

游梁式抽油机设计计算

Design On Beam Pumping Unit

张建军 李向齐 石惠宁/编著

E933

石油工业出版社

TE933
6

游梁式抽油机设计计算

张建军 李向齐 石惠宁 编著

石油工业出版社

内 容 提 要

本书系统介绍了游梁式抽油机的结构、基本参数计算方法、平衡准则与平衡装置设计、机构尺寸的优化设计方法、动力性能分析方法及零部件强度计算，同时还介绍了游梁式抽油机基本参数的 API 计算方法，拖动与控制系统的选择与使用。

本书对于从事抽油机设计、制造及现场使用管理人员具有一定的参考价值。也可作为石油高等院校（包括函授和职工大学）机械设计与制造、石油工程等专业开设的“石油钻采机械概论”及“石油钻采机械”课程的教学用书。

图书在版编目 (CIP) 数据

游梁式抽油机设计计算/张建军等编著.

北京: 石油工业出版社, 2005. 6

ISBN 7-5021-5108-7

I. 游…

II. 张…

III. 抽油机, 游梁式-设计计算

IV. TE933.02

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2005) 第 055993 号

出版发行: 石油工业出版社

(北京安定门外安华里 2 区 1 号 100011)

网 址: www.petropub.cn

总 机: (010) 64262233 发行部: (010) 64210392

经 销: 全国新华书店

印 刷: 石油工业出版社印刷厂印刷

2005 年 6 月第 1 版 2005 年 6 月第 1 次印刷

787×1092 毫米 开本: 1/16 印张: 6.5

字数: 163 千字 印数: 1—1100 册

定价: 25.00 元

(如出现印装质量问题, 我社发行部负责调换)

版权所有, 翻印必究

前 言

有杆抽油系统是国内外油田最主要的，也是至今一直在机械采油方式中占绝对主导地位的人工举升方式。有杆抽油系统主要由抽油机、抽油杆、抽油泵等三部分组成，抽油机是有杆抽油系统最主要的举升设备。根据是否具有游梁，抽油机可以划分为游梁式抽油机和无游梁式抽油机。由于游梁式抽油机具有结构简单、工作可靠等优点，游梁式抽油机一直是国内外油田应用最广泛的举升设备。游梁式抽油机井数量多，其工作性能，特别是节能性能直接影响采油成本。因此，完善和发展游梁式抽油机设计理论，研制节能效果显著的节能型游梁式抽油机对于抽油机井节能降耗、提高举升系统的经济效益具有重要的实际意义。

游梁式抽油机的主体机构为曲柄摇杆机构。根据驴头和曲柄摇杆机构相对于支架的位置，游梁式抽油机的机构型式可以划分为常规型和前置式两种；根据平衡方式的不同，游梁式抽油机可以划分为曲柄平衡、游梁平衡和复合平衡三种类型。游梁式抽油机的设计理论及现场实践结果表明，游梁式抽油机的机构型式、机构尺寸与平衡方式设计对抽油机的动力性能与节能效果有显著影响。例如，20 世纪 80 年代中期我国油田研制的异相曲柄平衡抽油机，它保持了常规型抽油机的主体结构，仅仅通过优化曲柄摇杆的机构尺寸和曲柄平衡装置，显著改进了抽油机的动力性能，具有明显的节能效果；华北油田研制的异形游梁式抽油机，通过机构优化，采用了变机构尺寸的柔性连杆曲柄摇杆机构，节能效果十分显著；近年来国内油田出现的下偏杠铃游梁式抽油机，通过优化平衡方式和平衡装置，达到了改善抽油机动力性能和节能的目的。显然，抽油机设计理论的发展，推动了抽油机的技术进步，同时新型抽油机的研制与实践，也逐步完善了抽油机的设计理论。本书结合作者的研究成果，系统总结了游梁式抽油机设计理论，希望此书的出版有利于推动游梁式抽油机设计理论的进一步发展和游梁式抽油机的技术进步。

本书共分五章，系统介绍了游梁式悬点运动规律分析方法、基本参数计算方法、平衡准则、平衡装置设计、机构尺寸优化设计方法、动力性能计算分析方法、零部件强度计算、减速箱设计计算方法。

在本书撰写过程中，燕山大学董世民教授给予了多方面的帮助，在此表示衷心感谢。

由于编著者水平有限，书中难免有错漏之处，诚恳请专家、学者和同行们给予批评、指正。

编著者

2005 年 2 月

目 录

第一章 概述	(1)
第一节 游梁式抽油机的基本参数、分类和表示方法	(2)
第二节 游梁式抽油机的结构	(5)
第二章 游梁式抽油机基本参数的确定	(9)
第一节 游梁式抽油机运动分析	(9)
第二节 游梁式抽油机悬点载荷计算	(18)
第三节 游梁式抽油机减速箱曲柄轴扭矩计算	(26)
第四节 游梁式抽油机冲程、冲数及电动机功率计算	(29)
第五节 API RP 11L 推荐的有杆泵抽油系统基本参数计算方法	(37)
第三章 游梁式抽油机的平衡	(45)
第一节 平衡原理与平衡准则	(45)
第二节 游梁式抽油机平衡计算	(49)
第三节 游梁式抽油机辅助平衡机构	(51)
第四章 游梁式抽油机设计计算	(56)
第一节 概述	(56)
第二节 游梁式抽油机机构尺寸的优化设计	(56)
第三节 异相曲柄平衡抽油机平衡重滞后角的优化设计	(62)
第四节 游梁式抽油机性能分析	(63)
第五节 游梁式抽油机零件强度计算	(67)
第五章 游梁式抽油机的动力及其控制装置	(74)
第一节 游梁式抽油机用异步电动机	(74)
第二节 游梁式抽油机用电机的控制	(89)
参考文献	(96)

第一章 概 述

目前，采油方法有自喷采油法和机械采油法两种。自喷采油法的特点是利用地层本身的能量来举升原油，是最经济的采油方法。但是，随着油田的不断开发，地层能量逐渐消耗，即使在注水开发的油田，它的中后期也出现了水淹和强水淹的现象。为了保证原油稳产、高产，这些油田就不能用自喷法开采。同时，由于油层的地质特点，有一些油井一开始就不能自喷。对于上述这些不能自喷的油井，就必须人为地用机械设备给油井内液体补充能量，才能将原油从井内举升到地面，这种开采方法称为机械采油法。机械采油法又分气举法和抽油泵法两种。气举法的特点是利用压缩气体的能量，把原油举升到地面，而抽油泵法的特点是将各种结构的泵放到井下进行抽油。从国外石油工业发达的国家来看，用抽油泵法开采的井数在生产井总数中占绝对多数，我国用抽油泵法开采的井数在生产井总数中占 90% 以上。

用抽油法开采，国内外应用最广泛的抽油设备是游梁式抽油机—抽油泵装置，或称做有杆抽油设备。它具有结构简单、制造容易、维护方便等特点。图 1.1 为游梁式抽油机—抽油泵装置简图。整套装置由三部分组成：一是地面部分——游梁式抽油机，它由电动机、减速箱和四杆机构组成；二是井下部分——抽油泵，它悬挂在套管中油管的下端；三是联系地面和井下的中间部分——抽油杆柱，它由一种或几种直径的抽油杆和接箍组成。由此可见，电动机通过三角皮带带动减速箱减速后，由四连杆机构（曲柄、连杆、横梁和游梁）把减速箱输出轴的旋转运动变为游梁驴头的往复运动。用驴头带动光杆和抽油杆作上下往复的直线运动。通过抽油杆再将这个运动传给井下抽油泵中的柱塞。在抽油泵泵筒的下部装有固定阀（吸入阀），而在柱塞上装有游动阀（排出阀）。当抽油杆向上运动、柱塞作上冲程时，固定阀打开，泵从井中吸入原油，同时，由于游动阀关闭，柱塞将它上面油管中的原油上举到井口，这就是抽油泵的吸入过程。当抽油杆向下运动、柱塞作下冲程时，固定阀关闭而游动阀打开，柱塞下面的油通过游动阀排到它的上面，这就是抽油泵的排出过程。实际上，游梁式抽油机—抽油泵装置相当于一个特殊结构的单缸单作用柱塞泵，只不过将它的水力部分放到井下成为抽油泵，将它的驱动部分放在地面变为游梁式抽油机，两者用又韧又长的活塞杆——抽油杆连接起来。

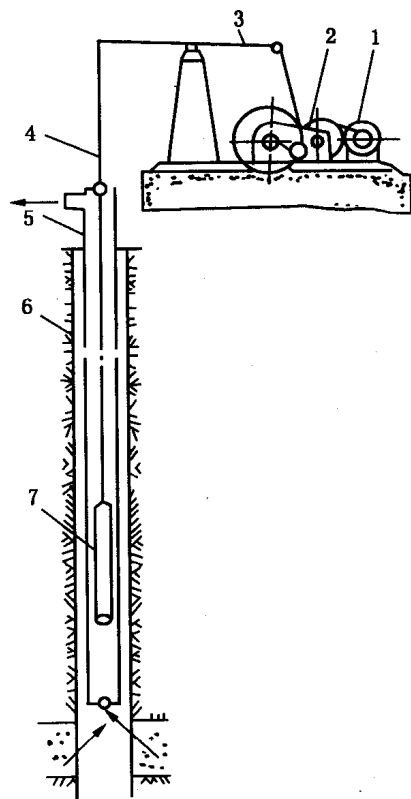


图 1.1 游梁式抽油机—抽油泵装置简图
1—电动机；2—减速箱；3—四杆机构；4—抽油杆柱；5—油管；6—套管；7—抽油泵

本书主要研究有杆抽油设备的地面设备——游梁式抽油机的设计计算。

第一节 游梁式抽油机的基本参数、分类和表示方法

一、游梁式抽油机的基本参数

抽油设备的功用就是从一定井深处抽出一定数量的原油，所以，井深和产量就标志着抽油设备的工作范围。为了达到这两个指标，对游梁式抽油机的工作能力提出了 4 个基本参数。

1. 驴头悬点（挂抽油杆处）的最大允许载荷 $P_{\max}$

这一载荷包括静载和动载。它主要取决于抽油杆柱和油柱的重力，实际上，它表明了在一定抽油杆柱和抽油泵泵径组合时的最大下泵深度。目前，悬点的最大允许载荷 $P_{\max}$ 从 5~8kN 到 150~280kN。

2. 悬点最大冲程长度 $S_{\max}$

它主要决定抽油机的产量以及抽油机的基本尺寸和质量。游梁式抽油机悬点最大冲程长度 $S_{\max}$ 从 0.3m~10m，而应用最广的在 6m 以下。

3. 悬点的最大冲数 $n_{\max}$

当泵径一定时，悬点的最大冲数 $n_{\max}$ 与最大冲程长度 $S_{\max}$ 共同确定了抽油机的最大产量。目前，实际应用的悬点最大冲数从 2~4min⁻¹ 到 20min⁻¹。由于每一个冲程内抽油杆应力变化一次，故冲数过大将会使抽油杆过快地发生疲劳破坏，所以限制了最大冲数 $n_{\max}$ 的进一步提高。

4. 减速箱曲柄轴最大允许扭矩 $M_{\max}$

它和上述的三个基本参数存在一定关系，特别是和悬点最大冲程长度 $S_{\max}$ 成正比， $S_{\max}$ 越大， $M_{\max}$ 也越大。同时，曲柄轴的最大允许扭矩值 $M_{\max}$ 也决定了减速箱的尺寸和质量。

二、游梁式抽油机的分类

1. 按基本参数分

根据抽油机的基本参数可对抽油机进行分类。

(1) 根据悬点最大允许载荷 $P_{\max}$ 的变化范围，可将抽油机分为如下三种：

轻型 $P_{\max} \leq 30 \text{ kN}$

中型 $30 \text{ kN} < P_{\max} \leq 100 \text{ kN}$

重型 $P_{\max} > 100 \text{ kN}$

(2) 根据悬点最大冲程长度 $S_{\max}$ 的变化范围，可将抽油机分为如下几种：

短冲程 $S_{\max} < 1 \text{ m}$

中等冲程 $1 \text{ m} < S_{\max} \leq 3 \text{ m}$

长冲程 $3 \text{ m} < S_{\max} \leq 6 \text{ m}$

超长冲程 $S_{\max} > 6 \text{ m}$

(3) 根据悬点最大冲数 $n_{\max}$ 的变化范围，可将抽油机分为如下几种：

低冲数 $n_{\max} \leq 6 \text{ min}^{-1}$

中等冲数 $6 \text{ min}^{-1} < n_{\max} \leq 15 \text{ min}^{-1}$

高冲数 $n_{\max} > 15 \text{ min}^{-1}$

(4) 根据减速箱曲柄轴的最大允许扭矩 $M_{\max}$ ，抽油机一般可分为：

小扭矩 $M_{\max} < 10 \text{ kN} \cdot \text{m}$

中等扭矩 $10\text{kN} \cdot \text{m} < M_{\max} \leq 30\text{kN} \cdot \text{m}$

大扭矩 $30\text{kN} \cdot \text{m} < M_{\max} \leq 60\text{kN} \cdot \text{m}$

超大扭矩 $M_{\max} > 60\text{kN} \cdot \text{m}$

(5) 如果将扭矩和冲数两个基本参数相乘, 就得到抽油机的功率。所以, 也可根据抽油机所需的最大功率 $N_{\max}$, 把它分成如下几种:

小功率 $N_{\max} \leq 25\text{kW}$

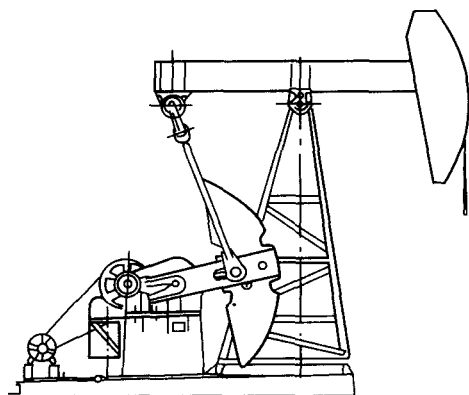
中等功率 $5\text{kW} < N_{\max} \leq 25\text{kW}$

大功率 $25\text{kW} < N_{\max} \leq 100\text{kW}$

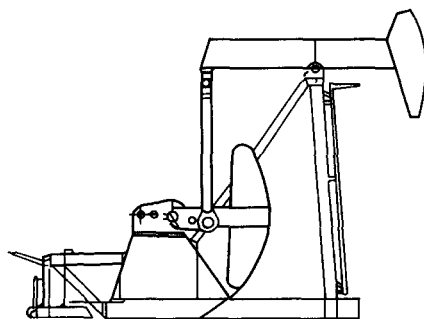
超大功率 $N_{\max} > 100\text{kW}$

2. 按结构分

游梁式抽油机按结构可分为常规式和偏置式, 驴头和曲柄连杆机构分别位于抽油机支架前后两边的抽油机称为常规式, 如图 1.2 (a) 所示。20 世纪 60 年代, 美国 CMI 公司的工程师利用计算机模拟抽油机动态分析的结果, 在保证常规型抽油机基本结构不变的情况下, 优化设计抽油机的几何尺寸及平衡重重心相对于曲柄中心线的位置, 创造了 TM 型抽油机, 如图 1.2 (b) 所示, 国内称这种抽油机为异相曲柄平衡抽油机或偏置式抽油机。若驴头和曲柄连杆机构都位于支架的前边, 这种抽油机称为前置式抽油机, 如图 1.3 所示。



(a) 常规型抽油机



(b) 异相曲柄抽油机

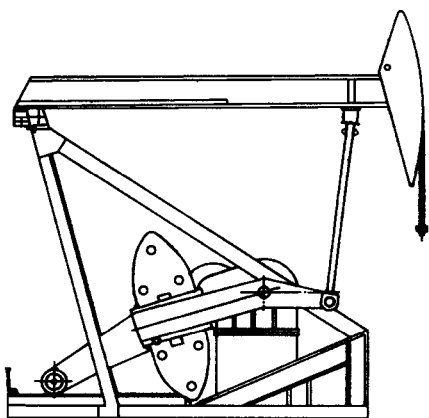
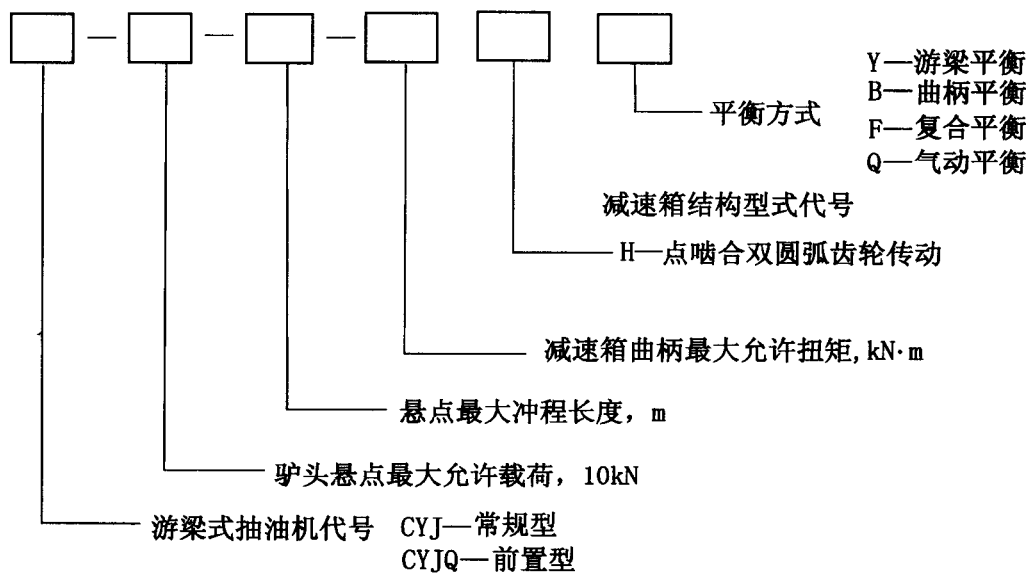
图 1.2 常规型与异相曲柄平衡抽油机

3. 按平衡方式分

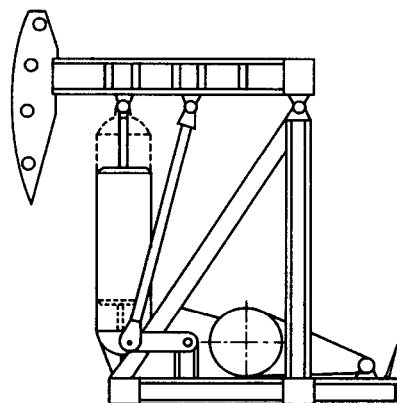
根据平衡方式的不同, 游梁式抽油机可分为机械平衡和气动平衡两种。机械平衡有游梁平衡、曲柄平衡和复合平衡三种。游梁平衡用于轻型抽油机, 曲柄平衡用于重型抽油机, 而复合平衡用于中型抽油机。机械平衡需要金属多, 调整不方便, 但其结构简单, 是目前应用最多的一种。图 1.3 (b) 为空气平衡抽油机, 它用气缸活塞来实现平衡, 在气缸外有一气包, 以使气包内气体压力比较均匀。采用气平衡的抽油机比曲柄平衡的抽油机可以轻 35%~40%, 调整也方便, 但其结构较复杂, 多用于重型长冲程抽油机。

三、游梁式抽油机的表示方法

在 SY5057—85 中规定了游梁式抽油机型号由字母和数字两部分组成。字母为“抽油机”的汉语拼音字头组成, 数字为抽油机的规格代号。其表示方法和含义如下:



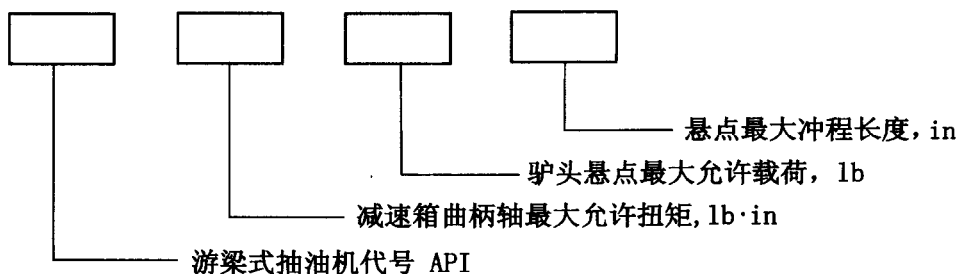
(a) 曲柄平衡



(b) 气动平衡

图 1.3 前置式抽油机

美国 API (美国石油学会) 规定的游梁式抽油机型号也由字母和数字两部分组成。其表示方法和含义如下:



抽油机型号去掉字母即为该抽油机规格代号。例如 CYJ10—3—37HB 所表示的抽油机为：常规型曲柄平衡游梁式抽油机，悬点的最大允许载荷为 100kN，悬点最大冲程长度为 3m，减速箱曲柄轴最大允许扭矩为 37kN·m，其规格代号为：10—3—37。

第二节 游梁式抽油机的结构

目前，最广泛应用的游梁式抽油机是机械平衡式抽油机。它主要由游梁、驴头、横梁、连杆、曲柄、减速箱、制动机构、支架、底座、悬绳器、平衡重及原动机等组成。这种抽油机根据原动机安装的位置不同，有两种方案：一种是将原动机放在抽油机底座尾部；另一种是将原动机放在游梁支架下面，使底座减短。根据减速箱安放位置不同，也有两种：一种是减速箱直接放在底座上，其优点是抽油机重量轻，但为保证曲柄及平衡重自由旋转的要求，工作时需要将抽油机安装在较高的基础上；另一种结构是将减速箱架高，使曲柄及平衡重可自由旋转，而基础则可降低到和地面一样高，安装、修井都很方便。目前各制造厂生产的游梁式抽油机基本都采用这种结构形式。

下面着重分析它的各组成部分及作用：

一、驴头

驴头用来将游梁前端的往复圆弧运动变为抽油杆的垂直直线往复运动。驴头弧面半径 R （图 1.4）应等于前臂长度。为了保证在一定冲程长度下，将圆弧运动变为直线运动，圆弧面长度应为：

$$S_{\text{弧}} = (1.2 \sim 1.3) S_{\text{max}}$$

式中 S_{max} ——驴头悬点（挂抽油杆处）的最大冲程长度。

驴头用钢板焊成。2 型抽油机的驴头在修井时可翻到游梁上面，而 3 型以上的抽油机已改为沿垂直轴侧转，称为侧转式驴头。这种结构操作方便而安全，如图 1.5 所示，其宽度 b 应保证在修井时让开的位置可使大钩上下自由起吊。

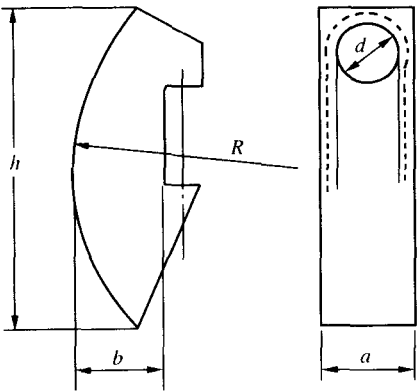


图 1.4 驴头尺寸

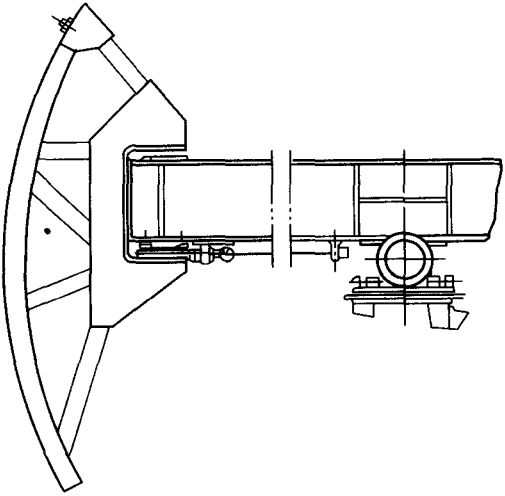


图 1.5 侧转式驴头

二、游梁

游梁用型钢组合焊成，也有用普通工字钢制成。它用一个中间短轴和两个轴承支在抽油

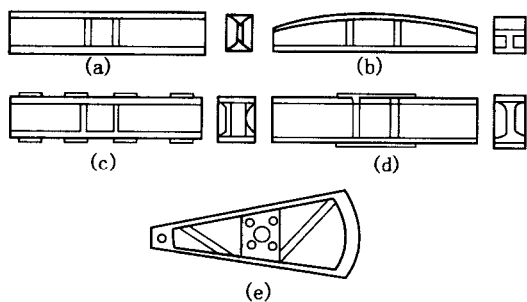


图 1.6 各种结构的游梁

机支架上。由于游梁负担抽油机的全部载荷，所以要有一定的强度和刚度。图 1.6 为不同结构的游梁。图 1.6 (a) 为用工字钢制成的游梁，结构简单易制造，但材料利用不够合理；图 1.6 (b) 为一个等强度断面的游梁，虽然材料利用合理，但制造较麻烦，图 1.6 (c) 是用型钢焊制的；一般多采用图 1.6 (d) 的结构，在工字钢上加两块加强板，制造不太复杂，断面近似等强度，金属使用较合理。在没有大型工字钢的情况下，可采用图 1.6 (c) 的复合结构，图 1.6 (e) 是一种将驴头和游梁焊在一起的桁架式结构，比一般游梁都轻些，但驴头是固定的，修井时不方便，在制造和装配上也有一定困难，所以应用不广泛。

三、横梁及连杆

横梁及连杆可分为两种结构：一种是将横梁及连杆制造在一起，如图 1.7 所示，其特点是连接件很少，结构很简单，用在小型抽油机上，它由改变后臂长度来调节冲程长度。另一种结构是单独横梁，如图 1.8，一般用于大型抽油机中，它由改变曲柄和连杆的连接点位置来调节冲程长度。

横梁的制造方法有三种：一是用型钢直接制成，二是焊接，三是铸造。为了使横梁和连杆的连接点与横梁和游梁的连接点在同一水平线上，往往将横梁作成弓形，这样就增加了抽油机四连杆在工作中的刚性，改善了连杆与横梁连接销子的工作条件。

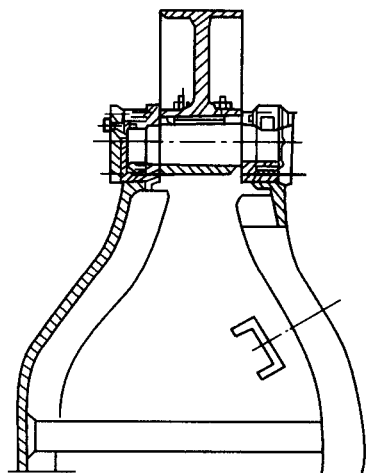


图 1.7 横梁与连杆的焊接结构

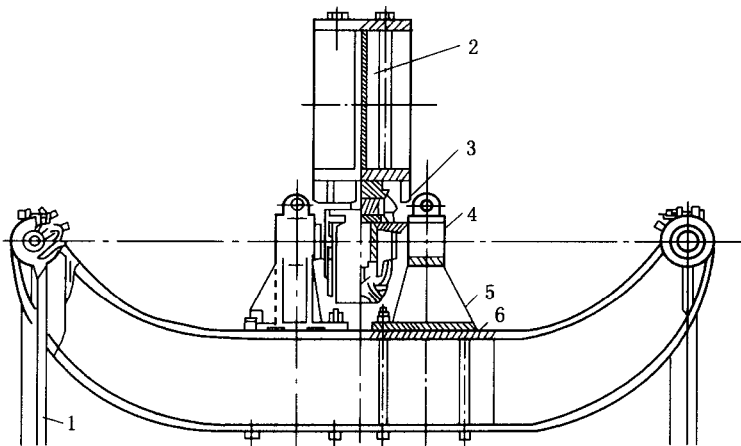


图 1.8 抽油机的横梁

1—连杆；2—游梁；3—密封环；4—横梁轴；5—轴承架；6—横梁

连杆结构如图 1.9 所示，一般都用无缝钢管制成，两端焊有连杆头。正常工作时，上端

连杆头和横梁无转动，用销子相连。下端连杆头和曲柄用曲柄销子连接，在连杆销处安有滚动轴承。曲柄销子和曲柄间一般用圆锥面相连，在销子头上用一螺母固死销子和曲柄，在曲柄上有3~5个锥孔，用以改变冲程长度。

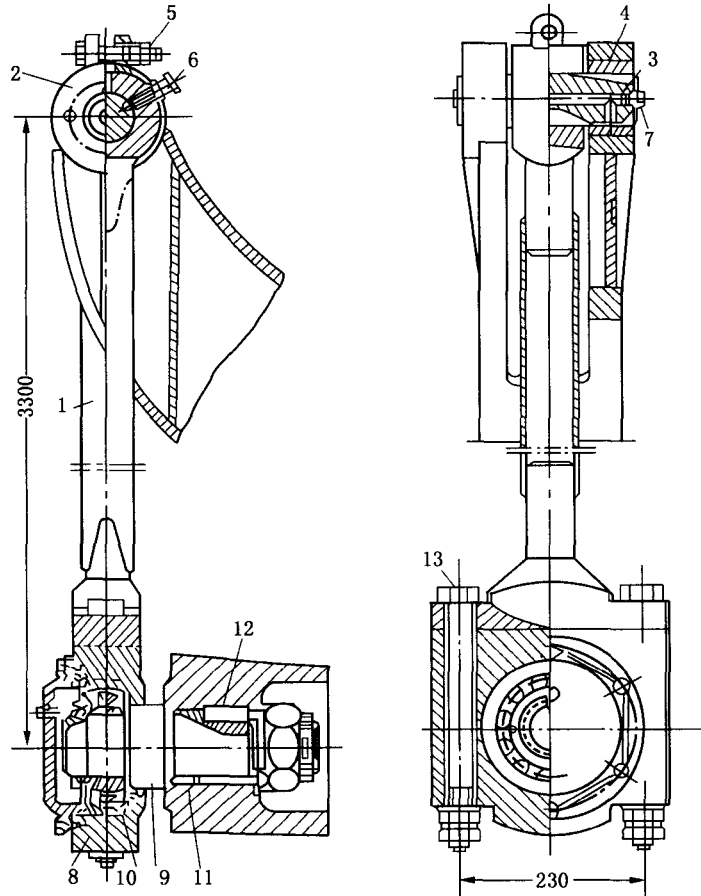


图 1.9 抽油机连杆

- 1—连杆体；2—连杆上头；3—销子；4—衬套；5—螺钉；6—止动螺钉；
7—丝堵；8—连杆下头体部；9—曲柄销；10—轴承；11—曲柄销衬套；
12—键；13—连杆螺栓

四、平衡重

由于游梁式抽油机上、下冲程的载荷很不均匀，上冲程时，驴头需提起抽油杆柱和油柱，而下冲程时，抽油杆依靠自重就可以下落，这样就使发动机做功极不均匀。为了使上、下冲程发动机作功均匀，采用了平衡重的结构。游梁式抽油机平衡重分两类：一类为游梁平衡重，装在游梁尾部，一般作成片状，在调整时，用人力抬到抽油机上或取下来；另一类为曲柄平衡重，装在曲柄上，类型较多，目前广泛使用的有两种，一种为一般偏心重结构，如图 1.10 所示，另一种为图 1.11 所示的扇型结构。偏心重结构制造容易，但调整较困难，而扇形结构调整较方便，当需将偏心块调到某位置时，可将圆曲柄旋转，使要调整的位置在最下方，松开固紧螺钉后，扇形平衡重沿导轨自动落到要调的位置。

为了调整方便及安全，在两种曲柄上都有导轨及挡块，固紧螺钉即使松开，也不会使偏

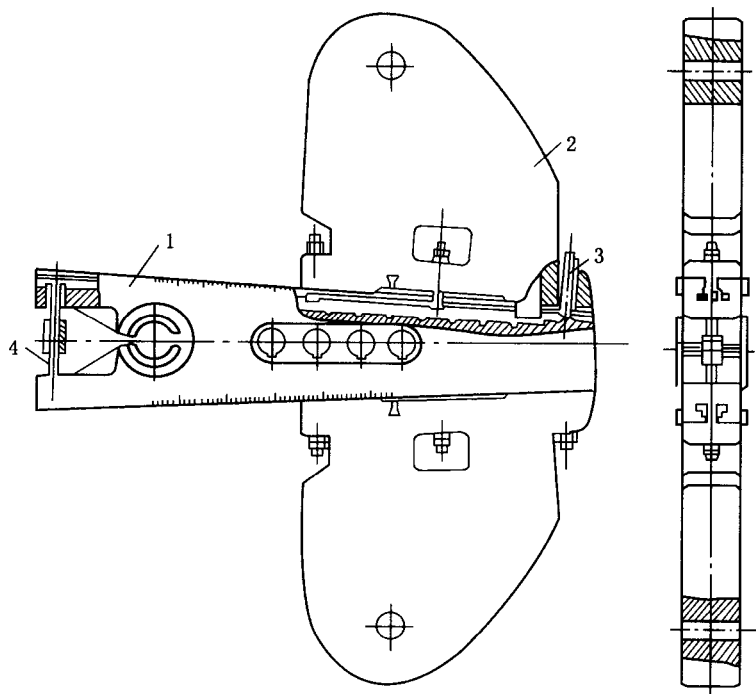


图 1.10 曲柄及曲柄平衡重的结构

1—曲柄；2—平衡重块；3—连接螺栓；4—拉紧螺栓

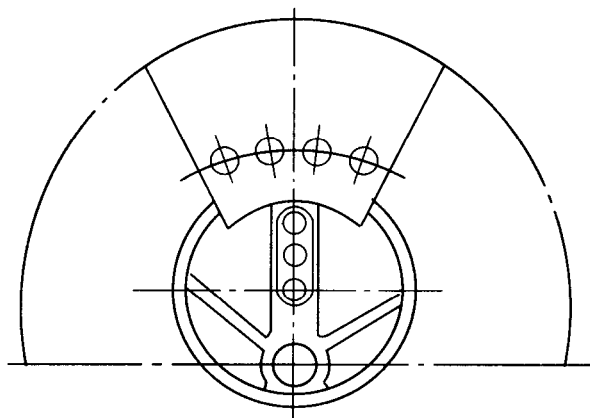


图 1.11 扇形结构曲柄及平衡重

心重落下。

五、减速箱

一般使用的减速箱多为两级齿轮式，传动比 $i = 25 \sim 40$ 左右，在个别情况下也有使用一级齿轮减速箱或链轮减速箱。由于工作载荷大，一般小功率时采用斜齿，大功率时采用人字齿。并开始采用圆弧齿轮。减速箱采用圆弧齿轮后，其承载能力比相同参数的渐开线齿轮减速箱体积有所减小，这样也给抽油机其他部分尺寸的缩小创造了条件。

六、刹车机构

抽油机上所用的刹车机构一般为刹

带型或闸瓦型。

七、支架

常用型钢焊成，特轻型的可用一根圆管作支架，重型的可做成三腿或四腿的行架。

八、悬绳器

由卡瓦牙、上下支撑板及顶丝等组成，将钢丝绳及光杆连成一体。悬绳器上可以安放示功仪，测悬点示功图。

第二章 游梁式抽油机基本参数的确定

游梁式抽油机的基本参数是设计计算抽油机及合理选择使用抽油机的基础,因此本章首先研究上述四个基本参数(悬点载荷、冲程长度、冲数和减速箱曲柄轴扭矩)的大小和变化规律;其次讨论驱动抽油机的电动机的额定功率的选择方法及电动机实耗功率的计算方法;最后介绍美国石油学会推荐的有杆泵抽油系统基本参数的计算方法。

第一节 游梁式抽油机运动分析

掌握抽油机悬点的运动规律(悬点的位移、速度和加速度)是研究抽油装置动力学、确定抽油装置的基本参数及进行抽油装置设计的基础,因此首先分析其运动规律。

游梁式抽油机是以游梁支点和曲柄轴中心的连线做固定杆,以曲柄、连杆和游梁后臂为三个活动杆件所构成的曲柄摇杆机构(图 2.1)。本节拟在研究抽油机四杆机构循环特性的基础上,研究悬点的运动规律。

一、抽油机四杆机构的循环特性

目前,国内外使用的游梁式抽油机四杆机构的循环主要有以下三种形式:

- (1) 对称循环型;
- (2) 近似对称循环型;
- (3) 非对称循环型。

下面分别介绍四杆机构的三种循环特性。

1. 对称循环

图 2.2 为对称循环型四杆机构抽油机的运动简图,它由曲柄 R 、连杆 P 、游梁后臂 C 、

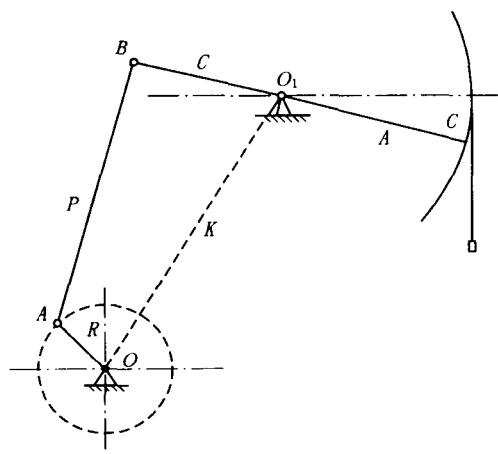


图 2.1 抽油机机构简图

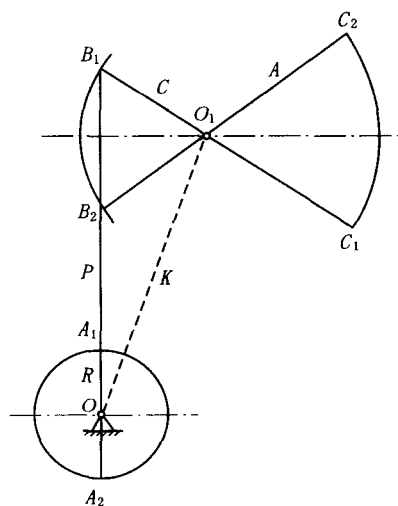


图 2.2 对称循环抽油机运动简图

基杆 K 及前臂 A 所组成。当游梁处于两极限位置 B_1C_1 （对应于悬点下死点）、 B_2C_2 （对应于悬点上死点）时，曲柄与连杆分别重合于直线 OA_1B_1 、 A_2OB_2 上，并且两直线 OA_1B_1 、 A_2OB_2 共线。显然悬点上、下冲程所对应的曲柄转角相等，均为 180° ，当曲柄匀速转动时，悬点上、下冲程所对应时间相等，即上、下冲程悬点的平均速度相等。由图中几何关系很容易得到对称循环时机机构尺寸之间存在如下关系：

$$K^2 + R^2 = C^2 + P^2 \quad (2-1)$$

在实际应用中，采用对称循环四杆机构的抽油机并不多，这是因为游梁式抽油机对对称循环的要求并不很严格，加之部分结构尺寸的限制，游梁式抽油机的四杆机构一般为近似对称循环。

2. 近似对称循环

图 2.3 为非对称循环四杆机构抽油机运动简图。当游梁处于上、下死点两极限位置

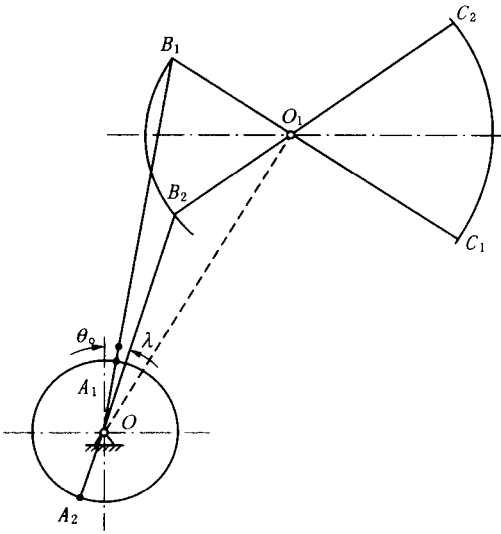


图 2.3 非对称循环抽油机运动简图

B_2C_2 、 B_1C_1 时，曲柄与连杆的重合线分别为 A_2OB_2 （悬点上死点）、 OA_1B_1 （悬点下死点），直线 OA_1B_1 、 A_2OB_2 之间所夹的锐角 λ 称为四杆机构的极位夹角，显然悬点上、下冲程所对应的曲柄转角 θ_+ 、 θ_- 分别为：

$$\theta_+ = \lambda + \pi \quad \theta_- = \pi - \lambda$$

设曲柄匀速转动的角速度为 ω ，则悬点上、下冲程所需时间分别为：

$$t_+ = \frac{\lambda + \pi}{\omega} \quad t_- = \frac{\pi - \lambda}{\omega}$$

设悬点冲程长度为 S ，则悬点上、下冲程的平均速度 V_+ 、 V_- 分别为：

$$V_+ = \frac{S\omega}{\pi + \lambda}$$

$$V_- = \frac{S\omega}{\pi - \lambda}$$

由此可见，当曲柄匀速转动时，悬点上、下冲程的平均速度不等，悬点下冲程的平均速度大于上冲程时的平均速度。将 V_+ 与 V_- 的比值及 K_1 称为四杆机构的行程速比系数，则 K_1 为：

$$K_1 = \frac{\lambda + \pi}{\pi - \lambda}$$

在近似对称循环抽油机中，一般来说 $\lambda \leq 0.5^\circ$ ，则 $K_1 \leq 1.05^\circ$ 。目前，石油矿场广泛应用的常规型抽油机均属于近似对称循环。

在图 2.3 中，当悬点处于下死点时，曲柄位置与 12 点钟位置的夹角 θ_0 称为上冲程的初始角。对于近似对称循环的常规型抽油机，上冲程的初始角 θ_0 一般小于 5° 。

3. 非对称循环

自 20 世纪 80 年代中后期，在我国石油矿场上广泛推广应用了异相曲柄平衡抽油机（亦称偏置式抽油机，以下称异相曲柄平衡抽油机或简称异相机，该机保持了常规型抽油机的基本结构，如图 2.4 所示。与常规型抽油机相比，异相曲柄平衡抽油机的游梁后臂长度缩短，减速箱相对于支架的位置后移，从而使四杆机构的极位夹角增大。目前，异相机的机构极位

夹角为 $8^{\circ} \sim 15^{\circ}$ ，行程速比系数 K_1 在 $1.05 \sim 1.20$ 之间，因此，异相曲柄平衡抽油机具有较快的下冲程，上冲程平均速度降低，下冲程的平均速度增大，从而使悬点上冲程的最大加速度降低，有利于减少悬点惯性负荷和减速箱输出扭矩，因而有较好的节能效果，关于异相曲柄平衡抽油机的性能在后面章节中详细介绍。

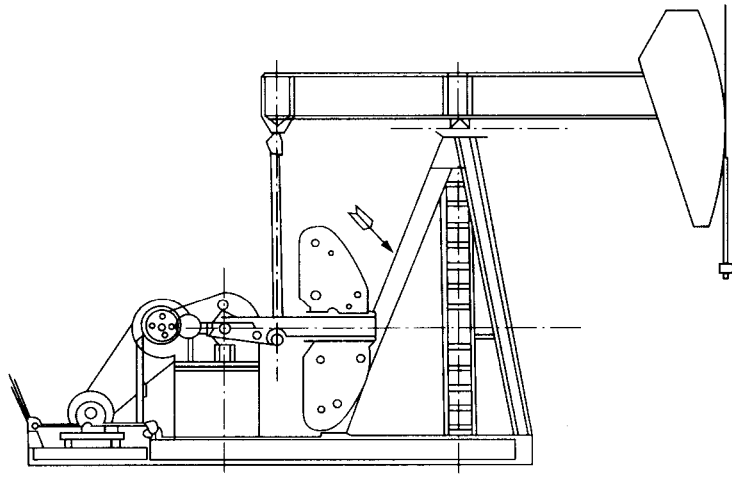


图 2.4 异相曲柄平衡抽油机结构示意图

二、悬点运动规律

在分析悬点运动规律时，目前一般采用两种分析方法：一是简化分析方法；二是精确分析方法，分别介绍如下：

1. 简化为简谐运动时悬点运动规律

图 2.5 为简化为简谐运动时抽油机运动机构示意图。若 $\frac{R}{P} = 0$ 及 $\frac{R}{C} = 0$ ，即认为曲柄半径 R 比连杆长度 P 及游梁后臂长度 C 小得多，以至于它与 P 和 C 的比值可以忽略。此时游梁和连杆的连结点 B 的运动规律可以看成简谐运动，即认为 B 点的运动规律和 A 点做圆周运动时在垂直中心线上的投影（ D 点）的运动规律相同，则任意时刻 t （曲柄转过 θ 角） B 点的位移 X_B 为：

$$X_B = R(1 - \cos\theta) = R(1 - \cos\omega t) \quad (2-2)$$

式中 θ ——曲柄转角（ $\theta = \omega t$ ）， $(^{\circ})$ ；

ω ——曲柄匀速转动的角速度， $1/s$ ；

t ——时间， s 。

当悬点以下死点为位移零点，向上为位移正方向，则任意时刻 t 悬点位移 S_C 为：

$$S_C = \frac{A}{C} R (1 - \cos\theta) \quad (2-3)$$

C 点的速度为：

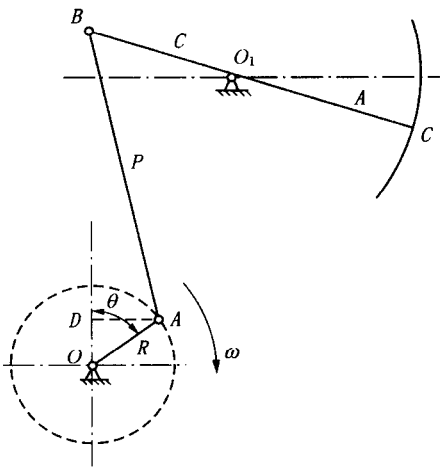


图 2.5 抽油机运动机构示意图

$$V_C = \frac{A}{C} R \omega \sin \theta \quad (2-4)$$

C 点的加速度为:

$$a_C = \frac{A}{C} R \omega^2 \cos \theta \quad (2-5)$$

由式 (2-3)、(2-4) 和 (2-5) 可得简谐运动时的悬点位移、速度和加速度随 θ 角的变化曲线, 如图 2.6 所示。

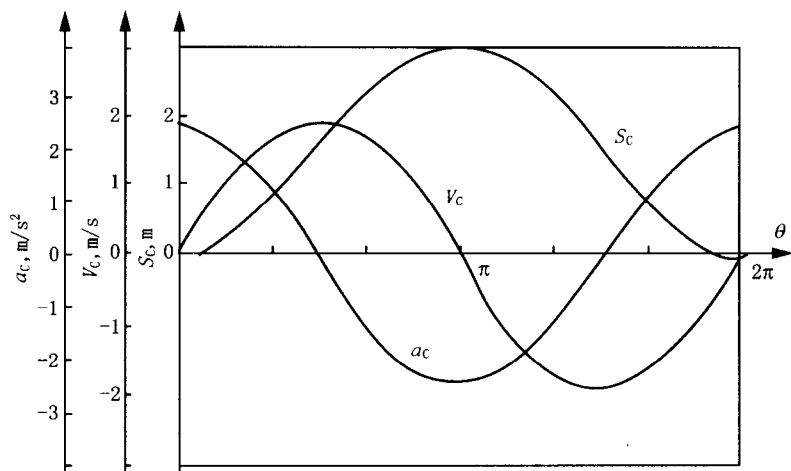


图 2.6 简谐运动时悬点位移、速度、加速度曲线

(CYJ11—3—48HB 抽油机, $S = 3\text{m}$, $n = 12\text{min}^{-1}$)

由图 2.6 可以看出: 抽油机一个冲程中, 悬点的速度和加速度不仅大小在变化, 而且方向也在变化。上冲程的前半冲程为加速运动, 加速度为正 (加速度方向与运动方向都向上); 后半冲程为减速运动 (加速度方向与运动方向相反)。下冲程只改变了运动方向, 前半冲程仍加速运动 (加速度与运动方向相同, 都是向下的); 后半冲程仍为减速运动 (加速度与运动速度方向相反)。在上、下死点处 ($\theta = 0^\circ$, $\theta = 180^\circ$), 悬点加速度的值最大, 其值为:

$$a_C = \frac{A}{C} R \omega^2 \quad (2-6)$$

2. 简化为曲柄滑块机构时悬点运动规律

简化为简谐运动所得的结果, 只能在做不太精确的计算和分析中应用。因为, 实际抽油机的 R/P 值是不可忽略的, 特别是冲程较大时, 忽略会引起很大误差。因此, 在分析抽油机悬点的运动规律时, 常用另一种简化方法, 即把 B 点绕游梁支点的弧线运动近似地看作直线运动, 则抽油机 B 点的运动可简化为图 2.7 所示的曲柄滑块机构。

当 $\theta = 0^\circ$ 时, 游梁与连杆的连接点 B 处于上死点 B_1 , 相对应的悬点 C 处于下死点;

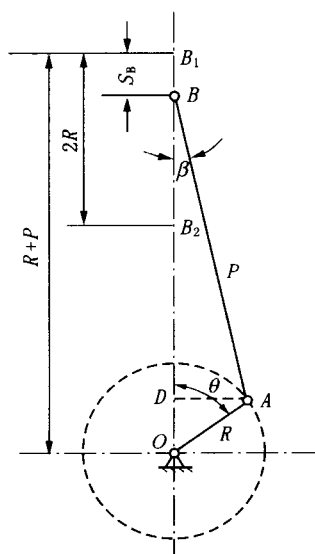


图 2.7 曲柄滑块机构