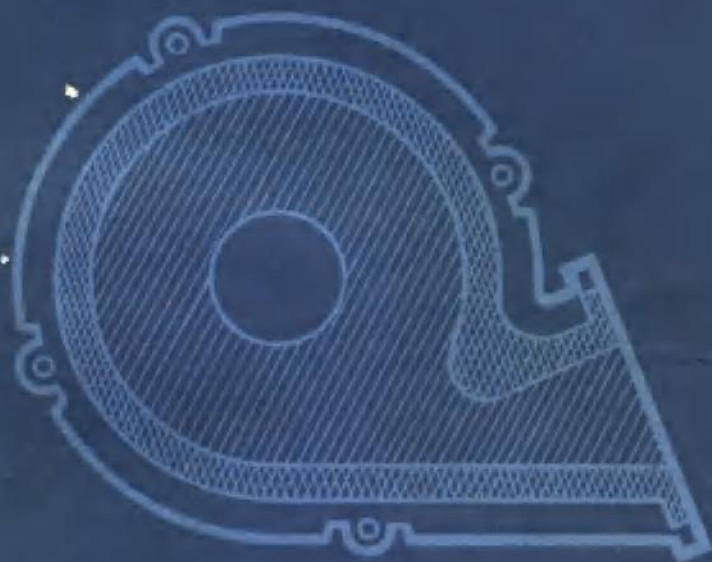


油隔离泥浆泵



冶金工业出版社

油 隔 离 泥 浆 泵

金元善 赵振铎 编

*

冶 金 工 业 出 版 社 出 版

(北 京 灯 市 口 74号)

新 华 书 店 北 京 发 行 所 发 行

冶 金 工 业 出 版 社 印 刷 厂 印 刷

*

787×1092 1/32 印张 7 1/8 字数154千字

1983年 2 月第一版 1983年 2 月第一次印刷

印数00,001~1,900册

统一书号: 15062·3926 定价0.76元

前 言

近年来，国内外在冶金、化工、采矿、轻工、电力和建筑等部门广泛地采用油隔离泥浆泵输送泥浆或矿浆。油隔离泥浆泵不仅用在厂(矿)区内部输送，而且用在远距离输送，在经济上取得了显著的效果。

我国早在六十年代就开始应用油隔离泥浆泵，在油隔离泥浆泵的设计、制造、操作等方面积累了许多经验。我们通过多年来设计工作的实践，并对国内外有关设备进行了调查研究 and 资料整理工作，编写了《油隔离泥浆泵》一书，介绍了油隔离泥浆泵的原理、计算和操作，以便于国内广大工人和工程技术人员，对此设备有更加深入的了解。

参加本书编写工作的有：金元善(执笔)、赵振铎，由银成继同志审校。

由于编者水平有限，经验不足，书中难免有不妥和错误之处，希读者指正。

编 者

一九八二年三月

目 录

前言

第一章 概述	1
第一节 油隔离泥浆泵的特点和工作原理	1
第二节 油隔离泥浆泵的结构和形式	4
第三节 油隔离泥浆泵在工业中的应用	7
第二章 液力计算	9
第一节 活塞连杆运动规律	9
第二节 泵排量及排出管内流体速度和加速度	13
第三节 泵在吸入和排出过程中的液力计算	20
第三章 动力计算	31
第一节 曲柄-连杆机构受力分析	31
第二节 皮带-齿轮机构受力分析	36
第四章 传动装置	42
第一节 传动形式和电动机选型	42
第二节 传动功率计算	48
第三节 传动参数选择与传动箱	50
第四节 人字齿轮	54
第五节 连杆	57
第六节 十字头	69
第五章 活塞部分	76
第一节 活塞缸体	77
第二节 活塞	79
第三节 活塞杆密封和冷却	90
第四节 缸套	94
第五节 活塞杆	101

第六节	提高活塞寿命的途径	104
第七节	活塞缸部分的设计与计算	106
第六章	油隔离装置	111
第一节	油隔离装置的结构	111
第二节	油-泥浆界面的调节	115
第三节	分界面的分离效果与油耗	117
第四节	油隔离装置的设计与计算	119
第七章	Z 形管	123
第一节	Z形管的结构和作用	123
第二节	Z形管在油隔离泥浆泵中的配置	125
第三节	Z形管的设计与计算	126
第八章	泵阀	129
第一节	阀种类和结构	129
第二节	泵阀的材料	151
第三节	泵阀的破坏机理及提高阀寿命的途径	154
第四节	泵阀的设计和计算	161
第九章	稳压室	170
第一节	空气式稳压室	170
第二节	滤声式稳压室	179
第三节	稳压室的计算	181
第十章	安全阀	186
第一节	安全阀的类型和结构	186
第二节	安全阀设计与计算	191
第十一章	油隔离泥浆泵的安装、操作和维修	194
第一节	制造和安装	194
第二节	操作和维修	198
第三节	动力端常见故障及处理	203
第四节	使用油隔离泥浆泵的经验举例	204
附录		208

II

一、国内外油隔离泥浆泵产品系列和性能	208
二、油隔离泥浆泵的性能	208
三、油隔离泥浆泵的使用举例	208

第一章 概 述

第一节 油隔离泥浆泵的特点和工作原理

油隔离泥浆泵，是一种带有油和泥浆分离装置的输送泥浆设备，是根据活塞泵和隔膜泵的优点而研制成的一种新型泵。

活塞泵具有能输送高扬程、高浓度、高温度和高碱度物料的优点。但活塞泵由于泥浆直接进入活塞缸内，因此易于造成活塞和活塞杆以及活塞缸套等零件的严重磨损，从而形成易损件使用寿命短、检修频繁、维修费用高等缺点。

隔膜泵借助于隔膜使其活塞缸只与油介质接触，减少了泵易损件的磨损。但隔膜泵结构复杂、维修麻烦和造价高，目前尚未能广泛应用于泥浆输送上。

油隔离泥浆泵兼有活塞泵和隔膜泵的双重优点，同时还可以克服其缺点。它一方面具有输送高温、高压和高浓度泥浆的特性，另一方面，活塞只与隔离油接触，因而，大大延长了活塞的使用寿命。

油隔离泥浆泵是根据油的比重小于泥浆的比重，而且油和泥浆易于分离的原理，在活塞泵的基础上将活塞缸和阀箱之间增设了油和泥浆的隔离罐（简称为油罐），见图1-1。

油罐上部与活塞缸相通，其下部是通过Z形管与阀箱相通。由于油罐内油比重较泥浆的比重小，所以油浮在泥浆上面，从而油罐内形成了油和泥浆的自然分界面，于是油和泥浆在油隔离泵中分成两个系统，即由分界面到活塞缸内充满

油，由分界面到阀箱间充满泥浆，并且随着活塞的往复运动，其分界面也上下波动。当活塞往右运动时将油吸到活塞缸内，同时其分界面往上移动。与此同时，通过吸入阀将泥浆吸到油罐下部。当活塞往左运动时，将吸入阀立即关闭，其分界面往下移动，并通过排出阀将泥浆送入排出管路中。

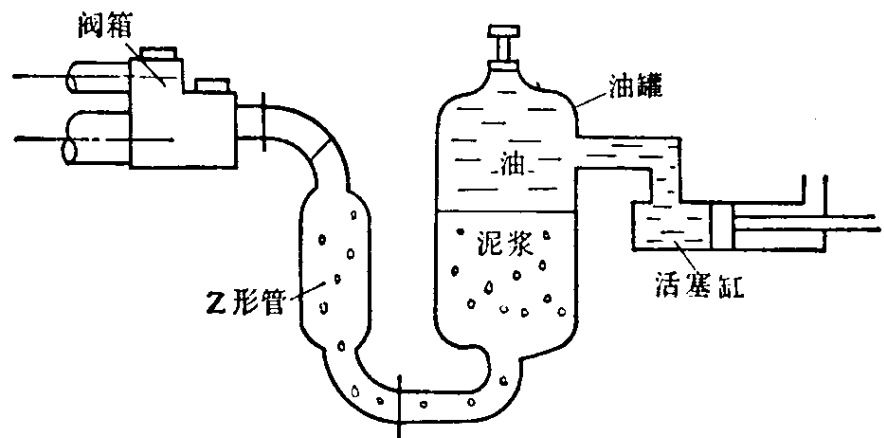


图 1-1 油隔离原理图

由此可见，油罐是油隔离泥浆泵的中心部件，也是油隔离泥浆泵与活塞泵的基本区别所在。在油罐内使油和泥浆分界面保持稳定并防止乳化，是油隔离泥浆泵正常运转的关键。

油隔离泥浆泵是根据上述原理，油罐内油和泥浆直接接触。虽然泵在长时间运转过程中泥浆带走一些油，但所造成油的损耗甚微，和泵本身性能相比基本可以忽略。

为了减少油耗，利用油和泥浆的比重差，还可以采用浮板来隔离油和泥浆，也可以采用隔离液来隔离油和泥浆。

图 1-2 为用浮板隔离油和泥浆的装置。为了使浮板恰好在油和泥浆的分界面上，浮板比重的大小必须介于油和泥浆的比重之间，即 $\gamma_{油} < \gamma_{浮} < \gamma_{泥}$ 。图1-3为利用隔离液的一种隔离方式，其原理是在U形管内装入隔离液体使油和泥浆不直接接触。为此，隔离液体的比重必须大于油和泥浆的比重，

即 $\gamma_{油} < \gamma_{泥} > \gamma_{泥}$ 。

目前我国生产的油隔离泥浆泵,主要是利用前一种原理,后两种尚未得到应用。

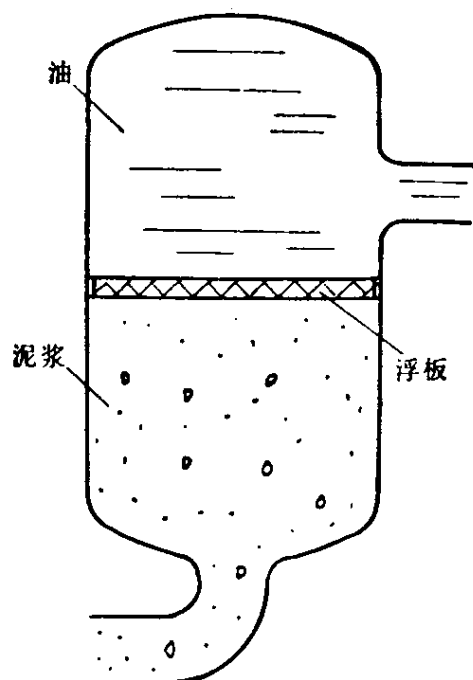


图 1-2 带浮板的油罐

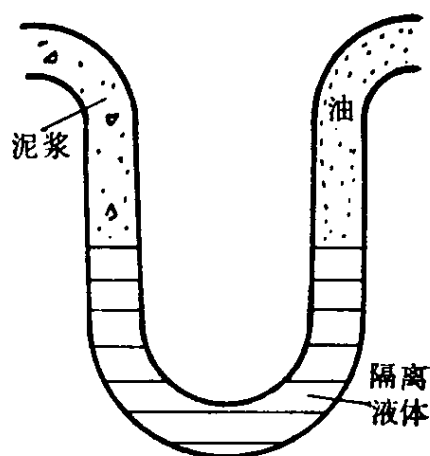


图 1-3 U形管分离器

实践证明,油罐内油和泥浆分界面的稳定性与泵的冲次、油的物理化学性能、油罐的几何形状及尺寸有关。

油隔离泥浆泵活塞的冲次不宜过高,一般不超过 60 次/分,通常采用 35~50 次/分。当泵的冲次超过 65 次/分时,罐内将会出现严重的乳化现象,使泵不能正常运转。

为了防止油和泥浆的混合,要求采用抗乳化性、抗碱蚀能力和防锈能力强的以及润滑性、流动性好的介质油。实践证明,有机油不能满足上述要求,最好是采用无添加物的优质石蜡类无机油。例如透平油、变压器油,以及冬季车用机油和 60 号机油等。现在广泛采用的是 20 号透平油,其油的

比重为夏季用 $\gamma=0.842$ ，冬季用 $\gamma=0.79$ 。

油罐的几何形状和尺寸直接影响油和泥浆的分离效果，其结构将在第六章详细叙述。在设计油罐时，使油罐内分界面处的最大速度控制在0.1米/秒左右，其上下波动量一般取40~60毫米为好。

为了使油隔离泵保持正常运转，对被输送的泥浆要求重量浓度小于60%（容积浓度小于40~50%），最大粒度不大于3毫米，最好是小于1毫米。另外，要求泥浆不易汽化，以免在油罐内增加气体体积而降低泵的容积效率。

第二节 油隔离泥浆泵的结构和形式

目前我国一些单位使用的油隔离泥浆泵，按其传动方式可分为机械传动、液压传动和蒸汽传动三种。按活塞缸安装方向则可分为卧式和立式两种。其中机械传动卧式油隔离泥浆泵具有传动力矩大、运转可靠、操作方便等优点，因而应用最为广泛（见图1-4）。

由图1-4可见，油隔离泥浆泵主要由传动装置、活塞部分、油和泥浆分离装置、阀箱和稳压室等几个部分组成。

油隔离泥浆泵传动装置的结构型式，在很大程度上决定泵的重量和外形尺寸。机械传动结构型式具有设备重、体积大和投资高等缺点。相反，液压传动结构型式具有重量轻、体积小、投资少等优点。目前使用的油隔离泥浆泵的机械传动装置，主要是由皮带传动和齿轮减速箱构成。皮带传动多半采用三角带（国外也有采用平皮带），减速箱齿轮采用人字齿，箱体结构有铸造和焊接两种形式。大齿轮两侧有相错成90°的偏心轮带动连杆，连杆借助十字头带动活塞杆使活塞往复运动。

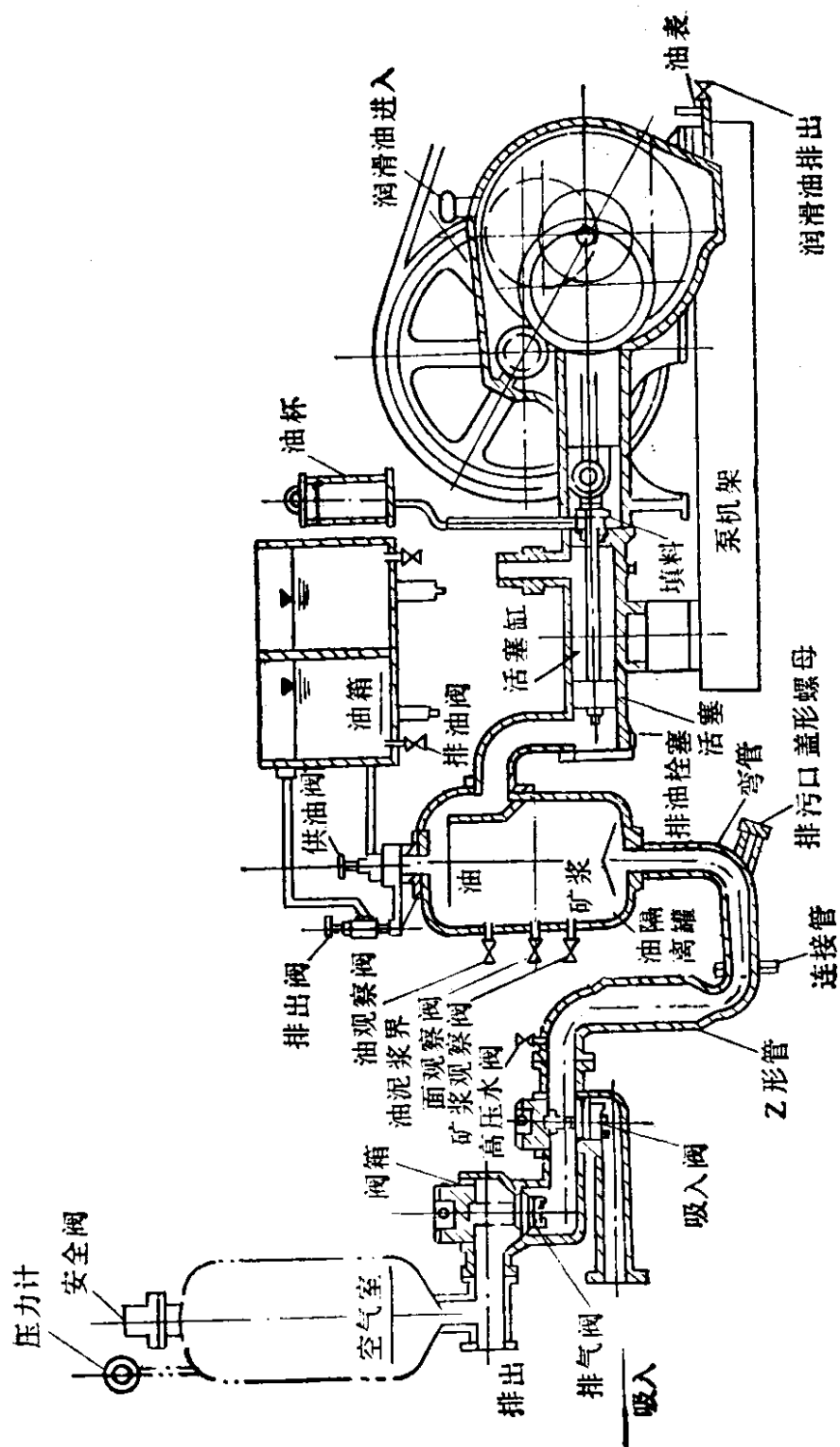


图 1-4 油隔离泥浆泵

油隔离泥浆泵的活塞缸内充满隔离油，因此大大提高活塞部分易损件的使用寿命。在活塞杆密封处有引油管，其上部设置油杯。通过油杯内油面的上下移动，可看出活塞杆的密封性能。当密封受到损坏时，在密封处形成压力变动，因此油杯内油面不断上升和下降。油隔离装置由油箱、油罐、供油排气阀组成。油罐是油隔离泥浆泵的中心部件。为了将泥浆和油控制在指定的位置，在油罐侧面设置了三个观察阀：油观察阀，油与泥浆界面观察阀，泥浆观察阀。由于泵在运转过程中泥浆带走一些油，同时在油罐上部聚集气体，所以在油罐和油箱间安装了排气阀和供油阀，并及时将油箱内的油补送给油罐，同时将油罐上部的气体通过排气阀从油箱排出。

油隔离泥浆泵还设有 Z 形管。Z 形管是利用在直径突变处形成的涡流来防止泥浆中的粗颗粒沉淀在油罐下部的横管内。

在泵检修或下横管堵塞时，打开油罐下部的排污口盖形螺母（或排污旋塞）放出油罐和下横管内的泥浆。

在 Z 形管的上横管部分设有开车和清理管道时用的高压水阀。

泵阀具有使液体单向流动的作用。当活塞往右运动时，泥浆通过吸入阀被吸到油罐下部；当活塞往左运动时，将泥浆通过排出阀排到泵外。目前使用较多的泵阀为锥形阀和球形阀。

为了减少泵的排量和压力的波动，油隔离泥浆泵还装设有空气稳压室（简称空气室）。空气室有吸入空气室和排出空气室两种形式。在空气室的上部装设有安全阀，以防止泵的操作压力超过泵的额定压力时发生意外事故。

立式和卧式油隔离泥浆泵相互比较，立式泵结构紧凑，占地面积及油耗都小，但设备立得高，给设备维修带来一定困难。这种泵目前尚未得到广泛的应用。

液压传动与机械传动油隔离泥浆泵相互比较，前者体积和重量都小，寿命长，投资少，无冲击，压力和流量波动小，易于实现无级变速自动控制和过载保护。但液压传动的设备制造精度要求高，安装调试和维修都较复杂。

第三节 油隔离泥浆泵在工业中的应用

油隔离泥浆泵不但能输送高压高浓度的泥浆，由于借助介质还可以使活塞避免和泥浆直接接触，从而可大大减少备件的损耗和设备的维修费用，所以经济效果显著。

油隔离泥浆泵主要用于矿浆和泥浆的长距离输送和厂矿区内输送。当前油隔离泥浆泵用于矿山输送料浆长达100公里以上，较活塞泵有明显的经济效果。水泥厂的水泥窑喂料，氧化铝生产中的高压溶出器的供料，火力发电厂的煤灰输送，矿井的尾矿充填和井下泥砂的排除，井下矿浆的提升，炼铁厂高炉炉灰输送和建筑工地的泥土输送等，都在使用油隔离泥浆泵。

实践证明，油隔离泥浆泵与柱塞泵或活塞泵比较，在条件相同情况下使用油隔离泥浆泵将大大节省维修费用和检修工作量。据日本三菱株式会社资料介绍，油隔离泥浆泵与一般活塞泵比较，在操作工人数和动力消耗费用相同情况下，易损件的材料费，油隔离泥浆泵只有EMSCO活塞泵的四分之一，见表1-1。

我国某铝厂将Y8-3活塞泵改制成油隔离泥浆泵后，设备运转率由57%提高到98%，活塞杆和活塞缸套使用寿命

表 1-1 泥浆输送费用比较

项 目	仲田须矿山		三菱公司 去泽矿山		N 矿 山		O 矿 山	
	油隔泵	EMSCO 活塞泵	油隔泵	E 活塞泵	油隔泵	E 活塞泵	油隔泵	E 活塞泵
材料费/时 (美元)	1.77	0.701	0.214	1.37	0.21	0.85	0.287	0.86
材料费/吨矿浆 (美元)	0.0066	0.0285	0.01	0.09	0.0079	0.0217	0.0176	0.053

由5~7天提高到3个月，每年每台油隔离泥浆泵可节约几万元的维修费用。

油隔离泥浆泵与离心泵比较，油隔离泥浆泵由于设备庞大，占地面积大、操作麻烦、投资高等原因，因而在短时间内尚显示不出其优越性。当操作压力为4公斤/厘米²时，使用一台离心泵比油隔离泥浆泵有利。压力为8公斤/厘米²时两台离心泵串联，油隔离泥浆泵使用4年以后才有利。压力为11公斤/厘米²时离心泵三台串联，油隔离泥浆泵两年以后有利。压力为15公斤/厘米²时离心泵需4台串联，油隔离泥浆泵1.3年以后有利，压力为18公斤/厘米²时离心泵需5台串联，油隔离泥浆泵1年以后有利。由此可见，使用压力越高，油隔离泥浆泵的优越性越明显。所以，国内外对油隔离泥浆泵的应用越来越重视。日本、英国、加拿大、苏联和非洲亚洲很多国家都广泛应用。

第二章 液力计算

第一节 活塞连杆运动规律

曲柄连杆机构是油隔离泥浆泵的组成部分，它将电动机轴的旋转运动转化成活塞的直线往复运动。图 2-1 示出曲柄连杆机构。从图可见，曲柄旋转一周时，活塞经前止点和后止点往复运动成一个循环，活塞运动速度随着曲柄转角而变化。

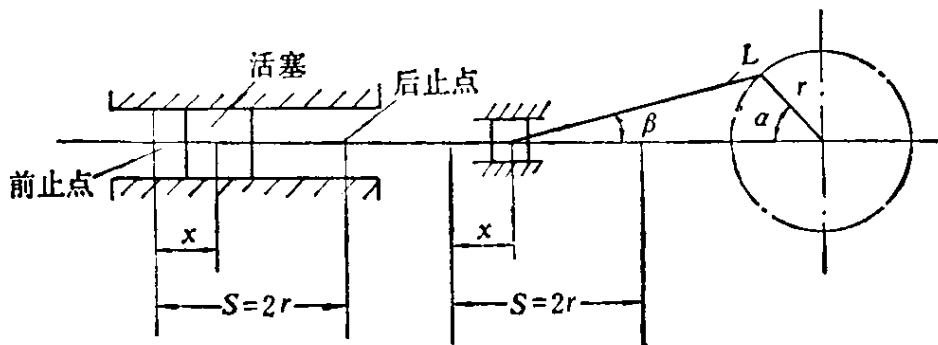


图 2-1 泵曲柄连杆机构

S —活塞行程； r —曲柄半径

活塞运动规律主要由活塞位移、速度和加速度来表示。

一、活塞位移 x

$$x = r \left[(1 - \cos \alpha) + \left(\frac{r}{L} \right) (1 - \cos \beta) \right]$$
$$= r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}) \right]$$

$$=r\left(1-\cos\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha\right)$$

二、活塞速度

$$U=\frac{dx}{dt}=r\omega\left(\sin\alpha+\frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right)$$

三、活塞加速度

$$a=\frac{dU}{dt}=r\omega^2(\cos\alpha+\lambda\cos 2\alpha)$$

式中 r ——曲柄半径，米；

α ——曲柄转角，逆时针时为正，度/分；

L ——连杆长度，米；

λ ——曲柄半径与连杆长度之比，即

$$\lambda=\frac{r}{L}$$

在泵设计中，为了改善曲柄连杆机构的受力状况，一般 λ 值取0.2~0.25，并在实际计算中通常取 $\lambda=0$ ，此时 x ， U ， a 分别为

$$x=r(1-\cos\alpha)$$

$$U=r\omega\sin\alpha$$

$$a=r\omega^2\cos\alpha$$

式中 x ， U ， a 符号以离开曲柄中心为正，指向中心为负。

活塞速度和加速度的平均值和极限值见表 2-1，活塞速度图和加速度图见图2-2、2-3。

连杆的一端是直线运动，另一端是位移和旋转运动的复合运动。连杆运动规律用连杆的轨迹、摆动角速度、摆动角加速度表示。

表 2-1 活塞位移、速度、加速度公式

连杆长度	活塞位移 x	活 塞 速 度 v		活 塞 加 速 度 a	
		公 式	平均速度	公 式	极限加速度
$L = r$ 时	$r \left(1 - \cos \alpha + \frac{1}{2} \sin^2 \alpha \right)$	$r \omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \alpha \right)$	$\frac{\pi}{2} \sqrt{1 + \lambda^2} \times \frac{r n}{30}$	$r \omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2 \alpha)$	$\alpha = 0^\circ, 180^\circ$ $a_{\max} = r \omega^2 (1 + \lambda)$; 当 $\alpha_m = \arccos \frac{-1 \pm \sqrt{1 + 8 \lambda^2}}{4 \lambda}$ 时, $a_{\min} = r \omega^2 (\cos \alpha_m + \lambda \cos 2 \alpha_m)$
					$\alpha = 0^\circ, 180^\circ$; $a_{\max} = r \omega^2$; $\alpha = 90^\circ, 270^\circ$; $a_{\min} = 0$