

DOI: 10.3969/j.issn.1001-3881.2015.07.018

## 新型偏置式径向柱塞马达特性分析

于威威, 刘伟, 县喜龙, 郑飞, 胡博, 王晓龙  
(兰州理工大学机电工程学院, 甘肃兰州 730050)

**摘要:** 介绍了一种新型偏置式径向柱塞马达的结构特点。对该马达柱塞的排量、扭矩和运动特性进行理论分析, 结果表明该马达具有低速启动性能好、滑靴滑移性能好、运行平稳、噪声低等特点, 性能明显优于一般的低速大扭矩马达, 且相对于其他类型的液压马达其寿命增加, 加工和维修难度降低, 除用于普通液压系统外, 在一定条件下还可用于纯水液压系统。

**关键词:** 低速大扭矩液压马达; 偏置式; 结构特点; 排量; 扭矩

**中图分类号:** TH137.51 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-3881(2015)7-071-3

### Characteristic Analysis of the New Type of Offset Radial Piston Motor

YU Weiwei, LIU Wei, XIAN Xilong, ZHENG Fei, HU Bo, WANG Xiaolong  
(School of Mechanical and Electrical Engineering, Lanzhou University of  
Technology, Lanzhou Gansu 730050, China)

**Abstract:** The structural features of a new type of offset radial piston motor was introduced. The displacement, torque and kinetic characteristic of the motor piston theory was analyzed, the results show that the motor has characteristics of good startup performance at low speed, good sliding performance with sliding boots, smooth operation, low noise and so on, so the performance is superior to the general motor of low speed and high torque, and compared with other types of hydraulic motor, its lifetime increases, it is also easier to produce and repair, except for the common hydraulic system, under certain conditions can also be used in pure water hydraulic system.

**Keywords:** Hydraulic motor of low speed and high torque; Offset; Structural features; Displacement; Torque

#### 0 前言

低速大扭矩液压马达具有结构简单、运转平稳、输出扭矩大、起动效率高和结构紧凑等优点, 其转速一般在 400 r/min 以下, 输出扭矩可达几千  $N \cdot m$  至几万  $N \cdot m$ , 最低稳定转速可达 1 r/min, 有时可以直接驱动工作机构, 省去减速装置, 使传动装置大大简化。由于在技术和经济上都有可取之处, 因此, 近十几年来, 低速大扭矩液压马达得到较大的发展和应用, 结构型式和产品数量逐年增加, 使用性能进一步完善。低速大扭矩液压马达根据每转中柱塞副的作用次数可分为单作用和多作用两大类。按柱塞的排列方式每一类可以分为径向式和轴向式两种。单作用马达有连杆式、无连杆式、摆缸式、滚柱式、双斜盘式等几种, 其中曲轴连杆式液压马达是最早出现的单作用径向柱塞式液压马达<sup>[1]</sup>。文中分析的是一种新型径向柱塞低速大扭矩马达, 其相对于现有的单作用连杆型径向柱塞马达的柱塞部分结构有所改进, 可以避免当连杆滑靴部分出现泄漏时发生抱轴、无法转动等问题。其低速启动性能好、运行平稳、输出扭矩大, 可

广泛应用于工程机械、矿山机械和农业机械中, 当马达的柱塞缸体及滑靴等用特殊材料加工或处理时, 可用于纯水液压系统。排量  $q$  是液压马达的一个非常重要的几何特征参数, 也是其主要性能参数, 它反映了马达本身的固有特性, 不随外部工况的改变而变化,  $q$  确定, 马达的一些基本结构尺寸也就确定, 在马达设计时, 对排量进行合理计算与选择尤为重要; 排量确定时, 还可以对马达进行周期性脉动分析。扭矩  $M$  是液压马达重要的性能参数指标, 已知瞬时扭矩, 可对扭矩脉动频率进行研究和探讨。另外, 柱塞的运动特性影响机械效率, 特别是液压效率, 同时也决定液压马达旋转的平稳性和配流轴的工作。因此, 对马达排量、扭矩和运动特性进行理论分析研究具有很大实际意义, 是非常必要的。

#### 1 结构特点

目前现有的单作用连杆型径向柱塞马达柱塞缸轴线通过曲轴中心线。柱塞与连杆采用球铰接, 连杆的另一端的滑靴表面与曲轴偏心轮外圆接触。在液压马达的维护中发现当连杆滑靴部分出现泄漏时就会发生

收稿日期: 2014-03-10

作者简介: 于威威(1988—), 男, 硕士研究生, 主要从事电动汽车优化匹配与节能技术及机械系统制动控制的研究。

E-mail: Yuweiwei2012@sina.cn.

抱轴，无法转动。通过修补法恢复滑靴表面后，使液压马达恢复工作的概率很低，往往使液压马达带载时又再次出现滑靴部分泄漏，发生抱轴。经过大量实验分析，原因是修补滑靴表面后很难恢复使连杆的轴线正好通过滑靴表面的对称中心，造成液压力相对连杆球铰中心不对称，在高压油的作用下，造成偏载，使滑靴的密封面相对滑移表面产生缝隙，发生泄漏，高压油瞬时使滑靴密封面遭到破坏，发生抱轴。

新型偏置式径向柱塞马达外形呈星型状，相对于传统的曲轴连杆式马达结构有所改进，采用使柱塞与连杆加工为一体，并与滑靴采用球铰接，滑靴的另一端与曲轴的偏心轮外圆接触，缩短了球心到滑靴表面的距离，这样易于保证滑靴表面产生的液压作用力对称滑靴球心，不发生偏载，使滑靴的密封面始终与滑移面接触，保证良好的滑移性，降低滑靴制造难度，使马达寿命增加、加工、维修难度降低。滑靴和柱塞中加工有阻尼孔，液压油可以通过阻尼孔使柱塞缸和滑靴底端相通，在滑靴和柱塞之间保持压力平衡，通过压力油推动曲轴旋转，让滑靴相对曲轴只起到压力油的密封作用，不作为主要传力元件<sup>[2]</sup>。该类型马达具体结构原理请参考文献 [2]。

## 2 特性分析

### 2.1 排量计算

偏置式径向柱塞马达转动过程中，排量随转角  $\varphi_i$  的变化将按一定规律作周期性改变，其取决于进油柱塞运动的度速度  $v_{\varphi_i}$  随转角  $\varphi_i$  的变化规律。

$$\text{当 } \varphi_i = 0 \text{ 时, } \rho_{\max} = e + \sqrt{l^2 - H^2}$$

$$\text{当 } \varphi_i = \pi \text{ 时, } \rho_{\min} = -e + \sqrt{l^2 - H^2}$$

柱塞的运动行程为

$$x_{\max} = \rho_{\max} - \rho_{\min} = 2e$$

马达旋转一周的排量为全部柱塞往复运动一次所排出的液体体积之和

$$q = \frac{\pi}{4} d^2 z 2e \quad (1)$$

式中:  $d$  为柱塞直径;  $z$  为柱塞数;  $e$  为偏心轮偏心距 (曲柄长度)。

$$\text{即 } q = Az2e$$

式中:  $A$  为柱塞的横截面积,  $A = \frac{\pi}{4} d^2$ ;  $q$  表示马达的平均排量。

马达转动过程中，柱塞运动速度随转角不断变化，因而在任意瞬时其排量也是变化的。故定义随转角变化的瞬时排量为角排量。

柱塞随曲轴转角  $\varphi_i$  的位移为

$$x_i = e(1 - \cos\varphi_i) + \sqrt{l^2 - H^2} - \sqrt{l^2 - (e\sin\varphi_i - H)^2}$$

柱塞运动的速度为

$$v_{\varphi_i} = \frac{dx_i}{d\varphi_i} = e\sin\varphi_i + \frac{\frac{1}{2}e^2\sin 2\varphi_i - Hec\cos\varphi_i}{\sqrt{l^2 - (e\sin\varphi_i - H)^2}}$$

单个活塞缸的角排量为

$$q(\varphi_i) = Av_{\varphi_i} = A \left( e\sin\varphi_i + \frac{\frac{1}{2}e^2\sin 2\varphi_i - Hec\cos\varphi_i}{\sqrt{l^2 - (e\sin\varphi_i - H)^2}} \right)$$

整台马达的角排量为各单缸角排量之和

$$\sum q(\varphi_i) = A \sum \left( e\sin\varphi_i + \frac{\frac{1}{2}e^2\sin 2\varphi_i - Hec\cos\varphi_i}{\sqrt{l^2 - (e\sin\varphi_i - H)^2}} \right) \quad (2)$$

在马达设计过程中，根据给定的外负载和系统压力值，可求得马达的排量  $q$ ，再由式 (1) 进行偏置式马达的机构参数选择设计。另外，根据  $\sum q(\varphi_i)$  可分析得到瞬时角排量最大 (小) 值以及马达角排量脉动率。

### 2.2 柱塞受力和瞬时扭矩计算

马达运转过程中，任何一个柱塞的运动规律都相同，对一个柱塞进行受力分析，得到其所形成的扭矩  $M_i$  的变化规律，求和得到  $\sum M_i$ ，即为整个马达的瞬时扭矩的变化规律。

将一个柱塞连杆的受力简化为如图 1 所示。曲轴旋转中心为  $O$ ，偏心轮中心为  $O_1$ ，柱塞球头中心为  $O_2$ 。

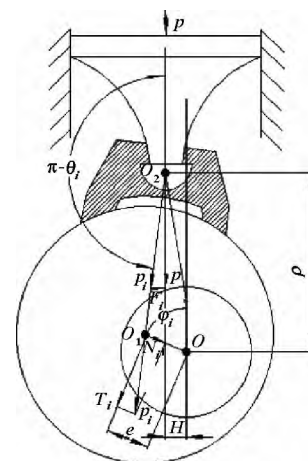


图 1 柱塞和曲轴的受力分解  
柱塞上的液压作用力为

$$p = \frac{\pi d^2}{4} p_i$$

式中:  $p_i$  为作用于柱塞顶部表面的压力。

当曲轴 ( $OO_1$ ) 转过  $\varphi_i$  角度时, 连杆 ( $O_1O_2$ ) 相对柱塞轴心线偏摆  $\theta_i$  角度。柱塞的液压推力  $p$  分解为  $p_i$  和  $F_i$  两力

$$p_i = \frac{p}{\cos\theta_i}$$

$$F_i = p \tan\theta_i$$

力  $F_i$  与柱塞轴心线垂直, 为柱塞作用于缸壁的正压力, 运动过程中形成柱塞与缸壁的摩擦力。一般情况下,  $\theta_i \leq 12^\circ$ ,  $\tan\theta_{i\max} \approx 0.2$ , 润滑良好的铸铁与铸铁的动摩擦因数  $f_i \leq 0.1$ ,  $F_i$  引起的摩擦力  $f = f_i F_i$ , 故  $f_{i\max} \approx 0.02p$ 。

力  $p_i$  通过  $O_1$ , 可分解为切向分力  $T_i$  和法向分力  $N_i$ 。法向力  $N_i$  通过曲轴旋转中心  $O$ , 由马达轴承承受。 $T_i$  和  $N_i$  均随  $\varphi_i$  变化。

$$T_i = p_i \sin(\varphi_i + \theta_i)$$

$$N_i = p_i \cos(\varphi_i + \theta_i)$$

在忽略摩擦力的情况下, 一个柱塞上的液压推力所形成的扭矩为

$$M_i = T_i \cdot OO_1 = p_i \sin(\varphi_i + \theta_i) \cdot e = \frac{p \sin(\varphi_i + \theta_i)}{\cos\theta_i} = pe(\sin\varphi_i + \cos\varphi_i \tan\theta_i)$$

偏角  $\theta_i$  很小, 可近似认为  $\tan\theta_i = \sin\theta_i$  且  $\sin\theta_i = \frac{e \sin\varphi_i - H}{l}$

$$M_i = pe(\sin\varphi_i + \cos\varphi_i \tan\theta_i) = pe\left(\sin\varphi_i + \cos\varphi_i \frac{e \sin\varphi_i - H}{l}\right) \quad (3)$$

在忽略回油压力的情况下, 马达各柱塞产生的瞬时扭矩和为

$$\sum M_i = pe \sum \left( \sin\varphi_i + \cos\varphi_i \frac{e \sin\varphi_i - H}{l} \right)$$

当  $0 \leq \varphi_i \leq 180^\circ$  时, 对任意一个柱塞有,  $M_i > 0$ 。

通过理论分析的方法, 得到了马达的角排量和瞬时扭矩计算式, 表示的是马达柱塞在运动过程中, 排量和扭矩随时间的变化规律<sup>[3]</sup>。根据式 (2) 和式 (3) 可以求出马达柱塞在任意时刻产生的排量与扭矩。

工作过程中,  $O_1$  绕  $O$  旋转, 柱塞随  $O_2$  作直线往复运动, 完成进油和排油过程。从运动特性来看, 柱塞的运动规律是典型的偏置曲柄滑块机构模型。曲柄滑块机构应用广泛, 这一设计方法方便、简单, 具有较好的实用价值。已知在相同的几何参数和运动条件下, 对称曲柄滑块机构的速度和加速度最大值比偏置曲柄滑块机构的相应值大, 并且随着偏置量  $H$  的增大, 偏置曲柄滑块机构的速度和加速度最大值将进一

步减小<sup>[4-8]</sup>。这表明马达的活塞缸偏置和增大偏置量  $H$  对改善径向柱塞马达的运动性能是有利的。

### 3 结论

结合新型偏置式径向柱塞马达的结构特点, 对其排量、扭矩和运动特性进行理论分析研究。给出角排量和瞬时扭矩的计算方程, 为脉动率的计算和马达的结构参数优化设计提供一定理论依据。通常不稳定机构会产生振动, 影响运动轨迹, 加速度还能产生很大的冲击力, 这些不仅影响机构的性能, 而且会影响使用寿命。该类型马达的柱塞缸所采用的偏置式结构, 使得柱塞的速度和加速度最大值比对称柱塞的相应值有所减小, 这有利于改善柱塞的运动性能, 减小摩擦力, 提高力学特性, 减小冲击和振动, 延长使用寿命。在文中因为马达的转速较低, 偏心距较小, 故由加速度产生的惯性力影响可忽略不计。新型偏置式径向柱塞马达滑靴滑移性能较好, 启动和制动迅速, 能正反转切换, 输出扭矩大, 在低速、重载下运转时, 运行平稳, 不会出现振动和冲击, 而且加工和维修难度较低。除用于普通液压系统外, 在一定条件下还可用于纯水液压系统。鉴于偏置式马达有诸多优于一般曲柄连杆式液压马达的优良特性, 故可作为重要的能量转换和执行元件, 广泛应用于各种工程机械、矿山机械、冶金机械、建筑机械和军工机械中。单作用曲柄连杆式马达推广优化偏置式结构具有重要理论意义和实用价值。

### 参考文献:

- [1] 上海煤矿机械研究所. 国外低速大扭矩油马达 [M]. 北京: 煤炭工业出版社, 1978.
- [2] 王吉龙, 赵学, 杨啸, 等. 四星单作用活塞缸偏置式径向柱塞马达. 中国专利: CN 102606381 A [P]. 2012-07-25.
- [3] 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.
- [4] 闻德生, 常雪, 张少波, 等. 双定子单作用液压马达转矩脉动研究 [J]. 农业机械学报, 2013, 44(2): 238-242.
- [5] 李勇, 施光林, 陈兆能. 新型液压马达配流盘的受力分析与计算 [J]. 农业机械学报, 2007, 38(1): 173-176.
- [6] 杨孟庚. 多作用内曲线径向柱塞式液压马达的使用与维护 [J]. 机电信息, 2012, 12(30): 46-47.
- [7] 王科. 关于液压马达转速控制的探讨 [J]. 科技创新与应用, 2013, 2(6): 108.
- [8] 李勇. 曲柄连杆式低速大扭矩液压马达的高压化研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2007.