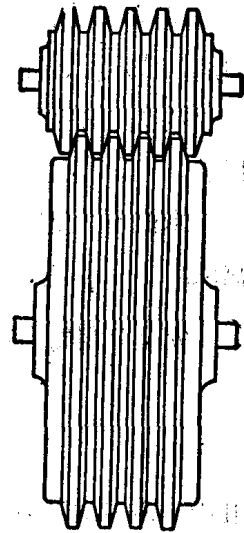


圖 10-3-3

10-4 圓錐摩擦輪和雙曲面摩擦輪

平面內兩根相交軸線，要靠摩擦力來產生純滾動接觸傳動，摩擦輪的外形就成為圓錐面，而稱作圓錐摩擦輪。可以使用尖頭圓錐或截頭圓錐，都是屬於斜接型。也有外接和內接之分。如圖 10-4-1 所示

的，代表兩個外切的圓錐摩擦輪，其中的相交軸線是 OS_1 和 OS_2 ，交點是 O 。我們規定實際轉軸的指向，是由裝在圓錐的一端，指向其

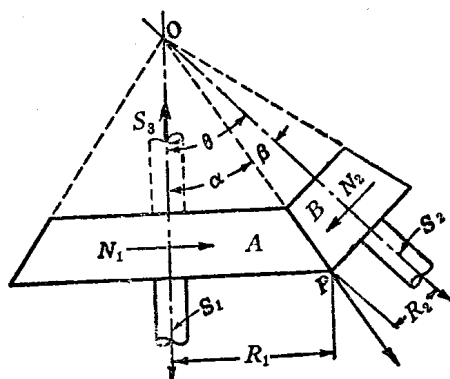


圖 10-4-1

餘的一端來決定的，所以圖示的情形就用半線 $\overrightarrow{OS_1}$ 和 $\overrightarrow{OS_2}$ 作為轉軸的正向。圖中所示是兩個截頭圓錐，它們的接觸線也一定相交於 O 點。由 O 點到接觸線上的任意一點 P 可以畫出另一條半線 $\overrightarrow{OP}$ 。 $\overrightarrow{OS_1}$ 和 $\overrightarrow{OP}$ 相交的角稱用 A 輪的錐角（如圖中的 α 角）。 $\overrightarrow{OS_2}$ 和 $\overrightarrow{OP}$ 相交的角稱作 B 輪的錐角（如圖中的 β 角）。我們常將 2α 稱作 A 輪的頂角，而將 2β 稱作 B 輪的頂角。 $\overrightarrow{OS_1}$ 和 $\overrightarrow{OS_2}$ 相交的角，稱作 A, B 二輪的軸角（如圖中的 θ 角）。我們作這種比較嚴格的規定，是爲了便於分析這類傳動機構的性質。

如圖 10-4-1 所示的情形，接觸線上的任意點 P 的迴轉半徑分別是 R_1 和 R_2 ，轉速若分別是 N_1 和 N_2 ，那末二輪作純滾動常速比傳動時，公式 (10-3-1) 仍可使用，而有

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \quad (10-4-1)$$

說明兩根相交軸線，用圓錐摩擦輪來作純滾動傳動時，各軸的轉速是和錐角的正弦值成反比的。

我們規定從反軸線的指向來觀察圓錐摩擦輪的轉向。例如圖 10-4-1 中 A 輪的轉向是順時針的，而 B 輪的轉向就是逆時針的，所以我們說它們的轉向相反。假定我們把圖中 A 輪的轉軸裝在小平頂的一側，如圖 10-4-1 中虛線所示的 S_3 ，那末我們就說這兩個圓錐摩擦輪的轉向就相同了。而 A 輪的錐角不再是圖中的 α ；A、B 二輪的軸角不再是圖中的 θ 了。分析圓錐摩擦輪的運轉情形，錐角，軸角，和轉向等等若都能依照上面所規定的來決定，那末再利用公式 (10-4-1)，就可以獲得正確的結果。

利用公式來計算雖然可以得到比較精確的結果。但是由于有時要用到三角函數的關係，實在很不方便。所以可用簡單的圖解法來進行分析，就比較方便得多。祇要作圖小心，還是可以得到相當滿意的結果。

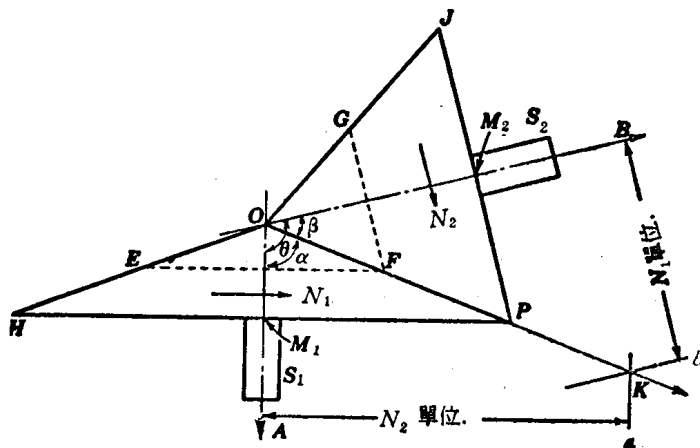


圖 10-4-2

如圖 10-4-2 所示，已知兩根相交軸線 OA，OB 以及軸角 θ ，又知轉速 N_1 ， N_2 的值且轉向相反。可以在 $\overrightarrow{OA}$ 軸線轉向 N_1 的一側，相距 N_2 單位，畫一條和 $\overrightarrow{OA}$ 平行的線段（如圖中的 a 線）。在 $\overrightarrow{OB}$ 軸線轉向 N_2 的一側，相距 N_1 單位畫一條和 $\overrightarrow{OB}$ 平行的線段

(如圖中的 b 線)，相交得圖中的 K 點。從公頂點 O 至 K 連半線 $\overrightarrow{OK}$ ，就是這組圓錐摩擦輪的接觸線，這樣就可以量出錐角 α 和 β 。在 $\overrightarrow{OK}$ 半線上任意取一點 P ，分別作 $\overrightarrow{OA}$ ， $\overrightarrow{OB}$ 的垂線，就可以分別畫出與 $\overrightarrow{OA}$ ， $\overrightarrow{OB}$ 呈對稱的三角形 $\triangle POH$ 和 $\triangle POJ$ ，就是各該尖頭圓錐摩擦輪的外形線。

若所選的點 P 離頂點 O 較近，圓錐的底盤就比較小，否則底盤就比較大，但速比還是一樣的。若改用截頭圓錐，祇要切除尖頂部分就可以了。

將直徑相等的圓盤裝在軸的兩端，想像首先在圓盤的周邊上的對應點用細直線段相連接，然後將一個圓盤固定，而將另一個圓盤扭轉一個角度，如圖 10-4-3 所示。設想細線的數目增加到無窮，由這種線集合所形成的面，通常就稱作雙曲面。這種雙曲面，也可以想像是由一條母直線，繞另一條不相平行且不相交的軸線迴轉而形成的。

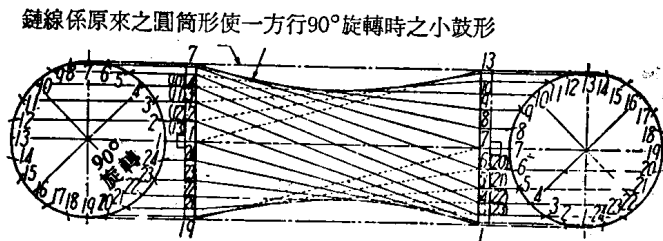


圖 10-4-3

如圖 10-4-4 所示。若用直線 TT 作為母線，繞軸線 SS 迴轉，就形成一雙曲面體 3。若母線 TT 繞另一軸線 ZZ 迴轉，則形成另一雙曲面體 4。且 3 和 4 相切於 TT 線，形成一組雙曲面摩擦輪。圖中 3 和 4 的共合接觸點 H 及 F ，離軸線 S 和 Z 的距離為最短。

試設想 3 件上沿 TT 線刻有極細的槽溝，而 4 件上沿 TT 線則

有極細的凸緣相互配合，如此當 3 件迴轉時，可迫使 4 件隨之迴轉，因共合接觸點 F 和 H，在 TT 線垂直方向的分速度恒為相等，而祇能沿 TT 線作相對滑行。雙面體 3 和 4 的表面若並無槽溝及凸緣，而運動情形又是和有槽溝和凸緣的理想情況是一樣的話，其中的狹道半徑 R_3 和 R_4 以及位置角 α ， β 需有某種恰當的關係才行。根據比較深入的分析，有下列關係可予利用

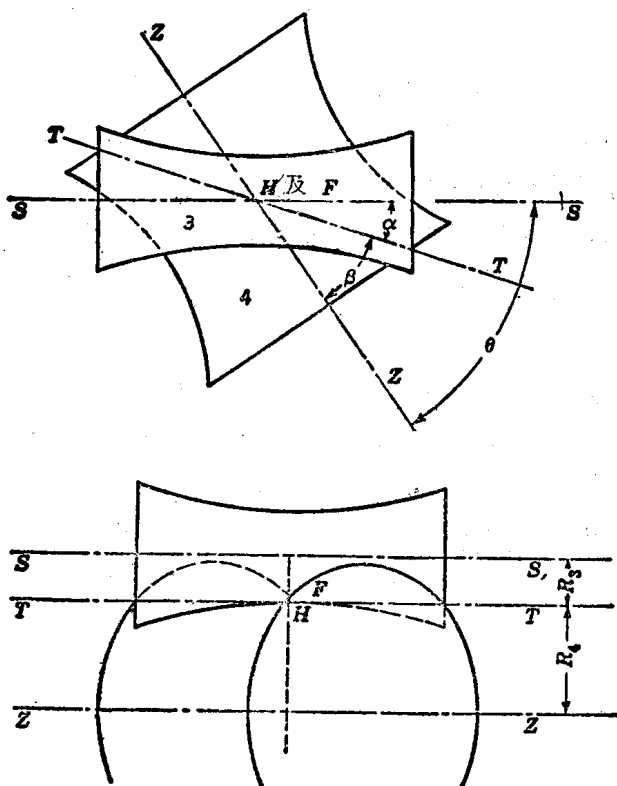


圖 10-4-4

$$\tan \beta = \frac{\sin \theta}{\omega_4 / \omega_3 + \cos \theta}, \quad \frac{\omega_4}{\omega_3} = \frac{R_3 \cos \alpha}{R_4 \cos \beta} \quad (10-4-2)$$