

# 双端曲面齿轮式柱塞泵运动特性分析与实验

林超 赵相路 吴小勇 孟凡明

(重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

**摘要:**为解决斜盘式柱塞泵摩擦副的磨损问题,提出了一种新型轴向柱塞泵,用双端曲面齿轮代替了斜盘,用齿轮副代替了摩擦副。利用端面齿副传动原理建立了单柱塞、六柱塞双端曲面齿轮式柱塞泵的运动特性数学模型,得出了柱塞运动规律。通过ADAMS虚拟样机建立了柱塞泵运动特性仿真模型,验证了新型柱塞泵柱塞运动的可行性。利用LH-050型激光位移传感器对柱塞泵运动特性测试实验台进行了相关测试,通过实验测试结果和理论值对比发现:实验数据与理论计算值吻合较好,误差控制在5%以内,证明了柱塞泵运动特性理论模型的正确性。

**关键词:** 轴向柱塞泵; 面齿轮; 数学模型; 运动特性; 仿真

中图分类号: TH132 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2016)06-0387-07

## Theory and Test on Kinematics Characteristics of Double Curve-face Gear Piston Pump

Lin Chao Zhao Xianglu Wu Xiaoyong Meng Fanming

(The State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

**Abstract:** Nowadays, plunger pumps are being developed in the direction of high pressure and large flow. Therefore, the friction pairs in the pump adhesive wear and burn phenomenon has become increasingly serious. To solve these problems, the dynamic performance of the pump and lubrication characteristics were improved, the structure was optimized and high wear-resistant materials were used by most researchers. However, the wear problems were not solved fundamentally. In order to solve the wear problems of swash plate piston pump fundamentally, a new type of axial piston pump was proposed. The swash plate was replaced by double curve-face gear, the friction pairs were replaced by gears. By using the transmission principle of curve-face gear pair, the movement characteristics models of the piston pump, the single piston and six pistons of double curve-face gear were established, and the movement law of the piston was obtained. In order to verify the accuracy of the above theory, the motion simulation analysis and theoretical simulation results were compared and analyzed. By using the virtual prototype of ADAMS, the simulation model of movement characteristics of piston pump was established, and the piston movement feasibility of the new piston pump was validated. The piston movement characteristics of piston pump were tested by using the test-bed and the result was obtained. The comparison between test and theoretical results indicated that the test result was basically agree with the theoretical result, and the relative error between test and theoretical results was within 5%, the correctness of theoretical movement characteristics model of piston pump was testified. This experimental results showed that the flow pulsation performance of the piston pump can be better than the current level when the structural parameters were fully optimized.

**Key words:** axial piston pump; face gear; mathematical model; kinematics characteristics; simulation

## 引言

近年来,容积式液压传动的高压化趋势,使柱塞泵尤其其轴向柱塞泵的采用日益广泛。其中斜盘式轴向柱塞泵具有流量大、压力高、效率高及体积小等优点,被广泛使用于工程机械、起重运输、冶金、航空、船舶等各种领域,尤其是在煤炭行业的高压重载液压系统中,得到广泛应用。然而,随着泵向高速、高压、大流量的发展,泵中的摩擦副粘着磨损和烧伤现象日渐严重,使得摩擦副部件成了决定柱塞泵可靠性和使用寿命的最关键部件<sup>[1]</sup>。针对摩擦副的磨损问题,现有的研究大都通过改进泵的动态性能,改善润滑特性,优化部件结构和采用耐磨性高的材料4个方面来解决。在国外,RIZZO等<sup>[2]</sup>针对柱塞滑靴表面润滑,减少摩擦进行了研究;OBERT等<sup>[3]</sup>研究了缸套温度对柱塞磨损的影响;LUKHANIN等<sup>[4]</sup>探究了高压油泵磨损维修的方法;DE ALMEIDA等<sup>[5]</sup>研究了柱塞滑靴新材料的摩擦磨损性能;MICKEVICIUS等<sup>[6]</sup>分析了乙醇对燃油泵耐久性的影响;ULANOWICZ<sup>[7]</sup>分析了柱塞磨损过程与工作时间的关系。在国内,浙江大学流体传动及控制国家重点实验室开展了滑靴静压润滑特性理论与实验研究<sup>[8-11]</sup>;邓海顺等<sup>[12]</sup>针对低压区摩擦润滑效果差问题进行了研究;成焕波等<sup>[13]</sup>提出最小留缸长度的数值计算方法;LIAO等<sup>[14]</sup>建立了滑靴寿命磨损模型;马纪明等<sup>[15]</sup>综合研究了滑靴副润滑磨损的影响因素;袁柳樱等<sup>[16]</sup>针对斜盘式柱塞泵磨损与润滑进行了分析;那成烈等<sup>[17-18]</sup>开展了缸体与配流盘润滑特性研究;曾祥荣等<sup>[19]</sup>开展了缸体结构优化研究;HUANLONG等<sup>[20]</sup>开展了水压柱塞泵摩擦副润滑研究。然而,上述研究并未从根本上解决斜盘泵摩擦副的磨损问题。

本文提出一种双端面齿式柱塞泵,将双端面齿代替斜盘,滚动齿代替滑靴,从而使得摩擦副变成齿副。

## 1 柱塞泵传动原理

本文柱塞泵的转子由斜盘改为了双端面齿,其两端的齿面均为端面齿齿面并互为等距曲面,与滚动齿构成了端面齿副,保留了传递相交轴间的变传动比运动与动力的特性。双端面齿的设计沿用端面齿副的设计方法,根据端面齿的设计原理,建立单边端面齿副的数学传动模型坐标系如图1所示。其中端面齿节曲线是与非圆柱齿节曲线根据特定的运动关系相互滚动得到的,非圆柱齿节曲线与滚动齿的节

曲线相共轭<sup>[21]</sup>。

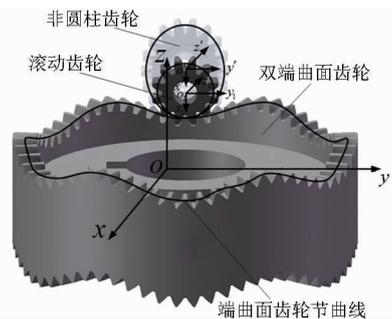


图1 端面齿副传动坐标系

Fig. 1 Transmission coordinate system of composite motion of curve-face gear

非圆柱齿节曲线为椭圆曲线(包括低阶椭圆和高阶椭圆),节曲线方程为

$$r(\theta') = \frac{a(1-k^2)}{1-k\cos(n_1\theta')} \quad (1)$$

式中  $a$ ——椭圆长轴半径

$k$ ——椭圆的偏心率

$n_1$ ——椭圆的阶数

$\theta'$ ——椭圆齿轮转动角度

根据齿轮啮合原理与正交非圆面齿副的传动原理,运用坐标转换,可以得到端面齿节曲线参数方程为

$$\begin{cases} x = -\frac{n_2}{2\pi} \cos\theta \int_0^{\frac{2\pi}{n_1}} r(\theta') d\theta' \\ y = -\frac{n_2}{2\pi} \sin\theta \int_0^{\frac{2\pi}{n_1}} r(\theta') d\theta' \\ z = r(\pi) - r(\theta') \end{cases} \quad (2)$$

其中

$$\theta = \frac{1}{R} \int_0^{\theta'} r(\theta) d\theta = \frac{a(k^2-1)^{\frac{1}{2}}}{R} \operatorname{arctanh} \frac{(k+1)\tan\theta'}{(k^2-1)^{\frac{1}{2}}} \quad (3)$$

式中  $\theta$ ——端面齿转动角度

$n_2$ ——端面齿阶数,表示该面齿节曲线在  $0 \sim 2\pi$  范围内变化的周期个数

端面齿副参数如表1所示。

表1 端面齿副参数

Tab. 1 Parameters of gear pair

参数	数值
滚动齿齿数 $Z_1$	12
齿副模数 $m/\text{mm}$	4
单边端面齿齿数 $Z_2$	66
偏心率 $k$	0.2
节曲线半径 $R/\text{mm}$	126.87
端面齿阶数 $n_2$	3
非圆柱齿阶数 $n_1$	2

## 2 柱塞泵运动学特性理论分析

### 2.1 单柱塞运动特性建模

双端曲面齿轮式柱塞泵的部分结构与运动模型如图2所示,与斜盘式轴向柱塞泵相比,该柱塞泵的转子由斜盘改为双端曲面齿轮,滑靴改为滚动齿轮,由原来的摩擦副改为端面齿副。双端曲面齿轮旋转,带动滚动齿轮旋转并往复运动,从而使柱塞产生往复直线运动<sup>[22]</sup>。由于左右两端的柱塞杆运动情况一致,为方便分析,将2个柱塞杆看作一个整体柱塞。柱塞每往复运动一次,同时完成两次吸油和排油工作,故称为双作用柱塞。以单柱塞泵为例,分析如下。

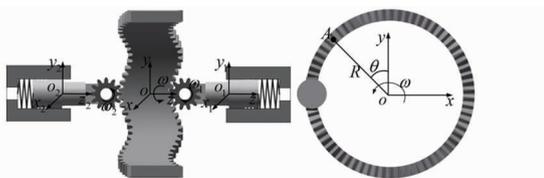


图2 单柱塞运动模型

Fig.2 Single-piston motion model

取坐标系  $oxy$ , 以柱塞运动的左止点作为零位, 当双端曲面齿轮转过任一角度  $\theta$  时, 滚动齿轮移动到 A 点。根据端面齿副节曲线方程, 可得 A 点的坐标为

$$\begin{cases} x = -R\cos\theta \\ y = -R\sin\theta \\ z = r(0) - r(\theta') \end{cases}$$

式中  $R$ ——端面齿副节曲线柱面半径

$r(\theta')$ ——非圆柱齿轮节曲线

A 点的坐标即是滚动齿轮与端面齿副接触轨迹坐标, 由此坐标方程可以看出, 柱塞的往复运动是沿端面齿副轴线方向 (即  $z$  方向) 的相对运动, 是与端面齿副转角 (即输入轴转角) 有关的函数。

根据式(3), 可得其反函数为

$$\theta' = \arctan\left(\frac{(-1+k^2)^{\frac{1}{2}}}{k+1} \tanh\frac{R\theta}{a(-1+k^2)^{\frac{1}{2}}}\right) \quad (4)$$

输入轴转过任一角度  $\theta$  后, 其柱塞杆中心在  $z$  轴上的坐标为  $z^1$ , 则柱塞机构的位移  $S$  为

$$S = z^1 - z^0 = r(0) - r(\theta') \quad (5)$$

柱塞机构的滚动齿轮转到右止点时, 柱塞达到最大位移

$$S_{\max} = a(1+k) - \frac{a(1-k^2)}{1-k\cos\left(\frac{\pi}{2}n_1\right)} = h \quad (6)$$

式中  $h$ ——柱塞行程, m

对柱塞位移  $S$  的表达式微分, 得柱塞相对泵体的运动的速度为

$$v(\theta) = \frac{dS}{d\theta} = \frac{dS}{d\theta'} \frac{d\theta'}{d\theta}$$

为简化起见, 令  $C_1 = \frac{R}{a(1+k)}$ ;  $C_2 =$

$$\frac{R}{a(-1+k^2)^{\frac{1}{2}}}; C_3 = \frac{k^2-1}{(1+k)^2}; C_4 = \frac{(k^2-1)^{\frac{1}{2}}}{1+k}; C_5 = 2ak(1-k^2);$$
 则有

$$\theta' = \arctan(C_4 \tanh(C_2 \theta))$$

联立方程得

$$v(\theta) = \frac{dS}{d\theta} = \frac{C_1 C_5 \sin 2\theta'}{(1-k\cos 2\theta')^2} \frac{1 - \tanh(C_2 \theta)^2}{1 + C_3 \tanh(C_2 \theta)^2} \quad (7)$$

则柱塞相对泵体的运动的速度为

$$v = \frac{dS}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \omega \frac{C_1 C_5 \sin 2\theta'}{(1-k\cos 2\theta')^2} \frac{1 - \tanh(C_2 \theta)^2}{1 + C_3 \tanh(C_2 \theta)^2} \quad (8)$$

式中  $\omega$ ——输入轴转动角速度

在输入轴转速  $\omega = 1 \text{ rad/s}$  时, 将参数代入式(1)、(4)、(5)中, 运用 Matlab 程序计算可以得出, 柱塞位移  $S$ 、速度  $v$  与时间  $t$  的运动关系如图3所示。

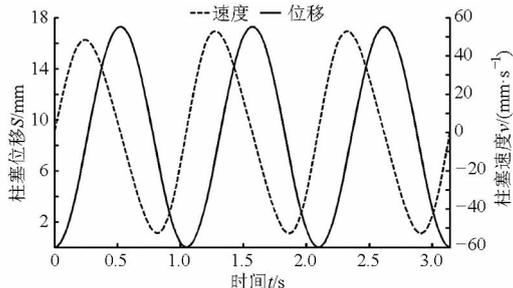


图3 柱塞位移、速度理论曲线

Fig.3 Curves of theoretical displacement and velocity of piston

### 2.2 六柱塞运动特性整泵建模

与斜盘式柱塞泵不同, 双端曲面齿轮转过一个波峰相当于斜盘转过一周, 所以柱塞不是在圆周上均匀分布, 而是在波峰上均匀分布的。6个柱塞的滚动齿轮分别布置在6个波峰上, 每一个滚动齿轮在波峰上的位置定义为相位, 6个相位点分别是波峰上不同的五等分点<sup>[23]</sup>。

为尽可能使柱塞分布得均匀, 要求柱塞的分布应与柱塞数量  $z$  有关, 并符合下述公式。

第  $i$  个柱塞所在位置与第1个柱塞的相位角差为

$$\alpha_{1i} = \frac{(i-1)2\pi}{z} + \frac{(i-1)\pi}{uz} \quad (9)$$

式中  $z$ ——柱塞数量  $u$ ——波峰/波谷数量

根据式(9), 6个柱塞布局情况如图4所示, 选

一波峰顶点处作为第1个柱塞的位置,其余柱塞在端曲面齿轮底面方向上的位置与第1个柱塞的相位夹角分别为 $\alpha_{12} = 35^\circ$ ,  $\alpha_{13} = 100^\circ$ ,  $\alpha_{14} = 165^\circ$ ,  $\alpha_{15} = 230^\circ$ ,  $\alpha_{16} = 295^\circ$ 。

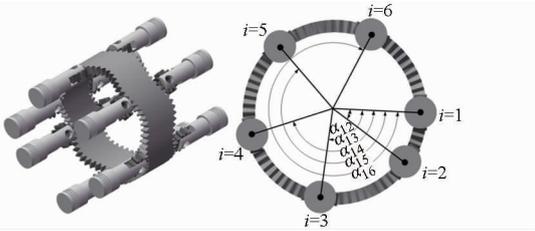


图4 6个柱塞布局情况

Fig. 4 Arrangement of six pistons

6个柱塞上的滚动齿轮均与同一个双端曲面齿轮啮合传动,这6个柱塞的运动特性是一样的。由于各柱塞上滚动齿轮的初始相位不同,则每个柱塞的位移与速度曲线的初始数值不同。

在输入轴角速度 $\omega = 1 \text{ rad/s}$ 时,分别将6个相位的柱塞参数代入式(1)、(4)、(5)中,运用 Matlab 程序进行计算,可以得出6个柱塞(P1~P6)的位移 $S$ 、速度 $v$ 与时间 $t$ 之间的关系曲线如图5、6所示。

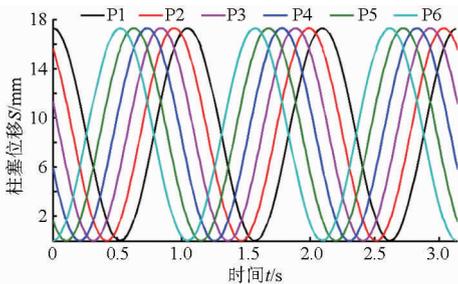


图5 6个柱塞位移曲线

Fig. 5 Displacement curves of six pistons

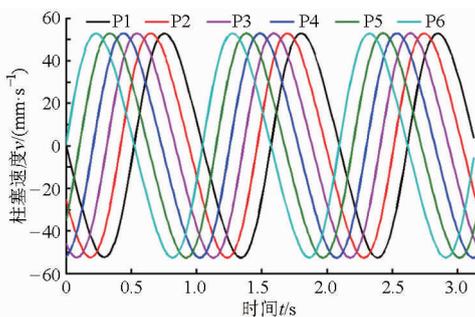


图6 6个柱塞速度曲线

Fig. 6 Velocity curves of six pistons

### 3 运动学仿真分析

为了验证上述理论的有效、准确性,以该六柱塞型双端曲面齿轮柱塞泵为对象,进行运动仿真分析和理论仿真对比分析。

#### 3.1 仿真模型及初始化

以柱塞往复运动更加平稳、保证柱塞数量与布

局更加合理为前提,对柱塞泵传动机构简易模型进行建模和结构优化后,确定采用阶数为3、偏心率为0.2、单边齿数为66的双端曲面齿轮和模数为4 mm、齿数为12的滚动圆柱齿轮。在 SolidWorks 环境中对该仿真模型中各零件的初始位置和放置方向进行定义,其中柱塞的位置符合布局规律,随后对所有零部件施加固定约束后转存成 igs 格式。将 igs 版本的仿真模型导入 ADAMS 仿真环境中,分别对双端曲面齿轮、各滚动齿轮和各柱塞,赋予相应的旋转副与滑动副约束;在双端曲面齿轮与各滚动齿轮之间施加接触载荷约束;向双端曲面齿轮旋转副施加驱动转速为 $(180/\pi) (\text{°})/\text{s}$ ,时间设置为3.14 s,步长设置为100,仿真模型如图7所示。

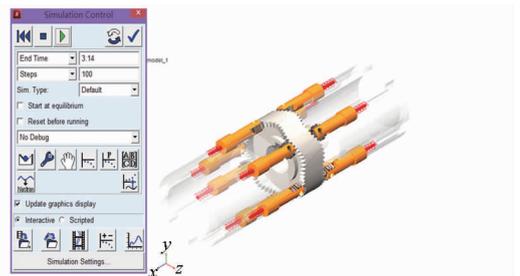


图7 ADAMS 仿真模型

Fig. 7 ADAMS simulation model

#### 3.2 运动学仿真

柱塞泵仿真模型6个柱塞位移仿真结果如图8所示,可以看出6个柱塞(P1~P6)位移的仿真结果随时间呈现周期性变化,且与理论曲线的周期性规律基本相同。

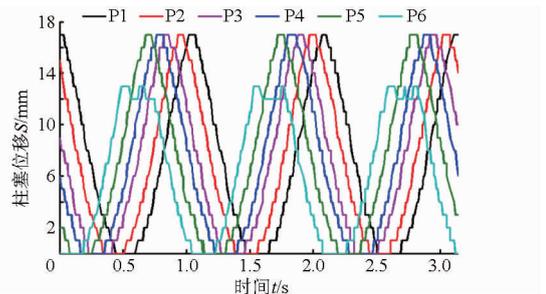


图8 6个柱塞位移仿真结果

Fig. 8 Displacement simulation results of six pistons

柱塞泵仿真模型6个柱塞(P1~P6)的速度仿真结果如图9所示,可以看出六柱塞速度的仿真结果随时间呈现周期性变化,且与理论曲线的周期性规律都基本相同。

取第1相位柱塞的仿真运动结果与理论值进行对比,可得曲线如图10、图11所示。从图中可以看出,柱塞位移、速度的仿真结果随时间呈现周期性变化,且与理论曲线的周期性变化规律都基本相同。因为有误差和干扰的存在,仿真结果与理论值在允许的偏差范围内存在一定的偏差,验证了理论计

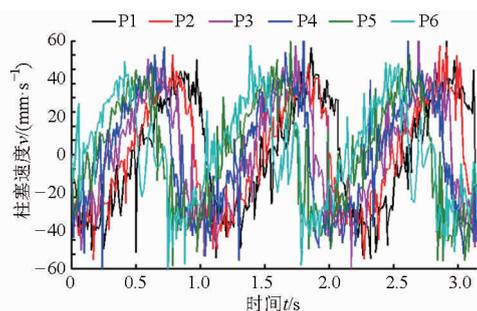


图 9 6 个柱塞速度仿真结果

Fig. 9 Velocity simulation results of six pistons

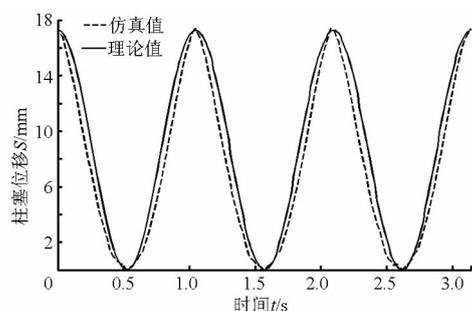


图 10 位移仿真结果与理论值对比

Fig. 10 Displacement comparison of simulation and theoretical results

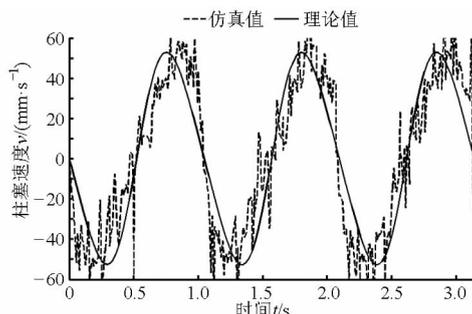


图 11 速度仿真结果与理论值对比

Fig. 11 Velocity comparison of simulation and theoretical results

算结果的正确性。

## 4 实验验证分析

### 4.1 实验装置搭建

考虑到实验的简便性,将六柱塞式泵中的 5 个柱塞省略掉,把 6 个柱塞本应和双端曲面齿轮接触的位置一一注明在双端曲面齿轮圆周上,利用一个柱塞在 6 个位置上依次转换的方式进行实验。实验方案如图 12 所示,采用了 15 W 交流调速电动机,通过梅花联轴器连接主动轴,带动双端曲面齿轮旋转,从而实现滚动齿轮的旋转加往复运动。压缩弹簧套在方形导轨上,由弹簧提供柱塞模型往返的回复力。

针对这一实验装置方案的搭建,购置了以下装置配件,如表 2 所示。由铝型材作为支座,其余零件

除标准件外均用树脂材料经工业级 3D 打印设备加工,加工的柱塞泵传动机构关键部件实物见图 13,包括双端曲面齿轮、滚动齿轮与柱塞模型。

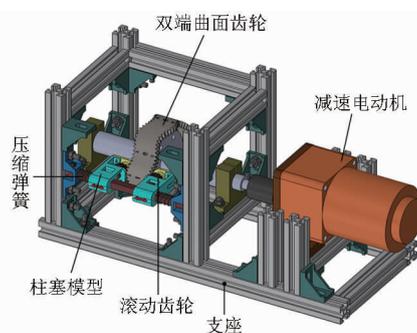


图 12 实验方案

Fig. 12 Test scheme

表 2 实验装置配件

Tab. 2 Test device accessories

装置配件	特征参数
齿轮副、轴、柱塞	树脂材料,经工业级 3D 打印设备加工而成,2 圆柱轴、1 双端曲面齿轮,1 轴,2 柱塞模型
平台支架	由若干 20X20 铝型材、铝角件与 T 型螺栓组装而成
电动机	15 W 调速电动机,交流 220 V,0 ~ 100 r/min
激光位移传感器	LH-050 型激光位移传感器,控制器,配套软件 LK- Navigator 2
压簧	线径 0.8 mm,内径 10 mm,长度 30 mm
联轴器	梅花联轴器,内径 10 mm
方轨	边长 7 mm 方形钢

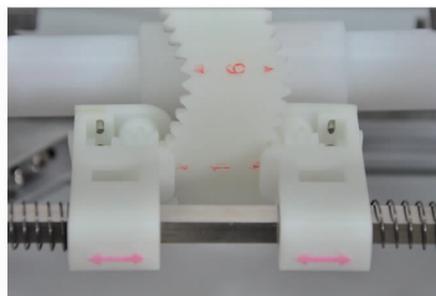


图 13 3D 打印加工的关键传动部件

Fig. 13 Key transmission components of 3D printing process

为便于实验,双端曲面齿轮与滚动齿轮的实物加工大小是对理论模型进行整体缩放得到的,缩放比例为 0.298 24。因而,该实验装置测出的数据值应当和理论值与 0.298 24 的乘积进行对比。

最终搭建好的实验平台实物如图 14 所示。在柱塞泵传动机构中,双端曲面齿轮作为主动轮连接电机,滚动齿轮作为从动轮,调速器用于控制电动机转速,LH-050 型激光位移传感器通过内部的 CMOS 元件测量柱塞模型的位移,控制器用于接收和处理测量数据,直流电源为控制器和传感器提供 24 V 直流电源。通过配套软件 LK- Navigator 2 软件控制并观察传感头的的数据。

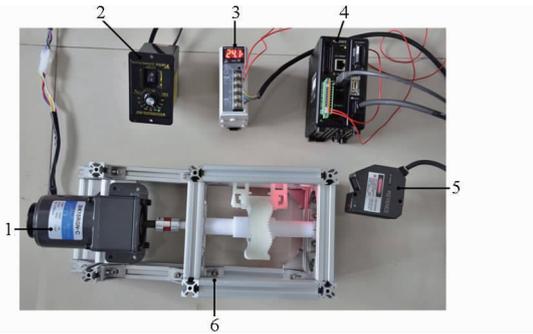


图14 实验装置及测量设备

Fig. 14 Test and measurement equipments

1. 电动机 2. 调速器 3. 直流电源 4. 控制器 5. 激光位移传感器 6. 简易模型

## 4.2 实验结果分析

调节电动机的转速为 20 r/min, 实验台平稳运行。分别对 6 个相位下的柱塞 (P1 ~ P6) 位移进行测试, 得到 6 个相位柱塞位移曲线, 如图 15 所示。

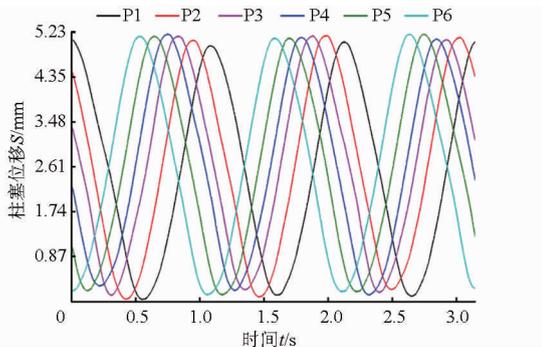


图15 6个柱塞位移测试曲线

Fig. 15 Displacement test curves of six pistons

电动机最高转速为 100 r/min, 调节电动机转速, 依次增加 20 r/min, 分别测量其柱塞模型轴向运动位移, 转速调节至 100 r/min 时传动机构依然可以平稳运转。电动机转速为 20 ~ 100 r/min 时, 柱塞模型最大位移为 5.246、5.102、4.992、5.152、4.916 mm, 与缩放比例相乘后的理论最大位移为 5.149 mm, 可得出最大误差为 0.233 mm, 误差范围是 4.5%, 在误差允许的范围。

取输入轴转速为 20 r/min 时, 第 1 相位的柱塞位移、速度实验结果与比例缩放处理后的理论位移、速度作对比, 如图 16、17 所示。

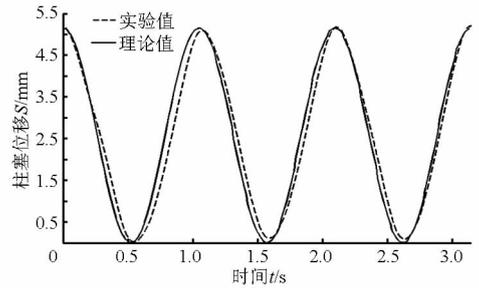


图16 理论位移与实验位移对比

Fig. 16 Displacement comparison of test and theoretical results

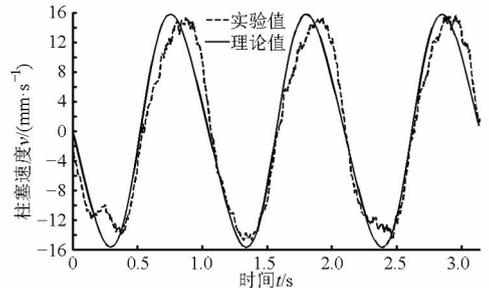


图17 理论速度与实验速度对比

Fig. 17 Velocity comparison of test and theoretical results

对比运动规律的理论值和实验结果可以看出, 柱塞的位移、速度随着输入轴转动时间呈现周期性变化, 因为有制造、安装误差的存在, 实验值与理论值存在一定的偏差, 但是测量曲线与理论曲线的变化趋势基本相同, 这表明实验测得的数据是有效的, 证明了双端面齿式柱塞泵运动特性理论的正确性。

## 5 结论

(1) 利用端面齿副传动原理建立了单柱塞、六柱塞端面齿式柱塞泵的运动特性模型, 得出了柱塞运动规律。

(2) 通过 ADAMS 虚拟样机建立了柱塞泵运动特性仿真模型, 验证了新型柱塞泵柱塞运动的可行性。

(3) 利用柱塞泵运动特性测试实验台对柱塞泵柱塞运动特性进行测试, 实验测试结果和理论值对比发现: 实验数据与理论计算值吻合较好, 误差控制在 5% 以内, 证明了柱塞泵运动特性理论模型的正确性。

## 参考文献

- 1 杨华勇, 艾青林, 周华. 轴向柱塞配流副润滑特性的研究进展[J]. 中国机械工程, 2004, 15(17): 1587 - 1593.  
YANG Huayong, AI Qinglin, ZHOU Hua. Development of lubrication of port plate/cylinder block in axial piston pump [J]. China Mechanical Engineering, 2004, 15(17): 1587 - 1593. (in Chinese)
- 2 RIZZO G, MASSAROTTI G P, BONANNO A, et al. Axial piston pumps slippers with nanocoated surfaces to reduce friction[J]. International Journal of Fluid Power, 2015, 16(1): 1 - 10.
- 3 OBERT P, MÜLLER T, FÜßER H J, et al. The influence of oil supply and cylinder liner temperature on friction, wear and scuffing behavior of piston ring cylinder liner contacts—a new model test[J]. Tribology International, 2016, 94: 306 - 314.
- 4 LUKHANIN V A, PSYUKALO S P, SERGIENKO A G. To the proof of the nondemountable method of repair of the high pressure

- fuel pump [J]. Polythematic Online Scientific Journal of Kuban State Agrarian University, 2014: 101 – 112.
- 5 DE ALMEIDA F A, MARU M M, do NASCIMENTO Batista L, et al. Wear and friction behaviour of  $\text{Si}_3\text{N}_4$  ceramics under diesel and biodiesel lubrication[J]. Journal of Materials Research and Technology, 2013, 2(2): 110 – 116.
- 6 MICKEVIČIUS T, SLAVINSKAS S, KREIVAITIS R. Effect of ethanol on performance and durability of a diesel common rail high pressure fuel pump [J]. Transport, 2015, 13(4): 1 – 7.
- 7 ULANOWICZ L. Wear processes of hydraulic plunger and barrel assemblies connected with the time of their work[J]. Journal of KONES, 2014, 21(4): 515 – 524.
- 8 艾青林. 轴向柱塞泵配流副润滑特性的实验研究[D]. 杭州:浙江大学, 2005.  
AI Qinglin. Experimental research on lubrication characteristics of portplate/cylinder block frictional pair in axial piston pump [D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2005. (in Chinese)
- 9 SUN Y, JIANG J, ZHOU Y. Analysis and simulation of the property of oil film of the slipper in axial piston pump[C]//2011 IEEE International Conference on Electronic and Mechanical Engineering and Information Technology (EMEIT), 2011, 3: 1359 – 1362.
- 10 马吉恩,徐兵,杨华勇. 轴向柱塞泵流动特性理论建模与实验分析[J]. 农业机械学报, 2010, 41(1): 188 – 194.  
MA Jien, XU Bing, YANG Huayong. Modelling and experiment study on fluid character of axial piston pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(1): 188 – 194. (in Chinese)
- 11 王彬,周华,杨华勇. 轴向柱塞泵平面配流副润滑特征参数实时测量[J]. 农业机械学报, 2009, 40(9): 209 – 213.  
WANG Bin, ZHOU Hua, YANG Huayong. Real-time measurement on lubrication characteristic parameters of plane port pair in axial piston pumps [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(9): 209 – 213. (in Chinese)
- 12 邓海顺,祁胜,于海武,等. 轴向柱塞泵配流副低压区结构化数值分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(6): 203 – 207.  
DENG Haishun, QI Sheng, YU Haiwu, et al. Numerical analysis for textured port plate of axial piston pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(6): 203 – 207. (in Chinese)
- 13 成焕波,刘志峰,谢萍,等. 基于能量损失的斜盘式柱塞泵最小留缸长度计算方法[J]. 农业机械学报, 2014, 45(9): 333 – 339.  
CHENG Huanbo, LIU Zhifeng, XIE Ping, et al. Calculation method of minimum length retained in cylinder for swash-plate plunger pump based on energy loss[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(9): 333 – 339. (in Chinese)
- 14 LIAO X, CHEN Y. Notice of retraction research on the wear life of slipper in aero-hydraulic pump based on Archard wear model and liquid friction work [C]//2013 IEEE International Conference on Quality, Reliability, Risk, Maintenance, and Safety Engineering (QR2MSE), 2013: 930 – 934.
- 15 马纪明,李齐林,任春宇,等. 轴向柱塞泵/滑靴副润滑磨损的影响因素分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2015, 41(3): 405 – 410.  
MA Jiming, LI Qilin, REN Chunyu, et al. Influence factors analysis on wear of hydraulic axial piston pump /slipper pair [J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2015, 41(3): 405 – 410. (in Chinese)
- 16 袁柳樱,项辉宇,张力. 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.  
YUAN Liuying, XIANG Huiyu, ZHANG Li. Lubrication and abrasion analysis of slanting axial piston pump [J]. Journal of Beijing Technology and Business University: Natural Science Edition, 2006, 24(3): 24 – 27. (in Chinese)
- 17 那成烈,尹文波,那焱青. 可压缩流体工作介质情况下轴向柱塞泵配流盘设计[J]. 兰州理工大学学报, 2002, 28(4): 65 – 67.  
NA Chenglie, YIN Wenbo, NA Yanqing. Design of valve plate of axial piston pump with compressible working medium [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2002, 28(4): 65 – 67. (in Chinese)
- 18 SHIN J H, KIM K W, Effect of surface non-flatness on the lubrication characteristics in the valve part of a swash-plate type axial piston pump [J]. Meccanica, 2014, 49(5): 1275 – 1295.
- 19 曾祥荣,李小宁. 斜轴型轴向柱塞泵缸体组件的优化设计[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1989, 4(2): 33 – 46.  
ZENG Xiangrong, LI Xiaoning. An optimum design of the cylinder components of a tilting-head axial plunger pump [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 1989, 4(2): 33 – 46. (in Chinese)
- 20 HUANLONG L, JIAN K, GUOZHI W, et al. Research on the lubrication characteristics of water hydraulic slipper friction pairs [J]. Proc. IMech E, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2006, 220(10): 1559 – 1567.
- 21 LIN Chao, GONG Hai, NIE Ling, et al. Geometry design, 3D modeling and kinematics analysis of orthogonal fluctuating gear ratio face gear drive [J]. Proc. IMech E, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2013, 227(4): 779 – 793.
- 22 林超,张雷,张志华. 一种新型非圆锥齿轮副的传动原理及其齿面求解[J]. 机械工程学报, 2014, 50(13): 66 – 72.  
LIN Chao, ZHANG Lei, ZHANG Zhihua. Transmission theory and tooth surface solution of a new type of non-circular bevel gears [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(13): 66 – 72. (in Chinese)
- 23 徐绳武. 柱塞式液压泵[M]. 北京:机械工业出版社, 1985.