

DOI: 10.7652/xjtuxb201302018

柱塞泵滑靴卡盘与球碗的受力分析及试验研究

孙毅¹, 李阳², 姜继海¹

(1. 哈尔滨工业大学机电工程学院, 150080, 哈尔滨; 2. 天津航天长征火箭制造有限公司, 300450, 天津)

摘要: 提出了一种用于求解柱塞泵中滑靴卡盘与球碗之间摩擦功耗的算法。采用将滑靴卡盘与球碗的接触轨迹离散为众多均布的接触点的方法, 求解出各个离散点的受力, 结合滑靴卡盘和球碗的相对运动计算出二者之间的摩擦功耗, 并分析了弹簧力、旋转角速度以及斜盘倾角对摩擦功率的影响。为了验证理论研究的正确性, 搭建了滑靴卡盘和球碗的功耗测试试验台, 并进行了试验。试验结果表明: 滑靴卡盘与球头之间摩擦功耗随着柱塞泵的弹簧力、泵的旋转角速度以及斜盘倾角等参数的增加而增大, 当最大斜盘倾角为 18° 、弹簧力为 700 N、角速度为 3 000 r/min 时, A4VSO45 型柱塞泵中滑靴卡盘与球碗之间的摩擦功耗能够达到 240 W。

关键词: 柱塞泵; 滑靴卡盘; 球碗; 摩擦功耗

中图分类号: TH137 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)02-0103-06

Stress Analysis and Experiments for Slipper Retainer and Ball Guide in Axial Piston Pump

SUN Yi¹, LI Yang², JIANG Jihai¹

(1. College of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150080, China;

2. Tianjin Long March Space Rocket Manufacturing Company Limited, Tianjin 300450, China)

Abstract: An algorithm for solving friction power loss between the slipper retainer and ball guide in axial piston pump, is proposed. The interface stress is obtained by dispersing the contact path into many uniform contact points, combining with the relative motion analysis, the friction power loss is evaluated. Furthermore, the effects of spring force, angular velocity and angle of swash plate on the friction power loss are discussed. A testing device is constructed to verify the correctness. The experiments demonstrate that the friction power loss between the slipper retainer and ball guide is enlarged with the increasing spring force, angular velocity and angle of swash plate. The friction power in A4VSO45 axial piston pump reaches to 240 W when the spring force is 700 N, angular velocity is 3 000 r/min and angle of swash plate is 18° .

Keywords: axial piston pump; slipper retainer; ball guide; friction power loss

柱塞泵工作过程中无一例外地依靠斜盘的推力完成滑靴和柱塞的缩进以达到排油的目的。实现柱塞容积增大进行吸油可以采取多种方式, 其中以中心弹簧的形式作为柱塞容积增大的方式由于其结构简单、布置容易而得到了最广泛的应用。以该方式

进行吸油的柱塞泵中除了存在传统的柱塞副、配流副和滑靴副这三大摩擦副外, 还存在另外一种摩擦, 即滑靴卡盘和球碗之间的摩擦。

由于滑靴卡盘与球碗间接地参与柱塞泵的吸油, 因此二者之间的运动、受力与摩擦没有引起人们

收稿日期: 2012-06-05。 作者简介: 孙毅(1979—), 男, 博士生; 姜继海(通信作者), 男, 教授, 博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51275123)。

网络出版时间: 2012-12-23

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20121223.1637.005.html>

的足够重视,国内外对这方面的研究并不多。文献[1]对滑靴卡盘与球碗的运动和相对位置进行了分析,但没有更进一步研究二者的受力和摩擦做功情况。文献[2]基于 ADAMS 和 AMESim 环境,通过构建虚拟样机模型来模拟滑靴卡盘与球碗的相对运动,但仍然没有对二者间的力学特性进行研究。文献[3]虽然分析了滑靴卡盘与球碗的摩擦与做功,但将二者之间的运动速度与受力简化成常值,与真实情况不太吻合。文献[4]单纯从材料角度对不同材料配偶下的靴卡盘与球碗配合的摩擦和发热进行了比较。另外,国内一些企业针对滑靴卡盘与球碗的结构和工装进行了研究并申请了相关专利^[5-9],但既没有涉及二者的运动学分析,更没有进行二者的动力学研究。

本文采用对滑靴卡盘与球碗的接触轨迹进行离散化处理的方法,求出不同接触位置处滑靴卡盘与球碗之间的作用力,结合滑靴卡盘与球碗在任意位置的瞬时速度,推导出滑靴卡盘绕球碗运动造成的摩擦功耗的数学表达式,通过滑靴卡盘和球碗的功耗测试试验,验证了理论研究的正确性。

1 滑靴卡盘与球碗的装配关系

为了分析滑靴卡盘与球碗之间的受力、摩擦及摩擦功率损失情况,有必要首先对二者之间的配合关系进行阐述。图1所示为球碗与滑靴卡盘的装配图,其中滑靴卡盘的中心加工成内锥体结构,弹簧力作用于球碗使得球碗的球面与滑靴卡盘的锥面相配合并发生线接触,以起到限制滑靴卡盘在 x 、 y 和 z 三个方向移动的作用,保证滑靴卡盘只能绕这三个轴转动。

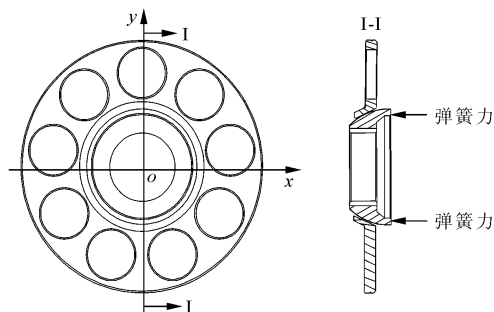
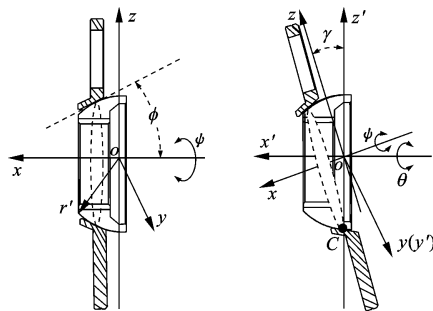


图1 滑靴卡盘与球碗的装配图

2 滑靴卡盘与球碗的相对运动

当斜盘倾角从 0° 转到 γ 角时,滑靴卡盘与球碗的坐标相当于 0° 时二者所在的坐标系 $oxyz$ 绕 y 轴

转过 γ 角,即由图2a所示的坐标系 $oxyz$ 绕 y 轴转过 γ 角,得到新坐标系,如图2b所示。此时 x 轴经过滑靴卡盘与球碗的接触点轨迹圆(在图中用虚线表示)的圆心并且垂直于轨迹圆所在的平面。



(a)原坐标系

(b)新坐标系

图2 滑靴卡盘与球碗的相对位置

滑靴卡盘与球碗的接触轨迹在坐标系 $oxyz$ 下的位置矢量 $\mathbf{p}'$ 可以表示为

$$\mathbf{p}' = r'(\cos(\gamma)\sin(\phi) - \sin(\gamma)\cos(\phi)\sin(\psi))\mathbf{i}' + r'\cos(\phi)\cos(\psi)\mathbf{j}' + r'(\cos(\gamma)\cos(\phi)\sin(\psi) + \sin(\gamma)\sin(\phi))\mathbf{k}' \quad (1)$$

若将 y 轴正方向和滑靴卡盘与球碗的接触轨迹的矢径在 yoz 平面投影的夹角设为 ϕ , 同时将 y' 轴正方向和滑靴卡盘与球碗的接触轨迹的矢径在 $y'o'z'$ 平面的投影设为 θ , 则 ϕ 与 θ 的关系则可以表示成^[1]

$$\frac{r'(\cos(\gamma)\cos(\phi)\sin(\psi) + \sin(\gamma)\sin(\phi))}{r'\cos(\phi)\cos(\psi)} = \tan(\theta) \quad (2)$$

式中: r' 为球碗的半径; ϕ 为滑靴卡盘的锥度角。

在得到了滑靴卡盘与球碗接触轨迹的位置矢量后,二者的相对位置矢量可以表示成

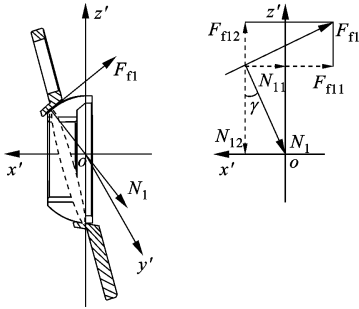
$$\Delta\mathbf{p} = r'(\sin(\gamma)\cos(\phi)\sin(\psi) - \cos(\gamma)\sin(\phi))\mathbf{i}' + r'(\cos(\phi)\cos(\psi) - \cos(\theta))\mathbf{j}' + r'(\cos(\gamma)\cos(\phi)\sin(\psi) + \sin(\gamma)\sin(\phi) - \sin(\theta))\mathbf{k}' \quad (3)$$

当滑靴卡盘与球碗的相对位置矢量确定后,只要再获知滑靴卡盘的角速度矢量和球碗的角速度,则二者在单位时间内位置的变化量便能够分别被求解出来,最终滑靴卡盘和球碗在接触点相对运动的速度矢量就能够表示为

$$\Delta\mathbf{v} = \omega r' \sin(\gamma)\cos(\phi)\cos(\psi)\mathbf{i}' + \omega r'(\cos(\gamma)\cos(\phi)\cos(\psi) - \cos(\phi)\cos(\psi))\mathbf{k}' + \omega r'(\cos(\gamma)\cos(\phi)\sin(\psi) + \sin(\gamma)\sin(\phi) - \cos(\phi)\sin(\psi))\mathbf{j}' \quad (4)$$

3 滑靴卡盘与球碗作用力的离散化

滑靴卡盘与球碗在接触轨迹上任意一点的受力可以由图3表示。由于滑靴卡盘与球碗之间存在相对运动,因此在接触点上球碗不仅受到来自滑靴卡盘的正压力 N_1 ,而且还受到滑动摩擦力 F_{f1} 的作用,其中正压力 N_1 可以分解成沿轴线方向的作用力 N_{11} 和垂直于轴线方向的作用力 N_{12} ,而滑动摩擦力 F_{f1} 以分解成沿轴线方向的作用力 F_{f11} 和垂直于轴线方向的作用力 F_{f12} 。从图3可以看出,正压力 N_1 的方向指向球心,这恰好与接触点的矢径方向相反,而滑动摩擦力 F_{f1} 的方向则与该点瞬时的运动速度方向相反,由于滑靴卡盘与球碗的相对位置矢量和运动速度矢量都已经分别由式(3)和式(4)表示出来,因此可以得到滑靴卡盘与球碗在任意接触点的正压力 N_1 和滑动摩擦力 F_{f1} 的方向。



(a) 受力分析 (b) 简化模型

图3 滑靴卡盘与球碗在接触点处的受力

为了便于分析,将滑靴卡盘与球碗的接触轨迹离散化为 z 个均布的接触点。任意接触点上球碗所受到正压力 N_1 和滑动摩擦力 F_{f1} 都可以进行 i' 、 j' 、 k' 三个方向的分解,所以可以得到任意接触点的受力在这三个方向上的分力。对这些点的分力进行求和,便得到滑靴卡盘与球碗的总作用力在这三个方向上的分力。由于球碗在水平方向上仅受到弹簧力,所以这 z 个接触点在水平方向的分力之和就等于弹簧力 F_1 ,可以表示为

$$F_1 = - \sum_{a=1}^z [(N_a n_1) i' + (F_{fa} n'_1) i'] \quad (5)$$

式中: N_a 为任意接触点的正压力; n_1 为任意接触点正压力的单位向量; F_{fa} 为任意接触点的摩擦力; n'_1 表示任意接触点摩擦力的单位向量。

由于 n_1 方向与接触点的矢径 ρ 方向相反, n'_1 方向与接触点瞬时的运动速度的矢量方向 Δv 相反,

故 $n_1 = -\frac{\rho}{|\rho|}$, $n'_1 = -\frac{\Delta v}{|\Delta v|}$, 这样 $N_a n_1$ 即可表示任意接触点的正压力, $(N_a n_1) i'$ 表示正压力在水平方向的分力, $F_{fa} n'_1$ 表示任意接触点的滑动摩擦力, $(F_{fa} n'_1) i'$ 表示该点滑动摩擦力在水平方向的分力。如此,则式(5)可以变换为

$$-F_1 = \sum_{a=1}^z \left[\left(N_a \frac{-\rho_a}{|\rho|} \right) i' + \left(F_{fa} \frac{-\Delta v_a}{|\Delta v|} \right) i' \right] \quad (6)$$

设滑靴卡盘与球碗之间的摩擦系数为 f_1 , 则式(6)可以表示成

$$-F_1 = \sum_{a=1}^z \left[\left(N_a \frac{-\rho_a}{|\rho|} \right) i' + \left(f_1 N_a \frac{-\Delta v_a}{|\Delta v|} \right) i' \right] \quad (7)$$

若取 $\psi=0$ 作为接触点的参考点, 则参考点的正压力和滑动摩擦力在水平方向的分力可分别表示为

$$\left(N_1 \frac{-\rho_1}{|\rho_1|} \right) i' = -N_1 \frac{r' (\sin(\gamma) \cos(\phi) \sin(0) - \cos(\gamma) \sin(\phi)) i'}{|\rho_1|} \quad (8)$$

$$\left(f_1 N_1 \frac{-\Delta v_1}{|\Delta v_1|} \right) i' = -f_1 N_1 \frac{\omega r' (\sin(\gamma) \cos(\phi) \cos(0))}{|\Delta v_1|} \quad (9)$$

当接触轨迹离散化为 z 个均布的接触点后, 每个接触点都与轨迹所对应的角度 ψ 有关, 若以 $\psi=0$ 作为参考接触点, 则与参考点相邻的接触点所对应的 ψ 分别为 $\frac{2\pi}{z}$ 、 $\frac{4\pi}{z}$ 、 $\frac{6\pi}{z}$ 、 $\dots$, 第 z 个接触点所对应的 ψ 为 $\frac{(z-1)2\pi}{z}$ 。由于各个接触点的正压力与该

接触点的矢径在水平方向上的分量成正比, 所以与参考点相邻的接触点的正压力 N_2 可以表示成

$$N_2 = \frac{\rho_2 i'}{\rho_1 i'} N_1 \quad (10)$$

同样, N_2 在水平方向上的分力可以表示为

$$\left(N_2 \frac{-\rho_2}{|\rho_2|} \right) i' = N_1 \left(\frac{\rho_2 i'}{\rho_1 i'} \frac{-\rho_2}{|\rho_2|} \right) i' \quad (11)$$

由于与参考接触点相邻的接触点对应的 $\psi = \frac{2\pi}{z}$, 将 ψ 代入式(4)便可以得到与参考点相邻的接触点的滑动摩擦力在水平方向上的分力

$$\left(f_1 N_2 \frac{-\Delta v_2}{|\Delta v_2|} \right) i' = -f_1 N_2 \frac{\omega r' \sin(\gamma) \cos(\phi) \cos(0 + 2\pi/z) i'}{|\Delta v_2|} \quad (12)$$

将式(11)代入(12),可得

$$\left(f_1 N_2 \frac{-\Delta v_2}{|\Delta v_2|}\right) i' = -f_1 \frac{\rho_2 i'}{\rho_1 i'} N_1 \frac{\omega r' \sin(\gamma) \cos(\phi) \cos(0 + 2\pi/z)}{|\Delta v_2|} i' \quad (13)$$

同理,与参考点间隔一个点的接触点的正压力 N_3 可以表示成

$$N_3 = \frac{\rho_3 i'}{\rho_1 i'} N_1 \quad (14)$$

以此类推,第 z 个接触点的正压力 N_z 在水平方向上的分力可以表示为

$$\left(N_z \frac{-\rho_z}{|\rho|}\right) i' = N_1 \left(\frac{\rho_z i'}{\rho_1 i'} \frac{-\rho_z}{|\rho_z|}\right) i' \quad (15)$$

第 z 个接触点的滑动摩擦力在水平方向上的分力可以表示为

$$\left(f_1 N_z \frac{-\Delta v_z}{|\Delta v_z|}\right) i' = -f_1 \frac{\rho_z i'}{\rho_1 i'} N_1 \frac{\omega r' \sin(\gamma) \cos(\phi) \cos(0 + 2\pi/z)}{|\Delta v_z|} i' \quad (16)$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho_2}{\rho_1} &= \frac{(\cos(\gamma) \sin(\phi) - \sin(\gamma) \cos(\phi) \sin(2\pi/z)) i' + \cos(\phi) \cos(2\pi/z) j' +}{(\cos(\gamma) \sin(\phi) - \sin(\gamma) \cos(\phi) \sin(\phi)) i' + \cos(\phi) \cos(0) j' +} \rightarrow \\ &\leftarrow \frac{(\cos(\gamma) \cos(\phi) \sin(2\pi/z) + \sin(\gamma) \sin(\phi)) k'}{(\cos(\gamma) \cos(\phi) \sin(0) + \sin(\gamma) \sin(\phi)) k'} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho_3}{\rho_1} &= \frac{(\cos(\gamma) \sin(\phi) - \sin(\gamma) \cos(\phi) \sin(4\pi/z)) i' + \cos(\phi) \cos(4\pi/z) j' +}{(\cos(\gamma) \sin(\phi) - \sin(\gamma) \cos(\phi) \sin(\phi)) i' + \cos(\phi) \cos(0) j' +} \rightarrow \\ &\leftarrow \frac{(\cos(\gamma) \cos(\phi) \sin(4\pi/z) + \sin(\gamma) \sin(\phi)) k'}{(\cos(\gamma) \cos(\phi) \sin(0) + \sin(\gamma) \sin(\phi)) k'} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \frac{\rho_z}{\rho_1} &= \frac{(\cos(\gamma) \sin(\phi) - \sin(\gamma) \cos(\phi) \sin((z-1)2\pi/z)) i' + \cos(\phi) \cos((z-1)2\pi/z) j' +}{(\cos(\gamma) \sin(\phi) - \sin(\gamma) \cos(\phi) \sin(\phi)) i' + \cos(\phi) \cos(0) j' +} \rightarrow \\ &\leftarrow \frac{(\cos(\gamma) \cos(\phi) \sin((z-1)2\pi/z) + \sin(\gamma) \sin(\phi)) k'}{(\cos(\gamma) \cos(\phi) \sin(0) + \sin(\gamma) \sin(\phi)) k'} \end{aligned} \quad (21)$$

将式(18)~式(21)代入式(7),可以得到参考点的正压力 N_1 ,将 N_1 再代入式(10)和式(14),可以得到 N_2 和 N_3 。以此类推,便能获得其他离散点的正压力,即只要 N_1 的值确定,其他离散接触点的值便能够求出。由式(7)可以看出, N_1 的大小不仅取决于中心弹簧力 F_1 和滑靴卡盘与球碗之间的摩擦系数 f_1 ,而且与 $\frac{-\rho_a}{|\rho|}$ 及 $\frac{-\Delta v_a}{|\Delta v|}$ 有关,而无论 $\frac{-\rho_a}{|\rho|}$ 还是

$\frac{-\Delta v_a}{|\Delta v|}$ 都是 ϕ 与 γ 的函数。所以,能够影响离散接触点受力大小的参数是弹簧力、斜盘倾角、滑靴卡盘的锥度角以及滑靴卡盘/球碗的摩擦系数。

将式(8)~式(16)代入式(7),得

$$\begin{aligned} F_1 &= N_1 \left(\frac{-\rho_1}{|\rho_1|}\right) i' - \\ &N_1 \left(f_1 \frac{\Delta v_1}{|\Delta v_1|}\right) i' + N_1 \left(\frac{\rho_2 i'}{\rho_1 i'} \frac{-\rho_2}{|\rho_2|}\right) i' - \\ &N_1 \left(f_1 \frac{\rho_2 i'}{\rho_1 i'} \frac{\omega r' \sin(\gamma) \cos(\phi) \cos(2\pi/z)}{|\Delta v_2|} i'\right) + \\ &\dots + N_1 \left(\frac{\rho_z i'}{\rho_1 i'} \frac{-\rho_z}{|\rho_z|}\right) i' - \\ &N_1 \left(f_1 \frac{\rho_z i'}{\rho_1 i'} \frac{\omega r' \sin(\gamma) \cos(\phi) \cos((z-1)2\pi/z)}{|\Delta v_z|} i'\right) \end{aligned} \quad (17)$$

由于滑靴卡盘与球碗的接触轨迹的位置矢量 ρ' 已经由式(1)表示出,而 z 个均布的离散接触点所对应的 ϕ 也能够分别求出,因此可以得到每个离散接触点对应的矢径,其中参考点的矢径可以表示为

$$\begin{aligned} \rho_1 &= r'(\cos(\gamma) \sin(\phi) - \\ &\sin(\gamma) \cos(\phi) \sin(0)) i' + r' \cos(\phi) \cos(0) j' + \\ &r'(\cos(\gamma) \cos(\phi) \sin(0) + \sin(\gamma) \sin(\phi)) k' \end{aligned} \quad (18)$$

其他接触点 $\rho_2, \rho_3, \dots, \rho_z$ 的矢径与参考点 ρ_1 的矢径之间的关系可以分别表示成

4 滑靴卡盘与球碗的摩擦功率

得到滑靴卡盘与球碗的各个离散接触点的正压力后,结合式(4)中滑靴卡盘和球碗的相对运动速度,则整个接触轨迹的总功率就能够表示为

$$P = \sum_{a=1}^z (f_1 N_a |\Delta v|) \quad (22)$$

式中: $|\Delta v|$ 表示不同的接触点相对运动的速度矢量; N_a 为不同的接触点所受的正压力; f_1 为接触点的摩擦系数。

由式(4)可以看出, Δv 的大小取决于球碗的半径 r' 、滑靴卡盘的锥度角 ϕ 、斜盘倾角 γ 以及旋转角速度 ω 。根据上文分析,离散接触点受力取决于弹

簧力、斜盘倾角、滑靴卡盘的锥度角以及滑靴卡盘/球碗的摩擦系数。因此,影响滑靴卡盘/球碗之间接触点摩擦功耗的主要参数分别是:柱塞泵的弹簧力、球碗的半径、泵轴转速、滑靴卡盘的锥度角、斜盘倾角和滑靴卡盘/球碗的材料摩擦系数。

虽然滑靴卡盘的锥度角、斜盘倾角和滑靴卡盘/球碗的材料摩擦系数会对接触点的摩擦功耗产生影响,但对于某一结构确定的柱塞泵,滑靴卡盘的锥度角、球碗的半径以及滑靴卡盘与球碗的摩擦系数也是确定的,因此工作过程中对离散点摩擦功率损失起到决定作用的只能是弹簧力、斜盘倾角以及泵的旋转角速度。图 4~图 6 所示为弹簧力、斜盘倾角以及角速度对离散接触点摩擦功率的影响。仿真依据的是 A4VSO4 柱塞泵,仿真参数如表 1 所示。

表 1 仿真参数

符号	名称	数值
$\phi/(^{\circ})$	滑靴卡盘的锥度角	24
r'/mm	球碗的半径	21.5
$\gamma/(^{\circ})$	斜盘倾角	15
$\omega/r\cdot\text{min}^{-1}$	柱塞泵的旋转角速度	3 000
F_1/N	中心弹簧的弹簧力	550
f_1	滑靴卡盘与球碗之间的摩擦系数	0.12

由图 4~图 6 可以看出,各个接触点的摩擦功耗随着柱塞泵的弹簧力、泵的旋转角速度以及斜盘倾角等参数的增加而增大,其中斜盘倾角与角速度对离散接触点摩擦功率的影响最大,而弹簧力的影响比较小。另外,考虑到弹簧力的取值范围不像斜盘倾角与角速度那么大,因此接触点摩擦功率的大小主要取决于泵的旋转角速度以及斜盘倾角。

既然滑靴卡盘与球碗的接触轨迹可以离散为众多的接触点,那么滑靴卡盘与球碗在接触轨迹处的摩擦功率就相当于对所有离散后的接触点所造成的摩擦功率求和。随着离散的接触点的个数不同,各个接触点的摩擦功率也会发生变化,最终对离散点功率求和的结果表明,当离散点的数量达到一定程度时最终的离散点功率之和变化并不大。为了验证理论研究的正确性,本文搭建了图 7 所示的关于柱塞泵的滑靴卡盘和球碗的试验装置。

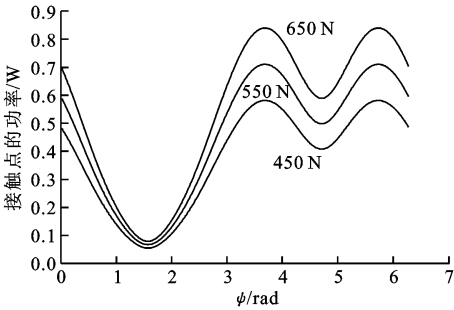


图 4 弹簧力对接触点摩擦功率的影响

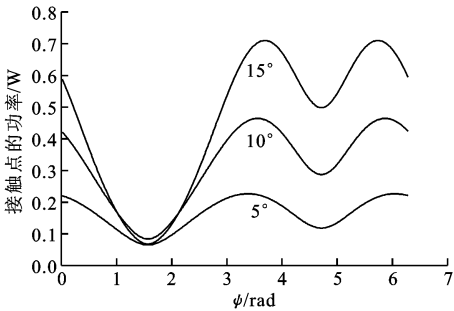


图 5 斜盘倾角对接触点摩擦功率的影响

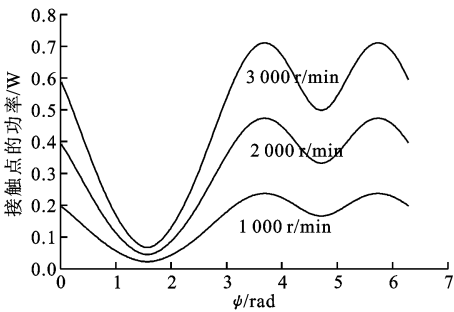


图 6 旋转角速度对接触点摩擦功率的影响



图 7 滑靴卡盘和球碗的试验装置

图 8 和图 9 分别为不同弹簧力、不同旋转角速度 and 不同斜盘倾角情况下进行的滑靴卡盘/球碗之间摩擦功耗的仿真与试验对比曲线。

由图 8 和图 9 可以看出,滑靴卡盘与球碗的摩擦功率随着弹簧压紧力的增大而增大,并且随着转速的提高而提高。从图 9 中也可以看出,转速为 1 000 r/min 时的仿真和试验数据具有一定误差,这是因为试验采用的是普通电机,在低速下不能保证

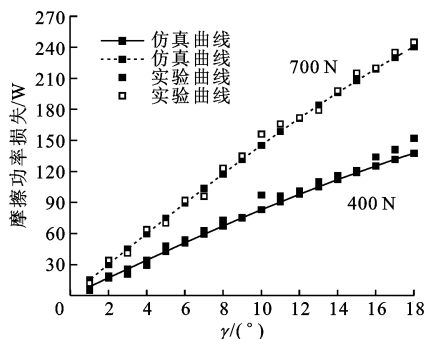


图 8 弹簧力和斜盘倾角对摩擦功率损失的影响
($\omega = 3\,000\text{ r/min}$)

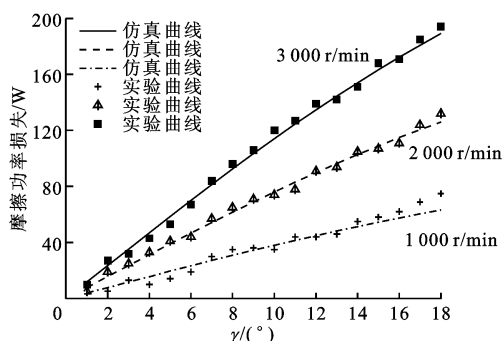


图 9 弹簧力和角速度对摩擦功率损失的影响
($F_1 = 500\text{ N}$)

变频器的输出电压足够稳定,这一情况随着转速的提高而得到改善。在考虑试验误差的前提下,图 9 中 $3\,000\text{ r/min}$ 时仿真曲线和试验曲线基本一致,从而验证了采用离散化方法求出的滑靴卡盘与球碗之间的摩擦功率是正确的。

5 结 论

本文采用对接触轨迹进行离散化处理的方法求出滑靴卡盘与球碗之间的作用力,结合滑靴卡盘与球碗的相对运动速度,首次计算出二者之间的摩擦功耗,并通过试验验证了该方法的正确性。研究结果表明:滑靴卡盘与球头之间摩擦功耗随着柱塞泵的弹簧力、泵的旋转角速度以及斜盘倾角等参数的增加而增大。当最大斜盘倾角为 18° 、弹簧力为 700 N 、转速为 $3\,000\text{ r/min}$ 时, A4VSO45 型柱塞泵中滑靴卡盘与球碗之间的摩擦功耗能够达到 240 W 。

参考文献:

- [1] MANRING N D. The relative motion between the ball guide and slipper retainer within an axial-piston swash-plate type hydrostatic pump [J]. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 1999, 121(9):

518-523.

- [2] 徐兵,李春光,许书生. 基于虚拟样机的轴向柱塞泵球铰-回程盘相对运动关系研究 [J]. 机床与液压, 2010, 38(14): 18-21.
XU Bing, LI Chunguang, XU Shusheng. Research on the relative motion between the ball guider and retainer within axial piston pump based on virtual prototype [J]. Mechatronic & Hydraulic Engineering, 2010, 38(14): 18-21.
- [3] 李慧云,高仲达. 柱塞泵粉末冶金球铰的研制与应用 [J]. 兵器材料科学与工程, 2011, 34(1): 71-73.
LI Huiyun, GAO Zhongda. Development and application of powder metallurgy spherical hinge for piston pump [J]. Ordnance Material Science and Engineering, 2011, 34(1): 71-73.
- [4] 孙毅,姜继海,刘军龙. 柱塞泵滑靴卡盘与球碗的相对位置及摩擦功耗 [J]. 华南理工大学学报, 2011, 39(4): 82-87.
SUN Yi, JIANG Jihai, LIU Junlong. Relative position and friction power loss between slipper retainer and ball guide in axial piston pump [J]. Journal of South China University of Technology, 2011, 39(4): 82-87.
- [5] 吴赛珍. 装配在液压泵中的内锥体回程盘: 中国, CN201013544 [P]. 2008-01-30.
- [6] 吴赛珍. 内锥体回程盘(PC21): 中国, CN300752901 [P]. 2008-03-05.
- [7] 丁瑞荣. 柱塞泵回程盘: 中国, CN301742687S [P]. 2011-11-30.
- [8] 陈超,汪锋,赵宁,等. 一种变量柱塞泵回程盘制造方法: 中国, CN102329941A [P]. 2012-01-25.
- [9] 张桂忠,胡尊波,陈德玉,等. 一种液压泵回程盘加工工装: 中国, CN202317983U [P]. 2012-07-11.

[本刊相关文献链接]

- 沈楚敬,苑士华,魏超,等. 液压压紧式牵引传动装置传动效率研究. 2012,46(7):32-37.
- 张慧贤,寇子明,吴娟,等. 液压激波作用下管道流固耦合的动力学建模. 2012,46(3):94-99.
- 于安才,姜继海. 液压混合动力挖掘机回转装置控制方式的研究. 2011,45(7):30-33.
- 任燕,阮健,贾文昂. 2D 阀控电液激振器偏置控制的特性分析. 2010,44(9):82-86.
- 华成,张庆,徐光华,等. 具有小世界特性的复杂液压系统故障源搜索方法. 2010,44(7):79-84.
- 魏树国,赵升吨,张立军,等. 直驱泵控式液压机液压系统的动态特性仿真及优化. 2009,43(7):79-82.

(编辑 杜秀杰 管咏梅)