

# 基于 AMESim 的轴向柱塞泵柱塞组件动力学分析

徐学文<sup>a</sup>,张洪信<sup>b</sup>,赵清海<sup>b</sup>

(青岛大学 a. 机电工程学院; b. 动力集成及储能系统工程技术中心, 山东 青岛 266071)

**摘要:**针对轴向柱塞泵结构复杂、制造工艺和使用维护水平要求高、对油液污染敏感等问题,在介绍轴向柱塞泵工作原理与结构特点的基础上,详细分析柱塞的位移、速度、加速度,柱塞和缸体孔之间的受力。基于 AMESim 平台,建立柱塞运动单元模型,通过参数设置,进行仿真得到柱塞的位移和在缸体孔内的行程变化图线。发现柱塞的位移、速度、加速度正比于斜盘倾角的正切值、正弦值、余弦值,为轴向柱塞泵的进一步设计研究提供了依据。

**关键词:**轴向柱塞泵;柱塞运动学;柱塞受力;AMESim

**中图分类号:**TH137.51 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2020)05-0123-04

## Dynamic Analysis of Plunger Units of Axial Plunger Pump Based on AMESim

XU Xuewen<sup>a</sup>, ZHANG Hongxin<sup>b</sup>, ZHAO Qinghai<sup>b</sup>

(a. Mechanical and Electronic Engineering College; b. Power Integration and Energy Storage Systems Engineering Technology Center, Qingdao University, Qingdao 266071, China)

**Abstract:** Because many shortcomings exist in the axial plunger pump, such as the complex structure, high requirements of manufacturing technology, use and maintenance, easy oil contamination and so on, this paper introduces its, the working principle and structure characteristics, analyses the displacement, velocity and acceleration of the plunger and the force between plunger and cylinder bore and based on the AMESim simulation platform, establishes the plunger motion unit model. By setting its parameters, the model is simulated, which is used to obtain the curve of the plunger displacement and travel change. It is found that the displacement, velocity and acceleration of the plunger are proportional to the tangent, sine and cosine values of the inclination angle of the swashplate. The basis is provided for further experimental design of the axial plunger pump.

**Keywords:** axial plunger pump; plunger kinematics; plunger force; AMESim

## 0 引言

轴向柱塞泵由于效率高、惯性小、参数优、使用寿命长等优点,所以在造船、汽车等工业领域应用广泛<sup>[1-3]</sup>,但其零件数量多,自吸能力差,制造维护要求高,对油液的清洁度要求较高,需要很高的过滤精度<sup>[4-5]</sup>。1905年,美国詹妮工程师设计了端面配流的斜盘泵静液传动装置<sup>[6]</sup>;20世纪50年代,美国一公司设计了斜盘式柱塞泵,这个泵只传递转矩不传递弯矩,大大提高了泵的质量<sup>[7-8]</sup>;近年来,北京航空航天大学建立了柱塞泵的 AMESim 仿真模型,模拟了不同数量柱塞时的流量和压力波动<sup>[9]</sup>;浙江大学建立了基于压力控制的仿真模型,研究变量柱塞泵的工作特性<sup>[10-11]</sup>;2002年,德国亚琛工业大学用 DSHplus 和多体动力学软件 ADAMS 对柱塞泵联合仿真,实现动力学模型和液压模型联合仿真<sup>[12]</sup>。国内对柱塞泵的优化设计仿真研究与世界先进水平相比差距较大<sup>[13-14]</sup>。因此,本文研究柱塞组件的受力和柱塞的运动学,研究斜盘式轴向柱塞泵对我国轴向柱塞泵技术的发展具有战略性意义。

## 1 轴向柱塞泵的结构特点和工作原理

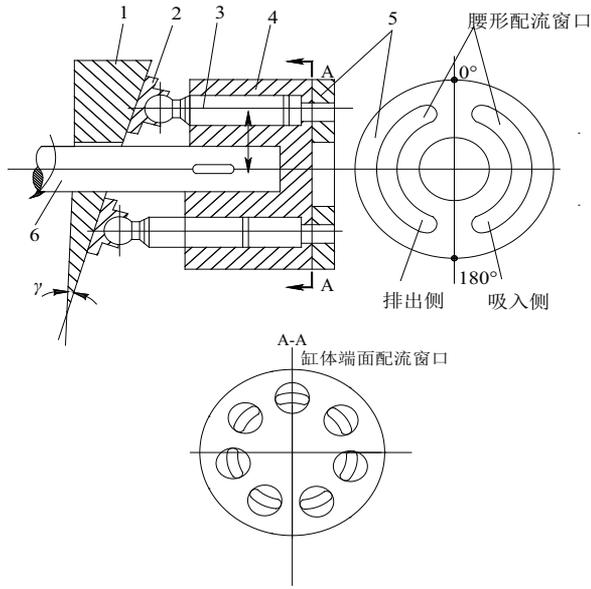
### 1.1 结构特点

斜盘式轴向柱塞泵工作原理如图1所示。缸体内均匀分布着缸体孔,柱塞安装在缸体孔内,柱塞的头部有滑靴,靠着回程弹簧紧贴在斜盘的表面运动,斜盘相对于缸体表面有一个倾斜角度。当传动轴带动缸体旋转时,柱塞可以在缸体孔内往复直线运动。为了实现吸油和压油,在缸体的配流端面紧靠着一个配流盘,配流盘上有两个腰形配流窗口分别与泵的吸油路和通油路连通<sup>[15-18]</sup>。

### 1.2 工作原理

柱塞的工作过程为进油和排油两个过程,都是通过配流盘实现的。角度为 $0^\circ \sim 180^\circ$ 时,在弹簧力的作用下,柱塞向上运动使柱塞缸的容积增大,直到下死点位置,此时液体经配流盘吸油窗口进入油腔,为吸油过程;角度为 $180^\circ \sim 360^\circ$ 时,柱塞向下运动使柱塞缸的容积减小,直到上死点为止,油液经过配流盘压油窗口排出,为排油过程。

第一作者简介:徐学文(1995—),男,山东潍坊人,硕士研究生,研究方向为电动汽车智能化动机集成技术。



1—斜盘;2—滑靴;3—柱塞;4—缸体;5—配流盘;6—传动轴。

图1 斜盘式轴向柱塞泵工作原理图

## 2 柱塞运动学分析

柱塞的运动学分析是进一步推论柱塞泵流量、排量及其变化规律的基础。柱塞泵在一定斜盘倾角下工作时,旋转运动和往复直线运动相互叠加,两个运动的合成使柱塞轴线上任一点的运动轨迹呈一个椭圆。此外,旋转过程中,还可能产生绕自身轴线的自转运动,这种运动使磨损和润滑更均匀<sup>[19]</sup>。

### 2.1 柱塞行程(位移)

如图2所示为带滑靴的斜盘泵柱塞运动学分析简图。如果以柱塞腔容积最大时的上死点作为柱塞位移的计算起点,那么对应于任一旋转角度时,柱塞位移  $s$  可表示为

$$s = R(1 - \cos\varphi) \tan\lambda \quad (1)$$

### 2.2 柱塞在缸体中的轴向运动速度 $v$ 及加速度 $a$

柱塞的运动速度为

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = R\omega \tan\lambda \sin\varphi \quad (2)$$

式中  $\omega$  为缸体旋转角, rad/s。

柱塞相对缸体的轴向运动加速度为:

$$a = \frac{dv}{dt} = R\omega^2 \tan\lambda \cos\varphi \quad (3)$$

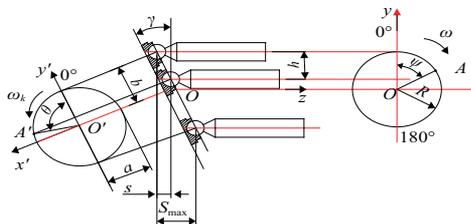


图2 斜盘泵柱塞运动分析简图

## 3 柱塞受力分析

柱塞和缸体孔构成了最基本的工作容腔。图3为柱塞受力分析图。工作过程中,柱塞在悬臂的情况下,受力情况比较恶劣,而且柱塞和缸体孔是重要的摩擦副,对柱塞泵的工作寿命起着决定性的作用。

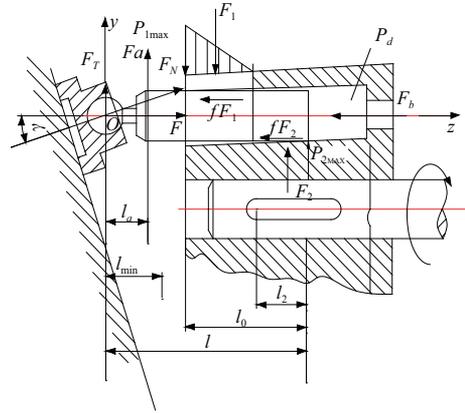


图3 柱塞受力分析图

### 3.1 柱塞上的力

- 1) 作用在柱塞底部的轴向液压力  $F_b$ 。
- 2) 轴向运动惯性力  $F_g$ 。柱塞相对缸体作往复直线运动时,如有直线加速度  $a$ ,则柱塞的轴向惯性力为

$$F_g = -m_z a = -\frac{G_z}{g} R\omega^2 \tan\lambda \cos\varphi \quad (4)$$

式中:  $m_z$  为柱塞和滑靴的总质量;  $G_z$  为柱塞和滑靴所受的总重力。

- 3) 离心反力  $F_a$ 。

$$F_a = m_z a_r = \frac{G_z}{g} R\omega^2 \quad (5)$$

4) 斜盘反力。斜盘反力通过柱塞球头中心垂直作用于滑靴底面,可以分解为轴向力及径向力。径向力对主轴造成负载转矩,并对柱塞有弯矩作用,形成很大的接触应力。

5) 柱塞与柱塞腔壁之间的接触力。由于柱塞与柱塞腔的径向间隙远小于柱塞直径及柱塞在柱塞腔内的接触长度,因此,由垂直于柱塞轴线的径向力和离心反力引起的接触应力可以近似看成是连续的呈直线分布的应力。

- 6) 摩擦力。

### 3.2 柱塞所受力的力学平衡方程

根据各个方向受力总和为0建立力学平衡方程,得:

$$F_1 = (F_N \sin\gamma + F_a) \left[ 1 + \frac{1}{\frac{(l_0 - l_2)^2}{l_2^2} - 1} \right] \quad (6)$$

$$F_2 = (F_N \sin\gamma + F_a) \left[ \frac{(l_0 - l_2)^2}{l_2^2} - 1 \right] \quad (7)$$

$$F_N = \frac{F_b + F_g + f\Phi F_a}{\cos\gamma - f\Phi \sin\gamma} \quad (8)$$

式中: $\Phi$  为结构参数; $l_0$  为柱塞在缸体孔中的最小接触长度。

### 3.3 基于 MATLAB 平台柱塞的受力图

图 4 为轴向运动惯性力,图 5 为离心反力。在所研究的轴向柱塞泵中,柱塞的受力情况比较复杂,工作参数的改变对柱塞的受力影响较大。当斜盘倾角变大时,柱塞腔液压力幅值增加,导致柱塞与滑靴的受力状况更加恶劣,力的波动次数频繁,并且伴随有一定的碰撞。

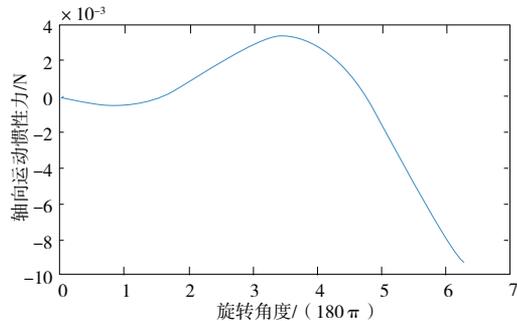


图 4 轴向运动惯性力

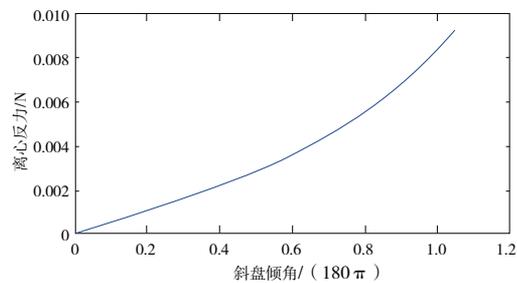


图 5 离心反力

## 4 仿真模型的建立及仿真

一个自由度的柱塞泵模型仅考虑了旋转运动的惯性负载,斜盘的角位移作为数字信号的输入,在仿真案例中没有考虑动态性能<sup>[20]</sup>。在 AMESim 中,将旋转运动变换为直线运动,柱塞的运动规律主要靠持续信号源、饱和信号、表达式定义函数、增益和角位移传感器实现。图 6 为柱塞运动单元仿真草图。此运动单元模型,可以用来设定斜盘的倾角并限定斜盘倾角的范围,设定斜盘的回转半径和电机转速,并模拟柱塞运动的惯性负载,将电机的旋转运动转换成柱塞的往复运动。

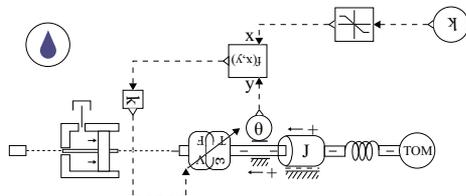


图 6 柱塞运动单元

表 1 为元件的参数设置表,其中函数表达式是为了将倾角和电机旋转角度转化为弧度。为了结果清晰明确,设定电动机转速为 15 r/min,斜盘倾角为 45°,回转半径为

0.05 m,运行仿真绘制位移如图 7 所示,柱塞行程如图 8 所示。柱塞的运动最大位移为 0.035 m,符合几何计算结果。其起止位置为压油过程的起点,柱塞处于回程过程中,柱塞位移大小与旋转角度余弦成正比。

表 1 元件参数设置

参数	数值
常数值	45
最小值	0
最大值	60
函数表达式	$-\sin(\text{PI} \times x / 180) \cos(\text{PI} \times y / 180)$
增益	0.05
电机转速/(r/min)	15
弹簧刚度/(N/mm)	1 000
转动惯量/(kg/m <sup>2</sup> )	0.1

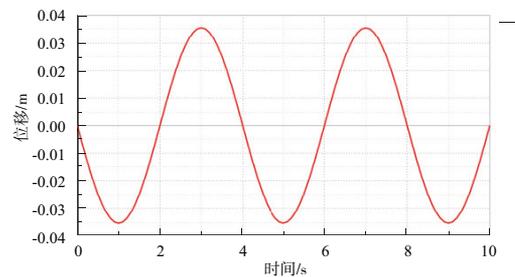


图 7 柱塞位移曲线图

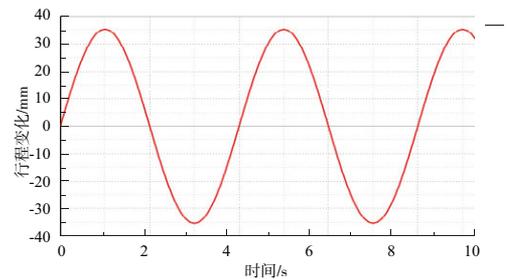


图 8 柱塞行程变化曲线图

## 5 结语

柱塞的运动和受力分析是进一步设计优化轴向柱塞泵的基础。以下为本文所得结论:

1) 柱塞泵在一定斜盘倾角下工作时,柱塞一方面随着缸体在缸体平面做圆周运动,另一方面又在缸体内往复直线运动。由于摩擦力的存在,可能产生绕自身轴线的自转运动,但此运动使柱塞的磨损和润滑趋于均匀,这些运动的合成使柱塞轴线上任意点的运动轨迹呈一个椭圆形。

2) 当柱塞旋转到下死点位置时,柱塞的位移最大;当旋转角度为 90°或 270°时,柱塞的轴向速度达到最大值;当旋转角度为 0°或 180°时,柱塞轴向加速度达最大值。

3) 在轴向柱塞泵中,斜盘倾角的增大可以使泵的排量加大,但会使柱塞的受力更加复杂。合理选择泵的斜盘

倾角,将使滑靴柱塞运动副以及与之连接的运动件受力减小,进而增加泵的使用寿命。

#### 参考文献:

- [1] 徐绳武. 轴向柱塞泵和马达的发展动向[J]. 液压与气动, 2003(3): 10-15.
- [2] 高彦军, 谷立臣, 焦龙飞, 等. 油液特性对柱塞泵流量脉动影响的仿真分析[J]. 中国机械工程, 2017, 28(11): 1333-1338.
- [3] 罗向阳, 权凌. 轴向柱塞泵振动机理的研究现状及发展趋势[J]. 流体机械, 2015, 43(8): 41-47.
- [4] 袁柳樱, 项辉宇, 张力, 等. 斜盘式轴向柱塞泵磨损与润滑分析[J]. 北京工商大学学报(自然科学版), 2006, 24(3): 24-27.
- [5] YANG Jun. Dynamic simulation of characteristic of the A11VO axial piston pump[D]. Lanzhou: University of Technology, 2012.
- [6] 黄忠华, 张明霞, 钱雪强, 等. 基于 AMESim 的新型液压抽油机系统仿真[J]. 液压气动与密封, 2013(1): 41-44.
- [7] 范海波, 金健, 邢科礼, 等. 基于 AMESim 电液比例变量柱塞泵仿真[J]. 流体传动与控制, 2013(1): 11-14.
- [8] M. Deeken. Simulation of the reversing effects of axial piston pumps using conventional CAE tools[J]. Lhydraulik Und Pneumatik, 2002(46): 276-282.
- [9] 卢宁, 付永领, 孙新学. 基于 AMESim 的双压力柱塞泵的数字建模与热分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2006, 32(9): 1055-1058.
- [10] XU Bing, HU Min, ZHANG Junhui. IMPact of typical steady-state conditions and transient conditions on flow ripple and its test accuracy for axial piston pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015(5): 1012-1022.
- [11] 徐兵, 宋月超, 杨华勇. 柱塞泵斜盘交错角降噪结构优化[J]. 浙江大学学报(工学版), 2013(6): 1043-1050.
- [12] M. Deeken, Michael. Simulation of fluid power components using DSHplus and ADAMS[J]. 2001 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, 2001, 32: 2559-2565.
- [13] 邱博, 毕新胜, 陈璐, 等. 斜盘式轴向柱塞泵动态特性研究与仿真试验[J]. 中国农机化学报, 2014, 35(1): 197-201.
- [14] M. Suresh kumar, K. Manonmani. Numerical and experimental investigation of lubricating oil flow in a gerotor pump[J]. International Journal of Automotive Technology, 2011, 12(6): 903-911.
- [15] 马吉恩, 徐兵, 杨华勇, 等. 轴向柱塞泵流动特性理论建模与试验分析[J]. 农业机械学报, 2010(1): 188-194.
- [16] 魏秀业, 逯子荣, 王海燕, 等. 基于 CFD 的轴向柱塞泵流动特性的仿真研究[J]. 液压与气动, 2013(9): 63-67.
- [17] 姚春江, 陈小虎. 基于 AMESim 的轴向柱塞泵建模与仿真研究[J]. 机床与液压, 2013, 41(11): 179-182.
- [18] 杨逢瑜, 胡敏. 斜柱塞斜盘式轴向柱塞泵的流量特性[J]. 兰州理工大学学报, 2011, 37(3): 60-64.
- [19] MANRING Noah D, DONG Zhilin. IMPact of using a secondary swash-plate angle within an axial piston pump[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, 2004, 126(1): 65-74.
- [20] YAN Yuqing, SHI Zhanqun, ZHENG Lin. Analysis of influence factors for axial piston hydraulic pump flow fluctuation based on AMESim[J]. Hydraulic & Pneumatics, 2014(2): 104-108.

收稿日期: 2019-07-03

(上接第 112 页)

## 4.2 出口气流湍流强度分析

雷诺数是表征流体流动特性的重要参数。雷诺数小时, 影响流体流动的主要是各质点间的黏性力, 这时流体呈层流状态; 雷诺数大时, 影响流体流动的主要是惯性力, 这时流体呈紊流状态。对于管道来说, 雷诺数  $Re < 2\ 000$  为层流状态,  $Re > 4\ 000$  为紊流状态,  $2\ 000 \sim 4\ 000$  为过渡状态<sup>[3]</sup>。

$$Re = \frac{\rho v \alpha}{\eta}$$

其中:  $\rho$  为流体密度, 这里是空气密度  $1.29\text{ kg/m}^3$ ;  $v$ 、 $\alpha$  分别为涵道流体的平均速度及涵道直径。最大风速出口平均速度  $65\text{ m/s}$ , 出口段长度为  $0.1\text{ m}$ , 空气的黏滞系数  $\eta$  为  $1.8 \times 10^{-3}\text{ Pa} \cdot \text{s}$ , 湍流强度计算公式为  $I = 0.16Re^{-1/8}$ 。

当电机在最大转速时, 此时湍流强度为 2%, 可以满足设计要求。

## 5 结语

1) 结合空气动力学在风工程的研究, 研制了一种微型直流式标定风洞, 给出了各个结构处参数确定方法;

2) 保证出风口质量的前提下, 提高了标定风洞的可操作、可移动性;

3) 利用 Ansys CFX 对整体风洞进行模拟仿真, 仿真结果表明, 出风口速度分布均匀性面积远大于标定风速

仪, 湍流强度均满足设计要求, 为之后的试验提供了理论依据。

#### 参考文献:

- [1] 蒋伟, 邹钊, 刘赞. 便携式桌面型微风速校正风洞的研发[J]. 建筑热能通风空调, 2019, 38(2): 84-87.
- [2] 余世策, 胡志华, 冀晓华, 等. 小型直流标定风洞的研制[J]. 实验室研究与探索, 2014, 33(3): 55-58.
- [3] 刘海洋, 孔丽丽, 陈智, 等. 可移动微型低速风洞的设计与试验[J]. 农机化研究, 2016, 38(9): 244-249.
- [4] 昌泽舟. 轴流式通风机实用技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 2005: 39.
- [5] 王帅, 刘小康, 陆龙生. 直流式低速风洞收缩段收缩曲线的仿真分析[J]. 机床与液压, 2012, 40(11): 100-104.
- [6] RESHOTKO E, SARIC W S, NAGIB H M. Flow quality issues for large wind tunnels[R]. AIAA, 1997: 97-225.
- [7] 侯志勇, 王连泽, 周建和, 等. 底(变)湍流度风洞设计再探讨[J]. 实验流体力学, 2011, 25(1): 92-96.
- [8] 车学科, 聂万胜, 何浩波, 等. 低湍流度风洞试验[M]. 北京: 国防工业出版社, 2018: 7-10.
- [9] HUGH L D, IRA H A. The design of low-turbulence wind tunnels[R]. NACA TN, 1948: 1755.
- [10] 刘政崇. 风洞结构设计[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2005: 58-63.
- [11] 陈克城. 流体力学实验技术[M]. 北京: 机械工业出版社, 1983.

收稿日期: 2019-07-08