

DOI: 10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2019.06.006

往复柱塞泵转套式配流系统凸轮槽型线及其对流场的影响研究

程前昌,张洪信,赵清海,姜晓天,张延君
(青岛大学 机电工程学院,山东 青岛 266071)

摘要:转套作为往复柱塞泵转套式配流系统的重要部件对系统的配流起着至关重要的作用,而转套内凸轮槽型线直接影响系统的流场特性。提出了4种不同的凸轮槽型线,建立相应的型线方程,并通过系统流场的数值模拟,对比不同型线对入口流量、出口流量和泵腔压力的影响。研究表明,线性凸轮槽型线下系统的吸油、排油时间长,流量大,倒灌量小,压力脉动小,综合性能最优。

关键词:往复柱塞泵;配流系统;凸轮槽;型线;流场分析

中图分类号:TH137.51 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2019)06-0022-03

Research on Cam Groove Profile of Rotating Sleeve Distributing-flow System for Reciprocating Plunger Pump and Its Influence on Flow Field

CHENG Qianchang, ZHANG Hongxin, ZHAO Qinghai, JIANG Xiaotian, ZHANG Yanjun

(College of Mechanical and Electronic Engineering, Qingdao University, Qingdao 266071, China)

Abstract: As an important part of rotating sleeve distributing-flow system for Reciprocating Plunger Pump, the rotating sleeve plays an important role in its distributing-flow, and the cam groove profile in the rotating sleeve directly affects the flow field characteristics of the system. In this paper, four different cam groove profiles are presented, and their corresponding profiles equations are established. The effects of different cam groove profiles on inlet flow, outlet flow and pump chamber pressure are compared by numerical simulation of the flow field. The results show that the system under the linear cam groove profile has the advantages of long oil absorption and drainage time, large flow rate, small flow backward and pressure fluctuation, and its comprehensive performance is the best.

Keywords: reciprocating plunger pump; distributing-flow system; cam groove; profile; flow field analysis

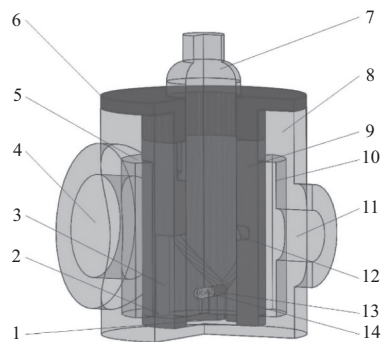
0 引言

往复柱塞泵因具有体积小、效率高、传递效率大等优点而广泛应用于车辆、工程机械、航空航天等领域。传统往复柱塞泵多采用阀式配流,普遍存在体积大、结构松散、局部节流损失大、噪声大等缺点^[1-4]。转套式配流系统是一种新型的配流系统,通过柱塞固有的往复直线运动驱动泵腔内的转套单向转动,使泵腔通过配流口与进、出油腔交替连通,实现配流作用,克服了传统往复柱塞泵的弊端。转套内凸轮槽是转套式配流系统的重要结构,直接影响系统的流场特性。张延君等研究了减振槽、配流口、闭死角等结构对转套式配流系统流场特性的影响^[5-10],但未考虑凸轮槽型线的影响。因此,本文提出4种新型凸轮槽型线,推导出4种型线下转套与曲轴的运动关系方程,并通过仿真软件 Fluent 分析4种凸轮槽型线对泵腔内流场的影响。

1 转套式配流系统结构原理

转套式配流系统的结构原理如图1所示,其主要传动

部件为柱塞、传动销与转套,传动销的一端通过弹簧与柱塞配合,另一端通过转套的内凸轮槽与转套配合,利用主动杆圆柱导槽凸轮结构原理,将柱塞的往复直线运动转化为转套的单向转动,从而实现配流口与进出油腔的连通,完成系统的配流工作^[11]。



1—泵腔;2—减振槽;3—配流口;4—进口油;5—进口油腔;
6—法兰盖;7—柱塞;8—泵体;9—转套;10—排油腔;
11—出口油;12—凸轮槽;13—传动销;14—压紧弹簧。

图1 转套式配流系统结构原理图

基金项目:国家自然科学基金(51575286);山东省自然科学基金(2014ZRB01503)

作者简介:程前昌(1994—),男,山东聊城人,硕士研究生,研究方向为车辆新型动力传动及其电子化。

配流系统参数如表 1 所示。

表 1 配流系统基本参数

序号	名称	参数
1	曲轴半径 r_0/mm	30
2	连杆长度 l/mm	120
3	曲轴转速 $n/(\text{r}/\text{min})$	1 200
4	柱塞直径 d/mm	36
5	柱塞行程 S/mm	60
6	凸轮槽最大深度 h_2/mm	9
7	凸轮槽最小深度 h_1/mm	5

2 凸轮槽型线分析

在前期的研究中,将正弦型线作为转套式配流系统的凸轮槽型线^[12],但在实验过程中,正弦凸轮槽型线发生自锁现象,因此提出 4 种新型的凸轮槽型线,分别为反正弦型线、线性型线、样条型线和正切型线,4 种型线的轴向位移 z 与转套转角 θ 之间的关系见式(1)~式(4),凸轮槽型线周向展开图如图 2 所示。

$$z_1(\theta) = \begin{cases} \left(\frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{\theta - \frac{\pi}{2}}{\frac{\pi}{2}} \right) \frac{S}{\pi} & (0 \leq \theta < \pi) \\ S - \left(\frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{\theta - \frac{3\pi}{2}}{\frac{\pi}{2}} \right) \frac{S}{\pi} & (\pi \leq \theta \leq 2\pi) \end{cases} \quad (1)$$

$$z_2(\theta) = \begin{cases} \frac{S}{\pi} \theta & (0 \leq \theta < \pi) \\ 2S - \frac{S}{\pi} \theta & (\pi \leq \theta \leq 2\pi) \end{cases} \quad (2)$$

$$z_3(\theta) = \begin{cases} \frac{2S}{\sqrt{6\pi}} \sqrt{\theta} & (0 < \theta \leq \frac{2}{3}\pi) \\ S \left[1 - \sqrt{\frac{1}{3} \left(1 - \frac{\theta}{\pi} \right)} \right] & (\frac{2}{3}\pi < \theta \leq \pi) \\ S \left[1 - \sqrt{\frac{1}{3} \left(\frac{\theta}{\pi} - 1 \right)} \right] & (\pi < \theta \leq \frac{4}{3}\pi) \\ \frac{2S}{\sqrt{6\pi}} \sqrt{2\pi - \theta} & (\frac{4}{3}\pi < \theta \leq 2\pi) \end{cases} \quad (3)$$

$$z_4(\theta) = \begin{cases} \frac{S}{2} \left(\frac{1}{\sqrt{3}} \tan \frac{2\theta - \pi}{3} + 1 \right) & (0 < \theta \leq \pi) \\ -\frac{S}{2} \left(\frac{1}{\sqrt{3}} \tan \frac{2\theta - 3\pi}{3} - 1 \right) & (\pi < \theta \leq 2\pi) \end{cases} \quad (4)$$

其中:式(1)为反正弦型线;式(2)为线性型线;式(3)为样条型线;式(4)为正切型线。

在流体仿真软件 Fluent 中进行仿真时,凸轮槽型线直接影响配流口部分的运动规律,因此需要运用 Fluent 中的 UDF(用户自定义函数)链接功能,将转套角速度与曲轴转

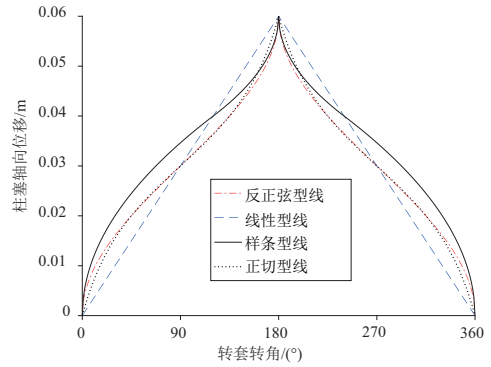


图 2 4 种凸轮槽型线周向展开图

角之间的运动方程编译到 UDF 中。

转套式配流系统的柱塞由曲柄连杆机构驱动,柱塞的轴向位移 z 与曲轴转角 φ 之间的关系为:

$$z = r \left(1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \varphi \right) \quad (5)$$

其中: r 为曲轴半径; $\varphi = \omega t$ 为曲轴转角; $\lambda = r/l$ 为曲轴连杆比。

将式(5)对时间 t 求导可得柱塞速度方程:

$$v = r\omega \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right) \quad (6)$$

将式(1)~式(4)分别带入式(5)可得到 4 种凸轮槽型线下转套转角 θ 与曲轴转角 φ 之间的关系方程如下:

$$\theta_1 = \begin{cases} \frac{\pi}{2} \sin \left(\frac{\pi}{S} z - \frac{\pi}{2} \right) + \frac{\pi}{2} & (0 \leq \varphi < \pi) \\ \frac{\pi}{2} \sin \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{S} z \right) + \frac{3\pi}{2} & (\pi \leq \varphi \leq 2\pi) \end{cases} \quad (7)$$

$$\theta_2 = \begin{cases} \frac{\pi}{S} z & (0 \leq \varphi < \pi) \\ \frac{\pi}{S} (2S - z) & (\pi \leq \varphi \leq 2\pi) \end{cases} \quad (8)$$

$$\theta_3 = \begin{cases} \frac{3\pi}{2S^2} z^2 & (0 < \varphi \leq \frac{17}{30}\pi) \\ \pi \left[1 - 3 \left(1 - \frac{z}{S} \right)^2 \right] & (\frac{17}{30}\pi < \varphi \leq \pi) \\ \pi \left[1 + 3 \left(1 - \frac{z}{S} \right)^2 \right] & (\pi < \varphi \leq \frac{43}{30}\pi) \\ 2\pi - \frac{3\pi}{2S^2} z^2 & (\frac{43}{30}\pi < \varphi \leq 2\pi) \end{cases} \quad (9)$$

$$\theta_4 = \begin{cases} \frac{3}{2} \arctan \left(\frac{2\sqrt{3}z}{S} - \sqrt{3} \right) + \frac{\pi}{2} & (0 < \varphi \leq \pi) \\ \frac{3}{2} \arctan \left(\sqrt{3} - \frac{2\sqrt{3}z}{S} \right) + \frac{3\pi}{2} & (\pi < \varphi \leq 2\pi) \end{cases} \quad (10)$$

其中:式(7)为反正弦型线;式(8)为线性型线;式(9)为样条型线;式(10)为正切型线。

将式(7)~式(10)对时间 t 求导可以得到 4 种凸轮槽型线下转套角速度 ω 与曲轴转角 φ 之间的关系方程如下:

$$\omega_1 = \begin{cases} v \frac{\pi^2}{2S} \cos \left(\frac{\pi}{S} z - \frac{\pi}{2} \right) & (0 \leq \varphi < \pi) \\ -v \frac{\pi^2}{2S} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{S} z \right) & (\pi \leq \varphi \leq 2\pi) \end{cases} \quad (11)$$

$$\omega_2 = \begin{cases} \frac{\pi}{S}v & (0 \leq \varphi < \pi) \\ -\frac{\pi}{S}v & (\pi \leq \varphi \leq 2\pi) \end{cases} \quad (12)$$

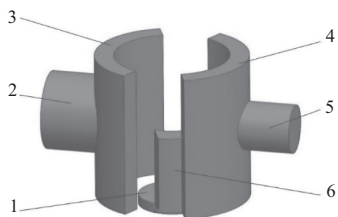
$$\omega_3 = \begin{cases} \frac{3\pi}{S^2}zv & (0 < \varphi \leq \frac{17}{30}\pi) \\ \frac{6\pi}{S} \left(1 - \frac{z}{S}\right)v & (\frac{17}{30}\pi < \varphi \leq \pi) \\ -\frac{6\pi}{S} \left(1 - \frac{z}{S}\right)v & (\pi < \varphi \leq \frac{43}{30}\pi) \\ -\frac{3\pi}{S^2}zv & (\frac{43}{30}\pi < \varphi \leq 2\pi) \end{cases} \quad (13)$$

$$\omega_4 = \begin{cases} \frac{3\sqrt{3}}{S} \frac{v}{1+3\left(\frac{2z}{S}-1\right)^2} & (0 < \varphi \leq \pi) \\ \frac{3\sqrt{3}}{S} \frac{v}{1+3\left(1-\frac{2z}{S}\right)^2} & (\pi < \varphi \leq 2\pi) \end{cases} \quad (14)$$

其中:式(11)为反正弦型线;式(12)为线性型线;式(13)为样条型线;式(14)为正切型线。将式(11)-式(14)分别编译到 UDF 中,可在 Fluent 中仿真得到 4 种凸轮槽型线下转套式配流系统的流场特性。

3 转套式配流系统流场分析

对转套式配流系统的流体域进行建模,其流体域模型如图 3 所示,在 ICEM 中进行网格划分,并导入流体仿真软件 Fluent,设置工作压力为 10MPa,工作转速为 1200 r/min,分别对 4 种凸轮槽型线转套下的配流系统进行仿真分析。



1—泵腔;2—进油口;3—进油腔;
4—排油腔;5—出油口;6—配流口。

图 3 流体域模型

4 种凸轮槽型线下转套式配流系统的入口流量曲线如图 4 所示。由图 4 可知,线性型线的吸油时间明显长于其余 3 种型线,其最大瞬时进油量为 $5.36 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$;正切型线的吸油时间短于线性型线,其最大瞬时进油量为 $3.95 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$;反正弦型线的吸油时间短于线性型线和正切型线,其最大瞬时进油量为 $3.98 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$;样条型线的吸油时间最短,其最大瞬时进油量为 $4.44 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 。

4 种凸轮槽型线下转套式配流系统的出口流量曲线如图 5 所示。由图 5 可知,4 种型线均出现不同程度的流量倒灌。线性型线的排油时间最长,其最大瞬时倒灌量为 $1.59 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$;正切型线的排油时间短于线性型线,最大瞬时倒灌量为 $1.19 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$;样条型线的排油时间短于线性型线和正切型线,最大瞬时倒灌量为 $1.73 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$;反正弦型线的排油

时间最短,最大瞬时倒灌量为 $1.54 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{s}$ 。

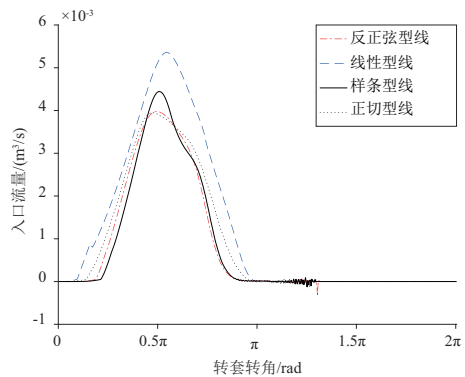


图 4 入口流量曲线

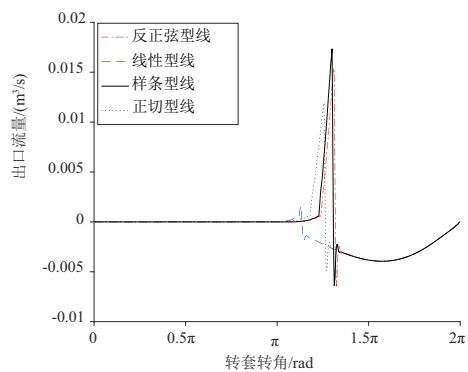


图 5 出口流量曲线

4 种凸轮槽型线下转套式配流系统的泵腔压力曲线如图 6 所示。由图 6 可知,在排油期间,4 种型线的泵腔压力均出现不同程度的压力超调,且升至工作压力的时间均出现延后。其中,线性型线的压力超调最小,且升压延后的时间最少,正切型线次之,反正弦型线与样条型线的压力超调较大,且升压延后的时间较长。

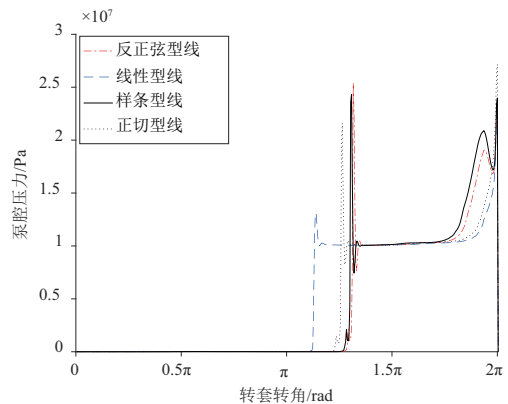


图 6 泵腔压力曲线

通过对 4 种型线下转套式配流系统的流场分析可知,相比其余 3 种型线,线性型线的吸油时间更长,进油量更大,排油周期倒灌量更小,泵腔处于工作压力的时间更长,压力超调量更小。

(下转第 74 页)