

YI XING
YOU LIANG
SHI CHOU
YOU JI

异形游梁式抽油机

刘洪智 郭东 主编



石油工业出版社

异形游梁式抽油机

刘洪智 郭东 主编

石油工业

内 容 提 要

本书主要介绍了异形游梁式抽油机的结构组成,节能原理,设计、使用等有关计算方法及安装、调整与维护等有关知识,并介绍了异型机的企业标准。为了便于选用抽油机,本书附录中还选录了一些有关抽油杆、抽油泵、抽油杆柱组合、抽油杆柱载荷计算等常用采油数据资料及异形游梁式抽油机模拟常用工况的主要参数数据。

本书理论与实践相结合,技术性、资料性、可操作性强。适合于从事采油机械研究、开发、生产和现场使用的技术人员、管理人员、操作维护人员使用,也可作为专业技术培训的教材和专业院校师生的参考资料。

图书在版编目 (CIP) 数据

异形游梁式抽油机/刘洪智,郭东主编.

北京:石油工业出版社,1997.2

ISBN 7-5021-1952-3

I. 异...

II. ①刘...②郭...

III. 抽油机,异形游梁式

N. TE933

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (97) 第 01116 号

石油工业出版社出版

(100011 北京安定门外安华里二区一号楼)

地矿部河北地勘局测绘院印刷厂排版印刷

新华书店北京发行所发行

*

787×1092 毫米 16 开本 $7\frac{1}{4}$ 印张 185 千字 印 1—5000

1997 年 2 月北京第 1 版 1997 年 2 月北京第 1 次印刷

ISBN 7-5021-1952-3/TE·1642

定价: 19.80 元

《异形游梁式抽油机》编写组

主 编：刘洪智 郭 东

编写人：刘洪智 郭 东 白雪明

王 涛 钱 强 司殿文

纪全福 明星炳 肖文焕

王晓香 张汝霖

审 核：万仁溥 陈宪侃

序 言

国内外机械采油有四种方式，分别为有杆泵、潜油电泵、水力活塞泵、气举采油。近年来发展的螺杆泵、链条抽油机、皮带抽油机、液压抽油机也都属于有杆泵抽油机范畴。上述四种抽油方式都有其各自的适应性，只有在一定的条件下才能发挥其特长，但是有杆泵适应性很宽，而且在许多条件下都能使用，如浅、中深、深井；稀油、稠油井，低、中、高产井；直井、定向井；常温井及注蒸气高温井等条件下都可选用，安全可靠，并能长期使用，维修方便，价格便宜，因此为国内外人工举升普遍采用，而成为机械采油的主要方式。很多年以来虽然有不少人探索拟用某种抽油方式取代有杆泵采油，但都没有成功，其原因就是适应性、操作性和价格都无法与有杆泵抽油相匹比。美国有杆泵抽油井占总机械采油井 85%，我国所占比例在 90% 左右。有杆泵抽油今后仍将成为人工举升的主要方式。

有杆泵由抽油机、抽油杆、抽油泵三者所组成，抽油机则是其动力。有杆抽油机虽然有其特长，但本身由于受结构制约，难以实现长冲程，同时存在四连杆机构的限制，平衡效果不好，而且设备重量重，动载荷大。近年来我国油田开发不断发展，不少深井、稠油、低渗透新油田投入开发，以及老油田高含水井需要提高产液量，都迫切需要改善抽油机的性能，实现高效、节能，并减少抽油机的重量，以提高抽油机效率和节约投资。长期以来国内不少研究院、所及机械制造厂做了大量研究工作，现已取得明显的效果。华北油田第一机械厂研制的异形游梁式抽油机就是其中突出的一种。其特点是将游梁后臂改为变形圆弧形状的后驴头，使得原固定的四连杆机构，变为可变参数四连杆机构，在悬点载荷较大时，其游梁后臂长度较大，曲柄轴扭矩不至于过大；悬点载荷较小时，其游梁后臂较小，使曲柄轴的载荷扭矩不至于过小，降低了扭矩峰值，以达到抽油机的平衡效果，因而可减小减速箱，功率也可减小，从而降低了整机的重量，也有利于节能，同时还有利于提高冲程长度。由于异型抽油机有以上的优点，因而在油田使用中运转平稳，提高了冲程长度，整机重量轻，又节能，深受用户的欢迎。

该机构思新颖，设计合理，具有独创性和操作性，是有发展前途的一种抽油机。

高博

1996年5月21日

目 录

第一章 概述	(1)
第二章 异形游梁式抽油机结构简述	(8)
第三章 异形游梁式抽油机有关计算	(17)
第一节 异形游梁式抽油机传动几何计算	(17)
第二节 驴头悬点的运动计算	(19)
第三节 曲柄旋转运动的有关计算	(19)
第四节 悬点载荷分析	(20)
第五节 异形游梁式抽油机平衡计算	(29)
第六节 钢丝绳强度	(32)
第七节 抽油机用电动机的匹配	(33)
第四章 异形游梁式抽油机标准化	(36)
第五章 安装与调整	(44)
第一节 基础铺设	(44)
第二节 抽油机的安装	(48)
第三节 润滑	(52)
第四节 抽油机调整	(53)
第六章 抽油机维护和技术管理	(65)
第一节 安装验收	(65)
第二节 润滑管理	(66)
第三节 安全技术管理	(68)
第四节 常见故障及排除方法	(69)
第五节 抽油机的维修与保养	(71)
附录 I 抽油机常用工况参数	(73)
附录 I-1 抽油泵的选择、使用与保养	(73)
附录 I-2 抽油杆柱系统的有关参数	(83)
附录 I-3 泵挂计算中的有关参数	(92)
附录 II 异形机模拟工况参数	(101)
参考文献	(110)

第一章 概 述

石油开发到一定阶段后，油层压力下降，油井停止自喷，因而采用机械采油方式继续开采。世界各产油国都广泛应用有杆泵抽油的方法进行采油。

有杆泵抽油装置是由地面的抽油机、井下的抽油泵及抽油杆柱所组成。抽油机是有杆泵采油装置的重要地面设备，是一种把动力机的连续圆周运动变成抽油杆柱及抽油泵柱塞的往复直线运动，从而将地下原油开采出来的机械设备。所以说抽油机是有杆泵采油中十分重要的设备之一。

抽油机的种类较多，概括起来可分为以下几种：按有无游梁可分为游梁式抽油机和无游梁式抽油机；按结构型式可分为常规型游梁式抽油机、前置型游梁抽油机、偏置型游梁抽油机和异形游梁式抽油机等；按减速器型式可分为齿轮式、链条式和皮带式等；按平衡方式可分为曲柄平衡式、游梁平衡式、复合平衡式、重锤平衡式和气动平衡式等；按驴头结构型式可分为上翻式、侧转式、旋转式、悬挂式和双驴头式等；按驱动方式可分为电动机驱动和内燃机驱动等。

目前广泛采用的是常规型游梁式抽油机（下称之“常规机”），它通常采用齿轮式减速器传动、电动机驱动、曲柄平衡或复合平衡、侧转式驴头等结构。抽油机—抽油泵配置如图 1—1 所示。电动机通过皮带和减速器带动曲柄作匀速圆周运动，曲柄通过连杆带动四杆机构的游梁以支架为支点，绕支架中央轴承做上下摆动，而游梁前端的驴头悬点连接抽油杆柱、油泵柱塞做上下往复直线的变速运动，实现人工举升采油。当悬点（抽油杆）上冲程时，抽油杆柱带动油泵活塞上行，油泵的游动阀（排出阀）受游动阀自重和油管内液柱压力的作用而关闭，并提升柱塞上部的液体。与此同时，柱塞下面的泵筒空间里的压力降低，当其压力低于套管压力时，该空间的液体将顶开油泵固定阀（吸入阀）而进入抽油泵活塞上冲程所让开的泵筒空间；当柱塞下行时，油泵的固定阀靠自重下落而关闭，泵筒内的液体受到压缩，在柱塞继续下行过程中，泵内的压力不断增高，当泵内压力增至超过油管内液柱压力时，将顶开油泵的游动阀而泵筒内的液体进入油管内。由于油泵柱塞在抽油机的带动下，连续做上下往复运动，因而油泵的固定阀和游动阀也将交替地关闭与打开，完成抽油泵的抽吸工作循环，使油管内的液面不断上升到井口，排入出油管线。概括地说：柱塞上行时，将柱塞之上的液体排入输油管线，将柱塞之下的液体吸入泵内；柱塞下行时，将

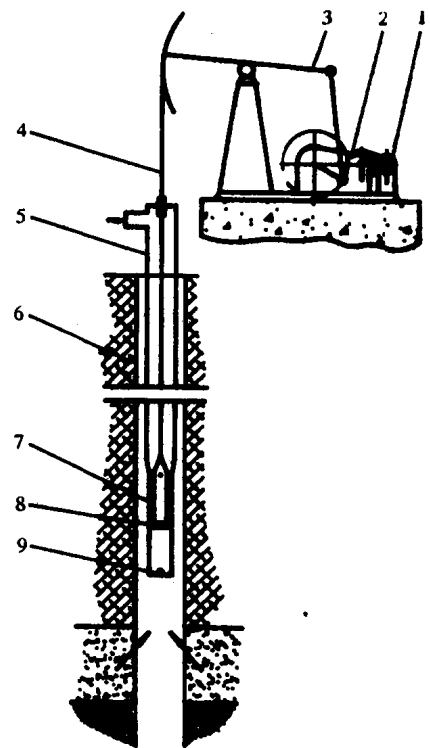


图 1—1 游梁抽油机—抽油泵装置简图

- 1—动力机；2—减速器；3—四连杆机构；
4—抽油杆柱；5—油管；6—套管；
7—抽油泵；8—游动阀；9—固定阀

柱塞之下油泵内的液体转入柱塞之上的油管内。

常规机结构简单、适应性强,维护、操作方便,能够在无人监视和恶劣的环境中工作,数十年来,在机械采油中始终占主要的地位。但是,常规型游梁式抽油机及其他型式的游梁抽油机,受其结构的限制,不易实现长冲程,否则将使抽油机变得很笨重。所谓常规机结构限制,是由于其固定四连杆机构的杆件长度受实际情况的限制,游梁摆角受四杆机构“死角”的限制,因而不易实现小结构、长冲程。此外,其四连杆机构的限制,使常规机平衡效果不佳、动载荷大、能耗大等也是该抽油机的一大弱点。

为能得到比较理想的抽油机,世界各产油国的科技人员、石油机械生产厂家,进行了大量的、艰苦的科学研究,研制出了不少新机型,但都未能突破游梁机固定四杆机构的制约。华北石油管理局第一机械厂总结前人的经验教训,寻找到解决游梁式抽油机固定四杆机构制约问题的方法,创造出新的运转机理。其奥秘之处是将原游梁后臂长的定值变成一个变径圆弧(此弧是由多段半径不同的圆弧连接而成)。实现了游梁后臂(简称 K 值)的变化。当曲柄顺时针(人面对抽油机,让井口位于右手一侧观察)转动时,驴头悬点从下死点开始的上行冲程中, K 值有效长度由最大逐渐变小,到达上死点时 K 值最小;驴头下行冲程时, K 值有效长度逐渐变大,到达下死点时 K 值最大。设计的另一奥秘是,曲柄顺时针旋转时,上冲程曲柄转角为 190° 多度,下冲程曲柄转角为 160° 多度(当然,这两个角度可根据实际需要而设计),实现“慢上快下”的工作方式;同理,曲柄逆时针旋转时,可实现“慢下快上”的工作方式。这种新机型定名为“异形游梁式抽油机”(下简称之为“异形机”)。异形机的设计思路有三个方

首先,扩大抽油机冲程长度以提高泵效。由于抽油杆、管在自重和交变载荷作用下会产生弹性变形。抽油泵柱塞上行时,从下死点上行,驴头悬点载荷发生了变化,即由下冲程的 $P_{\text{静下}}$ 变成了上冲程的 $P_{\text{静上}}$,增加了一个油柱载荷 ΔP ,其大小由下式计算:

$$\Delta P = P_{\text{静上}} - P_{\text{静下}} = P'_{\text{液}} \quad (1-1)$$

由于载荷的增加,上冲程时抽油杆柱将会伸长 $\lambda_{\text{杆}}$:

$$\lambda_{\text{杆}} = \Delta P L / E f_{\text{杆}} = P'_{\text{液}} L / E f_{\text{杆}} \quad (1-2)$$

式中 E ——材料的弹性模量, N/m^2 ;

$f_{\text{杆}}$ ——油杆的截面积, m^2 ;

$P'_{\text{液}}$ ——举升高度加在抽油泵柱塞面积上的液柱重量, N ;

L ——泵挂深度, m 。

待抽油杆柱变形伸长 $\lambda_{\text{杆}}$ 后,载荷 ΔP 才全部加到抽油杆柱和驴头悬点上。实际上,抽油杆柱受 ΔP 载荷而伸长的过程中,驴头悬点已经开始上冲程了,当驴头悬点上行一个 $\lambda_{\text{杆}}$ 距离的过程中,由于抽油杆变形伸长了 $\lambda_{\text{杆}}$,因而油泵柱塞并未运动,也就是说,柱塞与泵筒间没有发生相对运动,而不产生抽吸作用。如图1—2所示。悬点下死点上行的过程中,在油杆受载荷作用而伸长的同时,油管由于卸载而“收缩”一个弹性变形长度 $\lambda_{\text{管}}$:

$$\lambda_{\text{管}} = P'_{\text{液}} L / E f_{\text{管}} \quad (1-3)$$

式中 $f_{\text{管}}$ ——油管管壁的断面积, m^2 。

实际上,抽油杆的加载、油管的卸载是同时进行的,因此,在抽油杆加载的过程中,油管同时在卸载,一直到抽油杆伸长变形完毕,油管的“缩短”变形也将同时结束。至此抽油柱载荷 $P'_{\text{液}}$ 才全部加在驴头悬点上。由此可见,由于交变载荷的作用,在上冲程时,抽油杆将产生 $\lambda_{\text{杆}}$ 的伸长变形,油管将产生 $\lambda_{\text{管}}$ 的“缩短”变形。同理,在下冲程时,抽油泵的游动阀被打开,

$$\begin{aligned}\lambda &= \lambda_{\text{杆}} + \lambda_{\text{管}} \\ &= (1 + f_{\text{管}}/f_{\text{杆}}) P'_{\text{液}} L/Ef_{\text{管}}\end{aligned}\quad (1-4)$$
$$S_{\text{eff}} = S - \lambda \quad (1-5)$$

AB : 悬点上冲程开始时, 抽油杆、油管的弹性变形和悬点载荷增加的过程; 其中 AE 表弹性变形量;

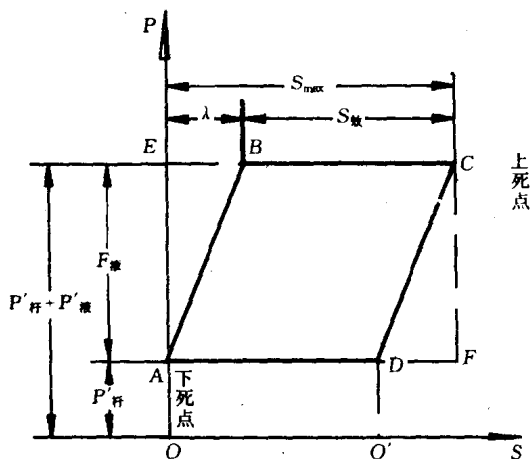


图 1-3 净力示功图

以上分析可知,抽油机—抽油泵组成的抽油系统,在工作时,由于抽油杆、油管的弹性

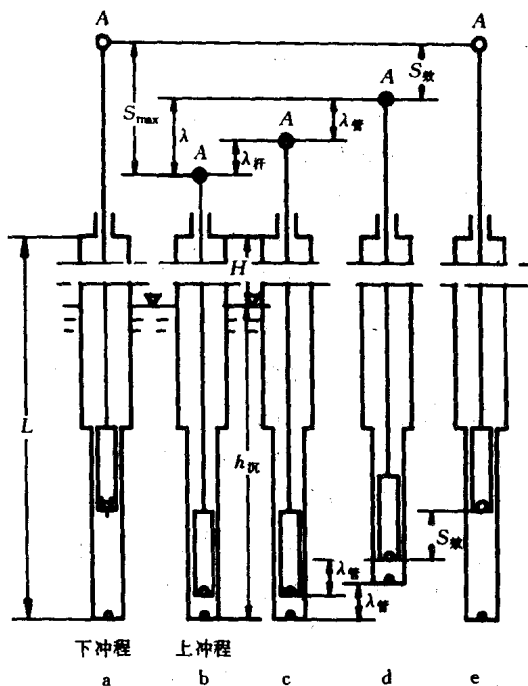


图 1-2 抽油杆柱和油管柱变形过程图解

CD : 悬点下冲程开始时, 抽油杆、油管的弹性变形和悬点载荷的卸载过程; 其中, CF 表示悬点载荷的减少量, FD 表示抽油杆、油管的弹性变形量; 在理想状态时, EB 与 FD 、 CF 与 AE 的数值是相等的;

DA : 卸载后载荷作用下柱塞的有效冲程; 其中, FA 表示悬点冲程, DA 表示柱塞的实际冲程, DO' 表示卸载后的悬点载荷; 在理想状态时, FA 与 EC , DA 与 BC 、 DO' 与 OA 的数值是相等的。

变形, 将造成抽油泵柱塞的实际行程距离小于抽油机驴头悬点的冲程长度, 即造成一定的冲程损失。并且, 泵挂深度越大、抽油泵柱塞直径越大、液柱载荷越大, 这种冲程损失也将越大。当冲程损失一定时, 增大抽油机的冲程长度就意味着相对冲程损失的减小; 也就是说增大抽油机的冲程, 有利于提高泵效。另一方面, 当抽油泵理论排量一定时, 增大冲程长度, 就可以减小抽油冲次, 降低冲次, 不仅有利于提高抽油泵的充满系数和排量系数而提高泵效, 而且也有利于减小抽油泵的磨损和抽油杆、油管的循环次数, 从而提高抽油泵、抽油杆、油管的使用寿命, 提高设备的综合利用指标。

抽油机的冲程长度是决定抽油机结构和重量的主要参数之一。常规游梁式抽油机受其四杆机构的限制, 不易实现长冲程。对于同一悬点载荷的轻型抽油机, 随着冲程长度的增加, 自重几乎将以其 1.15 倍的对应关系增加。而随着悬点载荷的增加, 其自重也将成倍地增加, 如果悬点载荷超过 200N 时, 其自重将以近三次方倍的对应关系增加。因此, 常规机的冲程一般不宜太大, 如果一定要达到足够大的冲程, 必将使其结构变得十分笨重, 既不经济也不便于安装和使用。众所周知, 由于游梁摆角的增大, 使下死点加速度增加, 导致悬点载荷的加大, 使游梁抽油机性能恶化。因而, 在游梁抽油机计算时, 游梁摆角有一个“死角”的限制。如美国拉夫金公司生产的 L 型抽油机, 其“死角”限制在 $44^{\circ} \sim 46^{\circ}$, 而前苏联 ГОСТ 5866—76 标准中规定, “死角”为 57.3° , 而近年来, 又提出将“死角”放宽到 73° , 但到目前为止其合法值定义应为多大, 尚无定论, 还需进一步研究试验。异形游梁式抽油机由于用变径圆弧形的后驴头取代了常规机的游梁后臂, 游梁与横梁之间采用柔性件连接, 使其主结构在常规机四杆机构的基础上发生了质的飞跃, 而变成了“变参数四杆机构”。这种特殊四杆机构工作时, 其游梁后臂有效长度、连杆长度随其曲柄转角(或游梁摆角)的变化而变化, 不但改善了四杆机构对力的传递性能, 也改变了普通四杆机构的运动中的“死角”, 使具有这种特殊四杆机构的异型机工作中受“死角”制约的程度放宽, 因而可以采用适当增大游梁摆角的方法来实现抽油机的长冲程。实际上考虑到一些具体的因素, 而把游梁摆角控制在 90° 范围内比较合适。鉴于异形游梁式抽油机的这一特点, 使抽油机在不放大结构而获得相应的较长的冲程要求得到实现。

应当说明的是, 增大冲程可以提高泵效, 但并不等于冲程越长越好。考虑到抽油泵的漏失、抽油泵的制造和运输等因素, 当冲程超过 7m 时, 再增加冲程其综合效益的增加就不太明显了。因此, 我国油田常用的抽油机, 其冲程超过 6m 的很少。

其次, 改善平衡效果以降低能耗。在有杆泵采油中, 广泛采用的是单作用泵, 即抽油泵柱塞上行冲程时, 泵固定阀以下的液体被吸上来, 柱塞下行冲程时, 泵固定阀以下的液体不被吸上来。抽油泵的这种工作方式, 致使抽油机在整个工作循环(完成一个上、下冲程)内的载荷有很大的差异。假设忽略动载荷及其他的影响因素, 上冲程时, 驴头悬点需要提起抽油杆柱、液柱等载荷而运动, 要求动力机械付出很大的能量; 下冲程时, 驴头悬点受抽油杆柱在液体中的重量的作用而随抽油杆自由下落, 不但不需要动力机械付出能量, 悬点载荷反而对动力机械回馈做功, 使原来作为动力机的电动机, 工作在第二象限的发电制动运行状态, 即动力机做负功。由此可见, 加在动力机上的载荷, 在上下冲程中是很不均匀的, 加上悬点运动的速度和加速度所带来的附加动载荷的影响, 更加剧了这种不均匀性。为了减少这种载荷的不均匀性, 抽油机上普遍加装平衡装置。以下冲程时, 使悬点载荷下落的回馈能量和动力机共同对平衡装置做功, 并通过平衡装置将其转化后以势能的形式储存起来; 上冲程时, 平衡装置再将其势能释放出来, 和动力机共同对悬点载荷做功, 而提起悬点载荷。目前, 游

梁式抽油机广泛采用曲柄平衡方式来实现抽油机的平衡。这种平衡方式中，平衡重在曲柄轴上所产生的平衡扭矩，随曲柄的转动而按正弦规律变化，即：

$$T_r = GR \sin \alpha \quad (1-6)$$

在常规游梁式抽油机中，受其实际结构的制约，曲柄不可能无限短，连杆也不可能无限长，致使在这种抽油机中悬点载荷作用到曲柄轴上的载荷扭矩 T_{wn} 并不按正弦规律变化，即其随曲柄转动而变化的规律偏离了正弦规律；加上因悬点运动的速度和加速度所带来的附加动载荷的影响，使这种“偏离”越发加剧。因此，在常规抽油机中，这种曲柄平衡扭矩 T_r 并不能与抽油机的载荷扭矩 T_{wn} 很好地平衡，使抽油机在一个工作

循环中曲柄轴输出净扭矩 T_n 仍有较大的波动，如图 1—4 所示。图 1—4 是 10 型常规游梁式抽油机的扭矩图。由图可见，该抽油机的净扭矩 T_n 在一个工作循环中，有较高的“峰值”和较深的负向“谷值”，即有较大的“负扭矩”。扭矩波动很大，抽油机平衡效果不佳。从能耗角度讲，净扭矩波动大势必加大功率而增大能耗；从动力角度讲，峰值扭矩高，为了保证抽油机的正常运转，势必要选用较大的动力机即电动机，这种大电机、大峰值电流的配套方案，必将导致电机自身损耗和电路损耗的增加，同时，由于电动机工作在大马拉小车的低功率因数状态，还会使电网的供电质量变差。这正是常规游梁抽油机能耗大的关键所在，也是常规机中长期以来一直未能解决的问题之一。

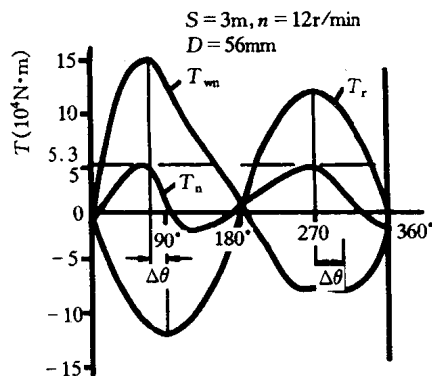


图 1—4 常规抽油机扭矩曲线

从上述分析可知，如果能设法使载荷扭矩的变化规律接近正弦规律，就能有效地降低抽油机净扭矩的波动性，提高抽油机的平衡效果，从而达到降低其能耗的目的。可见，欲降低抽油机的能耗，从加强其平衡效果上下手，将是一个比较好的方法。

异形游梁式抽油机是以常规机为基础模式，从改变抽油机的扭矩因数入手，通过改变抽油机的结构，实现“加强抽油机的平衡效果以降低净扭矩峰值和能耗；扩大抽油机的冲程以提高泵效和综合技术指标”。

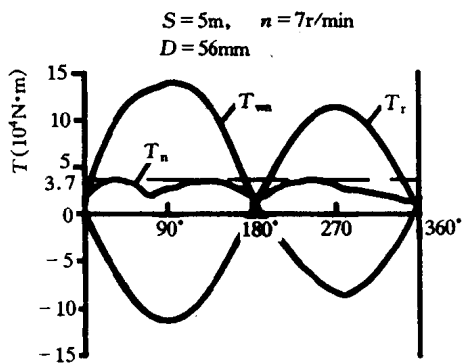


图 1—5 异形游梁式抽油机扭矩曲线

异形机采用了“变参数四连杆机构”来作为该机型的主传动结构，改善了普通固定四杆机构中的“死角”问题，能在不放大结构的前提下，加大“死角”轻而易举地实现抽油机的长冲程。

异形机的游梁后臂，制造成变径圆弧形（简称之为后驴头），后驴头与横梁之间采用柔性件连接和驱动。这种特殊的游梁后臂和特殊的连杆，在抽油机工作时，它们的长度是随悬点位置（游梁的摆角、曲柄的转角）的改变而变化。其变化趋势是，在上冲程开始和下冲程末时，因悬点载荷较大，其游梁后臂长度较大，以使载荷作用到曲柄轴的载荷扭矩 T_{wn} 不至于过大；在上冲程末和下冲程开始

时，因悬点载荷较小，其游梁后臂长度较小，以使载荷作用到曲柄轴的载荷扭矩 T_{wn} 不至于过小。从而使载荷扭矩随曲柄轴转角变化而变化的规律尽可能与正弦规律相接近，达到加强抽油机的平衡效果、降低其曲柄轴输出净扭矩的峰值、减小其谷值、消除其负扭矩，以降低

其能耗的目的。如图 1—5 所示。抽油机曲柄轴净扭矩峰值的降低，不但有利于节能，同时也利于减小抽油机所选用减速器和电动机的规格而降低抽油机的造价；其“负扭矩”的消除，有利于改善抽油机的传动性能，提高设备的使用寿命和经济指标。

异形机所实现的长冲程、低冲次的工作方式和其工作中，在上冲程开始时较长的游梁后臂，都有利于减小抽油机上冲程时悬点的速度和加速度，减小抽油机的动载系数，从而减小悬点的惯性载荷、振动载荷、摩擦阻尼载荷等附加动载荷，有利于减小冲程损失，提高抽油机的综合效率，改善抽油泵和抽油杆、油管以及抽油设备的工作条件，延长其使用寿命。

今以 10 型异形机为例就其主参数与常规机进行对比，对比情况如表 1—1 所示。

表 1—1 异形机与常规机主参数对比

机 型	异 型 机	常 规 机
型 号	YCYJ10—5—37HB	CYJ10—3—53HB
悬点载荷(kN)	100	100
冲程长度(m)	3,4,5	2.1,2.6,3
减速器扭矩(kN·m)	37	53
电机功率(kW)	18.5	45

由表 1—1、图 1—4、图 1—5 对比可见，异形机的优越性是显而易见的。

再次，能够满足不同粘度原油开采的需要。欲满足不同粘度原油开采的需要，其实质点就是如何控制悬点的运动速度问题。对于中、低粘度原油，高含水原油的开采特点在于，如何提高泵效和降低能耗。因此，在实际采油中要求最理想的抽油机的工作方式应是“慢上快下”。“慢上”有利于提高油泵的充满程度，有利于提高每一冲次的排液量；同时“慢上”能有效地减小悬点的附加动载荷，从而减小冲程损失、改善采油设备的工作条件，提高设备的使用寿命。“快下”有利于油泵固定阀的及时关闭，以提高泵效；“快下”的另一目的在于节省时间，以提高单位时间内的冲次，增大单位时间内的采油量。从这一层意义上讲，在液体粘度许可的前提下，“慢上”和“快下”对提高抽油系统的综合效率，提高系统实际排液量等，都是十分有益的。

但是，对于粘度较大的原油，对抽油机的工作方式又另有要求。因为在粘稠原油开采中，抽油杆在液体中运动时所受到的摩擦阻尼力往往很大，有时高达几十千牛，对悬点载荷影响很大。抽油机上冲程时该摩擦阻尼力有加大悬点载荷的作用，下冲程时其有减小悬点载荷的作用，其作用的结果最终表现为，使抽油机所需要的净扭矩和拖动功率加大，能耗增加。另外，抽油机下冲程时摩擦阻尼力使悬点载荷的减小，将直接影响着抽油杆的下落速度，有时常因其摩擦阻尼力过大而使油杆无法下落。因此，可以说在粘稠原油开采中，抽油杆的下落速度成了限制抽油机抽采速度的主要因素。这时，如果不减小下放速度，在下冲程时，由于抽油杆受液体的摩擦阻尼下落较慢，势必出现驴头悬点超前于抽油杆下落的现象，即二者运动不同步现象。也就是说，驴头悬点下行速度大于油杆的下行速度，当悬点下行到下死点而开始上冲程运动时，油杆及油泵柱塞还未到下死点，这样的结果既缩短了油泵柱塞的有效冲程长度而降低抽油泵的排量，又会造成上冲程时，抽油杆柱、液柱等载荷突然加到驴头悬点上，造成悬点的冲击载荷，即采油现场所说的“打架”现象。值得一提的是，这种“打架”现象对抽油机、抽油泵及抽油杆、油管等都是十分有害的。避免这种“打架”的有效办法是降

低下放的速度。下放速度的降低将直接影响着采油的产量。可见,对于粘稠原油来说,最理想的抽油方式应是“慢下快上”。“慢下”可以满足悬点与抽油杆同步下落的要求,“快上”有利于提高单位时间内的抽油次数,以提高采油产量。实际上,由于悬点上冲程时,抽油杆及抽油泵柱塞是靠机械力强行上提而运动的,并不会出现“不同步”现象,是可以实现的。所以,对于稠油的开采,普遍应用“快上慢下”的方法。

异形游梁式抽油机设计时,在考虑和优化“变参数四杆机构”动力特性、传动特性的同时,巧妙地考虑了悬点上下冲程所占用曲柄转角的问题,从而使异形机在曲柄正转时上冲程曲柄转角大于 180° ,曲柄反转时上冲程曲柄转角小于 180° ,即靠改变曲柄的转向可实现“慢上快下”和“快上慢下”两种工作方式。其上下冲程曲柄转角相差值由抽油机所要实现的功能来确定。异形机这两种工作方式,在不同油田区块得到了充分的利用,见到了明显的效果。

总之,异形游梁式抽油机包含有三项专利技术,其中最早的一项起于1987年,最晚的一项终于2005年。

第一台 YCYJ10-5-48HB 异形游梁式抽油机样机,1991年在华北油田第四采油厂的京一252井投入工业性试验,试验一举成功,并录取了大量的数据资料。经过与常规机在同井同泵同工况的对比试验,异形机不但工作平稳、容易启动,而且节能显著、增产明显,提高泵效近一倍。深受油田的欢迎。该项科研成果于1992年10月由中国石油天然气总公司科技局组织专家学者评审鉴定,其主要结论有:

根据1963~1992年世界专利数据库计算机检索,异型机游梁后臂为变径圆弧形,游梁与横梁之间采用柔性连接等机型结构,属国内外首创;运转平稳,工作可靠,容易启动,是油田现场中一种新型实用的抽油设备。经过在华北、大港的四口油井五种工况下与常规机进行的同工况试验对比表明,异型机具有明显的节能效果,由于结构合理,平衡效果好,可以匹配较小规格的减速器和电动机,节约了设备设施费用,有利于油田常规机的技术改造,具有明显的经济效益和社会效益;设计合理、构思新颖、具有实用性和创造性,该机技术先进,生产工艺完备,推广前景广阔,可以投入批量生产。

该项科技成果自1992年鉴定以来,以其独特的性能优势,被全国各大油田一致公认。该机由华北油田一机厂设计开发,目前已相继开发出6型、8型、10型、12型、14型、16型等规格型号的异形游梁系列抽油机,并且已有1000余台分别在华北、大港、胜利、大庆、吉林、辽河、冀东、吐哈、克拉玛依等油田进行大面积地推广应用,为油田的人工举升、节能降耗,发挥了其应有的作用,受到各油田用户的好评。

并逐根回弯后用锌浇实。当然也可采用其它形式的绳头锁紧装置。使用时，将毛辫子挂在前驴头的悬绳轮上，两绳头端连接在悬绳器上。

悬绳器是抽油机悬吊光杆负荷的装置，它由上体和下体等组成，在其下体上装有两个顶丝（又称千斤顶），如图 2-2 所示。悬绳器的上下体之间所留的空间，可供在油井测试时安放动力仪；其下体上的两个小千斤顶，在安放动力仪时用来升降上体，平时应把两个小千斤顶调到最低点的不受力位置。悬绳器按其结构可分为“死悬绳器”和“开口悬绳器”两种。“死悬绳器”是指悬绳器与悬吊绳、光杆的连接处，采用孔形结构，也就是说悬吊绳在预制绳头锁紧装置前，应先将钢丝绳穿在悬绳器上，并且悬绳器在挂负荷时，必须是将光杆穿入悬绳器；“开口悬绳器”是指悬绳器与悬吊绳、光杆的连接处，采用开口孔即槽形结构，槽口处装有可拆装的封口装置，使用时钢丝绳和光杆可以采用穿装的方式，也可采用从开口处放入的形式与悬绳器连接。实践证明，“开口悬绳器”比较适合现场应用的特点，深受用户欢迎。

光杆卡具是用来夹紧光杆，把光杆载荷加到悬绳器上的传力装置。应用时既要用它夹紧光杆以得到足够的摩擦力，又要求它不损伤光杆。实际应用中分夹具与卡牙分离式的光杆卡具，即卡瓦式光杆卡具和夹具与卡牙一体式的光杆卡具，即“方卡子”。

二、游梁及前驴头

游梁是主要的动力传输件之一。它的主体可用钢板或型钢组焊成方箱结构，也可组焊成“工”字或其它的截面结构。游梁要有足够的强度和刚度。游梁的一端与前驴头连接，另一端与后驴头连接，中间与中央轴承总成连接，如图 2-3 所示。

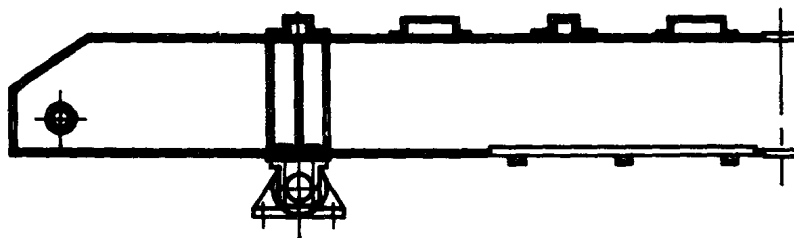


图 2-3 游梁结构示意图

前驴头是把游梁的摆动变成悬点往复直线运动的装置，是一个用来转换运动形式的，并且以中央轴承旋转中心为圆心的圆弧体。前驴头可用钢板或型钢组焊而成。前驴头根据其让开井口的方式不同可分为：侧转式驴头、上翻式驴头、悬挂式驴头和自让位式驴头等多种结构形式。驴头与游梁的连接结构也将根据驴头的具体结构形式而定。前驴头圆弧面的半径（即抽油机游梁的前臂长），不宜过大也不宜过小，过大势必导致抽油机的结构庞大，过小又会引起悬吊绳的短期疲劳。具体确定时，一般应根据抽油机的结构和悬点载荷（即悬吊绳直径）等因素，综合考虑。前驴头圆弧面的长度应大于该抽油机的最大冲程长度，以防抽油机在最大冲程工况工作时，驴头圆弧面的端头切毛辫子。侧转式驴头如图 2-4 所示。

三、后驴头、驱动绳和冲程微调装置

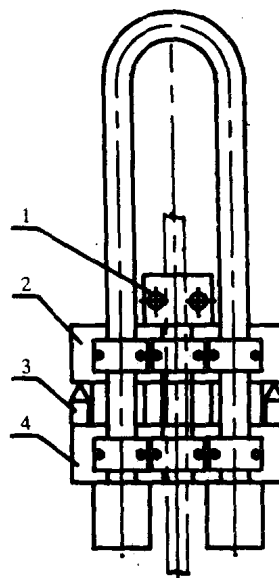


图 2-2 毛辫子及悬绳器

1—光杆卡瓦；2—上体；

3—顶丝；4—下体

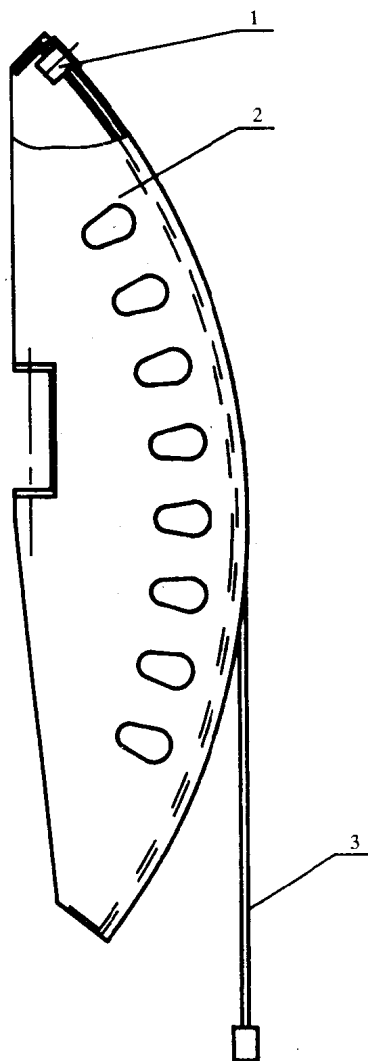


图 2-4 侧转式驴头示意图
1—挂绳桩；2—驴头；3—毛辫子

游梁后臂为变径圆弧体结构，称之为后驴头。后驴头是构成变参数四杆机构的主要构件之一，异型机的许多优越性主要是通过后驴头的几何形状的变化来实现的。后驴头采用钢板或型钢组焊而成，根据机型和实际的需要，后驴头与游梁可以做成一体的，也可做成独立的后驴头，如图 2-5 所示，使用时采用连接销或其它连接件，将它与游梁连接起来。后驴头的圆弧面是一个变径圆弧面，它可以采用多段圆弧或其它的方法构成，具体采用哪种方法，由所要达到的抽油机性能参数而定。

驱动绳是连杆的延伸，是其长度的可变部分。驱动绳也是构成变参数四杆机构的主要构件之一。在变参数四杆机构中，连杆长度的变化是由驱动绳与后驴头的切点的移动所形成的，切点到横梁之间的驱动绳的长度变化实现了连杆长度的变化。驱动绳既是抽油机动力的传输件，又是实现异型机所特有性能参数的主要构件之一。驱动绳可采用韧性好的钢丝绳制造，也可采用特制的板式链来充当。考虑到既经济又耐用，一般在较小型的抽油机上多采用钢丝绳制造的驱动绳，在较大型号的抽油机上多采用特制板式链来当做驱动绳。

冲程微调装置由调节丝杠和调节螺母等组成。微调装置装在后驴头圆弧面上端处，其丝杠和螺母一个与后驴头相连接、一个与驱动绳相连接。微调装置的作用是：①微调抽油机的冲程长度，以满足抽油泵冲程和采油工艺对抽油机冲程长度的要求。冲程微调时，绞紧微调装置可以使抽油机冲程增大，向放松微调装置的方向调节微调装置可以使抽油机冲程减小；②调节驱动绳的长度，使游梁在其摆动的两极限位置时，前、后驴头的钢丝绳与驴头弧面的切点均不超出其弧面端头之外，以避免前、后驴头下端头处切伤钢丝绳。

在采用特制板式链来当做驱动绳的抽油机上，可省略冲程微调装置，省略微调装置后的抽油机调整，可采用加减板式链的链节即改变驱动绳的长度来实现。增加板式链的节数，使抽油机的冲程减小；减少板式链的节数，使抽油机的冲程增大。

四、曲柄装置及曲柄销装置

曲柄装置主要由曲柄与平衡块两部分组成。曲柄是一铸铁件，要求有一定的强度和刚度。曲柄上加工有齿条，借助摇把齿轮，可以调节平衡块在曲柄上的位置，以求得最佳平衡工况，调节后除应紧固其固定螺丝外，必须在曲柄与平衡块间安装保险锁块。

平衡块也是铸铁件，在平衡块与曲柄配合面的附近铸有平衡块重心的指示标志，没有铸明重心标志的，均以保险锁块的安装孔的中心作为该平衡块的重心标志。在调整和计算抽油机的平衡扭矩时，以平衡块的重心标志所对曲柄上的刻度做为平衡扭矩的力臂。平衡块的结构形式可分为整体式和组合式两种。整体式平衡块即每个平衡块各是一个独立的整体，一般在较小型号的抽油机上，每台抽油机配四个整体式平衡块，每个曲柄各两个；在较大型号的抽油机上，为了装卸、调节方便，每台抽油机配八个平衡块，每个曲柄各四个。组合式平衡块即每个平衡块由若干片组合而成，与抽油机的配套形式同整体式平衡块。曲柄和平衡块组合如图 2-6 所示。

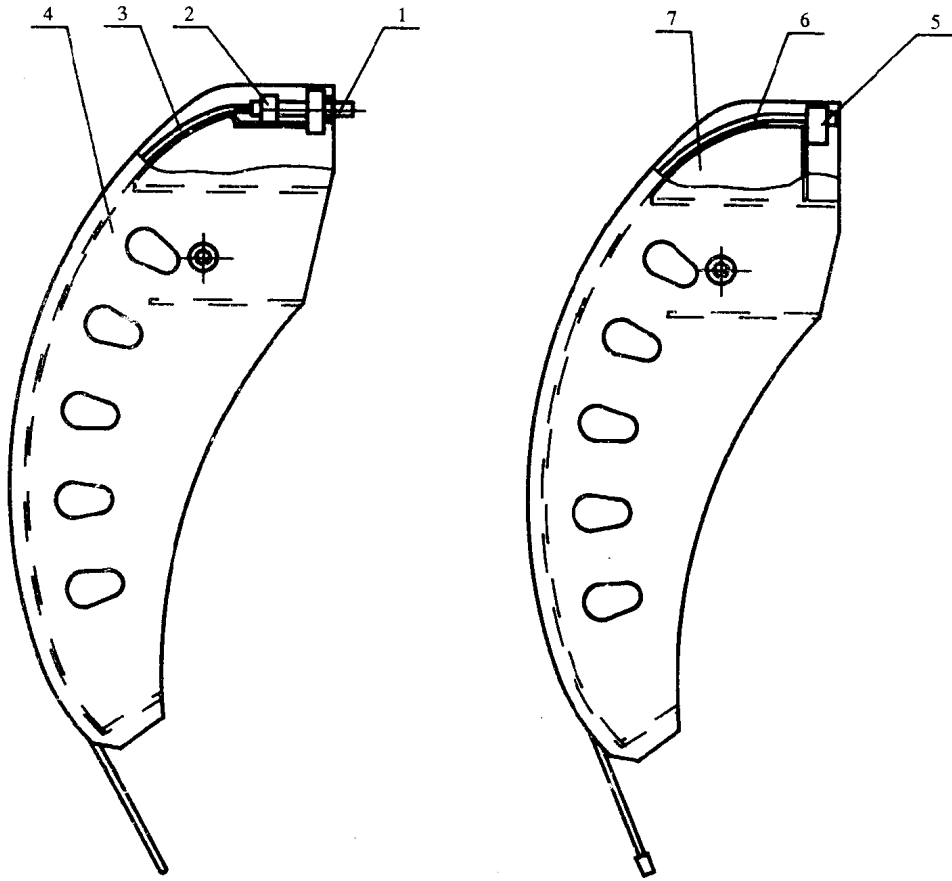


图 2-5 后驴头示意图

1—调整丝杠；2—调整螺母；3—驱动绳 4,7—后驴头 5—挂绳块；6—驱动绳

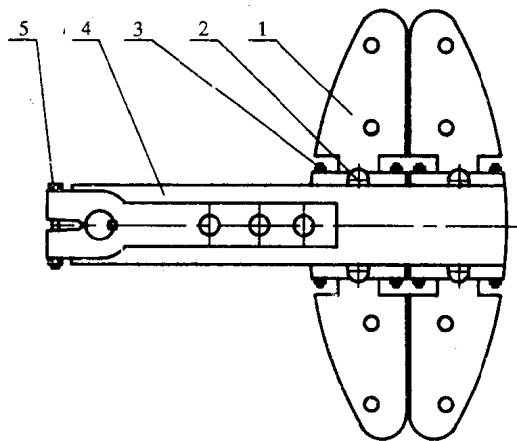


图 2-6 曲柄平衡块示意图

1—平衡块；2—保险锁块；3—固定螺栓；4—曲柄；5—曲柄锁紧螺丝

还有一种重心可调式平衡块,这种平衡块上各装有一个可移动的重块,移动可调重块的位置,就相当于调整和移动了整个平衡块的折合重心的位置。该平衡块这种重心的调整,主要用于抽油机平衡扭矩相位的调节。

异形游梁式抽油机在出厂时,一般只供应整体式平衡块,有需要提供组合式平衡块的用户,应事先提出要求。

曲柄销装置由曲柄销、连杆轴承、连杆轴承座、轴承盖等组成。轴承座和轴承盖均采用铸铁制造,每个轴承座内各安装有一副连杆轴承;连杆轴承采用向心球面滚子轴承;两个曲柄销除尾部的紧固螺纹有左、右旋之分外,其它全相同。曲柄销在安装时是有左右之分的,其安装原则是:人站在井口面对抽油机,左手侧装左旋螺纹的曲柄销,右手侧装右旋螺纹的曲柄销,目的是为了防松。由于曲柄销与曲柄之间都装有防止曲柄销转动的定位键,因此,允许采用统一螺纹旋向的曲柄销,但此时曲柄销的定位键一定不能漏装,切记!曲柄销与曲柄的连接一定要固紧,同时在安装时要求曲柄孔与弹性锥套、锥套与曲柄销之间必须有良好的配合。曲柄销总成在出厂时均已注满润滑脂,用户在使用中对该轴承的润滑,应按照异形游梁式抽油机使用说明书的有关要求进行。曲柄销装置如图 2-7 所示。

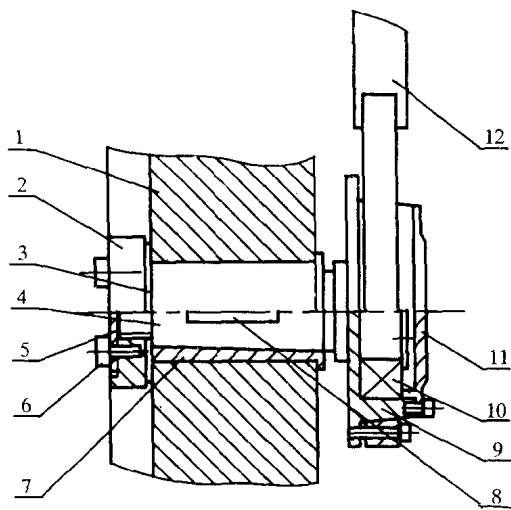


图 2-7 曲柄销装置示意图

1—曲柄; 2—螺母; 3—垫圈; 4—曲柄销; 5—压板;
6—螺栓; 7—锥套; 8—键; 9—轴承座; 10—轴承;
11—轴承盖; 12—连杆

五、横梁与连杆

横梁和连杆均是抽油机的动力传输构件。

横梁采用钢板或型钢组焊而成,是把两个连杆的驱动力合为一处而带动游梁工作的桥梁性构件。在横梁的中部安装有连接驱动绳的绳轮或者连接头。横梁结构如图 2-8 所示,图 2-8(a)为采用单根驱动绳结构。图 2-8(b)为采用多根驱动绳的横梁结构。

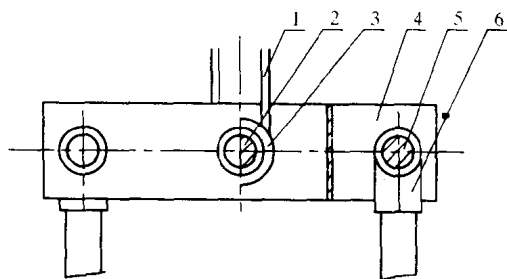


图 2-8(a) 采用单根驱动绳的横梁结构

1—驱动绳; 2—连接销; 3—绳轮;
4—横梁; 5—销轴; 6—连杆

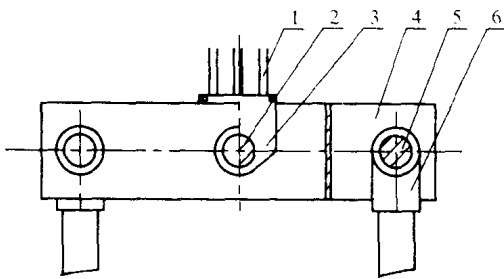


图 2-8(b) 采用多根驱动绳的横梁结构

1—驱动绳; 2—连接销; 3—连接头;
4—横梁; 5—销轴; 6—连杆

连杆是把曲柄的连续圆周运动变为近简谐运动的主要构件之一。连杆采用无缝钢管与连