

机械原理

下册

浙江大学机械原理及另件教研組編

1 9 6 0

目 錄

第八章 平面機構的設計基礎

§ 8—1	平面機構設計的基本問題	1
§ 8—2	四連桿機構的性質	1
§ 8—3	四連桿機構的設計	8
§ 8—4	高付機構設計	17
§ 8—5	保證傳遞運動的幾何條件	26

第九章 凸輪機構及其設計

§ 9—1	凸輪機構的構造、類型及其應用	29
§ 9—2	凸輪機構的運動分析	34
§ 9—3	按已知從動件運動規律確定凸輪廓綫	39
§ 9—4	從動件的常用運動規律	45
§ 9—5	平板凸輪的最小尺寸	59
§ 9—6	平板凸輪機構的綜合	71
§ 9—7	特種曲綫的平板凸輪	76
§ 9—8	空間凸輪機構概述	89

第十章 齒輪機構及其設計

§ 10—1	齒輪機構的概述	83
§ 10—2	齒輪各部份的名稱、符號及基本尺寸的關係	96
§ 10—3	齒輪廓綫的形成	99
§ 10—4	漸開綫及其性質	101
§ 10—5	漸開綫齒輪的等速比傳動及其可分性	103
§ 10—6	漸開綫齒輪主要製造方法的原理	105
§ 10—7	標準齒條刀具切制的各種齒輪	107
§ 10—8	根切現象、最少齒數及最小移距係數	110
§ 10—9	漸開綫齒輪正確嚙合的條件	112
§ 10—10	任意半徑圓周上的齒厚	115
§ 10—11	無齒側間隙嚙合的方程式	116
§ 10—12	漸開綫齒輪傳動的嚙合要素和干涉現象	119
§ 10—13	漸開綫齒輪傳動的質量指標	122
§ 10—14	傳動類型及其選擇	132
§ 10—15	漸開綫齒輪傳動設計的步驟	134

§10—16	斜齒輪	138
§10—17	圓錐齒輪	144
§10—18	螺旋齒輪與蝸輪蝸桿	146
§10—19	諾維可夫齒輪概述	149

第十一章 輪 系

§11—1	輪系的類型及其應用	153
§11—2	普通輪系	154
§11—3	周轉輪系	158
§11—4	復合輪系	165
§11—5	行星輪系齒數的選擇	168
§11—6	滾珠式行星機構	175

第十二章 其他幾種常用機構

§12—1	萬向聯軸節	177
§12—2	歐氏聯軸節	181
§12—3	棘輪機構	182
§12—4	馬爾他機構	183
§12—5	不完全齒輪機構	187
§12—6	非圓形齒輪機構	188

附 錄

附錄1. 漸開綫函數數值表

附錄2. 等移距齒輪傳動的移距系數

附錄3. 齒輪正傳動在 $2 \geq i_{12} \geq 1$ 範圍內的移距系數表

附錄4. 正傳動在 $2 \geq i_{12} \geq 1$ 範圍內的齒頂降低系數 ν 表

附錄5. $\frac{\xi_1}{\xi_1 + \xi_2} - i_{12}$ 圖表

附錄6. 正傳動在 $5 \geq i_{12} \geq 2$ 範圍內的齒頂降低系數 ν 及小齒輪的移距系數 ξ_1 表

附錄7. 正傳動在 $10 \geq i_{12} \geq 5$ 範圍內的齒頂降低系數 ν 及小齒輪的移距系數表 ξ_1 表

附錄8. 正傳動在 $5 \geq i_{12} \geq 2$ 範圍內的大齒輪移距系數 ξ_2 表

附錄9. $\frac{1000\xi_c}{Z_c} - \alpha_s$ 圖表

附錄10. $\frac{1000\xi_c}{Z_c} - \frac{1000\nu}{Z_c}$ 圖表

第八章 平面机构的設計基礎

§8-1 平面機構設計的基本問題

平面机构的构件是在同一平面中运动，或者在若干平行的平面中运动着的。它們的組成，只能包括IV級付和V級付。当机构的构件都是用V級付連接起来的也就是連桿机构，称为低付机构。当机构的构件除了用V級付連接的以外，也有使用IV級运动付連接起来的，就称为高付机构，例如凸輪构件，齒輪构件以及摩擦輪机构都属于高付机构。由此可見，平面机构包括低付机构和高付机构兩類。但是，所有平面机构在設計中可能遇到的基本問題，不外乎两种：

(1) 从动件运动規律的实现，就是、按照工作所需要的运动規律設計机构。

(2) 机构上某一点的运动軌跡的獲得，就是，按照工作所需要的某一点的运动軌跡設計机构。

本章和以后的兩章中所討論的設計問題，基本上就是这两个問題，並且第一个問題是主要的。

低付平面机构在机械中、仪器中，都很广泛的应用着，因为它们有很多的优点，主要的优点，就是面接触（轉动付是圆柱面接触，移动付是平面接触）在运动付中单位面積上所受的压力比較小，因而磨損也較少，同时，圆柱面和平面的加工过程比較簡單，所能达到的精密密度也比較高，除此之外，低付本身常是几何封閉的运动付，它不需要另外的装置来保持运动付的接触。

低付机构虽然据有上述的优点，但是具体的設計工作难于达到所要求的运动規律。同时低付机构的运动付数目較多，累積的制造誤差也可能使运动規律不能达到要求。这些就是低付机构的主要缺点，由于設計方法的发展，低付机构的应用范围已逐渐扩大。例如，近年来許多数学运算机构已采用低付机构，且比以前采用凸輪机构和摩擦机构更为完善。

高付机构的情况正是和低付机构相反，它們的設計比較容易，並且理論上可以達到任何运动的要求，因此在自动机械或仪器装置中，它們也是很有用的。但是运动付接触处，单位面積所受的压力比較大，因而磨損也比較快。此外，高付的表面形状複雜，制造过程比較困难，也就不容易获得必要的精密密度，因此高付机构在实际的应用中也受到一定的限制。

由此可見，平面机构類型的選擇，在設計中是应当全盘考慮，按照工作要求分析比較，然后才可以决定的。此外，平面机构的設計和制造工作，有待解決的問題还不少，例如連桿机构的設計，就还缺乏完善的方法。因而本章所能討論的連桿机构，仅限于几种基本的四連桿机构。

§8-2 四連桿机构的性質

(1) 各构件的长度和固定件的調換对机构运动的影响：

四連桿機構是由一個固定件（机架），一個原動件和一個Ⅱ類二支組所組成的。例如圖 8—1 所示是四個有限長度的構件，用四個Ⅱ級轉動付連接起來的機構。由圖 8—1 可以看出構件 AB 能旋轉整周構件 CD 只能擺動，其所以能完成這樣的運動，完全是各構件長度關係所決定的茲作如下的分析：

令 a, b, c, d 分別表示構件 AB, BC, CD 及 AD 的長度。當 B 點轉到 B' 時， a 和 d 成一直線，與 b, c 形成 $\triangle B'C'D$ ，這樣 B 點可以繼續前進，因而得到一個必要的條件。

$$a + d < c + b \quad (8-1)$$

當 B 點到達 B'' 時，形成 $\triangle AC''D$ ，因而，

$$c < (b - a) + d$$

$$\text{即 } a + c < b + d$$

$$(8-2)$$

這時候 B 點可以繼續前進，但是 C 點將由 C'' 向右擺回同樣地當 B 點到達 B''' ，形成 $\triangle AC'''D$ ，因而

$$a + b < c + d$$

$$(8-3)$$

B 點繼續前進，完成整周的轉動，而 C 點則又由 c''' 向左擺回。由以上三個不等式可以得出， a 為最小。因為將不等式 (8-1) 與 (8-2) 相加得：

$$2a + c + d < 2b + c + d$$

$$\text{即 } a < b$$

將不等式 (8-1) 與 (8-3) 相加同樣可得：

$$a < c$$

將不等式 (8-2) 與 (8-3) 相加同樣可得：

$$a < d$$

因此， a 為最小，同時因為它和任一構件的長度相加都小於其餘二構件長度相加。而 b, c, d 中必有一最長，例如 d 最長，那麼，只要 $a + d < b + c$ ，則 (8-2) 及 (8-3) 二

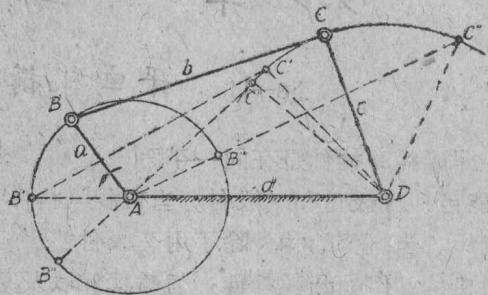


圖 8—1

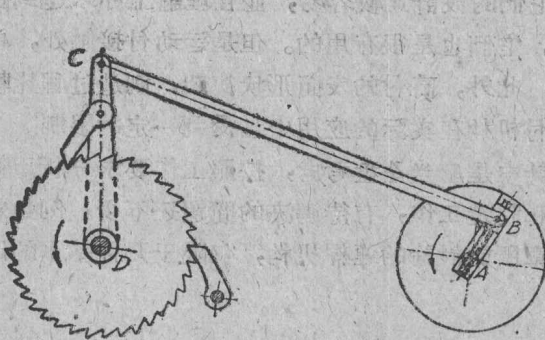


圖 8—2

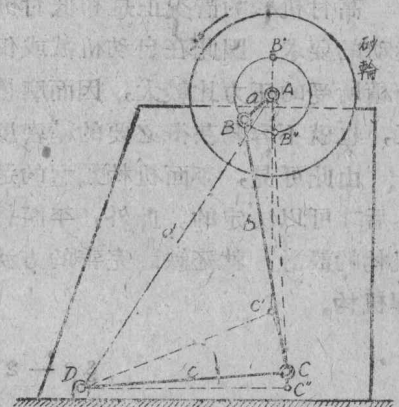


圖 8—3

式自然符合。由此可見，四連桿機構中的最短構件和最長構件的長度和小於其餘二件的長度和時，最短件可轉整周，稱為曲柄，其餘構件除了對曲柄外均作相對擺動，都稱為擺桿。

我們知道，四連桿機構只有一個活動度，這就是說，任一活動構件的運動規律為已知時，其餘二個活動構件的運動規律也隨之確定，這也就是說，四連桿機構的四個構件相對運動不變，如圖 8-1 所示機構，曲柄 AB 對其他構件作相對轉動，其餘三構件都作相對擺動，因而固定件調換，就可以得到三種不同的機構，當構件 AD 或 BC 固定時，構件 AB 相對固定構件（機架）AD 或 BC 作整轉，而構件 CD 相對固定構件 AD 或 BC 作擺動，故稱曲柄擺桿機構。如圖 8-2 所示鉋床中的進給機構及圖 8-3 所示的磨刀機的傳動機構可作為它應用的例子。當構件 AB 固定時如圖 8-4 所示，構件 BC 及 AD 相對固定構件 AB 作整轉，故稱為雙曲柄機構。如圖 8-5 所示的水泵機構，就是它應用的例子。當構件 CD 固定時，如圖 8-6 所示構件 AD 及 BC 相對固定構件 CD 作擺動，故稱為雙擺桿機構。如圖 8-7 所示之起重機機構就是它應用的例子。

以上我們只說明了一種情況，就是最短構件與最長構件

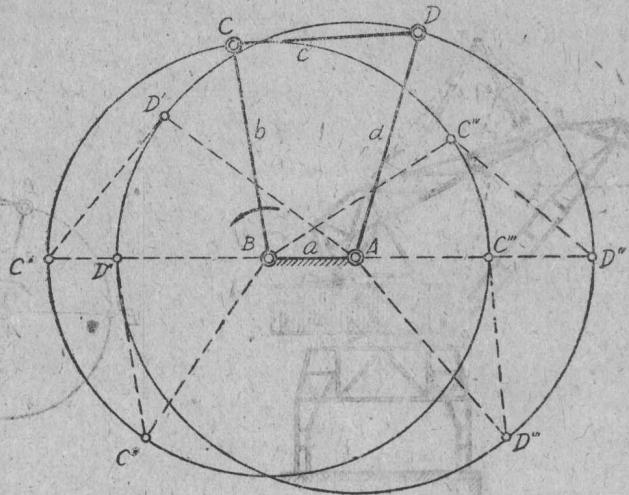


圖 8-4

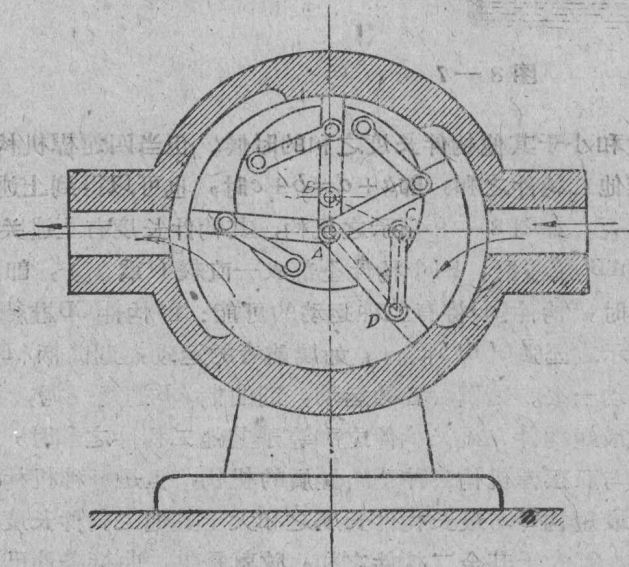


圖 8-5

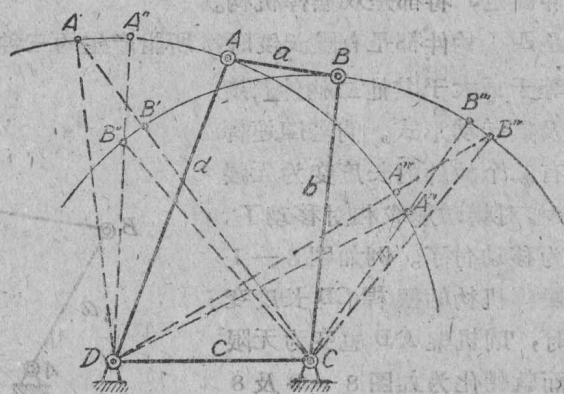


圖 8-6

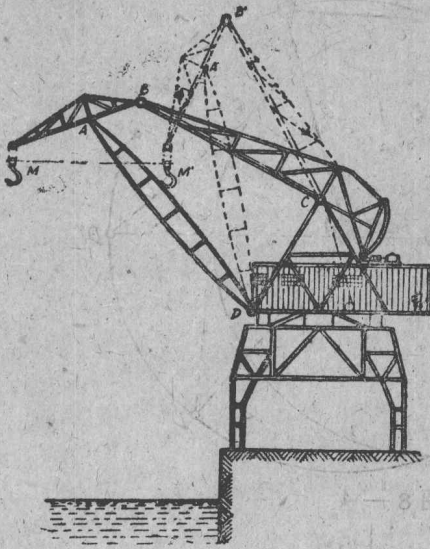


图 8-7

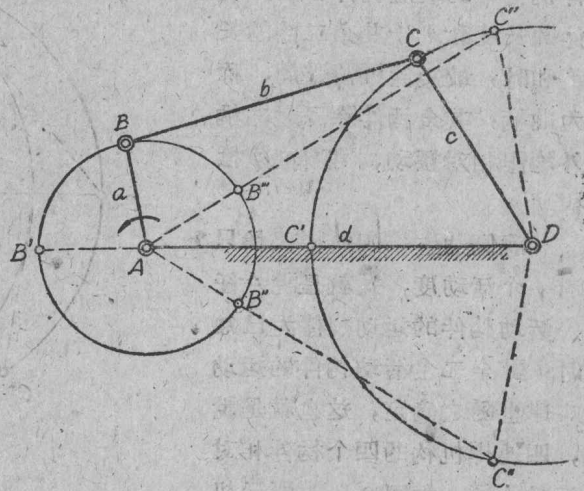


图 8-8

长度之和小于其他构件长度之和的时候。但当四連桿机构中，如最短构件与最长构件之和等于其他二构件之和，即 $a+d=b+c$ 时，也可以得到上述三种不同性质的机构。但是它有特殊情况。如图 8-8 所示之机构，其构件长度有上述关系，即 $a+d=b+c$ ，则当构件 AB 迴轉至 AB' 位置时，四个构件全部成一直线（重合），即构件 CD 在 C'D 位置，当构件 AB 繼續迴轉时，构件 CD 将有二种运动的可能：即构件 CD 繼續沿虚线所示之圆弧 C'C'' 运动，或沿实线所示之圆弧 C'C''' 同行。如属前者的运动，则曲柄 AB 迴轉二週，摆桿 CD 沿圆弧 C'''C'C'' 往复摆动一次。如属后者的运动，则曲柄 AB 迴轉一週，桿 CD 沿圆弧 C'''C' 往返摆动一次。因此当最短构件与最长构件之和等于其他二构件之和时，同样可以获得曲柄摆桿机构，双曲柄机构与双摆桿机构三种不同性质的机构，但是每种机构都有二种运动的可能。

当最短构件与最长构件长度之和大于其他二构件长度之和的时候，最长构件和任意一构件的和，都大于其余二构件之和，这就是說，曲柄条件已不存在，那么，只有相对摆动，无论那一构件固定，将都是双摆桿机构。

以上是四个构件都是有限长度时，所能产生的三种情况，即最短构件与最长构件长度之和小于，等于或大于其他二构件长度之和，以及其运动形式。倘若四連桿机构中，有二个构件的长度变为无限长时，那末相对轉动變成相对移动了，轉动付變成移动付了。例如图 8-1 所示曲柄摆桿机构的摆桿 CD 长度变为无限长时，则机架 AD 也变为无限长度，因而就轉化为如图 8-9 及 8-10 所示之曲柄滑块机构，冲床机构

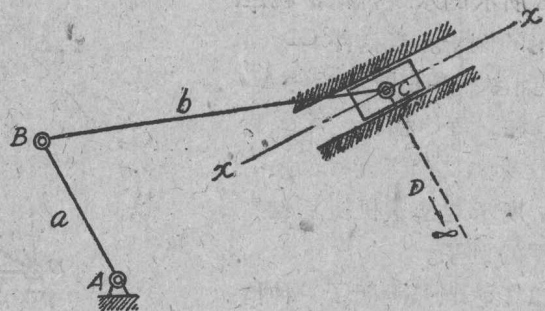


图 8-9

及发动机机构即为它应用的实例。当这个机构的固定构件调换时也将得出不同形式的机构。图 8—11 所示即为这种机构固定其他三构件时的三种情形。

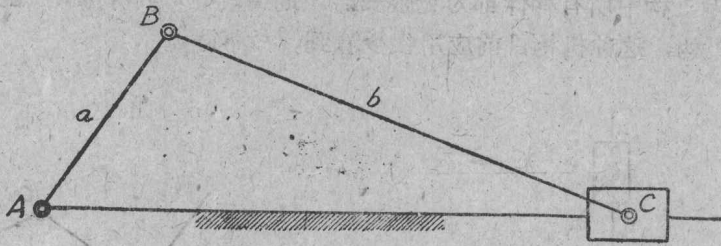


图 8—10

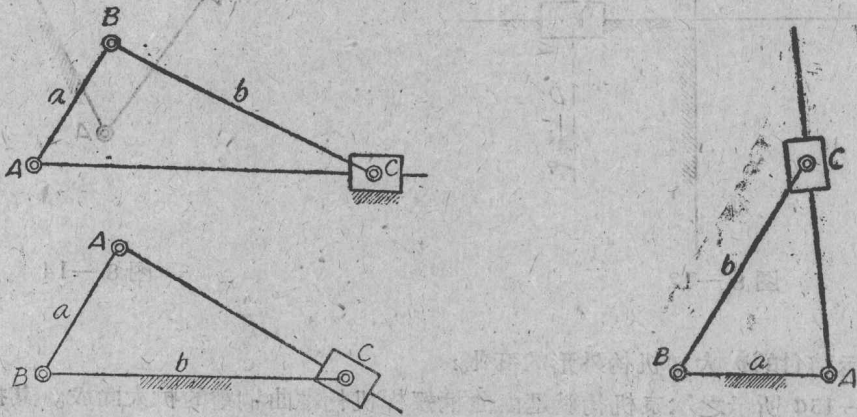


图 8—11

又当图 8—1 所示之四連桿机构中，如构件 BC, CD 及 AD 的长度都增大到无穷大时，则转动付 C 及 D 都将在无穷远，此时就可得到图 8—12 所示之双滑块机构，如图 8—13 所示之橢

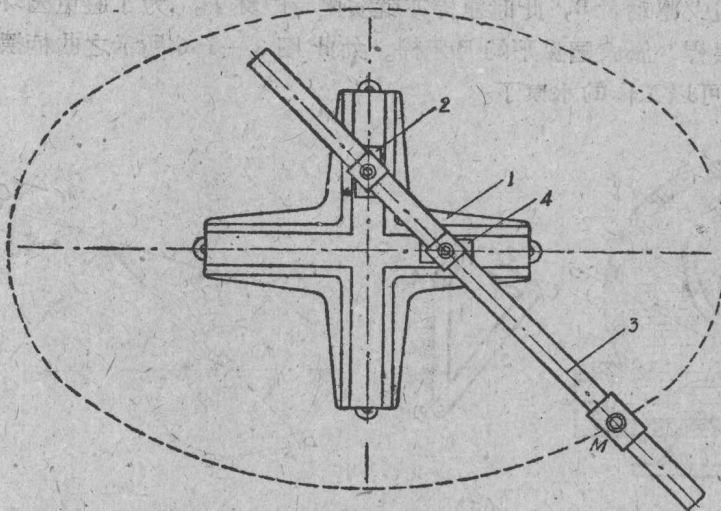


图 8—13

园仪机构，就是其应用的实例。若轉換其固定构件將同样可得到不同性质的机构及其应用的场合。

同样当四連桿机构中所有构件都为无限长时，則轉动付B及D將都在无穷远，此时就得到图8—14所示之机构，这种机构目前应用很少看到，故不詳述。

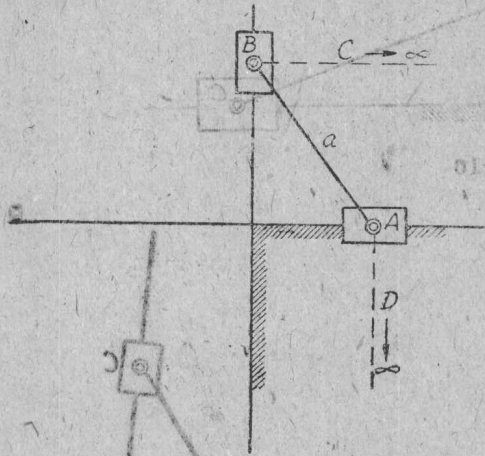


图 8—12

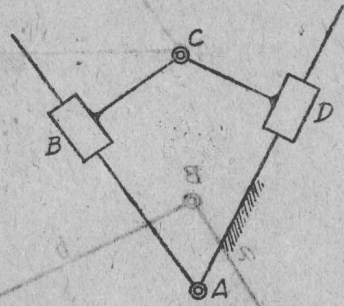
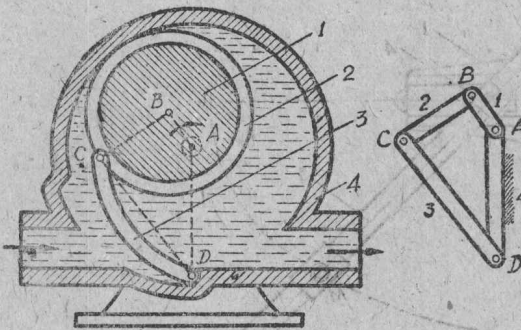


图 8—14

(2) 运动付的扩大和机构外形的变化:

如图8—15a所示之水泵机构就是由曲柄摆桿机构中曲柄銷的扩大而成。其扩大的过程是如此的，曲柄1（图8—156）与連桿2是以轉动付B连接的。这个轉动付可以看成是曲柄1上帶有一个圆柱銷放在連桿2上的同大小的圆柱孔中所組成，如果我們把曲柄1帶有的这个圆柱銷的半径扩大，直至扩大到包含曲柄軸A（即包含曲柄本身在內）而略小于連桿2的长时，則曲柄將以偏心輪1（图8—15a）的形式出現。原来連桿上的圆柱孔亦应相应地扩大套在偏心輪1上組成轉动付B，此时連桿亦就演化为园环了，为了避免园环与摆桿3发生碰撞現象，所以將摆桿3做成园弧形的月牙桿。如此图8—156所示之曲柄摆桿机构便演化为图8—15a所示之可以工作的水泵了。



(a)

图 8—15

(6)

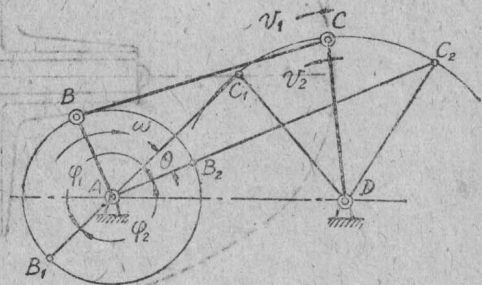


图 8—16

工程上有很多机构，都是应用上述方法，将机构中某些转动付扩大演化成为工作需要的机构的，这里不一一详述。

(3) 平均速比:

机构中的从动件往往在工作的回程中。具有較高的平均速度。因为回程常是空車，可以快些，以节省輔助時間，提高生產率。在工作行程，則因为工作的要求，一般是給定速度的。平均速比系数K，就是回程的平均速度与工作行程的平均速度的比例:

$$K = \frac{(\text{回程平均速度})}{(\text{进程平均速度})} = \frac{V_2}{V_1} \quad (8-4)$$

例如图 8—16 所示，曲柄摆桿机构的曲柄，一般是以均匀的角速度 ω 轉动的，但是摆桿 CD 由 C_1 得到 C_2 所需的时间，是曲柄由 AB_1 到 AB_2 所經過的时间 t_1 当摆桿由 DC_2 回到 DC_1 的时候，曲柄由 AB_2 按順时針方向轉回 AB_1 所經過的时间 t_2

因此，
$$V_1 = \frac{C_1 C_2}{t_1} = \frac{C_1 C_2}{\varphi_1 / \omega};$$

$$V_2 = \frac{C_1 C_2}{t_2} = \frac{C_1 C_2}{\varphi_2 / \omega}$$

得
$$K = \frac{V_2}{V_1} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \quad (8-5)$$

或
$$\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1} \quad (8-6)$$

式中 θ 为摆桿 CD 在二极限位置时，曲柄相应位置的补角。

又如图 8—17 所示之曲柄滑块机构。滑块的平均速比亦为:

$$K = \frac{V_2}{V_1} = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta};$$

或
$$\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1}.$$

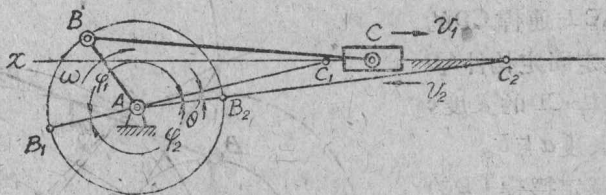


图 8—17

式中 θ 为滑块在二极限位置时，曲柄相应位置的补角。

必須指出，当滑块导路 xx 通过曲柄軸 A 时， θ 将为零，平均速比 K 将等于 1，即此机构无急回的作用。

§ 8-3 四連桿機構的設計

四連桿機構設計的基本任務，是在已知條件下，決定構件的長度。現在就按照給定的不同條件分別研究之。

(1) 按照給定擺桿二個極限位置設計曲柄擺桿機構。按照這個給定條件，我們需要確定各構件的長度 a, b, c 及 d 。確定各構件的長度時，常按某些附加要求，選定某些構件的長度，而後確定其他構件的長度。下面分別各種情形來研究。

(a) 如圖 8-18 所示，給定擺桿二個極限位置 φ_1 及 φ_2 ，設計曲柄擺桿機構。一般我們選定固定構件 AD 的長度 d 及擺桿 CD 的長度 c ，而後確定曲柄 AB 及連桿 BC 的長度 a 及 b 。

從曲柄軸 A 連接擺桿 CD 二個極限位置的 C_1 及 C_2 ，得

$$b - a = l_{AC_1} \quad (8-7)$$

$$\text{及 } b + a = l_{AC_2} \quad (8-8)$$

因此，由上述二方程式即可解得曲柄 AB 及連桿 BC 的長度 a 及 b 。

$$a = \frac{1}{2} (l_{AC_2} - l_{AC_1}), \quad (8-9)$$

$$b = \frac{1}{2} (l_{AC_2} + l_{AC_1}). \quad (8-10)$$

按照上式可以用圖解法求 a 及 b 。以 A 為圓心， l_{AC_1} 為半徑作弧與 C_2A 延長綫交於 C' 點。截取 $C'C_2$ 的中點 B_2 ，即得 $l_{AB_2} = a$ 及 $l_{B_2C_2} = b$ 。

(6) 按照給定擺桿二個極限位置 φ_1 及 φ_2 ，而希望得到一定的平均比速 K 時，我們可以選定擺桿 CD 的長度 c 而後確定固定構件 AD 的長度 d 及曲柄 AB 與連桿 CD 的長度 a 與 b 。也可以選定固定構件 AD 的長度 d ，而後確定擺桿 CD 的長度 c 及曲柄 AB 與連桿 BC 的長度 a 與 b 。

(i) 現在先研究選定擺桿 CD 的長度 c 後，如何確定其他構件長度的問題。如圖 8-19 所示，按給定條件作出擺桿二個位置 φ_1 及 φ_2 選定擺桿長度 c 後得轉動付 C 的二個位置 C_1 及 C_2 。按給定的平均速比 K 用公式 (8-6) 求得 θ 後，只要使設計出的機

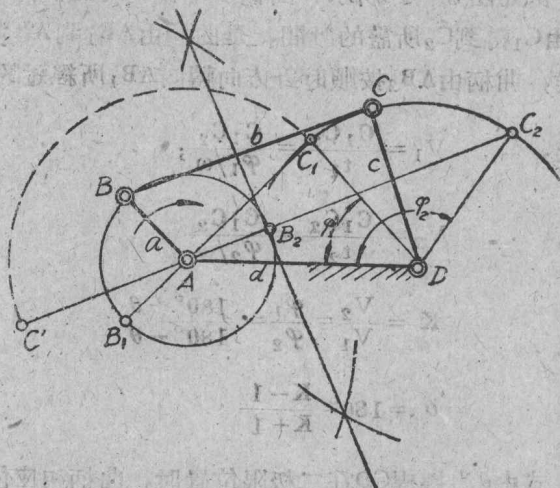


圖 8-18

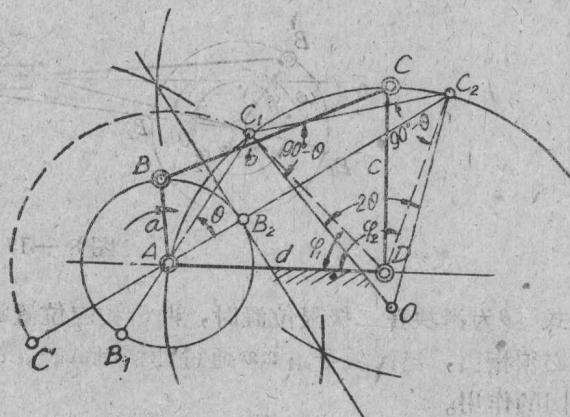


圖 8-19

构，其曲柄轴A与摆杆C点的二个位置 C_1 及 C_2 连线夹角等于 θ ，即能满足要求。我们可以联接 C_1 及 C_2 ，并以 C_1C_2 为底，作底角为 $90^\circ - \theta$ 的等腰三角形 OC_1C_2 ，以 O 为圆心， OC_1 为半径作圆，与固定构件交于 A 点，则由几何关系可以知道 $\angle C_1AC_2 = \theta$ 。因为圆周角是同弧所对之中心角的一半，因此， $\angle C_1AC_2 = \frac{1}{2} \angle C_1OC_2 = \theta$ 。如此得固定构件 AD 的长度 d 。留下的曲柄 AB 及连杆 BC 之长度 a 及 b ，就可以用图 8—18 同样的方法来确定了。

如果给定的是摆杆二个相对极限位置，即只给定 $\varphi_2 - \varphi_1$ 时，那末就需选择适当的固定构件的长 d 后，以 D 为圆心， d 为半径作弧交圆于 A 点，联 AD，即可求得 φ_1 值，而后再确定 a 及 b 。

(ii) 现在再来研究选定固定构件 AD 的长度 d 后，如何确定其他构件长度的问题。如图 8—20 所示，按给定条件作出摆杆二个位置 φ_1 及 φ_2 。选定固定构件 AD 的长度 d 。按公式 (8—6) 求得的 θ 值，确定摆杆的长度 c ，在作机构图时，是按一定的长度比尺作出的。为确定摆杆 CD 的长，可暂不定比尺，任选 CD 的长，得 C_1 及 C_2 ，然后按照前法，以 C_1C_2 为底，作底角等于 $90^\circ - \theta$ 的等腰三角形 $C_1O'C_2$ 。以 O' 为圆心， $O'C_1$ 为半径作圆交固定构件于 A' 点。由于 d 是选定的，故可求出比尺

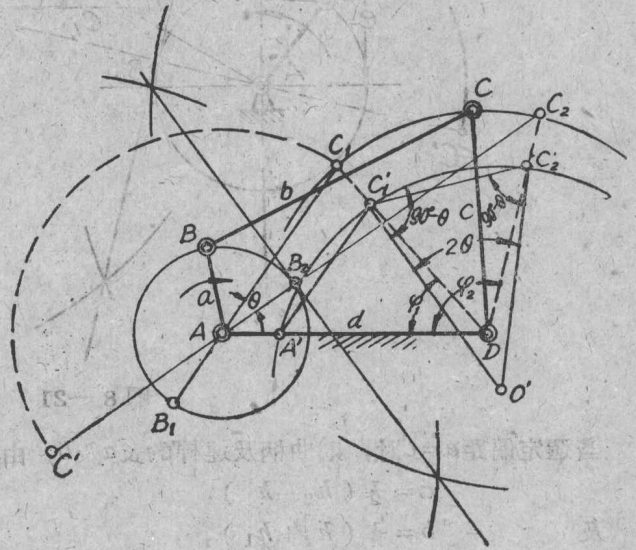


图 8—20

$$\mu_l = \frac{d}{A'D} \quad (8-11)$$

则摆杆长将为：

$$c = C_1'D \cdot \mu_l = C_1'D \cdot \frac{d}{A'D} \quad (8-12)$$

或
$$\frac{c}{d} = \frac{C_1'D}{A'D} \quad (8-13)$$

由上式知，摆杆长 c 与固定构件长 d 的比等于 $C_1'D$ 与 $A'D$ 的比。因此，当图纸上原来用 AD 代表 d 时，摆杆长 c 的线段 $C_1'D$ 可以按比例求得，即联 $A_1'C_1'$ ，过 A 点作 $A_1'C_1'$ 的平行线交 DC_1' 延长线于 C_1 ，则得摆杆长 c 的线段 DC_1 。留下的问题，仍可用图 8—18 所示的方法来确定。这里不再重复。

(2) 按照给定滑块的二个极限位置设计曲柄滑块机构。这个问题与曲柄摆杆机构设计一样，同样可分别下列几种情形来研究。

(*) 如图 8-21 所示, 给定滑块二个极限位置 C_1 及 C_2 即给定 h_1 及 h_2 设计曲柄滑块机构。一般我们选定曲柄轴 A 的位置, 即选定偏距 e 值, 而后按公式 (8-9) 及 (8-10) 确定曲柄 AB 及连杆 BC 的长 a 及 b , 或用图解法确定之。

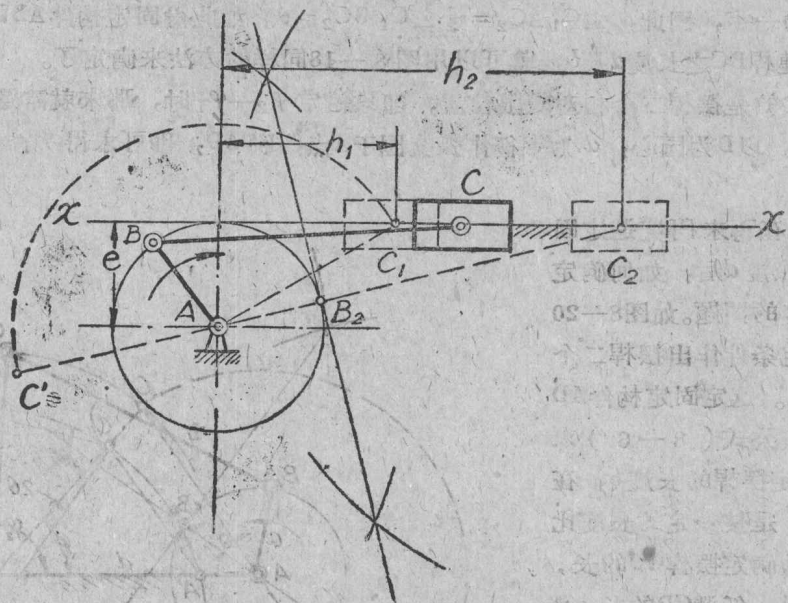


图 8-21

当选定偏距 $e=0$ 时, 则曲柄及连杆的长 a 及 b , 由公式 (8-9) 及 (8-10) 得:

$$a = \frac{1}{2}(h_2 - h_1), \quad (8-14)$$

及
$$b = \frac{1}{2}(h_2 + h_1), \quad (8-15)$$

(6) 按照给定滑块二个极限位置 h_1 及 h_2 , 而希望得到一定的平均速比 K 时, 我们可以

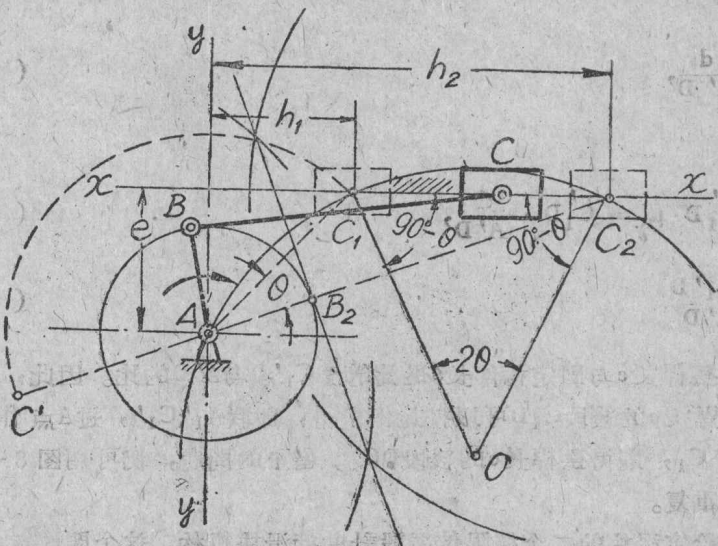


图 8-22

先按公式(8-6)計算 θ 值。以 C_1C_2 为底作底角等于 $90^\circ - \theta$ 的等腰三角形 C_1OC_2 (图8-22), 以 O 为圆心, OC_1 为半径作圆与垂线 yy 交于 A 点。联 AC_1 及 AC_2 , 則得 $\angle C_1AC_2 = \theta$, 故以 A 为曲柄軸, 若能得到給定平均速比 K 的曲柄滑块机构。曲柄 AB 与連桿 BC 的长 a 与 b 仍按前法确定。

如果給定的是滑块二个相对位置, 即只給定 $h_2 - h_1$ 时, 那末就需選擇适当的偏距 e , 作 xx 的平行线交圆于 A 点, 即得 h_1 的值, 而后再确定 a 及 b 。

(3) 給定导桿的二个极限位置, 設計导桿机构。

图8-23所示为一导桿机构。

由图知, 导桿的二个极限位置是与曲柄相垂直的二个位置 DB_1 及 DB_2 。因此, 当給定了导桿的二个极限位置, 我們可以選定固定件的长 l_{AD} 得 A 点后, 过 A 点作导桿的垂线 AB_1 及 AB_2 , 即得曲柄的长度。

此导桿机构的平均速比仍为:

$$K = \frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta},$$

即
$$\theta = 180^\circ \frac{K-1}{K+1}$$

又按几何关系知道, 导桿二极限位置間的夹角 ψ 等于 θ , 因此欲設計得到給定平均速比的导桿机构, 可以先按平均速比 K 計算 ψ , 而后确定曲柄长度即可。

(4) 給定連桿的二个位置設計四連桿机构。按照这个給定条件, 我們所需确定的仍是各构件的长度 a, b, c 及 d 。一般有下列二种解法。

(a) 如图8-24所示, 給定連桿二个位置 M_1N_1 及 M_2N_2 。我們可以選定連桿上二轉动付 B 及 C 的位置, 即選定連桿长 b , 而后确定其他构件的长度。

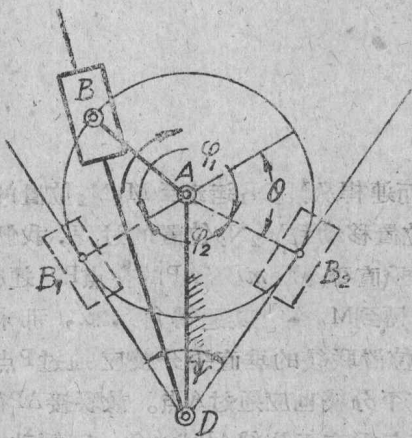


图8-23

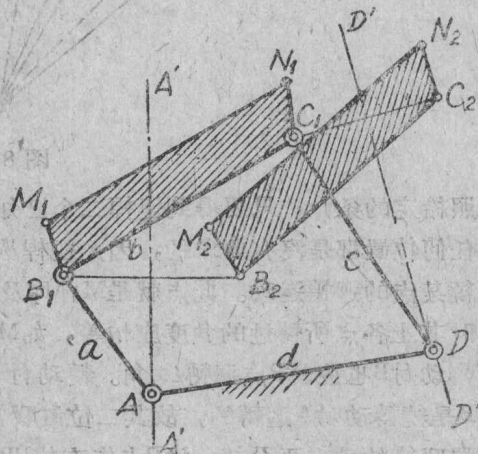


图8-24

如图所示，当連桿上二轉動付B及C的位置被選定后，得連桿被給定的二个位置 B_1C_1 及 B_2C_2 。我們知道，連桿上的轉動付B是繞轉動付A迴轉的，故 B_1 及 B_2 应位于以A为圆心的园周上，同样轉动C的位置 C_1 及 C_2 应位于以D为圆心的园周上。因此，我們可以作 B_1B_2 之垂直平分綫 $A'A'$ ，轉動付A必在此垂直平分綫上，亦就是說，直綫 $A'A'$ 上任一点都可作为轉動付A的位置。同样作 C_1C_2 的垂直平分綫 $D'D'$ ，則在此直綫 $D'D'$ 上任一点都可作为轉動付D点的位置的要求。

如果欲獲得含有曲柄的四連桿机构，那末在選定轉動付A及D的位置时，应使所獲得构件的长度能滿足 $a+d < b+c$ 的条件。如果欲獲得曲柄滑块机构，可以取轉動付D在无穷远，則构件CD将演化为滑块了。

(6) 如图8—25所示，給定了連桿二个位置 M_1N_1 及 M_2N_2 。我們可以選擇适当的轉動付A及D的位置，即選定固定构件的长度 d ，而确定其他构件的长度，亦就是要确定連桿上二轉動付B及C的位置。

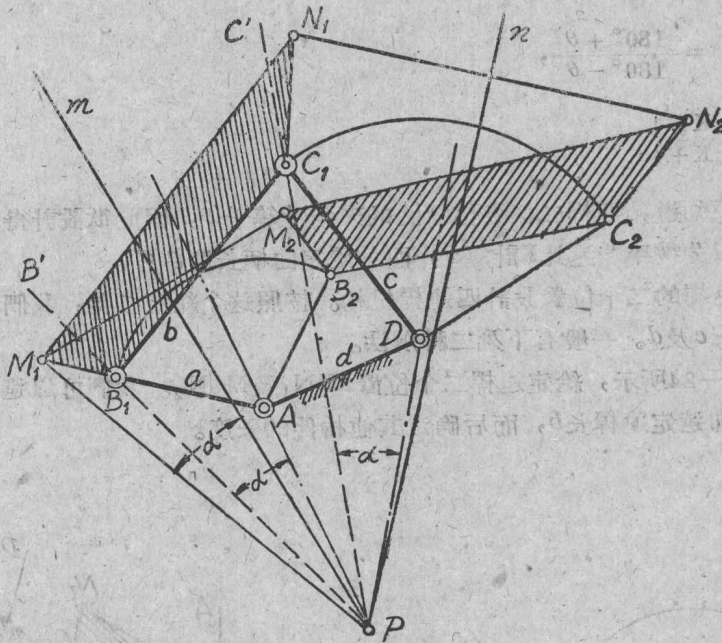


图8—25

按照給定的条件，只要得到連桿二个已知位置，而連桿从 M_1N_1 运动到 M_2N_2 位置的过程中其他任何位置都是沒有要求的，因此連桿从 M_1N_1 位置移动到 M_2N_2 位置的过程，我們可以看成是繞某点的迴轉运动。此点就是 M_1M_2 及 N_1N_2 的垂直平分綫 mP 及 nP 的交点P，連桿繞P点迴轉时其上各点所轉过的角度应相等，如M点自 M_1 轉到 M_2 点，其迴轉角为 2α ，那末在連桿上的轉動付B也应繞P点迴轉 2α 角。轉動付B的二个位置联綫的垂直平分綫应通过P点，同时由于B是繞轉動付A迴轉的，故其二位置联綫的垂直平分綫也应通过A点。故联接AP得B点二个位置联綫的垂直平分綫。过P点作直綫 PB' ，使其与垂直平分綫AP成 α 角，則轉動付B的位置 B_1 必在直綫 PB' 上。故我們可以在此直綫上選擇适当的位置作为轉動付B的位置 B_1 ，此构件AB的长度就被确定了。

同样的道理。联接DP，过P点作直线PC'，使其与PD的夹角等于 α ，则可以在PC'直线上选定适当的位置作为转动付C的位置C₁，如此构件CD的长度及连杆BC的长度同时被确定了。

(5) 给定连杆的三个位置设计四连杆机构。按照这个给定条件设计四连杆机构的方法与前述给定连杆二个位置的方法，基本上是相同的，现简述如下。

(a) 如图8-26所示，给定了连杆三个位置M₁N₁，M₂N₂及M₃N₃，我们可以选定转动付B及C的位置，即得B₁，B₂，B₃及C₁，C₂，C₃。由于B₁，B₂及B₃位于圆心为A的圆周上，故可作得B₁B₂及B₂B₃的垂直平分线交于A点，即得构件AB的长度为a，同样作C₁C₂及C₂C₃的垂直平分线交于D点，即得构件CD的长为c，同时得固定构件的长为d。

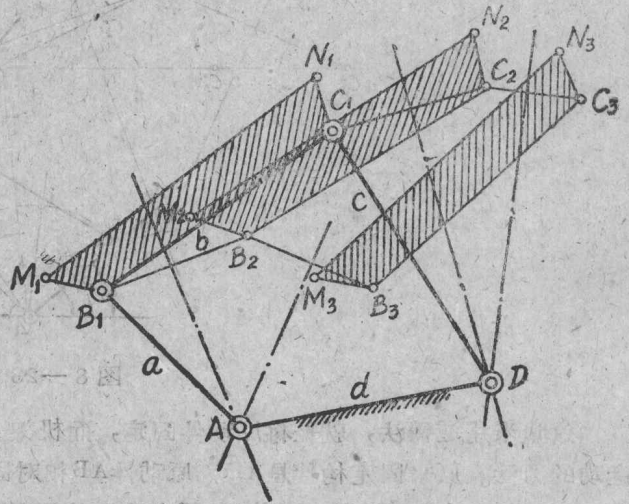


图 8-26

(6) 如图8-27所示，给定了连杆三个位置M₁N₁，M₂N₂及M₃N₃，我们可以选定转动付A及D适当的位置，按照图8-25所示方法来解其他构件的长度。

当连杆自M₁N₁位置移动到M₂N₂位置的过程中，看成是绕P₁₂点的转动，因此，连杆上的转动付B应位于直线P₁₂B'上。当连杆自M₁N₁位置移动到M₃N₃位置的过程中，看成是绕P₁₃点的转动，因此，连杆上的转动付B应位于直线P₁₃B''上，由此可知，连杆上的转动付B应位于直线P₁₂B'及P₁₃B''的交点B₁上。同样可得连杆上转动付C应位于直线P₁₂C'及P₁₃C''的交点C₁上。由此即得各构件的长度a，b及c。

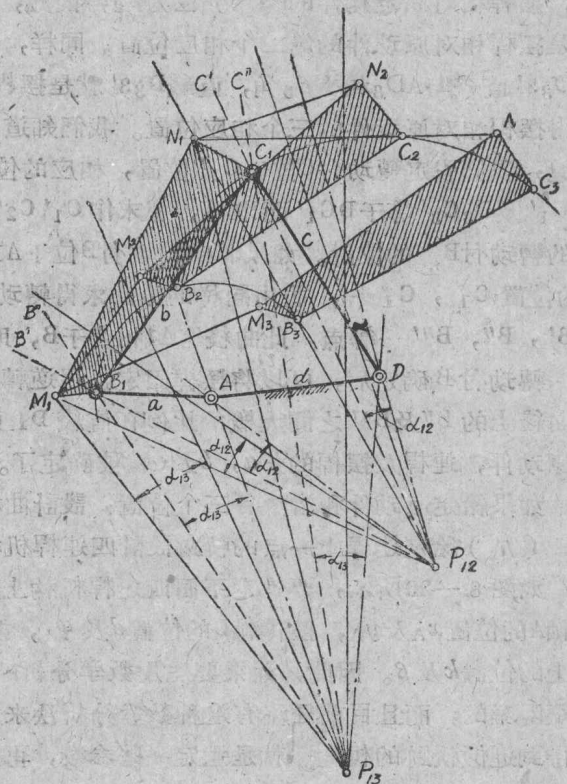


图 8-27

(6) 给定原动件和摆杆各三

个位置，設計四連桿构件。如图 8—28 所示，給定了原动件 AB 的三个位置 A₁、A₂ 及 A₃ 与摆桿 DC 相应的三个位置 D₁、D₂ 及 D₃。需确定原动件，連桿及摆桿的长度 a、b 及 c。

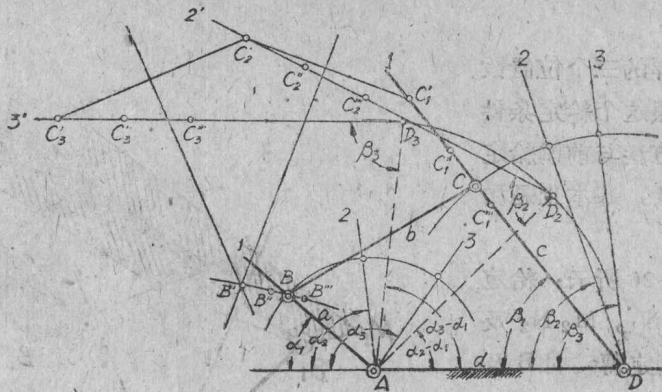


图 8—28

这里采用逆轉法，就是将原动件固定，而机架（原来的固定构件）相对原动件相反方向运动的方法。原来固定构件是 AD，原动件 AB 相对固定构件自 A₁ 迴轉到 A₂ 位置的同时，摆桿相对固定构件自 D₁ 迴轉到 D₂ 位置。現在我們將原动件固定，而固定构件 AD 相对原动件繞 A 軸相反方向迴轉相同大小的角度，即自 AD 迴轉到 AD₂ 位置， $\angle D_2AD = \angle 1A2 = \alpha_2 - \alpha_1$ 。在此同时，摆桿相对固定构件的迴轉角应为 β_2 ，因此，过 D₂ 点作 D₂2' 与 AD₂ 相夹 β_2 角，直綫 D₂2' 就是摆桿相对原动件的第二个相应位置。同样，将 AD 相对原动件迴轉到 AD₃ 位置，过 D₃ 点作 D₃3' 直綫与 AD₃ 相夹 β_3 角，直綫 D₃3' 就是摆桿相对原动件的第三个相应位置。如此，我們得摆桿相对原动件的三个相应位置。我們知道，摆桿上的轉动付 C 是繞轉动付 B 迴轉的。因此，我們假定轉动付 C 位于 C₁' 位置，相应的位置 C₂' 及 C₃' 可在直綫 D₂2' 及 D₃3' 上截取 D₂C₁' 及 D₃C₃' 等于 DC₁' 而求得，那末作 C₁'C₂' 及 C₃' 三点共圆的园心 B'，則 B' 就是原动件的轉动付 B 点的位置。如果希望轉动付 B 位于 A₁ 直綫上，則可在摆桿上假定一系列轉动付 C 的位置 C₁'，C₁'...，並用同样的方法求得轉动付 B 相应的位置 B''，B''...。用曲綫联接 B'，B''，B''... 等点，此曲綫与 A₁ 相交于 B，則此 B 点就是欲确定的轉动付 B 的位置。

轉动付 B 确定后，可以将摆桿固定，用逆轉法确定轉动付 C 的真实位置。或者按照 B 点在曲綫上的 B' 及 B'' 之間大概的比例在直綫 D₁1 上的 C' 及 C'' 之間找得轉动付 C 的位置。如此原动件，連桿及摆桿的长 a、b 及 c 就被确定了。

如果給定原动件和滑块各三个位置，設計曲柄滑块机构的問題与此類似，故不再討論。

(7) 給定連桿上一点的軌跡設計四連桿机构。

如图 8—29 所示，要确定平面四連桿机构上某一点 M 的位置，需要知道九个参数：曲柄軸 A 的位置 x_A 及 y_A ，摆桿軸 D 的位置 d 及 φ_1 ，摆桿长 a，連桿长 b，摆桿长 c 以及 M 点在連桿上的位置 k 及 β 。因此，如果要想用数学分析的方法設計这九个参数来完成給定的軌跡，是很困难的，而且目前还没有这种数学分析法来解决这种問題。一般常用下述实验的方法来得到近似軌跡的机构。就是選定一些参数，再用实验法确定另外一些参数的办法来近似地完成所給定的軌跡。

如图 8—30 所示，給定 M 点的軌跡 mm，設計四連桿机构。首先選定曲柄軸 A 的位置。而