

实用连杆机构综合

SHIYONG LIANGAN JIGOU ZONGHE

陈明哲 编译

机械工业出版社

实用连杆机构综合

陈明哲 编译



机械工业出版社

本书是关于连杆机构综合方面的普及读物。本书是以[美]D. C. Tao 著《Applied Linkage Synthesis》一书为基础，参考其他书籍编译而成。

全书共分十一章。叙述了机构传动角的确定、相对极点方法、运动反转方法、覆盖试验方法、按极限位置设计机构和按传动比设计机构、极点力方法以及点位归并方法等等。在理论方面还介绍了运动几何基础知识，并附有足够的图和应用实例。全书的叙述直观易懂，切实可行，对发明创造新机构将有所启发。

本书适宜于具有高中文化程度的机械工人、技术革新者，以及工程技术人员和工科大专院校学生阅读。

实用连杆机构综合

陈明哲 编译

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南街一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第117号）

重庆印制一厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

开本787×1092 1/16 ·印张8 ·字数189千字

1981年7月北京第一版·1981年7月北京第一次印刷

印数 00,001—10,000 ·定价0.86元

统一书号：15033·4940

编译者的话

本书是以D. C. Tao著《Applied Linkage Synthesis》一书为基础，参考其他书籍编译而成的。

编译本书的目的在于普及平面连杆机构综合方面的知识，使读者能基本上掌握平面连杆机构的设计方法，对于发明创造新机构新机器有所启发。另外，使读者对机构综合有所了解，引起兴趣，以利于进一步学习。

书中叙述了各种平面连杆机构的设计方法，主要是介绍几何法。该方法直观易懂，在工程实践中切实可行。并附有一些应用实例，使读者能学以致用。选例时，国内已公开发表的实例尽量不收，以免重复。由于本书仅叙述几何法，因此所举的例子中有些只能是带启发性的，而不能很精确地计算出各杆件的长度。希望读者能在学习本书的基础上学习解析法，从而比较全面地掌握机构综合方法。

原书中的一些错误在编译时均已加以纠正。

在编译过程中，蒙白师贤先生多所鼓励，得到张国煜等同志的大力支持，吴常青同志代为绘制部分插图。李学荣先生、孙可宗先生和张家颀先生仔细审阅全稿，提出不少宝贵意见，使本书的质量得到提高，在此表示衷心感谢。

由于编译者水平限制，错误缺点在所难免，希望读者批评指正。

编 译 者

1979年8月

目 录

编译者的话	
第一章 绪 论	1
一 连杆机构的应用和综合简介	1
二 四连杆机构及其设计的基本知识	3
(一) 刚体的运动变换	4
(二) 运动反转	5
三 连杆机构设计问题的分类	6
第二章 连杆机构的传动角	7
一 传动角的重要性	7
二 一些连杆机构传动角的确定	8
(一) 双摇杆机构	8
(二) 曲柄摇杆机构	9
(三) 曲柄连杆机构	9
(四) 导杆机构	9
(五) 六杆机构	9
(六) 双曲柄五杆机构	10
三 最佳传动角及其求解	10
第三章 按给定的角位移设计连杆机构	12
一 引 言	12
二 相对极点方法	12
三 运动反转方法	16
四 变相似三角形方法	19
五 覆盖试验方法	21
六 由两个四连杆机构组成的六杆机构	22
第四章 按给定的极限位置夹角设计曲柄摇杆机构	24
一 引 言	24
二 按给定的极限位置夹角设计曲柄摇杆机构	24
(一) 一般情况	24
(二) $\theta_{12}-\phi_{12}=180^\circ$ 情形	26
三 几个例子	27
第五章 曲柄连杆机构的设计	30
一 按给定的角位移和线位移设计曲柄连杆机构	30
(一) 相对极点方法	30
(二) 运动反转方法	32
二 按给定的极限位置设计曲柄连杆机构	33
三 导杆机构的设计	35
四 几个例子	36

第六章 按给定的传动比设计连杆机构	39
一 相对瞬心	39
二 按给定的传动比设计连杆机构	41
三 输出杆件速度可调节的连杆机构	43
四 在一定转角范围内传动比近似不变的四连杆机构的设计	46
(一) 相对极点方法、运动反转方法和覆盖试验方法	46
(二) 相对瞬心方法	48
(三) 瞬心轨迹方法	49
五 传递转矩的四连杆机构的设计	52
第七章 极点力方法在连杆机构设计中的应用	55
一 引言	55
二 瞬心和共线轴的确定	55
三 极点力方法的图示说明(输入杆和输出杆各作用一个力的情况)	55
四 曲柄和连杆之间的弹簧同输出杆件上的力的平衡	59
五 对角铰链之间的力和输出杆件上的力的平衡	61
六 在复杂机构上有两个力作用的情况	61
七 在四连杆机构上有两个以上的力作用的情况	63
第八章 连杆曲线	65
一 引言	65
二 罗伯茨定理	65
三 对称连杆曲线的作图	67
四 连杆曲线的二重点和尖点	68
五 由连杆曲线的圆弧或直线部分产生停歇运动	70
六 由双曲柄五杆机构产生多停歇运动	72
第九章 运动几何基础知识	75
一 极点三角形及其性质	75
二 有限相离位置的中心曲线和圆点曲线	76
三 欧拉-沙瓦里方程	84
四 博比利尔作图法	86
五 无限接近位置的中心曲线和圆点曲线	88
(一) 解析解	88
(二) 作图法	93
第十章 实现给定圆弧或直线轨迹的连杆机构的设计	95
一 引言	95
二 点位归并方法	95
三 输出可调节的连杆机构	98
四 一些能产生直线轨迹的四连杆机构	100
五 运动平面上轨迹为直线的点的一些性质	101
(一) 三点位于一直线上	101
(二) 四点位于一直线上	102
六 运用拐圆来设计复演直线轨迹的连杆机构	103
七 用对称双曲柄五杆机构产生直线轨迹	104
第十一章 实现给定复杂运动的连杆机构的设计	106

Ⅷ

一 引 言.....	106
二 连杆曲线方法	106
三 中心曲线方法	107
四 点位归并方法	108
五 点位-角移量相配问题.....	109
附 录.....	115
一 在运动平面两个无限接近位置上具有相同曲率半径的点方程	115
二 机构精确度的基本知识	117
主要参考资料	120

第一章 绪 论

一 连杆机构的应用和综合简介

连杆机构是一种常见的机构。即使在日常生活中，我们也会发现许多连杆机构应用的例子。例如：图1-1示出了一种照相机的快门机构简图。曲柄在弹簧（图中未画出）的作用下，运动到虚线位置，带动叶片来回摆动，使快门打开，然后关闭。图1-2示出了一种打火机中的连杆机构[⊖]。当然，在工程技术中连杆机构的应用更为广泛，从大型的挖土机一直到精密仪表均可找到连杆机构的应用。

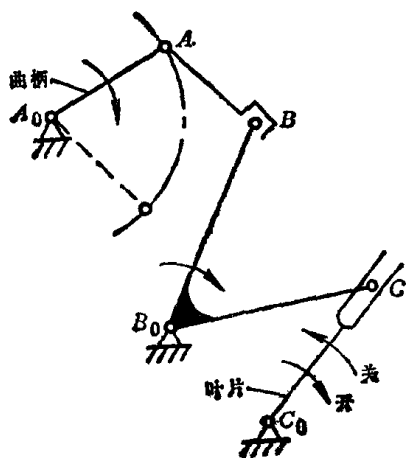


图1-1 一种照相机的快门机构简图

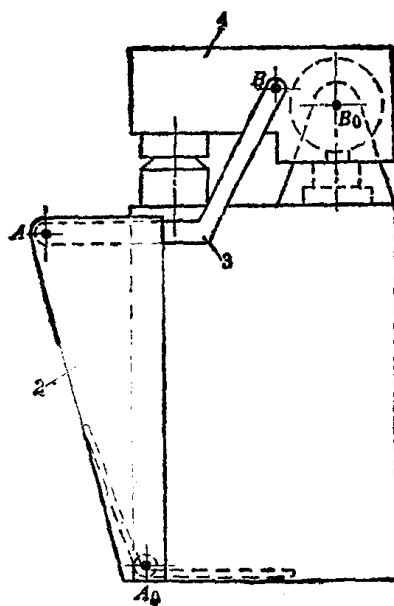


图1-2 一种打火机中的连杆机构 A_0ABB_0 。

人类很早就开始应用连杆机构了。不过，长期以来在连杆机构的设计和应用中一直是靠摸索、凭经验进行的。后来经过很多科学家做了不少工作，而且形成了累罗(F. Reuleaux)和契贝谢夫(П. Л. Чебышев)两大学派，他们系统地对连杆机构进行了研究，创造了许多方法，使机构综合学（包括连杆机构综合）有了迅速的发展。

现在，机构综合学已发展得相当成熟了。古老的连杆机构经常得到崭新的应用，例如：由连杆机构组成的平衡吊，可以在平衡区内任何位置保持平衡，用于厂内工件的起吊、搬运相当方便（图1-3）[⊕]；在书写电话中，连杆机构 A_0ABB_0CDE 为具有两个自由度的七杆机构（图1-4）。连杆机构把发信笔在写字台板上的位置分解为两个部份，分别传给 X 向伺服电机（装在 A_0 处）和 Y 向伺服电机（装在 B_0 处）的转子，变成转子的转角[⊗]。

⊕ 工作原理参见P.43 [实例]。

⊗ 工作原理见北京电机厂编、《平衡吊》，机械工业出版社，1975。

⊙ 工作原理见图1-4b)，当 G 点沿 X 向运动时，杆件 EB_0 基本上不动， G 点的运动经杆件 GD 、 DC 、 CB 和 AB 变为 A_0A 的转动；当 G 点沿 Y 向运动时，杆件 CB 、 AB 和 A_0A 基本上不动， G 点的运动变为杆件 EB_0 和 DC 的转动（平行四边形机构）。

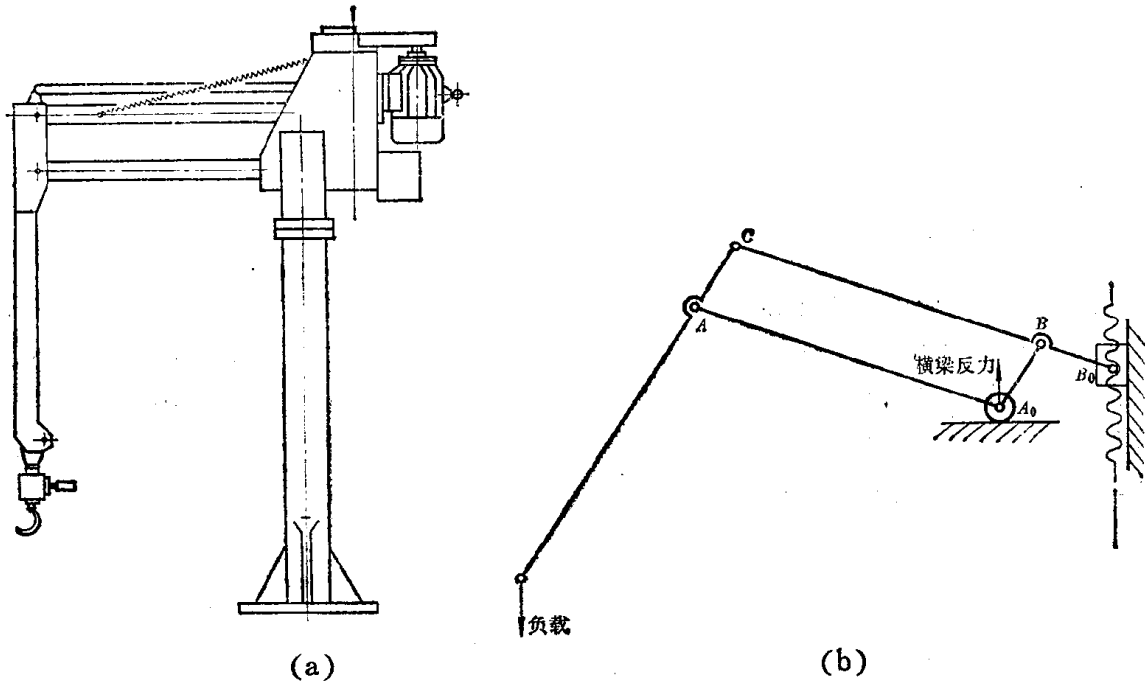


图1-3 平衡吊及其机构简图

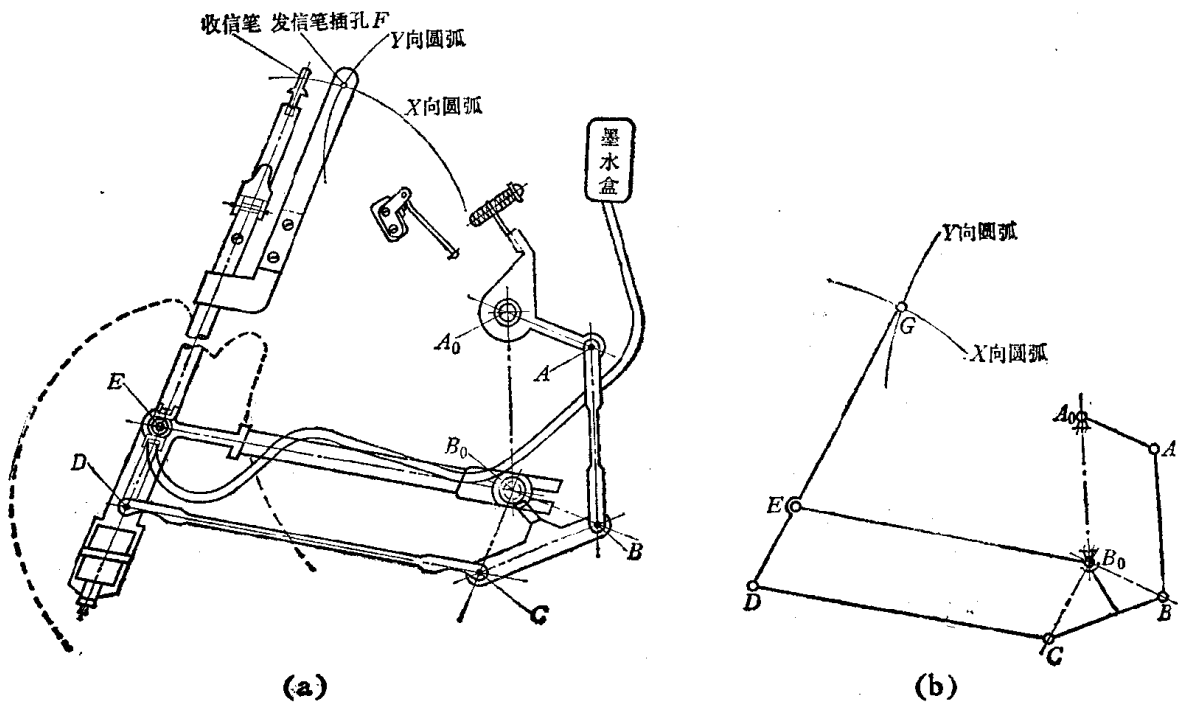


图1-4 书写电话中的连杆机构及其机构简图

究竟什么是机构综合呢？我们知道，对于机械的研究可以分为两个方面：对于现有机械的运动、动力等方面的分析，这是机构分析；对于实现预定运动规律的新机械的设计，这就是机构综合。

如果我们要把某种手工操作机械化，我们必须亲自实践，反复实践，找出能为机械实现的运动规律。这时往往要打破许多传统的观念，还要运用机构综合知识，在初步找出所要实现的运动规律后，我们要作各种类型机构（如凸轮机构、齿轮机构和连杆机构等等）的选择

和综合,使其大体能实现给定的运动规律,这个过程叫做机构的型综合。作型综合时,要全面地考虑技术、经济、可靠性等因素。在机构定型以后,对于一些简单的机构(或我们熟悉的机构),凭观察就可以知道它能否运动、有几个自由度等等。对于较复杂或不熟悉的机构,我们必须运用数字综合[⊖]的一些结果,来检查和判断机构能否运动,有几个自由度,某些杆件的整周旋转性,机构的“存在域”(或称为运动区间)等等。在这些基础上,我们运用一些方法来确定机构的合适尺寸,这叫做机构的尺度综合。应用尺度综合的一些方法可以使我们在很大程度上摆脱了盲目性,使我们避免了很多繁复的试探。最后,我们把设计成的新机械拿到实际中使用,根据实践再不断地改进,使之完善。

由此可知,机构综合包括型综合、数字综合和尺度综合等三部分内容。本书将叙述平面连杆机构的尺度综合方面的基本知识。

二 四连杆机构及其设计的基本知识

大家知道,用三条木边钉成的木框是稳固的,即使把钉子换成铰链,三角形也不会运动。而用四条木边钉成的木框是不稳固的,如果把钉子换成铰链四边形即可以运动了。依此类推,五边形等也都是可以运动的(图1-5)。

因此我们说:三角形是不能运动的最基本图形,而四边形是能运动的最基本图形。把四边形各顶点装上铰链,把一边作为机架,即构成平面四连杆机构。由此可知,四连杆机构是最基本的连杆机构。复杂的多杆机构(多边形)均可由其组成,多杆机构的综合也是以四连杆机构综合为基础的。同时,四连杆机构也是应用很广泛的机构。因此对于四连杆机构综合的学习就显得格外重要了。

图1-6示出了平面四连杆机构 A_0ABB_0 。其固定不动的杆件 A_0B_0 称为机架;杆件 A_0A 称为输入杆件或主动杆件(这里是取杆件 A_0A 作为输入角移量的输入杆件,或作为输

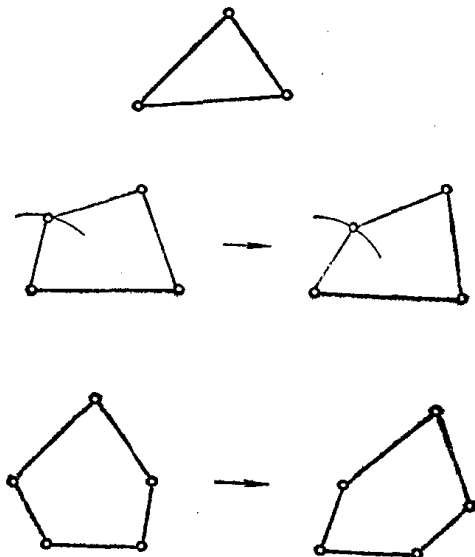


图1-5 三角形的稳定性和四边形、五边形的不稳定性

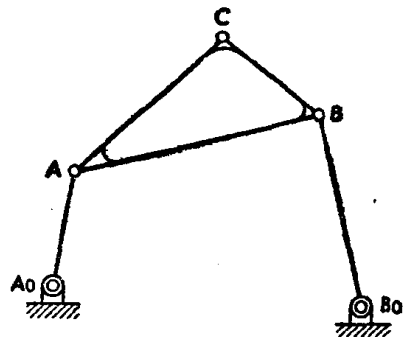


图1-6 平面四连杆机构 A_0ABB_0

⊖ 数字综合一般是指对一类机构的运动特性(例如曲柄存在条件)的研究。通过研究得出一些判断机构运动特性的公式。

入动力的主动杆件)；杆件 B_0B 称为输出杆件或从动杆件；不和机架相联接的、在一般情况下作平面复杂运动的杆件 AB 称为连杆，点 C 为连杆平面上的点。和机架以转动副相联接，能绕转动副中心作整周转动的杆件称为曲柄；和机架以转动副相联接，只能绕转动副的中心作来回摆动的杆件称为摇杆。

在四连杆机构 $A_0AB B_0$ 中，若取一运动杆件(比如 A_0A)作为机架，而原来的机架 A_0B_0 作为运动杆件，这样得到的机构称为原来机构的反转机构。

四连杆机构可以分为两类：

1. 双摇杆机构(图1-7) 输入杆件 A_0A 和输出杆件 B_0B 均不能整周旋转。

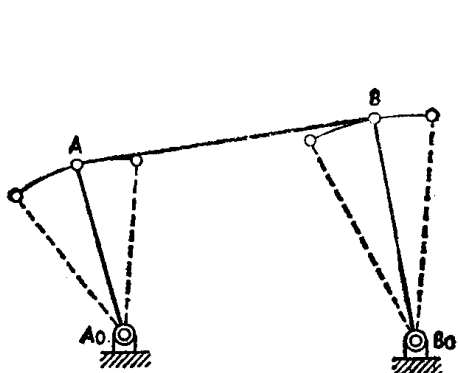


图1-7 双摇杆机构

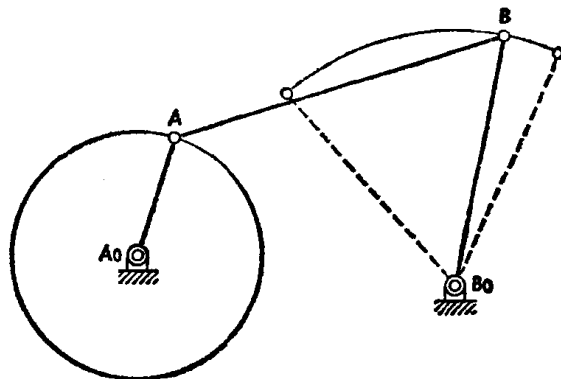


图1-8 曲柄摇杆机构

2. 曲柄摇杆机构(图1-8) 曲柄 A_0A 能整周旋转，摇杆 B_0B 只能往复摆动。当摇杆 B_0B 为无限长时，曲柄摇杆机构就变成曲柄连杆机构(图1-9)。双曲柄机构(也称为拉杆机构)(图1-10)是曲柄摇杆机构的反转机构(将图1-8所示的机构的曲柄 A_0A 取作机架，杆件 A_0B_0 和 AB 成为两个曲柄)，两个曲柄均能整周旋转。由这些基本的连杆机构可以演变出种类繁多的连杆机构(详见有关机械原理方面的书籍)。

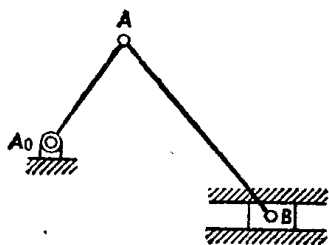


图1-9 曲柄连杆机构

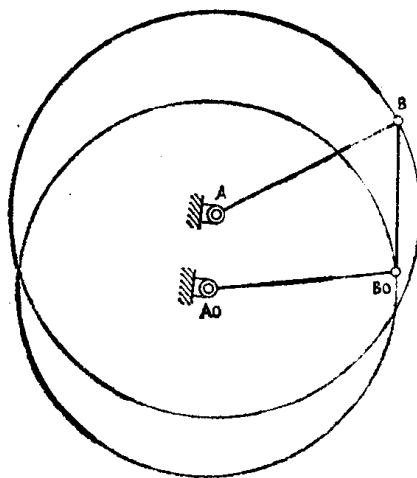


图1-10 双曲柄机构

下面介绍和连杆机构尺度综合有关的两个基本概念：刚体的运动变换与运动反转。

(一) 刚体的运动变换

在刚体的平面运动中，刚体可以被看作无限延展的，因此在平面连杆机构综合中，杆

件可以被考虑为整个平面。例如四连杆机构中的连杆 AB (图1-11)，在运动综合中有时要把它想象为运动平面，而且所有的点均属于这个平面，比如图1-11中任意点 C 和 D 是属于连杆平面的。还应理解，不管刚体怎样运动，刚体上任何两点之间的距离保持不变。因此连杆平面的运动能被其上的任何两点之间的线段所完全描述，在图1-11中，连杆平面的运动可由线段 AB 的运动来表示。

连杆机构尺度综合是以刚体运动变换的数学理论为其基础的。刚体的运动变换是指刚体由最初位置到最终位置之间的转移过程，一般只考虑运动平面的最初和最终位置，而不管刚体实际运动如何。刚体平面的任何运动变换不外乎平行移动、绕某点的转动或两者的组合，下面将叙述平面的平移和转动。

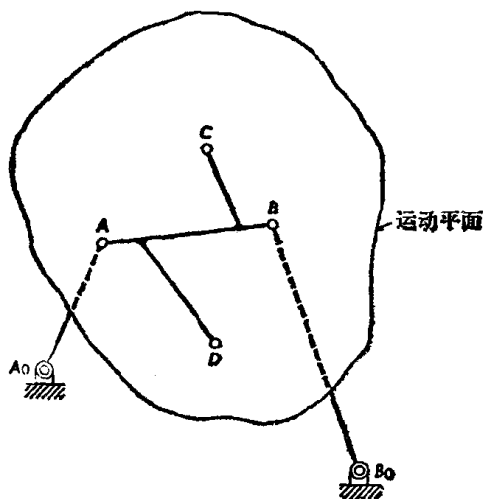


图 1-11

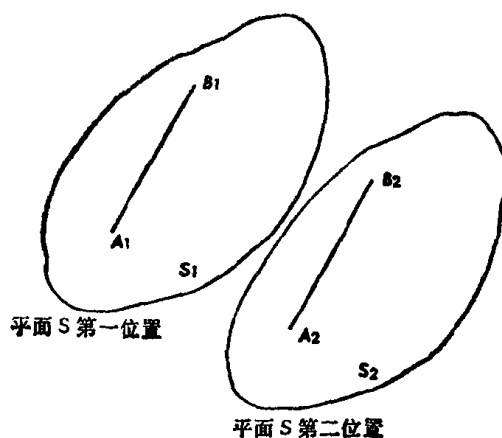


图1-12 平面的平移

在图1-12中，若平面 S 上各点向同一方向移动同一距离（例如平面上任意线段 AB 从位置 1 向位置 2 作平行运动），则说平面 S 作平移运动。以后我们将要说明，平面的平移可以认为是该平面绕无限远点的转动。

在图1-13中，平面 S 绕点 P_{12} 从位置 1 转到位置 2，转动中心 P_{12} 称为极点，它是 A_1A_2 和 B_1B_2 的垂直平分线 a 和 b 的交点， $A_1P_{12} = A_2P_{12}$ ， $B_1P_{12} = B_2P_{12}$ 。转角 $\angle A_1P_{12}A_2$ 和 $\angle B_1P_{12}B_2$ 大小相等、方向相同，用 $2\psi_{12}$ 表示。 A_1B_1 和 A_2B_2 之间的夹角也等于这个转角。脚注 12 表示平面从位置 1 转到位置 2。应该注意到，垂直平分线 a 和 b 上任何点均可分别选为四连杆机构的固定铰链 A_0 和 B_0 ，由此构成的四连杆机构 $A_0A_1B_1B_0$ 可以导引连杆平面 AB 从位置 1 到位置 2。

图1-14表示确定极点 P_{12} 时的特殊情况，这时 A_1A_2 和 B_1B_2 的垂直平分线 a 和 b 重合，转角仍为 $2\psi_{12}$ 。

(二) 运动反转

对于连杆机构综合来说，运动反转的概念是简单的但是很有用的。一个反转的连杆机构是把原来连杆机构的固定杆件作为运动杆件、而把一运动杆件作为固定杆件所构成的。通过运动反转后杆件之间的相对运动是不会受影响的（低副机构的运动可逆性）。图1-10示出了图1-8的曲柄摇杆机构的反转机构。

极点、运动反转等概念对于连杆机构综合来说是很重要的概念，希望读者能够彻底弄明白。

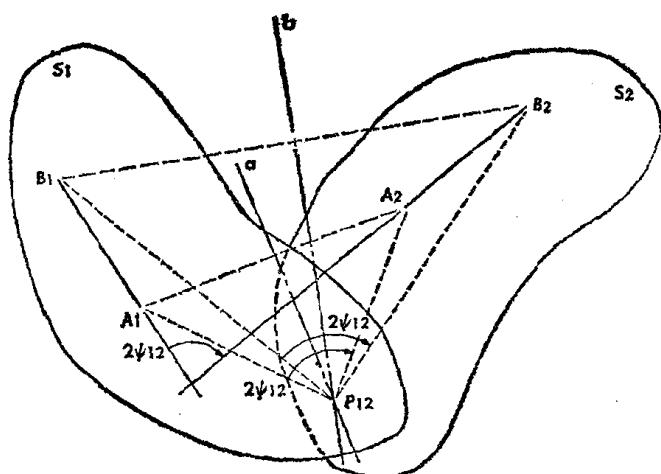
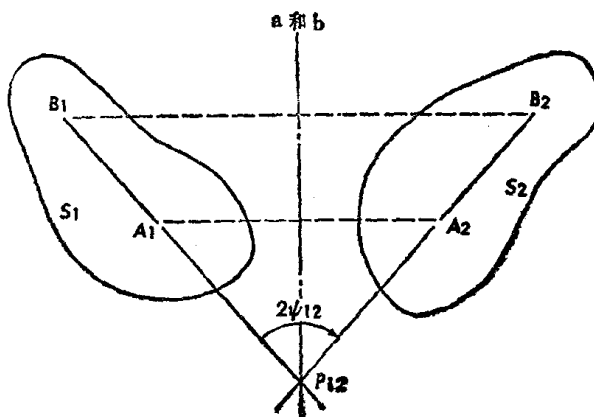
图1-13 平面绕极点 P_{12} 的转动

图 1-14

三 连杆机构设计问题的分类

在工程实践中，我们可以把大部分连杆机构的设计问题分为以下四类：

1. 按输入和输出运动的综合（位置问题） 双摇杆机构和曲柄摇杆机构是按输入和输出角位移来综合的；曲柄连杆机构是按输入角和输出线位移来综合的。因为输出运动（转角或线位移）是输入运动的函数，所以这类问题的实质是设计再现给定函数的机构。

2. 再现点的轨迹（轨迹问题） 这类问题是：设计连杆机构，使其连杆平面上的点经过给定的轨迹。

3. 杆件的导向（位置问题） 这是设计连杆机构使其连杆经过一系列给定位置。

4. 按输入和输出运动、并考虑给定点的轨迹的综合（点位-角相配问题） 这类问题是第一类和第二类问题的结合，综合起来是比较困难的。

本书将叙述以上四类设计问题。

求解连杆机构设计问题可用解析法、几何法和几何解析法。解析法结果较精确，但计算繁复；几何法较直观，精确度较差；几何解析法兼有两者的特点。在一般工程实践中，直观的几何形象是很重要的，技术人员一般均希望能直接看到机构是如何“运动”、而又如何适合于约束空间的。因此几何法用得比较多，是切实可行的工程方法。本书将主要叙述几何法。

第二章 连杆机构的传动角

一 传动角的重要性

在图2-1的四连杆机构中， A_0A 为主动杆件。从理论上来说，传动角 μ 应该定义为从动点（铰链 B ）的绝对运动方向 t_α 和从动点（铰链 B ）对于驱动点（铰链 A ）的相对运动方向 t 之间的夹角。这里， t_α 垂直于从动杆件 BB_0 ， t 垂直于连杆 AB 。因此，传动角 μ 也等于连杆和从动杆件之间的夹角，实际上是经常取这个夹角作为传动角的。传动角也可以定义为 $180^\circ - \mu$ ，为了方便起见，在本书中传动角将取 μ 或 $(180^\circ - \mu)$ 两者中的锐角。

在凸轮机构设计中类似地也有压力角 α 的概念。在图2-2中，凸轮的压力角 α 是凸轮理论轮廓的法线和从动杆运动方向之间的夹角。在图中还画出在该位置时凸轮机构的等效四连杆机构 A_0ABB_0 ，假想的铰链 A 为凸轮理论轮廓曲线的曲率中心，假想的连杆 AB 的长度等于曲率半径。这样，在这个特定位置，等效四连杆机构 A_0ABB_0 和凸轮机构的运动是一致的。从图中可以明显看出压力角 α 和传动角 μ 互为余角。

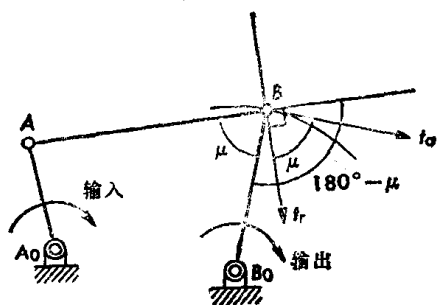


图2-1 传动角的定义

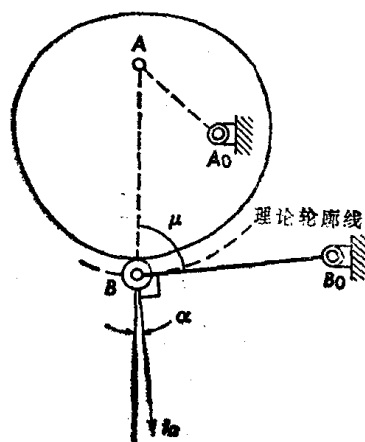


图2-2 传动角 μ 和压力角 α 之间的关系

传动角作为一个基本的动力指标对于机构综合来说是很重要的，下面简述传动角的重要性：

1. 当连杆向从动杆件传递动力时，传动角为 90° 时是最有效的。因此在机构的运动过程中应尽可能使传动角的值接近 90° 。而在一些自锁机构中，传动角是很小的或者等于零，以求机构可靠地自锁；

2. 在有些精密机械中，若传动角太小，则在相同的杆件长度误差和铰链间隙的条件下，输出杆件的运动精度较低。此外，传动角太小时，机构运动时容易引起冲击和噪声。

连杆机构允许的最小传动角取决于许多因素：如传递力的大小、制造公差、运动副中的摩擦、速度等等。

根据经验，一般连杆机构的传动角最小值建议取 40° ，对于高速机械取 45° 。设计者还须根据机械的运动、受力等具体情况，选择合适的传动角最小值。

[实例1] 图2-3示出了一种带四连杆机构的爪式起重机。四连杆机构 A_0ABB_0 的初步设计可以这样进行：适当地选定铰链点 B_0 和杆件 B_0B 的长度，作 B_0B 垂直于水平线，作圆弧

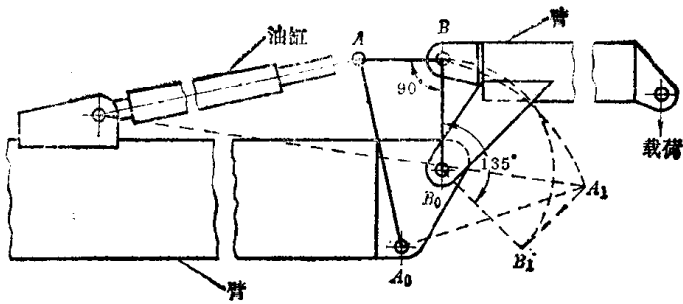


图 2-3

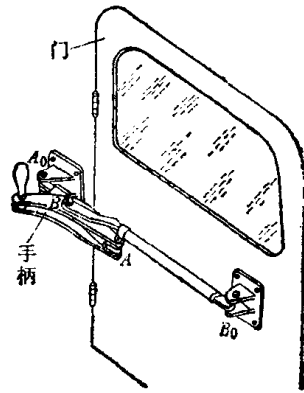


图 2-4

BB_1 , 使 $\angle BB_0B_1=135^\circ$ (设计要求); 分别过点 B 和 B_1 作 B_0B 和 B_0B_1 的垂线, 适当地选定铰链点 A_0 , 并使 $A_0A=A_0A_1$, $AB=A_1B_1$ (确定 A_0A 和 AB 的长度可用运动反转方法, 该法详见 P.16)。所得的机构 A_0ABB_0 在两个极限位置的传动角均等于 90° 。接下去再作油缸压力等计算。

[实例 2] 图 2-4 示出了一种门的锁紧装置。在门关闭后, 可用四连杆机构来锁紧。就是把四连杆机构 A_0ABB_0 各杆件位于一直线上, 使其传动角等于零, 这时因为 B_0 点不能同时绕 B 点和门的铰链转动 (两回转半径不同), 所以门被锁紧。如果要开门, 需扳动手柄, 使机构从死点位置解脱出来, 门才可以打开。

二 一些连杆机构传动角的确定

下面叙述求一些连杆机构的传动角和最小传动角的作图法。

(一) 双摇杆机构

图 2-5 示出了两种类型的双摇杆机构, 其输入和输出转角为 θ_{12} 、 ϕ_{12} , 其传动角 μ 根据第一节的定义可以很容易确定。如图 2-6 所示, 把传动角 μ 依输入角 θ_{12} 变化的关系逐点画出来。

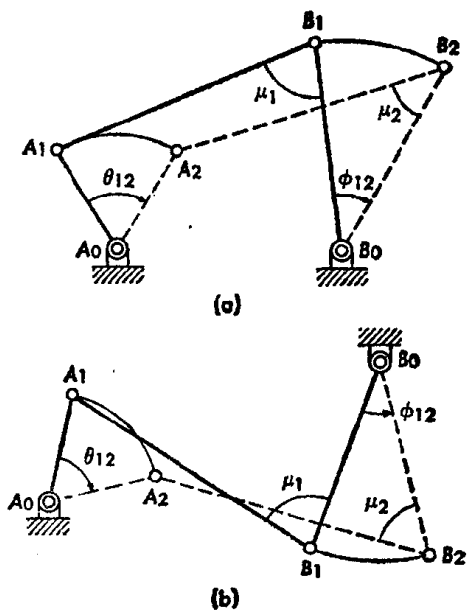


图 2-5 双摇杆机构的传动角

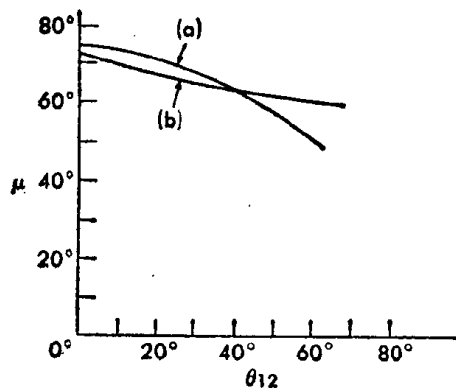


图 2-6 确定图 2-5 的双摇杆机构的 μ_{min}

从图中可以很容易确定最小传动角 μ_{\min} 的大小以及和其对应的角 θ_{12} 的值。

(二) 曲柄摇杆机构

图2-7示出了曲柄摇杆机构的最小传动角 μ_{\min} 发生的位置，这时曲柄位于两固定铰链的连线上。图2-7a)表示曲柄 A_0A 在连线 A_0B_0 的外侧，而图2-7b)表示曲柄 A_0A 在内侧。由图可见， $\triangle ABB_0$ 在这两个位置时 AB_0 边为最长或最短，所以 AB_0 边所对的传动角为最小。

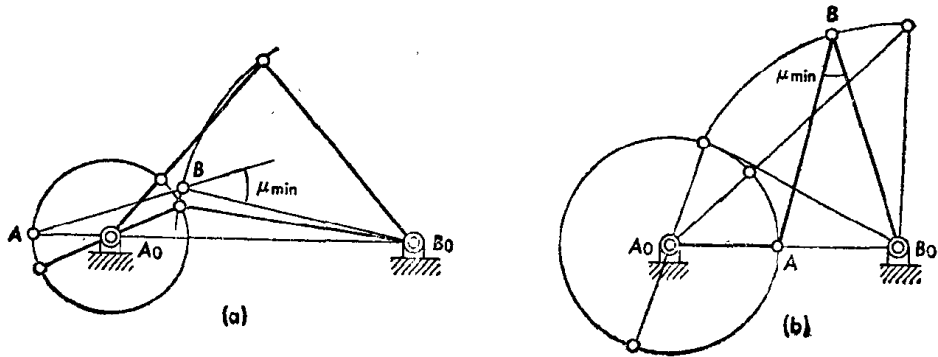


图2-7 曲柄摇杆机构的 μ_{\min} 的确定

(三) 曲柄连杆机构

如图2-8所示，曲柄连杆机构 A_0AB 的传动角 μ 为连杆 AB 和滑块运动方向的垂线的夹角。最小传动角 μ_{\min} 产生在曲柄 A_0A 垂直于滑块运动方向时，这时传动角 μ 的余弦为最大，所以传动角 μ 为最小。

(四) 导杆机构

图2-9示出了导杆机构 A_0ABB_0 ，根据第一节的定义其传动角 μ 已示于图中。其最小传动角依下述方法来确定（参阅第五章第三节）。在图2-9中点 A_1 、 A_2 、 B_1 、 B_2 为机构的极端位置，圆 k_a 和连线 A_0B_0 交于点 A_3 ，过点 A_3 作圆弧 k_b 的切线 A_3B_3 交 k_b 于点 B_3 ，过 A_3 作 B_0B_3 的平行线 A_3K ，则 $\angle B_0A_3K$ 为最小传动角 μ_{\min} 。从图中可以看出， $\angle BAB_0$ 和传动角 μ 互为余角，而当曲柄 A_0A 和连线 A_0B_0 重合时， $\angle BAB_0$ 的正弦为最大，所以在这时传动角为最小。

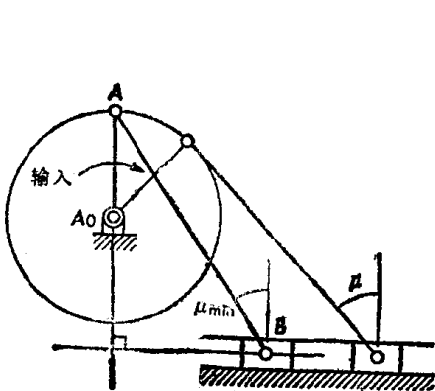


图2-8 曲柄连杆机构的传动角

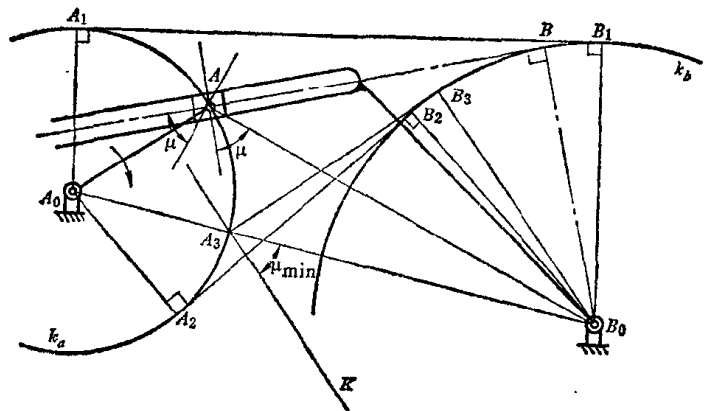


图2-9 导杆机构的 μ_{\min} 的确定

(五) 六杆机构

在图2-10中示出了由两个四连杆机构组成的六杆机构，传动角 μ 和 μ' 的确定可以在每一个四连杆机构中各自独立进行。在设计上要求两个传动角尽可能接近 90° ，并且尽可能相等。

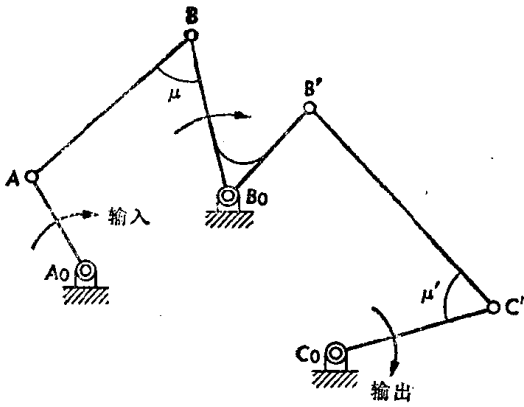


图2-10 六杆机构的传动角

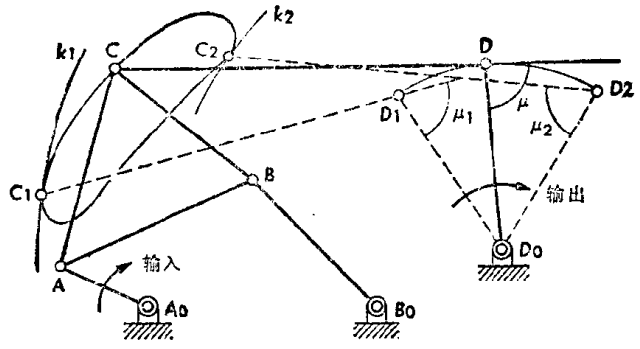


图2-11 六杆机构输出杆件的最小传动角的确定

在图2-11中示出了由四连杆机构的连杆传动的六杆机构，输出杆件 D_0D 是由四连杆机构 A_0ABB_0 的连杆点 C 传动的。当曲柄 A_0A 旋转时，点 C 的轨迹为连杆曲线（参阅第八章），杆件 D_0D 作摆动。四连杆机构 A_0ABB_0 的传动角的确定如上述，杆件 D_0D 的传动角 μ 示于图2-11中。最小传动角可以根据下述方法来确定：以 D_0 为圆心作圆弧 k_1 和 k_2 同连杆曲线的极端点 C_1 和 C_2 相切，由点 C_1 和 C_2 来确定杆件 D_0D 的极端位置 D_0D_1 和 D_0D_2 ，这时最小传动角为 μ_1 或 μ_2 。很明显，当 $\triangle CDD_0$ 变动时，边长 C_2D_0 为最短而 C_1D_0 为最长，所以 μ_1 或 μ_2 为最小。

图2-12表示另一种形式的机构，这里 D_0D 为输入杆件， B_0B 为输出杆件。传动角 μ 为杆件 CD 和 PC 的夹角， P 点是连杆 ABC 的瞬心（参阅第六章）。

(六) 双曲柄五杆机构

图2-13示出了双曲柄五杆机构，它有两个输入曲柄，两个连杆联结于铰链点 C 。点 C 的

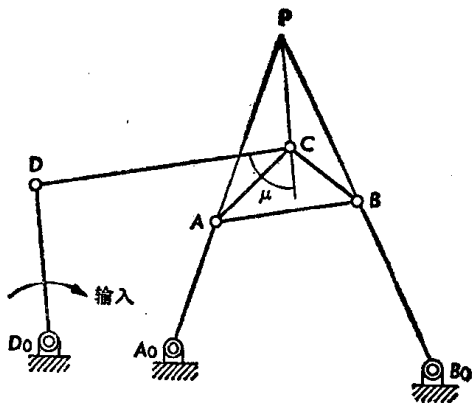


图2-12 六杆机构传动角的确定
 D_0D 为输入杆件

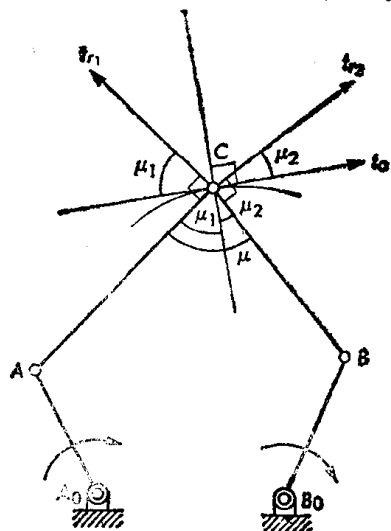


图2-13 双曲柄五杆机构的传动角

运动方向为 t_0 ，它是点 C 运动轨迹的切线。点 C 相对于铰链点 A 和 B 的运动方向分别为 t_{r1} 和 t_{r2} 。根据传动角的定义，总的传动角为 $\mu_1 + \mu_2$ ，也就是两个连杆 AC 和 BC 之间的夹角 μ 。

三 最佳传动角及其求解

为了某种用途而设计的四连杆机构可能有很多方案。在这么多的机构中，可以找到一个