

# 球形叶片液压泵流量特性

俞亚新<sup>1</sup> 姜建雨<sup>1</sup> 金波<sup>2,3</sup> 陈行<sup>2</sup> 冯毅雄<sup>2,3</sup>

1.浙江理工大学机械与自动控制学院,杭州,310018

2.浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室,杭州,310027

3.扬州尼尔工程塑料有限公司,扬州,225800

**摘要:**讨论了一种新型结构的球形叶片液压泵,在详细阐述球形叶片液压泵结构特点的基础上,分析了球形泵的工作原理。通过建立球坐标得出球形叶片液压泵排量的计算公式,采用 Pro/E 体积测量法验证了理论分析的准确性。进一步分析了该泵的流量输出特性,讨论了斜盘角度、叶片数目等参数对球形叶片液压泵流量脉动的影响。结果表明:叶片数目增加时,叶片泵的流量脉动明显减小。

**关键词:** 液压泵;叶片泵;球形的;流量特性

**中图分类号:** TH137.51

**DOI:**10.3969/j.issn.1004-132X.2018.08.007

**开放科学(资源服务)标识码(OSID):**



## Flow Characteristics of Spherical Blade Hydraulic Pumps

YU Yaxin<sup>1</sup> JIANG Jianyu<sup>1</sup> JIN Bo<sup>2,3</sup> CHEN Xing<sup>2</sup> FENG Yixiong<sup>2,3</sup>

1.Faculty of Mechanical Engineering & Automation,Zhejiang Sci-Tech University, Hangzhou,310018

2.State Key Laboratory of Fluid Power and Mechatronic Systems,Zhejiang University,

Hangzhou,310027

3.Yangzhou Nier Engineering Plastic Co.,Ltd.,Yangzhou,Jiangsu,225800

**Abstract:** A new type of spherical vane hydraulic pump was discussed herein. Firstly, structural characteristics and working principles of the spherical pumps were discussed. Secondly, a formula for calculating displacement of a hydraulic pump with spherical blades was obtained by spherical coordinates, and the accuracy of theoretical analysis was verified by Pro/E volume measurement method. Finally, flows and output characteristics of the pumps were analyzed. The influences of swash plate angle and the number of blades on flow pulsation with spherical vanes were discussed. The results show that when the number of blades increases, the flow pulsations of the vane pumps decrease obviously.

**Key words:** hydraulic pump; vane pump; spherical; flow characteristic

## 0 引言

目前,工业上普遍使用的三大类液压泵都各自具有优点和缺点<sup>[1]</sup>。齿轮泵结构简单、制造方便,但效率低、噪声大,难以实现高压<sup>[2]</sup>。柱塞泵可以在较高压力下运行,但价格昂贵,容易受流量脉动和噪声排放的影响<sup>[3]</sup>。叶片泵流量均匀、运动平稳、噪声小,但密封性能差、效率低、输出压力较低<sup>[4]</sup>。

国内外学者对液压泵的流量脉动做过相关研究。KWON 等<sup>[5]</sup>通过遗传算法对内摆线齿轮泵的磨损率比例因子进行优化设计,结果表明遗传算法可以减小摆线齿轮泵的磨损率比例因子。YU 等<sup>[6]</sup>对行星轮系平衡液压马达的性能进行研

究,分析了齿轮齿数对排量和流量脉动的影响,得到单位体积内排量大、流量脉动最小时,允许安装的行星齿轮数  $K$  以及行星齿轮和太阳轮齿数应该满足的条件。XU 等<sup>[7]</sup>进行了预压缩容积对柱塞泵流量脉动的影响研究,得到最佳预压缩体积、流量脉动斜盘角度等最佳参数,并通过二次源的方法测量流量脉动来验证上述最佳参数。刘巧燕等<sup>[8]</sup>对双定子力平衡轴向柱塞泵及其流量波动性进行分析,发现随柱塞的增多,其瞬时流量脉动性递减。宋爱平等<sup>[9]</sup>提出了一种新型弧齿齿轮泵,在理论分析的基础上推导出弧齿齿轮泵的瞬时流量表达式,研究结果表明,主要参数相同的弧齿齿轮泵的流量脉动小于直齿齿轮泵的流量脉动。邓海顺等<sup>[10]</sup>对平衡式两排轴向柱塞泵流量脉动进行研究,研究结果表明,内外排柱塞数不相等时,内外排瞬时流量会相互抵消,使流量脉动减小。潘阳等<sup>[11]</sup>针对双联轴向柱塞泵配流盘在脱离吸

收稿日期:2017-09-09

基金项目:国家自然科学基金创新研究群体科学基金资助项目(51521064);浙江理工大学 521 人才培养计划资助项目(11130132521746)

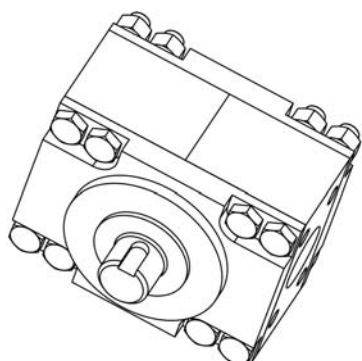
油和排油时引起噪声的问题,提出了一种配流盘结构,研究表明,新配流盘流量脉动率比原配流盘流量脉动率降低了 6.75%。

本文提出一种新型结构的球形叶片液压泵,既能实现大排量,流量脉动又小,其密封处均为面密封<sup>[12-13]</sup>。

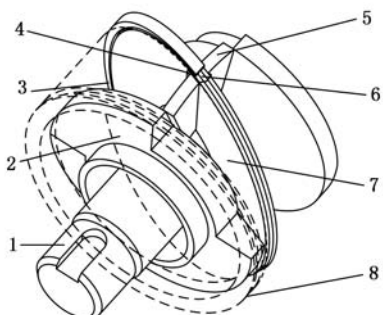
## 1 球形叶片液压泵的结构组成与工作原理

### 1.1 球形叶片液压泵的结构组成

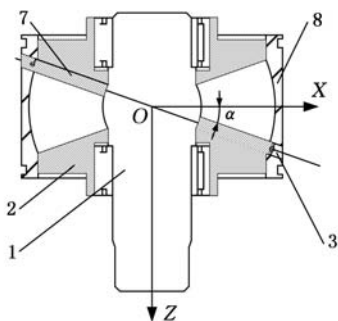
球形叶片液压泵的结构如图 1 所示,为简单起见,图 1 中泵仅有 2 个叶片(图 2)。图 1a 中,左右端盖、泵体通过螺栓连接。传动轴 1 位于泵体的中心,斜盘 7 安放在泵体对角的滚珠圈 3 内;斜盘 7 与密封条 4 通过柱面相配合,并且与传动轴 1 成一定角度。斜盘 7 所在平面与配油锥 2 的圆



(a)球形泵的外形图



(b)斜锥透明处理后的结构图

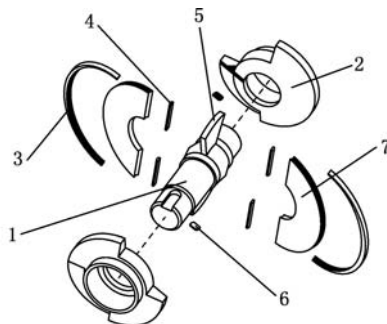


(c)球形泵的剖视图

- 1.传动轴 2.配油锥 3.外围滚珠圈 4.密封条  
5.叶片 6.垫块 7.斜盘 8.斜锥

图 1 球形泵结构图

Fig.1 Spherical pump structure



- 1.传动轴 2.配油锥 3.外围滚珠圈 4.密封条  
5.叶片 6.垫块 7.斜盘

图 2 球形泵爆炸图

Fig.2 Explosion of spherical pump

锥面相贴合,配油锥 2 与斜盘贴合处为平面;同时,斜盘 7 内侧与传动轴 1 的球面相贴合。垫块 6 与斜盘 7 的外侧通过柱面配合形成滚珠的轨道;斜锥 8 分别与配油锥 2 和滚珠圈 3 贴合。

工作时,传动轴 1 和叶片 5 转动,叶片 5 通过密封条 4 作用使得斜盘 7 在滚珠圈 3 内转动,密封条 4 随叶片转动的同时,在与叶片贴合的表面上滑动。配油锥 2 和斜锥 8 固定不动,形成配油区。密封条 4 与斜盘 7、密封条 4 与叶片 5、叶片 5 与配油锥 2、配油锥 2 与斜盘 7 贴合处均为面密封。

### 1.2 球形叶片液压泵的工作原理

叶片液压泵的工作原理都是通过增大油腔容积完成吸油,通过减小油腔容积完成排油。叶片所在状态球形泵各个腔容积相等,设此时叶片所在平面为  $OXZ$  平面,配油锥与叶片以及斜盘形成的 4 个密闭腔的命名见图 3。1 腔由靠近键槽端的配油锥、斜盘、斜锥以及叶片围成,现处于吸油状态,2、3、4 各腔分别由对应的配油锥、叶片、斜盘以及斜锥部分围成。

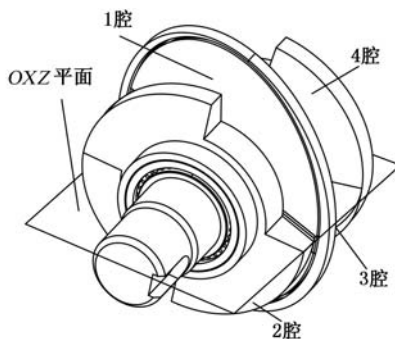


图 3 球形泵工作原理图

Fig.3 Working principle of spherical pump

沿键槽方向观察球形泵工作原理图(图 3),以上述  $OXZ$  平面为零度起始角绘制出配油示意图(图 4),传动轴转动方向为图 4 中箭头方向。本球形叶片液压泵工作原理如下。

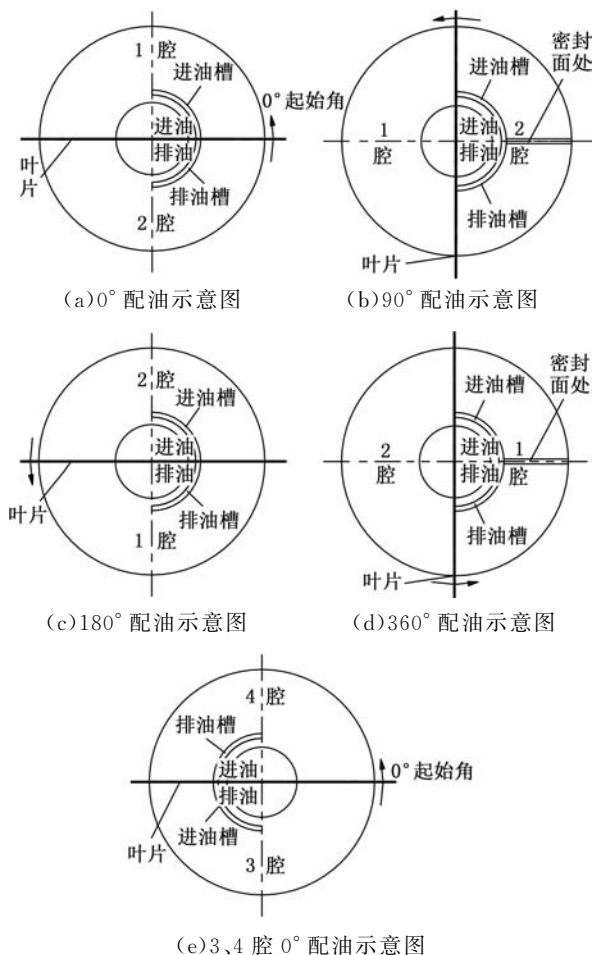


图 4 球形泵配油过程示意图

Fig.4 Schematic diagram of the spherical pump oil distribution process

叶片随着传动轴一起转过 90° 的过程中(图 4a 到图 4b 过程),1 腔进油。90° 时,进油结束,容积达到最大。2 腔分为 2 个腔,排油的同时也吸油;排油容积逐渐变小,吸油容积逐渐变大,到 90° 时,排油容积与吸油容积相等。

叶片从 90° 转到 180° 的过程中(图 4b 到图 4c 过程),1 腔排油。2 腔被分为 2 个腔,排油的同时也吸油;排油容积逐渐变小,吸油容积逐渐变大,到 180° 时,排油结束。

叶片从 180° 转到 270° 的过程中(图 4c 到图 4d 过程),1 腔被分为 2 个腔,排油的同时也吸油;排油容积逐渐变小,吸油容积逐渐变大,到 270° 时,排油容积与吸油容积相等。2 腔进油,到 270° 时,进油结束,容积达到最大。

叶片从 270° 转到 360° 的过程中(图 4d 到图 4a 过程),1 腔被分为 2 个腔,排油的同时也吸油;排油容积逐渐变小,吸油容积逐渐变大,到 360° 时,排油结束。2 腔一直排油。

同理,沿键槽方向观察绘制出的 3、4 腔的配油示意图见图 4e。观察图 4a 和图 4e 可知,该球形

泵的结构具有中心对称性,故可知 3 腔与 1 腔的进排油情况一致,4 腔与 2 腔的进排油情况相同。

## 2 球形叶片液压泵排量计算

该叶片泵内腔为球形,可采用球坐标对球形泵的排量进行理论分析(简便起见,不考虑叶片、斜盘厚度)。如图 1c 所示,以传动轴球形部分圆心为坐标原点  $O$ ,建立右手坐标系。在  $OXZ$  平面内,斜盘与  $X$  轴正向夹角为  $\alpha$ 。如图 5 所示,建立右手坐标系以及球坐标计算模型;设叶片转过的角度为  $\theta$ ,叶片所在平面与配油锥所在锥面交线与  $Z$  轴正向夹角为  $\varphi_1(\theta)$ ,叶片所在平面与斜盘所在平面的交线和  $Z$  轴正向夹角为  $\varphi_2(\theta)$ 。传动轴内球半径为  $r$ ,叶片所在球面半径为  $R$ 。

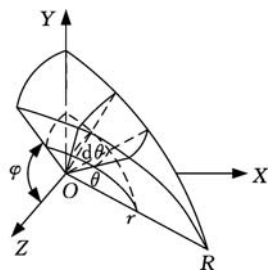


图 5 球形泵球坐标

Fig.5 Spherical coordinates of spherical pump

直角坐标与球坐标转化关系如下:

$$\left. \begin{aligned} x &= r \sin\varphi \cos\theta \\ y &= r \sin\varphi \sin\theta \\ z &= r \cos\varphi \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式中,  $(x, y, z)$  为空间直角坐标系点坐标;  $(r, \varphi, \theta)$  为对应点的球面坐标。

斜盘平面在空间直角坐标系中的方程为

$$\tan\alpha = \frac{z}{x} \quad (2)$$

将式(1)代入式(2)化为球坐标下的方程:

$$\tan\alpha \sin\varphi \cos\theta - \cos\varphi = 0 \quad (3)$$

通过球坐标进行积分可得到球形泵的容积随转角  $\theta$  变化的函数:

$$\begin{aligned} V(\theta) &= \int_0^\theta d\theta \int_{\varphi_1(\theta)}^{\varphi_2(\theta)} d\varphi \int_r^R r^2 \sin\varphi dr \\ \varphi_1(\theta) &= \frac{\pi}{2} - \alpha \end{aligned} \quad (4)$$

式中,  $V(\theta)$  为叶片转过角度  $\theta$  后所在平面与配油锥所在平面以及斜盘所在平面围成部分的容积。

对式(3)化简得到

$$\varphi_2(\theta) = \arccos \frac{\tan\alpha \cos\theta}{\sqrt{1 + \tan^2\alpha \cos^2\theta}} \quad (5)$$

对式(4)进一步化简得到

$$\begin{aligned} V(\theta) &= \left[ \frac{1}{3} (R^3 - r^3) \sin\alpha \right] \theta - \\ &\frac{1}{3} (R^3 - r^3) \int_0^\theta \cos\varphi_2(\theta) d\theta \end{aligned} \quad (6)$$

令

$$W(\theta) = \int_0^\theta \cos\varphi_2(\theta) d\theta \quad (7)$$

将式(5)代入式(7)得到

$$W(\theta) = \int_0^\theta \frac{\tan\alpha \cos\theta}{\sqrt{1 + \tan^2\alpha \cos^2\theta}} d\theta = \arcsin(\sin\alpha \sin\theta) \quad (8)$$

将式(8)代入式(6)得到

$$V(\theta) = \left[ \frac{1}{3}(R^3 - r^3)\sin\alpha \right] \theta - \frac{1}{3}(R^3 - r^3)\arcsin(\sin\alpha \sin\theta) \quad (9)$$

取  $R = 5 \text{ cm}$ ,  $r = 2 \text{ cm}$ ,  $\alpha = \pi/9$ , 对式(9)化简得到

$$V(\theta) = 13.339\theta - 39\arcsin(0.342\sin\theta) \quad (10)$$

通过三维建模软件 Pro/E 体积测量, 得到测量值与理论值的对比图(图 6)、相对误差曲线图(图 7)。可见, 理论计算公式是正确的。

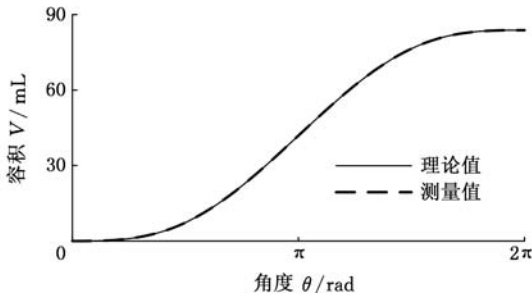


图 6 理论值与测量值的对比图

Fig.6 Contrast diagram between theoretical value and measured value

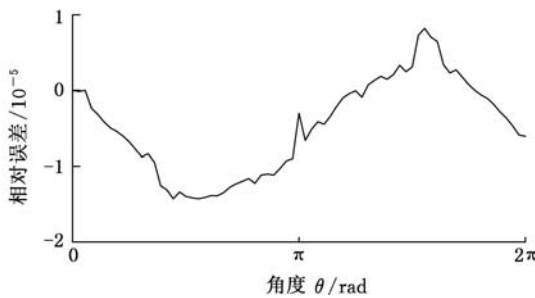


图 7 理论值与测量值相对误差

Fig.7 Relative error between theoretical value and measured value

根据前述工作原理并结合式(10)分析得到 1 腔在随传动轴转动  $2\pi$  过程中进排油腔容积的变化, 如图 8 所示。

根据前述工作原理可以知道, 2 腔的进排油腔容积变化与 1 腔进排油腔容积变化在相位上相差  $\pi$ , 故可得到 2 腔在随传动轴转动  $2\pi$  过程中的进排油腔容积变化, 如图 9 所示。

观察球形泵的结构可以知道 1 腔与 3 腔、2 腔与 4 腔在结构上分别关于原点  $O$  呈中心对称, 故 1 腔与 3 腔、2 腔与 4 腔的进、排油体积变化相同。

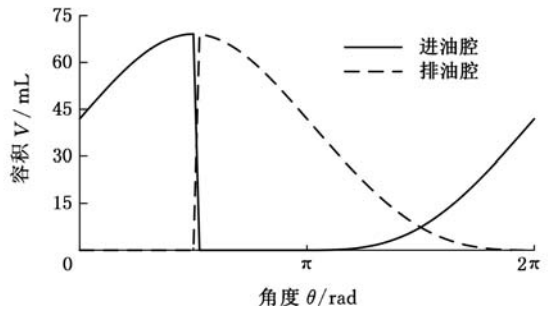


图 8 1 腔进、排油腔容积变化

Fig.8 Cavity 1 inlet and outlet oil chamber volume change

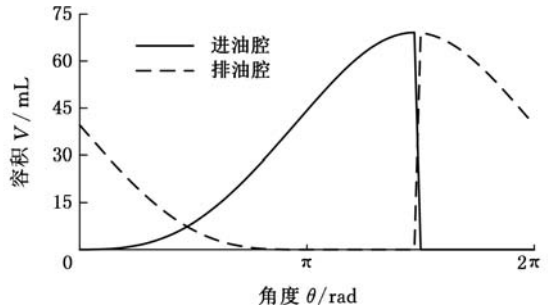


图 9 2 腔进、排油腔容积变化

Fig.9 Cavity 2 inlet and outlet oil chamber volume change

综上所述, 将 1、2、3、4 腔排油腔容积变化整合, 得到整个泵的排油腔容积变化函数关系式:

$$V_a = \begin{cases} 2(V(2\pi) - V(\theta + \pi)) & \theta \in (0, \pi/2) \\ 2(V(2\pi) - V(\theta)) & \theta \in (\pi/2, 3\pi/2) \\ 2(V(2\pi) - V(\theta - \pi)) & \theta \in (3\pi/2, 2\pi) \end{cases} \quad (11)$$

式中,  $V_a$  为叶片从 0 转过  $2\pi$  过程中, 整个泵的排油腔容积的变化。

绘制球形泵的排油腔容积变化曲线, 如图 10 所示, 传动轴从  $\pi/2$  转动到  $3\pi/2$  的过程中, 排油腔容积由最大变化到最小, 其差值即为该过程排出油液体积, 故得该球形泵的排量为  $271.653 \text{ mL/r}$ 。

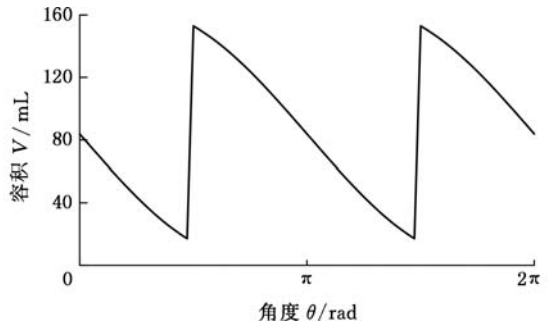


图 10 球形泵排油腔容积变化图

Fig.10 Volume change of ball pump oil drain cavity

### 3 球形叶片液压泵流量脉动分析

#### 3.1 球形叶片液压泵的瞬时流量公式

本球形叶片液压泵内腔为球形, 工作时瞬时流量存在一定的波动。对于液压系统来说, 传动

的均匀性、平稳性及噪声等都和液压泵的流量不均匀有关<sup>[14]</sup>,因此,分析球形叶片液压泵的流量脉动对于整个液压系统的噪声和平稳性理解有很大的意义。

设传动轴转动的角速度为  $\omega$ ,则可以得到瞬时流量:

$$q_{sh} = -\frac{dV_a}{dt} = -\frac{dV_a}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = -\omega \frac{dV_a}{d\theta} \quad (12)$$

对图 1 所示的双叶片球形液压泵而言,将式(11)代入式(12)得到

$$q_{sh} = \begin{cases} 26.678\omega \left[ 1 - \frac{\cos(\theta + \pi)}{\sqrt{1 - 0.342^2 \sin^2(\theta + \pi)}} \right] & \theta \in (0, \frac{\pi}{2}) \\ 26.678\omega \left( 1 - \frac{\cos\theta}{\sqrt{1 - 0.342^2 \sin^2\theta}} \right) & \theta \in (\frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}) \\ 26.678\omega \left[ 1 - \frac{\cos(\theta - \pi)}{\sqrt{1 - 0.342^2 \sin^2(\theta - \pi)}} \right] & \theta \in (\frac{3\pi}{2}, 2\pi) \end{cases} \quad (13)$$

取  $\omega = 1\ 440\ \text{r/min}$ ,绘制球形泵的流量曲线,如图 11 所示。

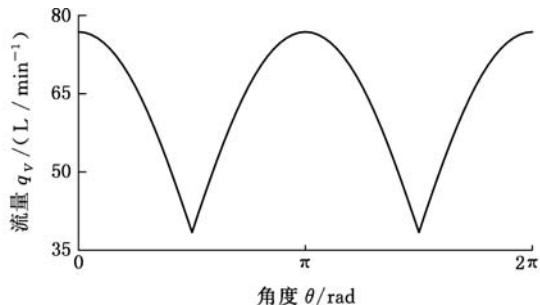


图 11 球形泵流量

Fig.11 Spherical pump flow

### 3.2 球形叶片液压泵流量脉动影响因素分析

观察图 11 可知双叶片球形叶片泵的流量脉动较大。液压泵的流量脉动会引起压力脉动,从而使管道、阀等液压元件产生振动和噪声,因此必须通过优化等措施来降低叶片泵的流量脉动。

#### 3.2.1 斜盘角度变化对流量脉动的影响

由式(9)代入式(11)得到

$$V_a = \begin{cases} 2(R^3 - r^3)((\pi - \theta)\sin\alpha + \arcsin(\sin\alpha \sin(\theta + \pi)))/3 & \theta \in (0, \pi/2) \\ 2(R^3 - r^3)((2\pi - \theta)\sin\alpha + \arcsin(\sin\alpha \sin\theta))/3 & \theta \in (\pi/2, 3\pi/2) \\ 2(R^3 - r^3)((3\pi - \theta)\sin\alpha + \arcsin(\sin\alpha \sin(\theta - \pi)))/3 & \theta \in (3\pi/2, 2\pi) \end{cases} \quad (14)$$

将式(14)代入式(12)得到

$$q_{sh} = \begin{cases} \frac{2\omega \sin\alpha}{3} (R^3 - r^3) \left[ 1 - \frac{\cos(\theta + \pi)}{\sqrt{1 - \sin^2\alpha \sin^2(\theta + \pi)}} \right] & \theta \in (0, \frac{\pi}{2}) \\ \frac{2\omega \sin\alpha}{3} (R^3 - r^3) \left( 1 - \frac{\cos\theta}{\sqrt{1 - \sin^2\alpha \sin^2\theta}} \right) & \theta \in (\frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2}) \\ \frac{2\omega \sin\alpha}{3} (R^3 - r^3) \left[ 1 - \frac{\cos(\theta - \pi)}{\sqrt{1 - \sin^2\alpha \sin^2(\theta - \pi)}} \right] & \theta \in (\frac{3\pi}{2}, 2\pi) \end{cases} \quad (15)$$

由式(14)、式(15)得到流量脉动

$$\delta_q = \frac{\pi \sin\alpha}{\pi \sin\alpha + 2\alpha} \quad \alpha \in (0, \frac{\pi}{2}) \quad (16)$$

由式(16)可知,随着  $\alpha$  增大,流量脉动减小,但当  $\alpha$  取值较大时,观察图 1c 可知整个泵腔的宽度将会增大。

#### 3.2.2 叶片数目对流量脉动的影响

(1)  $N$  个叶片时泵的排量。设叶片数目为  $N$ ,则每两个叶片夹角为  $2\pi/N$ ;当叶片  $i$  从 0 转过  $\pi - \pi/N$  后,叶片  $i$  与叶片  $i + 1$  所夹容腔达到最大,如图 12 所示。

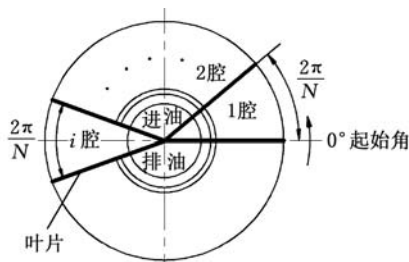


图 12  $N$  个叶片配油示意图

Fig.12 Schematic diagram of oil distribution for  $N$  blade

由图 12 可知,进、排油配油锥间夹角应为  $2\pi/N$ 。此时  $i$  腔的容积为

$$V_{i\max} = V(\pi + \frac{\pi}{N}) - V(\pi - \frac{\pi}{N}) \quad (17)$$

故泵的排量为

$$V = 2NV_{i\max} \quad (18)$$

将式(9)、式(17)代入式(18)得到

$$V = \frac{4\pi}{3} \sin\alpha (R^3 - r^3) + \frac{2N}{3} (R^3 - r^3) W \quad (19)$$

$$W = \arcsin[\sin\alpha \sin(\pi - \frac{\pi}{N})] - \arcsin[\sin\alpha \sin(\pi + \frac{\pi}{N})]$$

(2)  $N$  个叶片时泵的流量。由图 12 可知,当叶片  $i$  从  $\pi - \pi/N$  转到  $\pi + \pi/N$  时,排出油液腔的为第  $i$  到第  $N$  个腔,故得到球形泵排油腔体积:

$$V_b = 2[V(2\pi) - V(\theta)] \quad (20)$$

将式(20)代入式(12)得到,  $\theta \in (\pi - \pi/N, \pi +$

$\pi/N$ ) 时的球形泵瞬时流量:

$$q_{shi} = \frac{2\omega \sin\alpha}{3} (R^3 - r^3) \left(1 - \frac{\cos\theta}{\sqrt{1 - \sin^2\alpha \sin^2\theta}}\right) \quad (21)$$

可见,球形叶片泵的瞬时流量是以  $2\pi/N$  为周期波动的。由式(19)、式(21) 得到  $N$  个叶片时流量脉动

$$\delta_{qN} = \frac{2\pi\sin\alpha}{2\pi\sin\alpha + NW} \left[1 + \frac{\cos(\pi + \frac{\pi}{N})}{\sqrt{1 - \sin^2\alpha \sin^2(\pi + \frac{\pi}{N})}}\right] \quad (22)$$

(3) 计算实例。取  $R=5\text{ cm}, r=2\text{ cm}, \alpha=\frac{\pi}{9}$ ,

$\omega=1\ 440\text{ r/min}$ 。对式(19) 化简得到

$$V = 167.62 + 78NW_1$$

$$W_1 = \arcsin[0.342\sin(\pi - \frac{\pi}{N})] -$$

$$\arcsin[0.342\sin(\pi + \frac{\pi}{N})]$$

从而得到排量与叶片数目的关系,如图 13 所示。

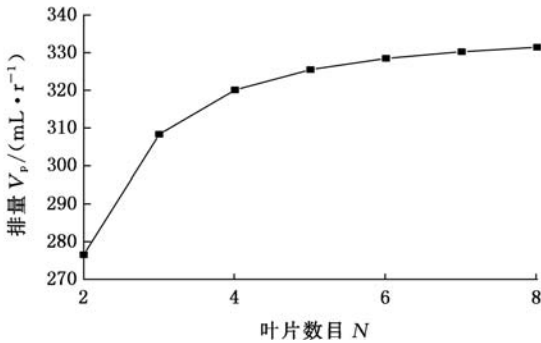


图 13 叶片数目  $N$  对排量影响

Fig.13 Influence of blade number  $N$  on displacement

观察图 13 可知,在不考虑叶片厚度的前提下,叶片增多时,泵排量会增加且排量增加的幅值逐渐减小。化简式(21) 得到

$$q_{sh} = 38.614 \left(\frac{\cos\theta}{\sqrt{1 - 0.116\ 98 \sin^2\theta}} - 1\right)$$

$$\theta \in \left(\pi - \frac{\pi}{N}, \pi + \frac{\pi}{N}\right)$$

$N$  为 2,3,4,5 时的叶片泵的流量如图 14 所示。

观察图 14 可知,叶片增多时,叶片泵的流量脉动有明显降低。

对式(22) 化简得到

$$\delta_{qN} = \frac{1 + \frac{\cos(\pi + \frac{\pi}{N})}{\sqrt{1 - 0.342^2 \sin^2(\pi + \frac{\pi}{N})}}}{0.684\pi + \frac{NW_1}{0.684\pi}}$$

流量脉动随叶片数目变化的关系如图 15 所示;叶片增多时,叶片泵流量脉动降低,且脉动降低的幅值逐渐减小。叶片数目  $N=8$  时,流量脉动仅为 3.00%。

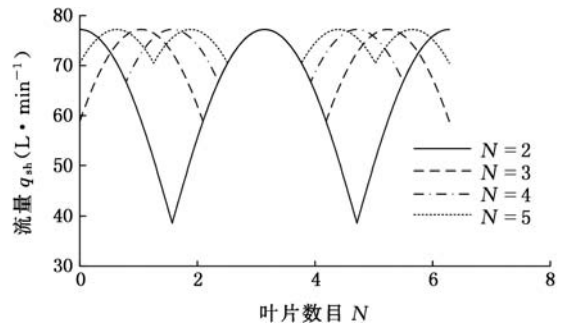


图 14 叶片数目  $N$  对流量影响

Fig.14 Influence of blade number  $N$  on flow

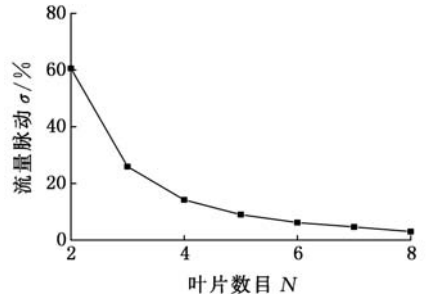


图 15 流量脉动随叶片数目变化

Fig.15 The flow pulsation varies with the number of leaves

#### 4 结语

设计了一种新型结构的球形叶片液压泵,该泵的配油锥与斜盘、密封条与斜盘均为面密封。分析了该叶片泵的工作原理,通过建立球坐标,在忽略叶片厚度的情况下,推导出了泵的排量及流量的表达式;分析了斜盘角度和叶片数目对流量脉动的影响,叶片增多时,流量脉动降低,泵排量增加;叶片数目  $N=8$  时,流量脉动为 3.00%。

#### 参考文献:

[1] 吴晓明. 新型沟槽叶片式变量液压泵/马达[J]. 液压与气动, 2016(9): 21-26.  
WU Xiaoming. New Type of Vane-in-groove Variable Hydraulic Pump/Motor [J]. Hydraulic and Pneumatic, 2016(9): 21-26.

[2] 安蕾. 一种多级内啮合航空齿轮泵设计与仿真[J]. 流体机械, 2016, 44(1): 49-53.  
AN Lei. Design and Simulation of Aeroengine Multi Internal Gear Pump[J]. Fluid Machinery, 2016, 44 (1): 49-53.

[3] 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 Bin, 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.

- [4] 李壮云. 液压元件与系统[M]. 2 版. 武汉: 华中科技大学出版社, 2005: 50-53.
- [5] KWON Soon-man, KIM Chang-Hyun, SHIN Joong-Ho. Optimal Rotor Wear Design in Hypotrochoidal Gear Pump Using Genetic Algorithm[J]. Journal of Central South University, 2011(18): 718-725.
- [6] YU Hongying, LUO Changjie, WANG Huimin. Performances of a Balanced Hydraulic Motor with Planetary Gear Train[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2012, 25(4): 760-767.
- [7] XU Bin, SONG Yuechao, YANG Huayong. Pre-compression Volume on Flow Ripple Reduction of a Piston Pump[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013, 26(6): 1259-1266.
- [8] 刘巧燕, 闻德生, 高俊峰. 双定子力平衡轴向柱塞泵及其流量波动性分析[J]. 中国机械工程, 2017, 28(2): 228-232.
- LIU Qiaoyan, WEN Desheng, GAO Junfeng. Analysis on Balance Type Double-stator Axial Piston Pump and Its Flow Fluctuation[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(2): 228-232.
- [9] 宋爱平, 周骥平, 吴伟伟. 弧齿齿轮泵瞬间流量及其脉动特性研究[J]. 中国机械工程, 2009, 20(19): 2315-2319.
- SONG Aiping, ZHOU Jiping, WU Weiwei. Research on Instant Flow Characteristic and Pulsation of Arch Gear Pump[J]. China Mechanical Engineering, 2009, 20(19): 2315-2319.
- [10] 邓海顺, 王传礼, 张立祥. 平衡式两排轴向柱塞泵流量脉动研究[J]. 农业机械学报, 2014, 45(5): 305-309.
- DENG Haishun, WANG Chuanli, ZHANG Lixiang. Study on Flow Ripple of Balance Two-ring Axial Piston Pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(5): 305-309.
- [11] 潘阳, 李毅波, 黄明辉. 双联轴向柱塞泵配流盘优化与流量脉动特性分析[J]. 农业机械学报, 2016, 47(4): 391-398.
- PAN Yang, LI Yibo, HUANG Minghui. Plate Improvement and Flow Ripple Characteristic Analysis for Double Compound Axial Piston Pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(4): 391-397.
- [12] 陈行. 一种叶片液压泵: 中国, 201310688788.5 [P]. 2014-03-26.
- CHEN Xing. A Vane Hydraulic Pump; China, 201310688788.5[P]. 2014-03-26.
- [13] 陈行. 一种叶片泵: 中国, 201310688818.2 [P]. 2014-03-26.
- CHEN Xing. A Vane Pump; China, 201310688788.5 [P]. 2014-03-26.
- [14] 谢苗. 液压传动[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2016: 55-59.
- XIE Miao. Hydraulic Transmission[M]. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2016: 55-59.
- (编辑 张 洋)
- 
- 作者简介: 俞亚新, 女, 1974 年生, 副教授. 研究方向为结构设计与优化. 发表论文 20 余篇. E-mail: yyxin@zstu.edu.cn.
- ~~~~~
- (上接第 929 页)
- [11] HUANG N E, SHEN Z, LONG S R, et al. The Empirical Mode Decomposition and the Hilbert Spectrum for Nonlinear and Non-stationary Time Series Analysis[J]. Proceedings of the Royal Society: A Mathematical Physical & Engineering Sciences, 1998, 454:903-995.
- [12] ŽVOKELJ M, ZUPAN S, PREBIL I. EEMD-based Multiscale ICA Method for Slewing Bearing Fault Detection and Diagnosis [J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 370: 394-423.
- [13] ZHANG M, JIANG Z, FENG K. Research on Variational Mode Decomposition in Rolling Bearings Fault Diagnosis of the Multistage Centrifugal Pump[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2017, 93:460-493.
- [14] DRAGOMIRETSKIY K, ZOSSO D. Variational Mode Decomposition [J]. IEEE Transactions on Signal Processing, 2014, 62(3):531-544.
- [15] HYVARINEN A. Fast and Robust Fixed-point Algorithms for Independent Component Analysis [J]. IEEE Transactions on Neural Networks, 1999, 10(3):626-634.
- [16] ZARZOSO V, COMON P. Robust Independent Component Analysis by Iterative Maximization of the Kurtosis Contrast with Algebraic Optimal Step Size [J]. IEEE Transactions on Neural Networks, 2010, 21(2):248-261.
- [17] DYBAŁA J, ZIMROZ R. Rolling Bearing Diagnosis Method Based on Empirical Mode Decomposition of Machine Vibration Signal [J]. Applied Acoustics, 2014, 77(3):195-203.
- [18] ANTONI J, DUCLEAUX N, NGHIE M G, et al. Separation of Combustion Noise in IC Engines under Cyclo-non-stationary Regime[J]. Mechanical Systems & Signal Processing, 2013, 38(1):223-236.
- (编辑 王昱玥)
- 
- 作者简介: 姚家驰, 男, 1992 年生, 博士研究生. 研究方向为振动与噪声控制技术. 向阳 (通信作者), 女, 1962 年生, 教授、博士研究生导师. 研究方向为振动与噪声控制技术. E-mail: yxiang@whut.edu.cn.