

文章编号: 1005—8893 (2002) 04—0010—04

# 凸轮机构往复泵与曲柄连杆机构往复泵 性能对比分析\*

董怀荣<sup>1</sup>, 张慧峰<sup>1</sup>, 裴峻峰<sup>2</sup>

(1. 胜利石油管理局 钻井工艺研究院, 山东 东营 257017; 2. 江苏石油化工学院)

**摘要:** 由于动力端采用了特殊廓线的凸轮传动机构取代传统往复泵的曲柄连杆机构, 使得往复泵的性能发生了重要改变。从柱塞运动规律、动力特性、吸入与排出性能以及泵阀工作特性等方面, 对凸轮机构恒流量往复泵与曲柄连杆机构往复泵的性能进行了对比分析, 从而得出了这两种往复泵存在的优点与不足, 为在不同场合进一步使用好两种往复泵提供一些理论指导。

**关键词:** 凸轮机构; 曲柄连杆机构; 往复泵; 性能; 柱塞; 泵阀

中图分类号: TH 321 文献标识码: A

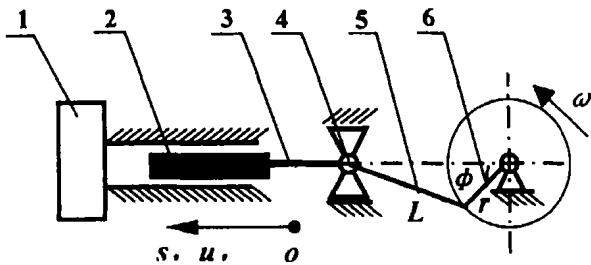
长期以来, 人们对传统的曲柄连杆机构往复泵进行了深入的研究, 并取得了许多积极的成果, 为设计、制造、使用、维护往复泵奠定了重要的理论基础。但也认识到传统的曲柄连杆机构往复泵所决定的运动与动力特性局限了它的应用范围及其发展<sup>[1]</sup>。例如, 在油田3次采油注聚合物驱油工艺中, 曲柄连杆机构往复泵对聚合物的降解较为严重, 大大影响了驱油效果。以凸轮机构为动力端的恒流量往复泵, 正是在此情况下发明成功的。由于动力端采用的结构型式不一样, 使得往复泵的性能也发生了重要改变。

## 1 柱塞运动规律的比较

通过对柱塞运动规律的比较, 反映了凸轮机构恒流量往复泵与曲柄连杆机构往复泵运动特性的差别。根据文献[1, 2], 结合图1所示曲柄连杆机构往复泵工作简图, 我们很容易推导出曲柄连杆机构往复泵的柱塞运动规律, 分别用位移 $s$ 、速度 $v$ 及加速度 $a$ 表示:

$$\begin{cases} s \approx r (1 + \cos \phi - 1/2 \sin^2 \phi) \\ v \approx r \omega (\sin \phi + 1/2 \lambda \sin 2 \phi) \\ a \approx r \omega^2 (\cos \phi + \lambda \cos 2 \phi) \end{cases} \quad (1)$$

式中:  $r$  为曲柄半径, 其值为冲程长度  $S_0$  的一半,  $L$  为连杆长度, 并定义  $\lambda = r/L$  为曲柄连杆比,  $s$  为位移,  $\phi$  为曲柄转角,  $\omega$  为曲柄角速度。当  $\phi$  在  $[0, \pi]$  范围为吸入冲程; 当  $\phi$  在  $\pi \sim 2\pi$  范围内为排出冲程。



1—液力端; 2—柱塞; 3—介杆; 4—十字头; 5—连杆; 6—曲柄

图1 曲柄连杆机构往复泵工作简图

凸轮机构往复泵的柱塞运动规律是等加速—等速—等减速运动规律的组合<sup>[3]</sup>, 其曲线形状是等腰梯形。根据文献[3]位移公式, 可推导柱塞运动速度及加速度公式如下。

\* 收稿日期: 2002—06—10

作者简介: 董怀荣 (1969—), 男, 江苏盱眙人, 高级工程师, 从事石油、化工机械的研究与设计工作, 主要研究方向是流体工程及设备。

凸轮转角  $\phi$  在  $[0, \pi]$  范围时:

$$v = \begin{cases} \frac{9S_0\omega}{2\pi^2}\phi & \phi \in \left[0, \frac{\pi}{3}\right] \\ \frac{3S_0\omega}{2\pi} & \phi \in \left[\frac{\pi}{3}, \frac{2\pi}{3}\right] \\ \frac{9S_0\omega}{2\pi^2}(\pi - \phi) & \phi \in \left[\frac{2\pi}{3}, \pi\right] \end{cases} \quad (2)$$
$$a = \begin{cases} \frac{9S_0\omega^2}{2\pi^2} & \phi \in \left[0, \frac{\pi}{3}\right] \\ 0 & \phi \in \left[\frac{\pi}{3}, \frac{2\pi}{3}\right] \\ -\frac{9S_0\omega^2}{2\pi^2} & \phi \in \left[\frac{2\pi}{3}, \pi\right] \end{cases} \quad (3)$$

凸轮转角  $\phi$  在  $[\pi, 2\pi]$  范围时:

$$v = \begin{cases} -\frac{9S_0\omega}{2\pi^2}(\phi - \pi) & \phi \in \left[\pi, \frac{4\pi}{3}\right] \\ -\frac{3S_0\omega}{2\pi} & \phi \in \left[\frac{4\pi}{3}, \frac{5\pi}{3}\right] \\ -\frac{9S_0\omega}{2\pi^2}(2\pi - \phi) & \phi \in \left[\frac{2\pi}{3}, \pi\right] \\ -\frac{9S_0\omega^2}{2\pi^2} & \phi \in \left[\pi, \frac{4\pi}{3}\right] \end{cases} \quad (4)$$
$$a = \begin{cases} 0 & \phi \in \left[\frac{4\pi}{3}, \frac{5\pi}{3}\right] \\ \frac{9S_0\omega^2}{2\pi^2} & \phi \in \left[\frac{5\pi}{3}, 2\pi\right] \end{cases} \quad (5)$$

式中:  $S_0$  为泵的冲程长度, 即凸轮最大升程,  $\phi$  为凸轮转角,  $v$  为柱塞运动速度,  $a$  为柱塞运动加速度。

从方程 (1) 可以看出位移  $s$ 、速度  $v$  及加速度  $a$  等变量均相应的接近于正弦或余弦规律变化。特别是当曲柄转角  $\phi=0$  时, 位移  $s$ 、加速度  $a$  达到最大值, 刚好发生在吸入过程的始点, 而且当  $\phi$  在  $[0, 2\pi]$  整个范围加速度  $a$  始终是变化的, 也必然引起惯性负荷的变化, 无论对泵的吸入或排出都极为不利。

而对凸轮机构 3 缸单作用恒流量往复泵来说, 柱塞运动分为 3 个阶段<sup>[3]</sup>: 匀加速运动、匀速运动、匀减速运动。在凸轮转角  $\phi=\pi/3 \sim 2\pi/3$  或  $4\pi/3 \sim 5\pi/3$  时, 加速度  $a=0$ , 则惯性负荷也为零; 在其余范围内, 加速度  $a$  值的大小始终不变, 惯性负荷也不变。在整个凸轮转角  $[0, 2\pi]$  范围内位移和速度都是光滑连续的, 而加速度在  $\phi=0$ 、 $\pi/3$ 、 $2\pi/3$ 、 $4\pi/3$ 、 $5\pi/3$  处有突变, 但均为有限值。因此柱塞运动采用等加速—等速—等减速组合运动规律时, 无刚性冲击存在, 但有柔性冲击。加

速度有突变, 由此必然导致从动件系统包括柱塞、介杆、复位框架等运动件的惯性力突变。特别是凸轮转速越高, 即泵的冲次 (泵轴转速) 越高, 突变幅度越大, 柔性冲击越严重。因此柱塞采用等加速—等速—等减速组合运动规律时, 不宜作高速运转。

2 动力特性的比较

柱塞运动加速度也反映了往复泵动力特性。对于曲柄连杆传动往复泵来说, 柱塞运动加速度始终是连续而瞬变的, 当  $\phi=0$  时, 加速度幅值达到最大  $a_{曲max}$ :

$$a_{曲max} = r\omega^2 (1 + \lambda) = \frac{1}{2} S_0 \omega^2 (1 + \lambda) \quad (6)$$

对于凸轮机构恒流量往复泵来说, 柱塞运动加速度是离散的, 但在匀加速段或匀减速段的加速度始终是一个常数, 加速度幅值用  $a_{凸max}$  表示如下:

$$a_{凸max} = \frac{9\omega^2 S_0}{2\pi^2} \quad (7)$$

在冲程长度和泵轴转速  $n$  相同,  $\omega=2\pi n$  时, 二者之比为:

$$a_{凸max} : a_{曲max} = 1 : \left(\frac{\pi}{3}\right)^2 (1 + \lambda) \quad (8)$$

以 3 缸单作用往复泵为例, 曲柄连杆比取设计经验值  $\lambda=1.414$  计算,  $a_{凸max} : a_{曲max} = 1 : 1.251$ 。

因此在相同参数下, 凸轮机构恒流量往复泵匀加速段或匀减速段的加速度比曲柄连杆传动往复泵要小 25.1% 左右。加速度减小了, 惯性力也就减小了, 从而改善了往复泵的动力特性。

3 吸入与排出性能的比较

曲柄连杆机构往复泵的单缸流量表达式为:

$$Q = Av = \pm Ar\omega (\sin \phi + 1/2 \lambda \sin 2\phi) \quad (9)$$

式中:  $A$  为柱塞面积, “+” 表示排出, “-” 表示吸入, 其余符号同前。

曲柄连杆往复泵 3 个缸支管内瞬时流量  $Q_1$ 、 $Q_2$  和  $Q_3$  曲线以及它们叠加结果如图 2 所示, 以排出总管内排出流量  $Q_d$  为例, 吸入总管内吸入流量曲线与此类似。曲柄连杆机构往复泵无论是单缸支管内还是总管内, 其流量总是瞬变、波动的, 常用瞬时流量最大差值与平均流量的比值表示流量不均匀程度, 以  $\delta_Q$  表示, 则:

$$\delta_Q = \frac{Q_{\text{泵max}} - Q_{\text{泵min}}}{Q_{\text{理均}}} \quad (10)$$

式中:  $Q_{\text{泵max}}$  为总管内瞬时流量的最大值,  $Q_{\text{泵min}}$  为总管内瞬时流量的最小值,  $Q_{\text{理均}}$  为总管内理论平均流量。

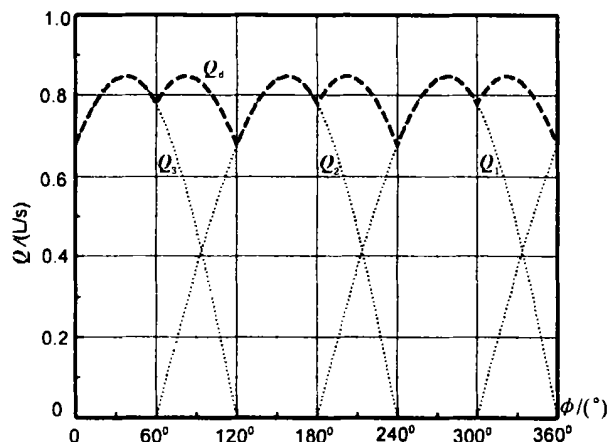


图 2 曲柄连杆机构 3 缸单作用往复泵瞬时流量与总管内叠加流量曲线

在不考虑曲柄连杆比情况下, 可计算出以曲柄连杆机构为动力端的各种型式往复泵的流量不均匀度  $\delta_Q$ , 如表 1 所示。

表 1 曲柄连杆机构往复泵流量不均匀程度  $\delta_Q$

缸数	单缸		双缸		3 缸	4 缸
型式	单作用	双作用	单作用	双作用	单作用	单作用
$\delta_Q$	3.140	1.570	1.570	0.314	0.141	0.314

从使用观点看, 流量不均匀度越小越好。因为流量越均匀, 管线中液流越接近稳定流动状态, 引起的压力脉动越小, 这有助于减小管线振动, 使泵工作平稳。

流量不均匀度也反映了压力波动情况。由于曲柄连杆往复泵流量是瞬变的, 管线内液流始终是受到冲击和震荡, 从而引起系统的压力波动也是瞬变的。由此引起整机振动大、噪音高。由于管线中液流速度、加速度均是瞬变的, 而且泵速越高, 加速度越大, 液流惯性损失也越大, 且最大值刚好发生在吸入过程的始点, 恶化了往复泵的自吸性能, 恶化了泵阀、柱塞、柱塞密封圈等运动密封件的工作条件, 限制了往复泵使用范围及发展。

而对于恒流量往复泵来说, 在任一时刻, 以相位角  $2\pi/3$  的 3 个缸支管内瞬时流量相叠加, 可得总管流量曲线为一条直线, 其流量不均匀度为零<sup>[3]</sup>。根据各缸柱塞运动速度以及吸入与排出情况的交替变化情况, 以凸轮转角  $\phi$  为统一自变量, 则得出叠加后总管内排出与吸入流量表达式为<sup>[3]</sup>:

$$Q_{\text{吸}} = -3AS_0n = \text{常数} \quad (11)$$

$$Q_{\text{排}} = 3AS_0n = \text{常数} \quad (12)$$

式中:  $Q_{\text{吸}}$  为吸入总管内流量,  $Q_{\text{排}}$  为排出总管内流量。

在整个凸轮转角  $[0, 2\pi]$  范围内, 吸入与排出总管内流量始终保持常数, 输送的液体在吸入与排出管内是稳定的匀速流动, 流量不均匀度为零, 没有波动和振荡。

## 4 泵阀工作特性比较

### 4.1 阀盘最大升距 $h_{\text{max}}$

按照泵阀运动研究成果和连续流原理, 假定单个液缸内活塞每一瞬时排出或吸入的液体全部经过阀隙走, 则阀盘升距  $h$  的表达式为<sup>[1]</sup>:

$$h = \frac{A}{C}v \quad (13)$$

式中:  $v$  为柱塞运动速度,  $A$  为柱塞截面积,  $h$  为阀盘的升距,  $C$  为与泵阀结构有关的常数。

柱塞运动速度  $v$  越大, 则阀的升程越大。凸轮传动机构恒流量往复泵的最大柱塞运动速度

$v_{\text{凸max}}$ :

$$v_{\text{凸max}} = \frac{3S_0\omega}{2\pi} \quad (14)$$

曲柄连杆机构往复泵的最大柱塞运动速度

$v_{\text{曲max}}$ :

$$v_{\text{曲max}} = \frac{S_0\omega}{2} \quad (15)$$

若在  $A$ 、 $C$  相同的情况下, 凸轮传动机构恒流量往复泵的阀盘最大升距  $h_{\text{凸max}}$  与相应的曲柄连杆机构传动往复泵的阀盘最大升距  $h_{\text{曲max}}$  之比为:

$$h_{\text{凸max}} : h_{\text{曲max}} = v_{\text{凸max}} : v_{\text{曲max}} = 1 : \frac{\pi}{3}$$

经计算在相同参数下凸轮传动机构恒流量往复泵的阀盘最大升距比相应的曲柄连杆机构传动往复泵的阀盘最大升距要小 4.7% 左右。

### 4.2 阀盘对阀座的冲击力

根据弹性冲击理论可以推导出, 阀盘对阀座的最大冲击力为:

$$F_{\text{max}} = v_{\text{max}} \sqrt{\frac{mK_T}{2}} \quad (16)$$

式中:  $F_{\text{max}}$  为阀盘对阀座的最大冲击力;  $v_{\text{max}}$  为阀盘下落到阀座时最大速度;  $K_T$  为相互冲击物的弹

性系数。

阀盘下落速度  $v$  为:

$$v = \frac{dh}{dt} = \frac{A}{C} \frac{du}{dt} = \frac{A}{C} a \quad (17)$$

式中:  $a$  表示柱塞运动加速度, 所以阀盘下落最大速度  $v_{\max}$  与柱塞运动最大加速度  $a_{\max}$  成正比。

根据 (8) 式, 在冲次、冲程和结构参数相同情况下, 凸轮机构恒流量往复泵阀盘下落最大速度  $v_{\text{凸}\max}$  与曲柄连杆机构往复泵的阀盘下落最大速度  $v_{\text{曲}\max}$  之比为:

$$v_{\text{凸}\max} : v_{\text{曲}\max} = a_{\text{凸}\max} : a_{\text{曲}\max} = 1 : \left( \frac{\pi}{3} \right)^2 (1 + \lambda) \quad (18)$$

所以凸轮机构恒流量往复泵的阀盘下落最大速度比曲柄连杆机构往复泵的阀盘下落最大速度也要小, 阀盘对阀座的最大冲击力也减小了, 因此大大改善了泵阀的工作特性, 有利于提高泵阀的寿命。

## 5 结束语

从以上几个方面的对比分析看, 凸轮机构恒流量往复泵比曲柄连杆机构往复泵的运动与动力特性要优越。与曲柄连杆机构往复泵相比, 凸轮机构往复泵的柱塞运动规律是等加速—等速—等减速运动规律的组合, 能够实现恒流量输出, 无压力波动, 这是曲柄连杆机构往复泵无法解决的问题。但凸轮

机构恒流量往复泵柱塞运动存在柔性冲击, 加速度有突变。因此, 尚须再进一步修正和改进运动规律。

但凸轮传动恒流量往复泵的研制成功并不是对传统的曲柄连杆机构往复泵的全盘否定。与曲柄连杆机构往复泵相比, 无论是理论研究、实验研究还是投入生产应用方面, 都有较大的差距。动力端凸轮机构存在高副易磨损问题, 其可靠性还有待于进一步提高。鉴于存在以上几个方面的问题, 目前恒流量往复泵还只限于应用中低压、小流量及功率不大的应用场合。在高压、大流量及大功率的应用领域, 凸轮机构恒流量往复泵还难以与曲柄连杆机构往复泵相比。因此这两种往复泵在相当长的一段时期内, 必将长期共存, 并按技术特征、工况条件、工艺要求、经济效益来划分其各自的领域, 各扬其长, 各得其所、互相补充、共同发展。

## 参考文献:

- [1] 万邦烈, 李继志. 石油矿场水力机械 [M]. 北京: 石油工业出版社, 1990. 3—80.
- [2] 黄锡恺, 郑文纬. 机械原理 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1990. 66—68.
- [3] 张慧峰, 董怀荣, 裴俊峰. 凸轮机构 3 缸单作用恒流量往复泵特性分析 [J]. 江苏石油化工学院学报, 2002, 14 (2): 4—7.

## The Correlation Analyses of the Performance between the Cam—drive Mechanism Reciprocating Pump and the Crank—connecting Rod Reciprocating Pump

DONG Huai—rong<sup>1</sup>, ZHANG Hui—feng<sup>1</sup>, PEI Jun—feng<sup>2</sup>

(1. Drilling Technology Research Institute, Shengli Petroleum Administration, Dongying 257017, China;

2. Jiangsu Institute of Petrochemical Technology)

**Abstract:** The special cam—drive mechanism which has replaced the traditional crank—connecting rod mechanism is used as the power end of the new constant discharge pump, which has greatly changed the performance of the reciprocating pump. In this paper, from the angles of the motion law of piston, dynamic performance, suction and discharge performance, and the work performance of the valve of pump, the author has laid stress on the correlation analyses of the performance between the cam—drive constant discharge reciprocating pump and the crank—connecting rod reciprocating pump. As a result, the author has drawn some conclusion on the advantages and disadvantages of the two kinds of pumps, which offer some references on the use of the pumps in respective field.

**Key words:** cam—drive mechanism; crank—connecting rod mechanism; reciprocating pump; performance; plunger; valve of pump