

文章编号: 1673-5196(2020)01-0044-04

进口压力对正开口配流盘轴向柱塞 变量泵斜盘力矩的影响

王建森¹, 李培勇¹, 陈波¹, 李理¹, 于昕海²

(1. 兰州理工大学 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050; 2. 中船重工重庆智能装备工程设计有限公司, 重庆 400120)

摘要: 以某型具有正开口配流盘结构的闭式斜盘轴向柱塞变量泵为例, 建立了单柱塞腔可压缩配流模型和斜盘力矩计算公式, 得出配流盘吸排油过流断面面积变化曲线和单柱塞腔预升压、预卸压曲线, 研究了不同进口压力下斜盘力矩的变化规律. 结果发现随着泵进口压力的增大, 斜盘绕三个坐标轴上所受力矩平均值均有不同程度的减小, 其中变量力矩脉动幅值明显减小, 适当增大入口压力有利于减小泵的变量力矩和减弱斜盘的机械振动.

关键词: 轴向柱塞变量泵; 正开口配流盘; 斜盘力矩; 入口压力

中图分类号: TH137.5 文献标志码: A

Influences of inlet pressure of axial variable piston pump with cross porting disk on its swash plate moment

WANG Jian-sen¹, LI Pei-yong¹, CHEN Bo¹, LI Li¹, YU Xin-hai²

(1. College of Energy and Power Engineering, Lanzhou Univ. of Tech., Lanzhou 730050, China; 2. CSIC Chongqing Intelligent Equipment Engineering Co. Ltd., Chongqing 400120, China)

Abstract: Taking axial variable piston pump with close-type swash plate and a mechanism of cross porting valve plate as example, a compressible flow distribution model of single displacement chamber and computation formula of swash plate moment are established, the variation curves of the area of flow passage section of oil suction and discharge of the valve plate and the precompression and preexpansion curve of single displacement chamber are found, and the variation regularity of swash plate moment is studied under different inlet pressure. It is found out by its result that with increase of inlet pressure, the average value of the component of moment of swash plate on three coordinate axes will decrease to some extent, where the ripple amplitude of the variable moment will decrease obviously. Therefore, properly increasing inlet pressure will be of advantage for decreasing variable moment of pump and weakening the mechanical vibration of swash plate.

Key words: axial variable piston pump; valve plate with cross porting; swash plate moment; inlet pressure

斜盘式轴向柱塞变量泵广泛用于中、高压大功率液压系统, 在其工作过程中, 斜盘受高频、交变力矩作用, 这对泵的寿命、噪声及变量控制特性具有重要影响^[1]. 为改善斜盘受力状况, 国内外学者从配流盘结构参数、斜盘布置型式等方面对斜盘受力的影响规律进行了大量的研究. 李书泽^[2]研究了对称零开口配流盘、具有减振孔或减振槽的对称偏转配流盘及非对称配流盘三种结构下斜盘力矩的变化规律; 朱钰^[3]分析了不同配流盘偏转角时具有减振孔

或减振槽的非对称配流盘结构下斜盘力矩的过零问题; 王建森等^[4]对斜盘偏置结构、具有减振槽的非对称配流盘结构下斜盘力矩及斜盘合力轨迹进行了研究. 上述工作所涉配流盘均为零开口或负开口型式, 在配流盘吸油腰槽与排油腰槽间过渡区内设置有单侧减振孔或槽, 该配流盘普遍用于开式轴向柱塞变量泵中. 为适应行走机械工况的要求, 其液压系统多采用闭式循环型式, 所用液压泵常为闭式斜盘轴向柱塞变量泵, 为提高泵在复杂变工况下的综合性能, 所用配流盘一般为正开口型式, 在配流盘吸油腰槽与排油腰槽间过渡区内设置有双侧减振孔或槽. 有关正开口型式配流盘的研究文献相对较少,

收稿日期: 2017-10-27

基金项目: 甘肃省科技计划资助(17JR5RA120)

作者简介: 王建森(1973-), 男, 甘肃华池人, 博士, 副教授.

Seeniraj^[5]研究了在正开口量保持不变的情况下,不同减振槽结构尺寸对泵输出流量脉动、斜盘力矩脉动及泵容积效率的影响;Ma 等^[6]在考虑泵动态模型的基础上对正开口配流盘错配角进行了优化;Kim 等^[7]研究了正开口配流盘结构下工况变化对泵输出流量的影响.上述文献研究中均认为泵入口压力为零或某一常值,而实际闭式液压系统中,为保证泵充分吸油,均配有补油泵,因工况变化补油压力也即泵入口压力也会变化,因此,本文以某型具有正开口配流盘结构的闭式斜盘轴向柱塞变量泵为例,研究了不同进口压力下斜盘力矩的变化规律,为实际闭式斜盘轴向柱塞泵的合理应用提供理论依据.

1 正开口配流盘几何结构和过流面积计算

以某型 125 mL/r 轴向柱塞变量泵为例,对柱塞腔与三角减振槽接通部分的过流面积进行求解.配流盘的作用是使柱塞与缸孔组成的工作腔在其容积减小时和排油腔相通,在其容积增大时和吸油腔相通.在理论上,吸油腔和排油腔不能沟通,因此配流盘结构也确定了吸油和排油腔口的边界.图 1 为正开口配流盘结构示意图.

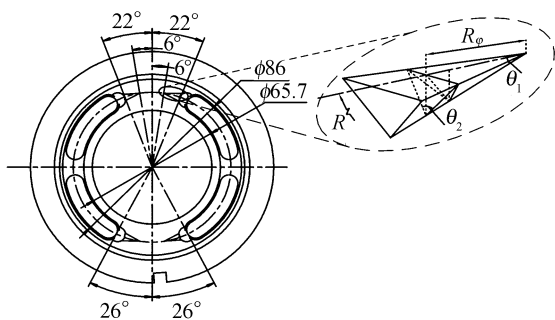


图 1 配流盘结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of valve plate structure

柱塞与缸孔组成的工作腔(柱塞腔)在外死点处有最大体积,在内死点处有最小体积.柱塞泵在工作时,柱塞工作腔从内死点旋转至外死点体积增大,从低压吸油腰槽吸油;同样,柱塞工作腔从外死点旋转至内死点体积减小,从高压排油腰槽排油.所谓正开口(负遮盖)配流盘是指当缸体底部通油孔道旋转至在内外死点附近过渡区时,高低压两侧的油液会通过三角槽和柱塞腔体而接通,此时油液会从高压侧经柱塞腔体流入低压侧,即配流盘对缸体底部通油孔道形成负遮盖.

柱塞腔和配流盘槽口之间位置关系形成的过流面积是影响柱塞泵流体流动特性的一个重要参数,

直接影响着配流效果和整个模型的最终计算精度,三角槽部分过流面积^[8]为

$$A(\varphi) = R^2 \sin \theta_1 \tan \theta_1 \tan \frac{\theta_2}{2} \quad (1)$$

式中: φ 为柱塞腔旋转角度; R 为柱塞分度圆半径; θ_1 和 θ_2 分别为三角槽的深度和宽度.

当柱塞腔与配流盘腰形槽口发生初始交叠时,过流面积为

$$A(\varphi) = (\varphi R - 2r) \sqrt{\varphi R r - \frac{(\varphi R)^2}{4}} + 2r \arcsin \frac{\varphi R - 2r}{2r} + \pi r^2 \quad (2)$$

式中: r 为柱塞半径.

当柱塞腔与配流盘槽口完全连通之后,此时过流面积变为恒定值,大小为柱塞腔口的面积:

$$A(\varphi) = \pi r^2 + 2R\Delta\alpha \quad (3)$$

式中: $\Delta\alpha$ 为柱塞腔所对应的圆心角,具体推导过程参考文献^[9],带入相应参数值,可得到过流面积随柱塞腔和配流盘位置变化的曲线.图 2 为柱塞旋转一周和在外死点附近时的过流面积,可对其归一处理.仿真时所用的参数:柱塞直径 d 为 24.5 mm, R 为 39.5 mm,斜盘倾角 β 取 18° ,柱塞数 Z 为 9 个,泵的出口工作压力 p_h 为 40 MPa, $\Delta\alpha$ 为 30° , θ_1 和 θ_2 分别为 30° 和 60° .

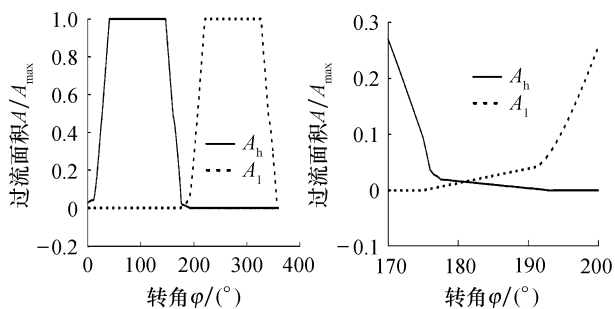


图 2 配流盘的过流面积

Fig. 2 Valve plate flow passage section area

在柱塞旋转过程中,柱塞腔高低压过流面有重叠部分,并且重叠角度为 18° ,如图 2b 所示.由于重叠部分的存在,使得吸油槽口和排油槽口在 18° 范围内相通,即柱塞腔同时连接到吸排油槽口,在那段时间里,高压侧一些油液将经过柱塞腔流入低压侧.

2 柱塞腔压力分析计算

建立单个柱塞泵的模型,配流盘过渡区流体流动的复杂过程可从图 3 明确看出.

每个柱塞腔进入预升压和预卸压区后柱塞腔中的油液压力变化可用以下微分方程计算:

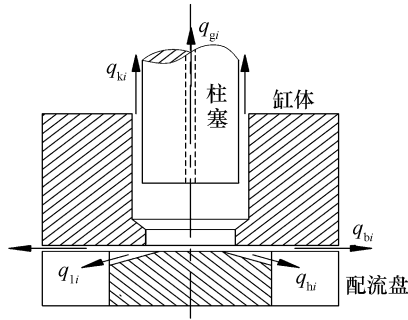


图 3 单个柱塞腔内流量变化示意图

Fig. 3 Schematic diagram of flow variation through a single displacement chamber

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{E}{V_i} (q_{ri} - q_{ki} - q_{bi} - q_{gi} - \frac{dV_i}{dt}) \quad (4)$$

式中： dp_i 为柱塞腔压力变化的微分； dV_i 为柱塞腔体积变化的微分； E 为油液的弹性模量； q_{ki} 为柱塞与缸体孔之间的泄漏流量； q_{bi} 为缸体与配流盘之间的泄漏流量； q_{gi} 为通过柱塞阻尼孔流入滑靴底部的泄漏流量； V_i 为柱塞腔中油液体积，可由下式求得：

$$V_i = V_0 - sA \quad (5)$$

式中： V_0 为柱塞在外死点时柱塞腔油液的初始体积； s 和 A 分别为柱塞随缸体转动时柱塞在缸体孔中的位移和柱塞的横截面面积， $s = R \tan \beta (1 - \cos \varphi)$ ， $A = \pi d^2 / 4$ 。 q_{ki} 、 q_{bi} 、 q_{gi} 是泄漏项，相对于其他量，是比较小的量，所以在本文中不考虑泄漏的影响。 q_{ri} 为柱塞腔中的油液从配流盘吸排油槽口流入（流出）的流量，此流量的变化可直接决定柱塞腔压力的变化，可由下式计算：

$$q_{ri} = q_{hi} + q_{li} \quad (6)$$

式中： q_{hi} 为每个柱塞腔和高压侧排油槽口之间的液体流动； q_{li} 为每个柱塞腔和低压侧吸油槽口之间的油液流动，它们分别为

$$q_{hi} = \alpha A_h \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_h - p_i|} \operatorname{sgn}(p_h - p_i) \quad (7)$$

$$q_{li} = \alpha A_l \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_l - p_i|} \operatorname{sgn}(p_l - p_i) \quad (8)$$

式中： α 为减振槽的流量系数，在一定的压力条件下，其值为 0.65~0.70，本文仿真时取为 0.70^[10]； A_h 和 A_l 分别为高低压排油槽口的过流面积，如图 2 所示； ρ 为油液密度； p_h 和 p_l 为泵进出口压力，向缸中引入油液体积为负，引出油液体积为正。

由以上分析式(1)可简化为^[11]

$$\frac{dp_i}{dt} = -E \frac{vA - q_{ri}}{V_0 - sA} \quad (9)$$

式中： v 为柱塞的运动速度， $v = \omega R \tan \beta \sin \varphi$ ； ω 为缸体的角速度。

在 p_l 和 p_h 分别为 2.5 MPa 和 40 MPa，主轴转速为 2 800 r/min 下，由方程(9)可以得到柱塞腔压力变化的曲线，如图 4 所示。由图可以看出，在配流过程中柱塞腔内压力的正负超调量不大，所以此正开口配流盘在配流过程中有一定的优势。

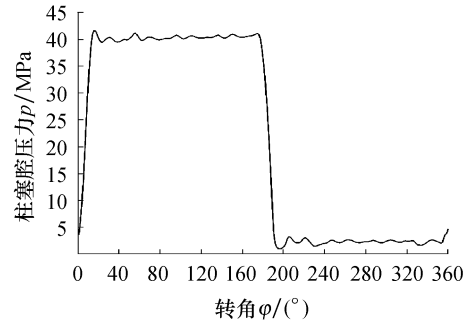


图 4 柱塞腔压力变化曲线

Fig. 4 Variation curve of pressure in displacement chamber

3 斜盘力矩分析

柱塞底部的油液压力通过柱塞滑靴副作用于斜盘平面，由于在仿真过程中出口压力高达 40 MPa，因此可忽略柱塞与缸体孔之间的摩擦力、柱塞滑靴副惯性力及离心力的影响。设柱塞腔底部压力为 p_i ，图 5 为斜盘力矩分析简图^[12]， z 轴方向为传动轴方向， xoy 垂直于缸体回转轴线的平面， o 点为柱塞球头旋转中心，且柱塞球头在 xoy 平面内的投影为 B 点。

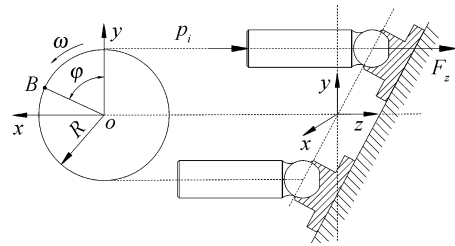


图 5 斜盘力矩分析简图

Fig. 5 Schematic diagram of torque analysis of swash plate

在忽略其他作用力的情况下， $F_z = A p_i$ 。斜盘倾角为 β ，则 x 、 y 轴两个方向的分力为

$$\begin{cases} F_x = 0 \\ F_y = F_z \tan \beta \end{cases} \quad (10)$$

压力作用点的坐标为

$$\begin{cases} x_i = R \sin \varphi \\ y_i = R \cos \varphi \\ z_i = -Y_i \tan \beta = -R \tan \beta \cos \varphi \end{cases} \quad (11)$$

则单个柱塞对 x 、 y 、 z 轴的力矩为

$$\begin{cases} T_x = F_z y_i - F_y z_i = \frac{R}{\cos^2 \beta} F_z \cos \varphi \\ T_y = F_z x_i = R F_z \sin \varphi \\ T_z = -F_y x_i = -R \tan \beta F_z \sin \varphi \end{cases} \quad (12)$$

联立以上各式可得整个柱塞对斜盘的力矩：

$$\begin{cases} M_x = \frac{AR}{\cos^2 \beta} \sum_{i=1}^z p_i \cos \varphi_i \\ M_y = RA \sum_{i=1}^z p_i \sin \varphi_i \\ M_z = -RA \tan \beta \sum_{i=1}^z p_i \sin \varphi_i \end{cases} \quad (13)$$

轴向柱塞变量泵斜盘力矩的分析是解决斜盘机械振动问题的前提和基础,斜盘的振动是由所受力矩的不平衡所引起的.由于柱塞腔中的压力在出口高压和入口低压之间交替变化,这种交替变化产生了三个方向力矩的交替变化,将会引起斜盘倾角的

变化,对变量机构的控制精度产生影响,y轴和z轴力矩,会作用于泵轴承及泵体内部元件^[13],由于机构存在间隙,必将引起机械碰撞而产生噪声.如何在理论分析斜盘受力和斜盘力矩的基础上,采取一定措施,尽可能减小斜盘力矩的大幅突变,成为研究者不断探索的问题.在实际闭式液压系统中,为保证泵充分吸油,均配有补油泵,因工况变化补油压力即泵入口压力也会发生变化,可在不同入口压力时进行力矩计算.将入口压力设定为0.1、1.0、2.5 MPa,分别计算柱塞腔压力对斜盘三个坐标方向上形成的力矩,如图6所示.

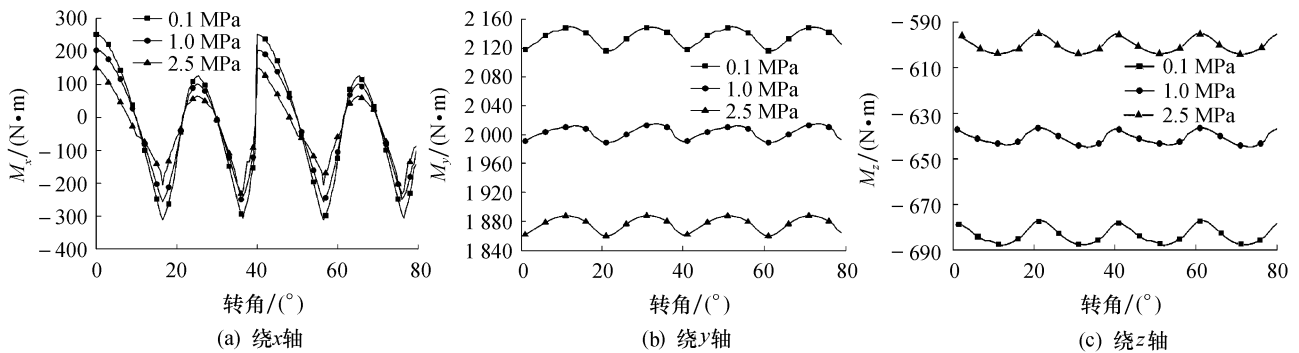


图 6 不同入口压力下斜盘绕 x、y、z 轴所受的力矩

Fig. 6 Component of moment of swash plate on x、y、z-axis under condition of different inlet pressure

4 结论

正开口配流盘结构的闭式斜盘轴向柱塞变量泵,在出口压力一定的情况下,随着泵入口压力的增大,斜盘绕三个坐标轴上所受力矩的平均值均有不同程度地减小,变量力矩正负交变值减小,突变量也相应地减小,使变量的稳定性增加.随入口压力的增大绕三坐标的力矩减小,泵体对斜盘的作用力会趋于稳定,噪声降低.因此,在实际应用中适当增加入口压力有利于减小泵的变量力矩和减弱斜盘的机械振动.

参考文献:

- [1] 李壮云. 液压元件与系统 [M]. 3 版. 北京:机械工业出版社, 2005:86-95.
- [2] 李书泽. 轴向柱塞泵斜盘力矩分析 [J]. 柴油机械设计与制造, 2001(1):24-26.
- [3] 朱 钰. 轴向变量柱塞泵斜盘力矩的研究 [J]. 船舶工程, 2008,37(6):74-76.
- [4] 王建森,刘耀林,魏列江,等. 轴向柱塞变量泵偏置斜盘力矩分析 [J]. 兰州理工大学学报,2017,43(3):44-49.
- [5] SEENIRAJ G K, IVANTYSYNOVA M. Impact of valve plate design on noise, volumetric efficiency and control effort in an axial piston pump [C]//ASME 2006 International Mechanical

Engineering Congress and Exposition, Fluid Power Systems and Technology. Chicago:[s. n.],2006:7-84.

- [6] MA Jien, FANG Youtong, XU Bing, *et al.* Optimization of cross angle based on the pumping dynamics model [J]. Journal of Zhejiang University,2010,11(3):181-190.
- [7] KIM T, KALBFLEISCH P, IVANTYSYNOV M, *et al.* The effect of cross porting on derived displacement volume [J]. International Journal of Fluid Power,2014,15(2):77-85.
- [8] 那成烈. 轴向柱塞泵可压缩流体配流原理 [M]. 北京:兵器工业出版社,2003:20-25.
- [9] 马吉恩. 轴向柱塞泵流量脉动及配流盘优化设计研究 [D]. 杭州:浙江大学,2009.
- [10] SEENIRAJ G K, ZHAO M M, IVANTYSYNOVA M, *et al.* Effect of combining precompression grooves PCFV and DCFV on pump noise generation [J]. International Journal of Fluid Power,2011,12(3):53-63.
- [11] SEENIRAJ G K, IVANTYSYNOVA M. A multi-parameter multi-objective approach to reduce pump noise generation [J]. International Journal of Fluid Power,2011,12(1)7-17.
- [12] 钟 鸣. A4V 型轴向柱塞泵的动态特性分析 [D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2014.
- [13] CHO I S, JUNG J Y. A study on the pressure ripple characteristics in a bent-axis type oil hydraulic piston pump [J]. Journal of Mechanical Science and Technology,2013,27(12):3713-3719.