

# 某新型径向柱塞马达配流盘的设计与受力分析

杨国来<sup>a,b</sup>, 张姍玲<sup>a</sup>, 陈俊远<sup>a</sup>, 白桂香<sup>a</sup>, 杜旭明<sup>a</sup>

(兰州理工大学 a. 能源与动力工程学院, 甘肃 兰州 730050;

b. 温州泵阀工程研究院, 浙江 温州 325105)

**摘要:** 对某新型径向柱塞马达配流盘的设计进行了受力分析和计算, 推导了相应的计算公式, 为今后径向柱塞马达配流盘结构设计提供了参考依据。

**关键词:** 径向柱塞马达; 配流盘; 受力分析

**中图分类号:** TH137      **文献标志码:** A      **文章编号:** 1004-0366(2012)04-0069-04

## Design of a New-Style Valve Plate in Radial Piston Motor and Its Mechanical Analysis

YANG Guo-lai<sup>a,b</sup>, ZHANG Shan-ling<sup>a</sup>, CHEN Jun-yuan<sup>a</sup>, BAI Gui-xiang<sup>a</sup>, DU Xu-ming<sup>a</sup>

(a. School of Energy and Power Engineering, Lanzhou 730050, China;

b. Wenzhou Pump and Valve Engineering Institute, Lanzhou University of Technology, Wenzhou 325105, China)

**Abstract:** A new type of valve plate of radial piston motor is designed with its mechanical analysis and calculation. Its formula and related suggestions are presented to help further designs of the valve plate of radial piston motor.

**Key words:** radial piston motor; valve plate; mechanical analysis

配流副的形式有阀配流、轴配流和端面配流。目前液压马达主要采用轴配流或端面配流的方式, 端面配流结构因其接触面积大并能建立一定的润滑膜, 其磨损或间隙能自动补偿, 可采用静压支承使其力或力矩平衡, 大大缩小马达的轴向尺寸, 因而在柱塞马达中得到了广泛应用。轴配流由于结构固有的缺点, 有被端面配流取代的趋势<sup>[1,2]</sup>。

由于柱塞马达的配流噪音和配流盘结构直接有关, 因此, 通过对配流盘结构进行合理设计, 可以达到降低配流噪音的目的。

端面配流设计的关键是解决配流盘与缸体接触面之间的静压平衡问题, 我们结合现有的端面配流副情况<sup>[3]</sup>, 遵循设计的简单性、实用性原理, 设计了一种浮动配流盘结构, 并对其进行了受力分析和计算, 推导了相应的计算公式<sup>[4]</sup>。

### 1 结构原理

径向柱塞马达采用端面配流, 通过在配流盘背面设置补偿面, 在两个配流盘上开设引油孔, 使两个配流盘的背面在任何时刻压力相同, 有相同的作用

收稿日期: 2012-03-06

基金项目: 甘肃省自然科学基金(1014RJZA023)

作者简介: 杨国来(1963-), 男, 教授, 主要从事液压元件及自动控制方面的教学与科研工作。E-mail: yanggl@lut.cn

力,这样既防止配流盘产生倾斜又使转子处于浮动状态,彻底解决了轴配流径向柱塞泵存在的抱轴、容积效率降低,转速受限等问题,而且磨损能够自动补偿。

端面配流副由配油盘与缸体组成。配流副作相对旋转运动,为了使配油盘在所要求的工况下稳定工作,配流副应能承受压紧力和具有密封和润滑等功能。要保障配油盘稳定工作,必须使得配油盘所受到的压紧力能对中心线平衡,不产生倾覆,同时为了使得工作的柔顺性,摩擦副间形成适当的油膜<sup>[5,6]</sup>。

因平面辅助支承结构的配油盘具有良好的性能<sup>[7]</sup>,广泛应用于柱塞泵中,我们以此为原形,讨论径向柱塞马达的双配流盘设计。这种支承系由温度梯度产生支撑力,配油盘正面和背面结构示意图见图1、图2。

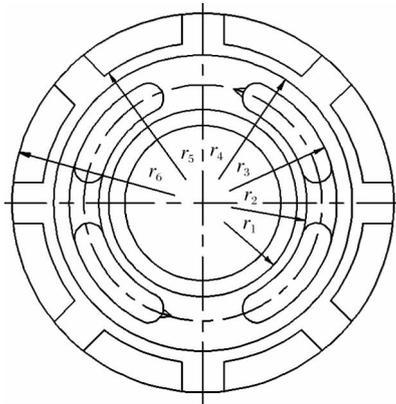


图1 配流盘正面结构

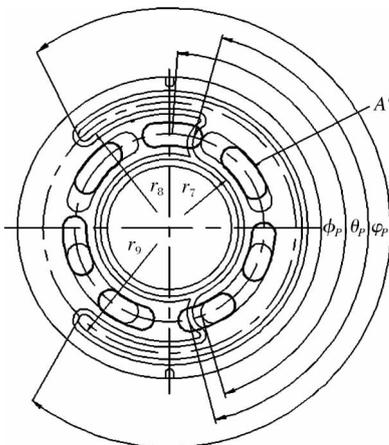


图2 配流盘背面结构

如图1所示,配流盘正面由下述几部分组成:两个配油窗口、内外密封带、辅助支承和泄油油槽。如图2所示,配油盘的背面结构,开设有密封槽放置密封圈。

## 2 配流盘的受力分析

配流盘的受力主要可分为两部分,包括开设有辅助支承面部分和背部间隙补偿面部分。开设有辅助支撑面主要受到油压反推力和配流盘表面辅助支撑力的作用。间隙补偿面主要受到油压作用力。我们讨论马达起动过程的受力,由于起动过程处于边界摩擦状态,所以,忽略颠覆力矩,只对配流盘进行受力分析。

### 2.1 油压反推力

当液体流入缸体与配流盘之间的间隙,形成径向层流时,任一半径为  $r$  的点的压力(假定泄油槽中压力为 0<sup>[8,9]</sup>),如图3所示。

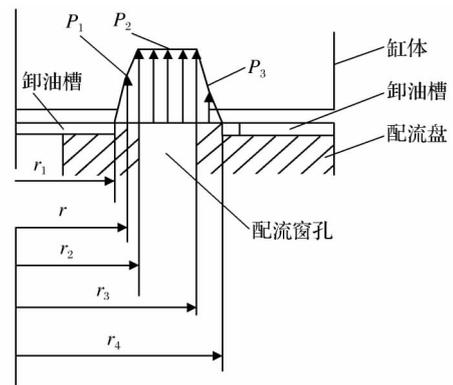


图3 缸体与配流盘间的油压力

在  $r_1 \leq r \leq r_2$  的区域中,

$$P_1 = \frac{\ln r - \ln r_1}{\ln r_2 - \ln r_1} p. \quad (1)$$

在  $r_2 \leq r \leq r_3$  的区域中,

$$P_2 = p. \quad (2)$$

在  $r_3 \leq r \leq r_4$  的区域中,

$$P_3 = \frac{\ln r_4 - \ln r}{\ln r_4 - \ln r_3} p. \quad (3)$$

压力场对缸体的油压反推力为

$$P_f = \int_{\varphi'}^{\varphi''} \left[ \int_{r_1}^{r_2} \frac{\ln r - \ln r_1}{\ln r_2 - \ln r_1} p r dr + \int_{r_2}^{r_3} p r^2 dr + \int_{r_3}^{r_4} \frac{\ln r_4 - \ln r}{\ln r_4 - \ln r_3} p r dr \right] d\varphi, \quad (4)$$

其中  $\varphi'$  为  $\phi_p$  压力为范  $p$  围角的起始角;  $\varphi''$  为  $\phi_p$  压力为  $p$  范围角的终止角。

对上式积分,并用  $\phi_p$  代替  $(\varphi'' - \varphi')$  得到

$$p_f \approx \frac{1}{4} \left[ \frac{r_4^2 - r_3^2}{\ln(r_4/r_3)} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln(r_2/r_1)} \right] \phi_p p, \quad (5)$$

其中  $\phi_p$  是转角  $\varphi$  的函数,与配流盘窗孔间隔角  $\varphi$ ,缸体柱塞孔进出油口的范围角  $\varphi_0$ ,当  $\varphi_0 \approx \varphi$  时,

$$\overline{\phi_p} = \pi - \varphi_0 \left(1 - \frac{\varphi_0}{\alpha_0}\right),$$

其中  $\alpha_0 = \frac{2\pi}{Z}$ ,  $Z$  为柱塞数. 则  $p_f$  的平均值为

$$\overline{P_f} = \frac{1}{4} \left[ \frac{r_4^2 - r_3^2}{\ln(r_4/r_3)} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln(r_2/r_1)} \right] \left[ \pi - \varphi_0 \left(1 - \frac{\varphi_0}{\alpha_0}\right) \right] p. \quad (6)$$

## 2.2 辅助支承力

这是设在配有窗口外密封带外周的平面支承, 在支承油膜中, 因缸体相对配油盘支承面滑动, 高速剪切油膜, 和滑靴支承一样, 也产生热楔支承力. 其值为

$$F = \frac{\alpha_0 \mu_0^2}{A_0 C_0 \gamma_0} \frac{v^2 B_0 L^3}{\Delta_0^4}, \quad (7)$$

其中  $\alpha_0$  为油液的容积膨胀系数;  $\mu_0$  为油液的黏度;  $C_0$  为油液的比热;  $A_0$  为热功当量;  $v$  为油膜边界的相对速度;  $B_0$  为油膜的宽度;  $L$  为油膜的长度;  $\Delta_0$  为油膜的厚度.

对于配油盘的辅助支承部位有

$$v = \frac{\pi n}{60} (r_6 + r_5), L = \frac{\pi}{Z'} (r_6 + r_5) - b_1,$$

$$B_0 = r_6 - r_5,$$

其中  $r_6, r_5$  为辅助支承的外、内半径;  $Z'$  为辅助支承的个数;  $b_1$  为卸油槽的宽度;  $n$  为转子的转速.

$Z'$  个辅助支承的总支承力为

$$\sum F = Z' F = \frac{\pi^2}{3 \cdot 600 A_0} \frac{\alpha_0 \mu_0^2}{C_0 \gamma_0} n^2 \frac{1}{Z'^2} (r_6 + r_5)^2 \times (r_6 - r_5) [\pi (r_6 + r_5) - Z' b_1]^2 \frac{1}{\Delta_0^4}. \quad (8)$$

## 2.3 间隙补偿面受力

间隙补偿面力主要为油液的压力, 将配流盘高压油引到配流盘的背面, 并在配流盘背面开设槽安装上密封圈后形成封油面积, 形成与油压反推力和辅助支承力相反方向的力, 其大小为

$$F_b = p A',$$

其中  $A'$  为配流盘背面的补偿面积. 并且有

$$\frac{\overline{P_f} + \sum F}{F_b} \leq 1 \sim 1.2. \quad (9)$$

## 3 配流盘受力计算

### 3.1 油压反推力

压力场对缸体的油压反推力在式(6)已给出, 对式(6)积分, 将对应数据代入公式

$$\phi_p = (\varphi'' - \varphi') = \left( \frac{\pi}{12} - \frac{43\pi}{45} \right) = 0.872\pi,$$

$$r_1 = 27 \text{ mm}, r_2 = 30 \text{ mm},$$

$$r_3 = 38.5 \text{ mm}, r_4 = 43 \text{ mm}, p = 21 \text{ MPa}.$$

得出压力场对缸体的平均油压反推力为

$$\begin{aligned} \overline{P_f} &\approx \frac{1}{4} \left[ \frac{r_4^2 - r_3^2}{\ln(r_4/r_3)} - \frac{r_2^2 - r_1^2}{\ln(r_2/r_1)} \right] \phi_p p = \\ &\frac{1}{4} \times \left[ \frac{43^2 - 38.5^2}{\ln(43/38.5)} - \frac{30^2 - 27^2}{\ln(30/27)} \right] \times \\ &10^{-6} \times 0.872\pi \times 21 \times 10^6 = \\ &2.43 \times 10^4 \text{ N}. \end{aligned}$$

### 3.2 热楔支承力

热楔支承力为

$$F = \frac{\alpha_0 \mu_0^2}{A C_0 \gamma_0} \frac{v^2 B_0 L^3}{\Delta_0^4}.$$

辅助支承的外半径

$$r_6 = 55 \text{ mm},$$

内半径

$$r_5 = 46.5 \text{ mm},$$

卸油槽的宽度

$$b_1 = 12 \text{ mm},$$

辅助支承的个数

$$Z' = 8,$$

转子的转速

$$n = 1 \ 000 \text{ r/min},$$

动力粘度

$$\mu_0 = 0.02 \text{ N} \cdot \text{S/m}^2,$$

重度

$$\gamma_0 = 8.5 \times 10^3 \text{ N/m}^3,$$

容胀系数

$$\alpha_0 = 7.55 \times 10^{-4} / ^\circ\text{C},$$

油液的比热

$$C_0 = 50 \text{ cal/N} \cdot ^\circ\text{C},$$

热功当量

$$A = 4.27 \text{ N} \cdot \text{m/cal},$$

油膜厚度

$$\Delta_0 \approx 8.6 \times 10^{-6} \text{ m},$$

油膜边界的相对速度为

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi n}{60} (r_6 + r_5) = \\ &\frac{\pi \times 1 \ 000 \text{ r/min}}{60} (55 + 46.5) \times 10^{-3} \text{ m} = \\ &5.31 \text{ m/s}, \end{aligned}$$

油膜的宽度为

$$B_0 = (r_6 - r_5) = 8.5 \times 10^{-3} \text{ m},$$

油膜的长度为

$$L = \frac{\pi}{Z'}(r_5 + r_6) - b_1 = \frac{\pi}{8}(46.5 + 55) \times 10^{-3} - 12 \times 10^{-3} = 2.78 \times 10^{-2} \text{ m}.$$

$Z' = 8$  个辅助支承的总承载力为

$$\sum F = Z'F = 8 \times \frac{7.55 \times 10^{-4} \times 0.02^2 \times 5.31^2 \times 8.5 \times 10^{-3} \times (2.78 \times 10^{-2})^3}{4.27 \times 50 \times 8.5 \times 10^3 \times (8.6 \times 10^{-6})^4} = 1.26 \times 10^3 \text{ N}.$$

### 3.3 间隙补偿面油压力

在背部设置补偿面后产生与油压反推力和辅助支承力相反方向的力,在 2.3 节其大小为

$$F_b = pA'.$$

运用补偿面作用力  $\frac{\overline{P_f} + \sum F}{F_b} \leq 1 \sim 1.2$  的关系,可计算出配流盘背面理论要求的补偿面积为

$$A' = \frac{1.2(\overline{P_f} + \sum F)}{p} = \frac{1.2 \times (2.43 \times 10^4 + 1.26 \times 10^3)}{21 \times 10^6} = 1.46 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

所设计的配流盘背面的补偿面积为

$$A' \approx \frac{\theta_p}{2\pi}(\pi r_8^2 - \pi r_7^2) - \frac{\phi_p}{2\pi}(\pi r_3^2 - \pi r_2^2) + \frac{\varphi_p}{2\pi}(\pi r_9^2 - \pi r_8^2) - \sigma,$$

$$\sigma \approx \frac{\pi r^2}{2},$$

$$r_7 = 27 \text{ mm}, r_8 = 43.5 \text{ mm},$$

$$r_9 = 48 \text{ mm}, r = 2.3 \text{ mm},$$

$$\phi_p = 0.872\pi.$$

当取  $\theta_p = \frac{5}{6}\pi, \varphi_p = \frac{6}{5}\pi$  时,

$$A' = \left[ (43.5^2 - 27^2) \times \frac{5\pi}{12} - (38.5^2 - 30^2) \times \frac{0.872}{2} + (48^2 - 43.5^2) \times \frac{12\pi}{5} - \frac{2.3^2 \times \pi}{2} \right] \times 10^6 = 1.491 \times 10^{-3} \text{ m}^2.$$

所设计的补偿面积略大于要求的补偿作用面积,基本满足设计要求.因此,配流盘正反面所受到的力是平衡的.

## 4 结语

设计了一种新型柱塞马达的配流盘结构,推导了其相应的计算公式,并对其压紧力进行了计算与分析.结果表明,所设计的配流盘的正反面所受到的力是平衡的,即缸体和配流盘之间是平衡的.通过对柱塞马达配流盘的改型设计,提出了一种新的结构,对径向柱塞马达配流盘的结构设计提供了参考.

参考文献:

- [1] 李元勋,钟廷修,陈卓如.低速大扭矩液压马达端面配流副发展与现状[J].液压气动与密封,1998,18(1):8-12.
- [2] 聂松林,万志勇,刘卫东.一种新型配流盘的理论研究[J].机床与液压,2004,31(3):88-90.
- [3] 裘信国.端面配流径向柱塞式液压泵特性的研究[D].杭州:浙江工业大学,2009.
- [4] 李勇,施光林,陈兆能.新型液压马达的受力分析和计算[J].农业机械学报,2007,38(1):173-176.
- [5] 徐绳武.柱塞式液压泵[M].北京:机械工业出版社,1985.
- [6] 何存兴.液压元件[M].北京:机械工业出版社,1985.
- [7] 陈卓如.低速大扭矩液压马达理论、计算与设计[M].北京:机械工业出版社,1989.
- [8] 金朝铭.液压流体力学[M].北京:国防工业出版社,1994.
- [9] 甄少华.低速大扭矩液压马达[M].北京:人民交通出版社,1995.