

8字形盘密封螺旋泵啮合特性分析

史后威¹, 王增丽¹, 王宗明¹, 李彦¹, 冯全科²

(1. 中国石油大学(华东)新能源学院, 266580, 山东青岛; 2. 西安交通大学能源与动力工程学院, 710049, 西安)

摘要: 针对传统的圆盘密封单螺杆泵排量小、振动大、不能实现完全的自驱动等问题, 创新性地提出了一种新型的8字形盘密封螺旋泵; 基于空间啮合原理建立了8字形密封盘-螺杆转子啮合副的型面方程, 研究了8字形盘任意圆心角位置处的啮合特性, 并分析了啮合副的结构参数对啮合特性的影响。研究表明: 在8字形盘转动过程中, 不同圆心角截面处啮合角的上下浮动范围不同, 圆心角 β 越接近0, 啮合点的波动程度越剧烈; 当圆心角 $\beta \in (0, \pi/2)$ 时, 啮合部位主要集中于中性面下方, 当圆心角 $\beta \in (-\pi/2, 0)$ 时, 啮合部位主要集中于中性面上方; 8字形盘大圆半径对啮合角变化程度的影响最大, 中心距及8字形盘边缘倒角半径的影响较小。上述研究结果对8字形盘密封螺旋泵的进一步研发设计具有一定的指导意义。

关键词: 8字形盘密封螺旋泵; 啮合副; 啮合特性

中图分类号: TN23 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202109018 **文章编号:** 0253-987X(2021)09-0161-07



OSID 码

Analysis of Meshing Characteristics of 8-Shaped Disc Seal Screw Pump

SHI Houwei¹, WANG Zengli¹, WANG Zongming¹, LI Yan¹, FENG Quanke²

(1. New Energy College, China University of Petroleum (East China), Qingdao, Shandong 266580, China;

2. School of Energy and Power engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: Aiming at the problems that the displacement is small and the self-driving is difficult to realize for traditional disc-seal single screw pump (DSSP), this paper proposes a new type of 8-shaped disc seal screw pump, and the profile equation of the screw rotor-disc seal is established based on the spatial meshing theory. The profile equation is used to study the meshing characteristics of the 8-shaped disc seal, and the influence of structural parameters of the meshing pairs on meshing characteristics is analyzed. The results indicate that the fluctuation degree of the meshing angle is different at different central angle sections. The fluctuation degree of the meshing angle is the most severe when the central angle β is close to 0. The meshing parts are mainly concentrated below the neutral surface when $\beta \in (0, \pi/2)$, and above the neutral surface when $\beta \in (-\pi/2, 0)$. The radius of the big circle of the 8-shaped disc seal has the greatest influence on the variation degree of the meshing angle, while the center distance and the chamfering radius of the 8-shaped disc seal have little influence. This research may have certain guiding significance for the design and further development of 8-shaped disc seal screw pump.

Keywords: 8-shaped disc seal screw pump; meshing pair; meshing characteristics

收稿日期: 2021-02-14。 作者简介: 史后威(1995—), 男, 硕士生; 王增丽(通信作者), 女, 副教授, 硕士生导师。 基金项目: 国家重点研发计划资助项目(2020YFB2010002); 国家自然科学基金资助项目(51706247); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(20CX02312A)。

网络出版时间: 2021-05-26

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20210525.1334.004.html>

单螺杆泵具有输送液体的种类多、自吸能力强、流量波动小等一系列优点而被广泛应用于市政环保、石油化工及钢铁造纸等行业^[1-4]。但是,传统的依靠螺杆转子和橡胶定子组成啮合副的单螺杆泵在工作过程中,螺杆转子与橡胶衬套始终处于摩擦状态,使得橡胶定子极易发生磨损,导致介质泄漏回流,大大降低了螺杆泵工作效率和使用寿命^[5-8]。此外,传统单螺杆泵的工作腔室体积狭小,使得其在输送含有固体杂质的介质,尤其是在输送杂质多、黏度高的污泥、污油泥时极易造成堵塞。全球每年有数以亿吨的污油泥亟待回收处理,这些污油泥的特点就是黏度高、杂质多,若不及时进行回收处理,既会造成资源的浪费,又会对环境造成严重污染^[9-12],传统对污油泥的回收主要是通过人工方式进行的,但人工回收劳动强度大并且效率十分低下,因此迫切需要一种能适应高黏、多杂质的污油泥输送的机泵。

为满足多杂质的污油泥输送需求,Jonansson于1991年提出了一种新型的圆盘密封单螺杆泵^[13],其核心工作部件是轴线空间垂直的密封圆盘和螺杆凹槽啮合的新型啮合副,这种独特的结构能够充分利用螺杆螺槽容积,使得单个工作腔容积得到了非常大的扩增^[14]。王增丽等通过理论计算对圆盘密封单螺杆泵的型面特征、吸入能力及排液特性进行了深入分析^[15-17],结果表明圆盘密封单螺杆泵具有丰富的吸入能力及较大的排液量,完全可以满足污油泥输送领域的需求。但是,圆盘密封单螺杆泵的密封圆盘在工作过程中无法实现完全的自驱动,必须加设辅助转动设备使密封圆盘顺利完成整个转动周期^[14],辅助转动设备的存在使得圆盘密封单螺杆泵的体积增大、易损件增多。此外,螺杆上的单流通通道使得圆盘密封单螺杆泵在工作时存在较大的径向不平衡力,使泵体产生振动,这些问题的存在使得圆盘密封单螺杆泵的使用寿命受到了很大的影响。

基于以上研究背景,本文提出了一种新型的8字形盘密封螺旋泵,基于空间啮合原理建立了8字形密封盘-螺杆转子啮合副的型面方程,并对啮合副的啮合特性进行了深入分析,探究了螺杆泵的结构参数对啮合特性的影响,为对8字形盘密封螺旋泵的结构进一步优化设计,促进其在污油泥输送领域的高效使用奠定了理论基础。

1 基本结构及工作原理

8字形盘密封螺旋泵的整体结构如图1所示,

主要部件包括螺杆转子、泵壳及8字形密封盘,其中两个8字形密封盘对称地布置在螺杆转子两侧绕各自的转动轴转动。

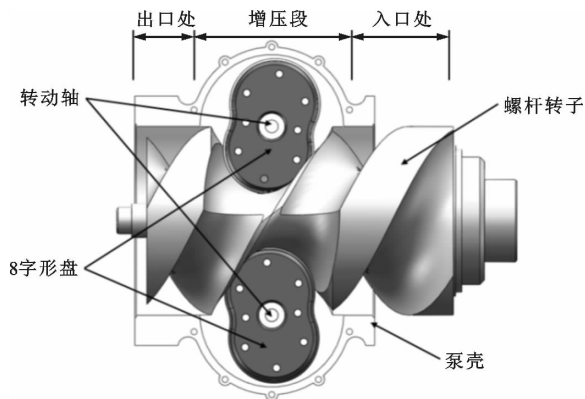


图1 8字形盘密封螺旋泵整体结构示意图

Fig. 1 Overall structure diagram of 8-shaped disc seal screw pump

螺杆转子旋转过程中,两个8字形密封盘分别与螺杆转子的两个增压段螺旋凹槽同时实现完全的啮合,8字形密封盘的圆弧曲面和螺杆转子增压段螺旋凹槽在整个工作循环内始终保持啮合关系,在不需要附属驱动装置的情况下能够完全由螺杆转子驱动旋转。当螺杆开始转动时,由泵壳、8字形盘及入口段螺旋槽形成的入口腔室的体积逐渐增大形成负压,外界液体在压差的作用下进入泵腔,然后在入口处螺旋槽的推动作用下进入增压段凹槽。在增压段凹槽处,两侧的8字形密封盘都是分别交替与螺杆转子上的两个流体通道啮合,在8字形密封盘从一个增压段螺旋凹槽向另一个增压段螺旋凹槽过渡时,增压段处趋于形成两个独立的增压腔室,使输送流体介质完成增压过程,然后在8字形密封盘的推动作用下泵腔内的介质从出口处排出。

两个8字形密封盘可以与两个增压段螺杆凹槽在整个工作循环内始终保持啮合关系的这种独特结构,使得在螺杆转子上形成双流体通道,螺旋泵在一个工作循环内能够实现4次排液过程,大大增加了螺旋泵的排液量,螺杆的空间利用率得到提高,同时减轻了螺杆质量。此外,螺杆上的双流通通道减小了泵体的径向不平衡力,提高了螺杆泵运行的稳定性。

2 啮合副型面方程的建立

2.1 啮合副空间坐标系

为了用数学模型具体地描述8字形盘密封螺旋泵啮合副的型面方程,根据8字形盘与螺杆转子之

间的运动关系,建立如图 2 所示的空间直角坐标系。其中, $S_1(x_1, y_1, z_1)$ 和 $S_3(x_3, y_3, z_3)$ 为固定坐标系,代表 8 字形密封盘和螺杆的初始位置, z_1 与 8 字形盘的旋转轴重合, x_1 与螺杆转子的边缘线重合, z_3 重合于螺杆转子的中心轴线, x_3 平行于 z_1 轴,中心距 a 是 8 字形密封盘转轴和螺杆转子轴线之间的垂直距离,坐标平面 x_1y_1, y_3z_3 位于同一平面称为中性面。为了便于坐标变换方程的描述,假定螺杆转子和 8 字形密封盘都逆时针旋转,动坐标系 $S_2(x_2, y_2, z_2)$ 初始位置重合于坐标系 S_1 ,并绕 z_1 轴旋转,动坐标系 $S_4(x_4, y_4, z_4)$ 初始位置重合于坐标系 S_3 ,绕 z_3 轴旋转,由啮合副的运动规律可知密封盘和螺杆转子的转动角速度 ω 相等。

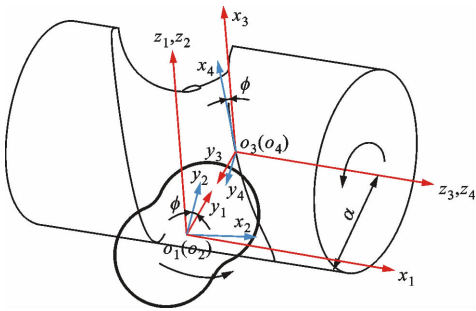


图 2 8 字形密封盘-螺杆转子啮合副模型

Fig. 2 Meshing pair model of the screw rotor 8-shaped disc seal

2.2 啮合副的型面方程

设 A 为 8 字形盘上任意一个啮合点,其在 8 字

$$\rho = \frac{1}{2}m\cos\beta + \frac{1}{2}m\sqrt{3 + (\cos\beta)^2},$$

$$\beta \in \left[-\arctan \frac{2\sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n}, \arctan \frac{2\sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n} \right]$$

$$\rho = \sin\beta \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4} - \sqrt{n^2 - (\cos\beta)^2(m+n)^2 - m^2/4},$$

$$\beta \in \left[\arctan \frac{2\sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n}, \pi - \arctan \frac{2\sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n} \right]$$

$$\rho = -\frac{1}{2}m\cos\beta + \frac{1}{2}m\sqrt{3 + (\cos\beta)^2},$$

$$\beta \in \left[\pi - \arctan \frac{2\sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n}, \pi + \arctan \frac{2\sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n} \right]$$

$$\rho = -\sin\beta \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4} - \sqrt{n^2 - (\cos\beta)^2(m+n)^2 - m^2/4},$$

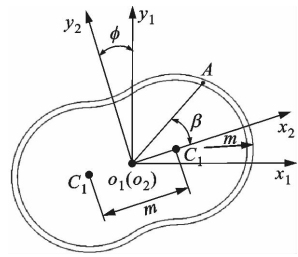
$$\beta \in \left[\pi + \arctan \frac{2\sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n}, 2\pi - \arctan \frac{2\sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n} \right]$$

(2)

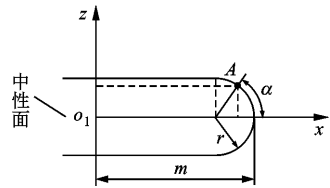
经坐标变换,得 A 点在 S_3 坐标系的表达式为

$$\begin{cases} x_3 = r\sin\alpha \\ y_3 = a - (\rho - r + r\cos\alpha)(\cos\beta\sin\phi - \sin\beta\cos\phi) \\ z_3 = (\rho - r + r\cos\alpha)(\cos\beta\cos\phi - \sin\beta\sin\phi) \end{cases} \quad (3)$$

形盘上的几何位置如图 3 所示。



(a) 8 字形盘中性面上 A 点位置



(b) O_1A 截面上 A 点位置

图 3 啮合点 A 的位置

Fig. 3 Position of meshing point A

由图中几何关系可知, A 点在 S_2 坐标系中可以表示为

$$\begin{cases} x_2 = (\rho - r + r\cos\alpha)\cos\beta \\ y_2 = (\rho - r + r\cos\alpha)\sin\beta \\ z_2 = r\sin\alpha \end{cases} \quad (1)$$

式中: r 为 8 字形盘边缘圆弧倒角半径; β 为啮合点 A 与 8 字形盘转轴之间的连线与 x_2 轴之间的夹角,称为圆心角; ρ 为 8 字形密封盘边缘到转动轴之间的距离,其方程为

由此可得 8 字形盘上的啮合点 A 在 S_3 坐标系中的速度表达式为

$$\mathbf{V}_3 = -\omega z_3 \mathbf{j} - \omega y_3 \mathbf{k} \quad (4)$$

螺杆凹槽上的啮合点 A 在 S_3 坐标系中的速度

表达式为

$$\mathbf{V}'_3 = -\omega y_3 \mathbf{i} + \omega x_3 \mathbf{j} \quad (5)$$

所以在啮合点 A 处 8 字形盘相对于螺杆凹槽的运动速度为

$$\mathbf{V}_A = \mathbf{V}_3 - \mathbf{V}'_3 = \omega y_3 \mathbf{i} - \omega(x_3 + z_3) \mathbf{j} - \omega y_3 \mathbf{k} \quad (6)$$

根据图 3 中几何关系可知, 8 字形盘上啮合点 A 处的单位法向矢量表达式为

$$\mathbf{n}_3 = \mathbf{i} \sin \alpha - \mathbf{j} \cos \alpha \sin(\phi + \beta) + \mathbf{k} \cos \alpha \cos(\phi + \beta) \quad (7)$$

根据空间啮合原理可知, 在啮合点 A 处 8 字形密封盘-螺杆转子啮合副的相对运动速度必与 8 字

$$x_4 = r \sin \alpha \cos \phi - r \cos \alpha \sin \phi \sin(\phi + \beta)$$

$$y_4 = -r \sin \alpha \sin \phi - r \cos \alpha \cos \phi \sin(\phi + \beta)$$

$$z_4 = \cos(\phi + \beta) \left(\frac{1}{2} m \cos \beta + \frac{1}{2} m \sqrt{3 + (\cos \beta)^2} - r + r \cos \alpha \right)$$

$$\beta \in \left[-\arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n}, \arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n} \right]$$

$$x_4 = r \sin \alpha \cos \phi - r \cos \alpha \sin \phi \sin(\phi + \beta)$$

$$y_4 = -r \sin \alpha \sin \phi - r \cos \alpha \cos \phi \sin(\phi + \beta)$$

$$z_4 = \cos(\phi + \beta) \left(\sin \beta \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4} - \sqrt{n^2 - (\cos \beta)^2 ((m+n)^2 - m^2/4)} - r + r \cos \alpha \right)$$

$$\beta \in \left[\arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n}, \pi - \arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n} \right]$$

$$x_4 = r \sin \alpha \cos \phi - r \cos \alpha \sin \phi \sin(\phi + \beta)$$

$$y_4 = -r \sin \alpha \sin \phi - r \cos \alpha \cos \phi \sin(\phi + \beta)$$

$$z_4 = \cos(\phi + \beta) \left(-\frac{1}{2} m \cos \beta + \frac{1}{2} m \sqrt{3 + (\cos \beta)^2} - r + r \cos \alpha \right)$$

$$\beta \in \left[\pi - \arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n}, \pi + \arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n} \right]$$

$$x_4 = r \sin \alpha \cos \phi - r \cos \alpha \sin \phi \sin(\phi + \beta)$$

$$y_4 = -r \sin \alpha \sin \phi - r \cos \alpha \cos \phi \sin(\phi + \beta)$$

$$z_4 = \cos(\phi + \beta) \left(-\sin \beta \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4} - \sqrt{n^2 - (\cos \beta)^2 ((m+n)^2 - m^2/4)} - r + r \cos \alpha \right)$$

$$\beta \in \left[\pi + \arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n}, 2\pi - \arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n} \right]$$

式中 α 的值由式(9)确定, 这就是螺杆转子增压段凹槽的型面方程。

3 啮合副的啮合特性

8 字形盘密封螺旋泵在工作过程中的主要磨损件是 8 字形密封盘, 而啮合副的啮合特性又对密封盘的耐磨特性有着重要的影响。因此, 分析啮合副的啮合特性对研究螺旋泵的工作性能有着重要的意义^[20]。

由于对称布置在螺杆转子两侧的 8 字形盘的运动形式及啮合规律完全一致, 因此只需选取一侧的

形盘侧面的法线垂直^[18-19], 即

$$\mathbf{V}_A \cdot \mathbf{n}_3 = 0 \quad (8)$$

将式(6)及式(7)代入式(8)中, 即可得啮合角 α 、圆心角 β 及螺杆转角 ϕ 之间的关系表达式

$$\alpha = \arctan \left\{ \frac{[(a - x_2 \sin \phi - y_2 \cos \phi) \cos(\phi + \beta) - (x_2 \cos \phi - y_2 \sin \phi + z_2) \sin(\phi + \beta)]}{(a - x_2 \sin \phi + y_2 \cos \phi)} \right\} \quad (9)$$

然后, 基于空间坐标变换原理即可得到啮合点 A 在 S_4 坐标系中的表达式为

$$\left. \begin{aligned} & x_4 = r \sin \alpha \cos \phi - r \cos \alpha \sin \phi \sin(\phi + \beta) \\ & y_4 = -r \sin \alpha \sin \phi - r \cos \alpha \cos \phi \sin(\phi + \beta) \\ & z_4 = \cos(\phi + \beta) \left(\frac{1}{2} m \cos \beta + \frac{1}{2} m \sqrt{3 + (\cos \beta)^2} - r + r \cos \alpha \right) \\ & \beta \in \left[-\arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n}, \arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n} \right] \\ & x_4 = r \sin \alpha \cos \phi - r \cos \alpha \sin \phi \sin(\phi + \beta) \\ & y_4 = -r \sin \alpha \sin \phi - r \cos \alpha \cos \phi \sin(\phi + \beta) \\ & z_4 = \cos(\phi + \beta) \left(\sin \beta \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4} - \sqrt{n^2 - (\cos \beta)^2 ((m+n)^2 - m^2/4)} - r + r \cos \alpha \right) \\ & \beta \in \left[\arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n}, \pi - \arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n} \right] \\ & x_4 = r \sin \alpha \cos \phi - r \cos \alpha \sin \phi \sin(\phi + \beta) \\ & y_4 = -r \sin \alpha \sin \phi - r \cos \alpha \cos \phi \sin(\phi + \beta) \\ & z_4 = \cos(\phi + \beta) \left(-\frac{1}{2} m \cos \beta + \frac{1}{2} m \sqrt{3 + (\cos \beta)^2} - r + r \cos \alpha \right) \\ & \beta \in \left[\pi - \arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n}, \pi + \arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n} \right] \\ & x_4 = r \sin \alpha \cos \phi - r \cos \alpha \sin \phi \sin(\phi + \beta) \\ & y_4 = -r \sin \alpha \sin \phi - r \cos \alpha \cos \phi \sin(\phi + \beta) \\ & z_4 = \cos(\phi + \beta) \left(-\sin \beta \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4} - \sqrt{n^2 - (\cos \beta)^2 ((m+n)^2 - m^2/4)} - r + r \cos \alpha \right) \\ & \beta \in \left[\pi + \arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n}, 2\pi - \arctan \frac{2 \sqrt{(m+n)^2 - m^2/4}}{n} \right] \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

8 字形盘进行分析即可, 而单侧的 8 字形密封盘又是沿转动轴对称的, 所以分析 8 字形盘上的啮合点的分布情况只需分析圆心角 $\beta \in (-\pi/2, \pi/2)$ 区间即可。当 $\beta \in (-\pi/2, 0)$ 时, 参与啮合的螺杆转角区间为 $\phi \in (-\beta, \pi)$; 当 $\beta \in (0, \pi/2)$ 时, 参与啮合的螺杆转角区间为 $\phi \in (0, \pi - \beta)$ 。用于理论计算的 8 字形盘密封螺旋泵的结构参数如表 1 所示。

3.1 螺杆转角与啮合角之间的关系

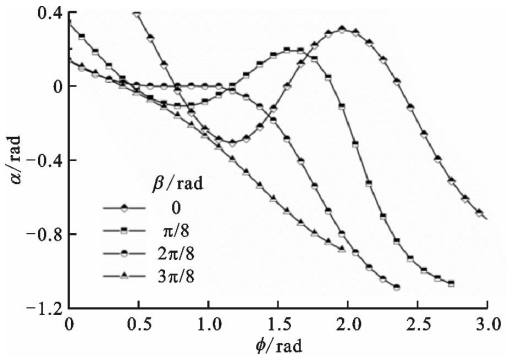
为探究 8 字形密封盘-螺杆转子啮合副啮合转动过程中 8 字形盘上啮合点的分布情况与螺杆转角之间的关系, 选取了不同圆心角 β 对应截面进行分

表 1 8 字形盘密封螺旋泵的结构参数

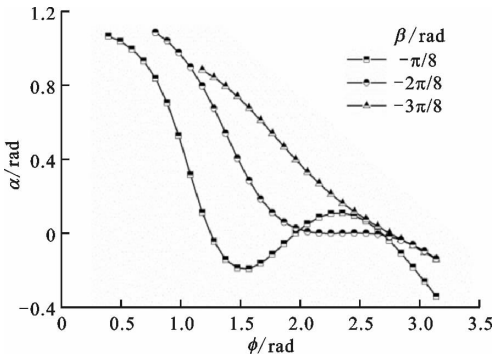
Table 1 Structural parameters of the 8-shaped disc seal screw pump

参数	数值
中心距 a/mm	125
8 字形盘大圆半径 m/mm	60
8 字形盘过渡圆半径 n/mm	45
8 字形盘倒角半径 r/mm	8
螺杆半径 R_{sr}/mm	125

析,各个圆心角 β 位置处 8 字形盘上的啮合角随螺杆转动的变化关系如图 4 所示。



(a) $\beta \in (0, \pi/2)$



(b) $\beta \in (-\pi/2, 0)$

图 4 不同圆心角位置处的啮合角随螺杆转角的变化

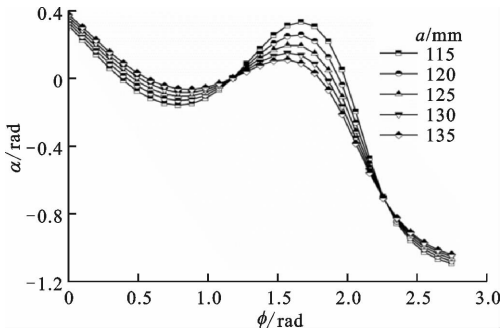
Fig. 4 Relationship between the meshing angle at different central angle positions and the rotation angle of the screw

从图中可以看出:不同圆心角位置处啮合角的上下浮动范围不同,当 $\beta \in (0, \pi/2)$ 时,啮合部位主要集中于中性面下方,当 $\beta \in (-\pi/2, 0)$ 时,啮合部位主要集中于中性面上方,并且 β 越接近 0,啮合点的波动程度越剧烈,从而导致此位置附近 8 字形盘边缘会产生更为严重的疲劳磨损;此外, β 越接近 0,啮合线也会越长,从而导致此位置附近的 8 字形盘更易磨损,因此在今后对螺旋泵的优化设计中,应当

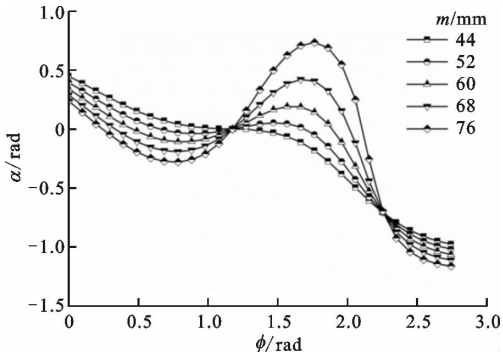
重点对该位置处的啮合角加以控制,以使得整个 8 字形盘边缘的磨损较为均匀。

3.2 啮合副结构参数对啮合角分布的影响

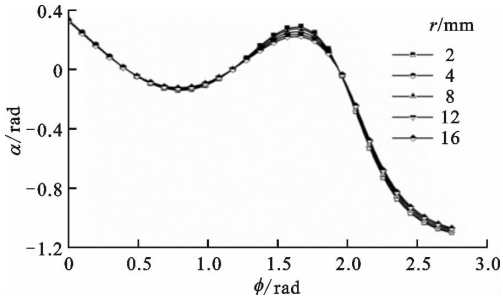
为了探究啮合副的结构参数对 8 字形密封盘-螺杆转子啮合副啮合特性的影响,本文选取了 8 字形盘上 $\beta=\pi/8$ 截面位置处的啮合特性,分别分析了螺旋泵中心距、8 字形盘大圆半径及边缘倒角半径对啮合点分布规律的影响,如图 5 所示。



(a) 中心距的影响



(b) 8 字形盘大圆半径的影响



(c) 8 字形盘边缘倒角半径的影响

图 5 啮合副的结构参数对啮合角变化规律的影响

Fig. 5 Influences of structural parameters of meshing pair on meshing angle

从图 5a 可以看出,随着螺旋泵中心距增大,啮合角随螺杆转角的变化幅度更加平缓,能够减小 8 字形盘边缘的疲劳磨损程度,但是较大的中心距会使啮合副的瞬时接触线变长,从而导致啮合副间的

受力传递情况更加复杂,不利于啮合副的平稳传动。

从图 5b 可以看出,啮合角的波动程度随着 8 字形盘大圆半径的增加而变得更加剧烈,因此 8 字形盘大圆半径越大,越容易使得密封盘边缘的疲劳磨损更加严重。

从图 5c 可以看出, r 越大, α 的变化趋势越平缓,但是 8 字形盘倒角半径对啮合角变化规律的影响不明显,所以在满足结构强度的要求下,应尽量选择较薄的密封盘,这样更加有利于啮合副平稳的啮合转动。

同时,对比图 5 中各个参数对啮合角分布规律的影响可知,8 字形盘大圆半径对啮合角随螺杆转角的变化影响最大,其次是螺旋泵的中心距,8 字形盘边缘的倒角半径对啮合角分布规律的影响最小,因此在对啮合副的结构参数进行选型设计时,应当把 8 字形密封盘大圆半径作为最主要的参数来加以控制。

为了避免不同圆心角位置对啮合特性的影响,本文另外选取 $\beta=0$ 、 $\beta=2\pi/8$ 处圆心角截面的啮合角分布规律进行了分析,如图 6 所示。从图中可以看出,在不同圆心角位置处,8 字形盘大圆半径对啮

合角变化的影响规律基本一致。

4 结 论

本文提出了一种新型的 8 字形盘密封螺旋泵,并基于空间啮合理论建立了 8 字形密封盘-螺杆转子啮合副的型面方程,构建了啮合副的啮合特性数学模型,然后利用该模型对啮合副的啮合特性进行了分析,得到如下结论。

(1)当圆心角 $\beta \in (0, \pi/2)$ 时,啮合部位主要集中于中性面下方,当圆心角 $\beta \in (-\pi/2, 0)$ 时,啮合部位主要集中于中性面上方。

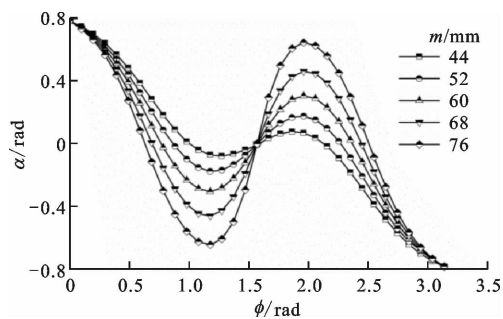
(2)圆心角 β 越接近 0,啮合点的波动程度越剧烈,同时啮合线也越长,从而导致此位置附近 8 字形盘边缘会产生更为严重的疲劳磨损。

(3)8 字形盘大圆半径对啮合角变化程度的影响最大,应作为螺旋泵选型设计中的关键控制参数,同时,在满足设计需求的前提下,应尽可能选择较小的 8 字形密封盘大圆半径及较薄的密封盘。

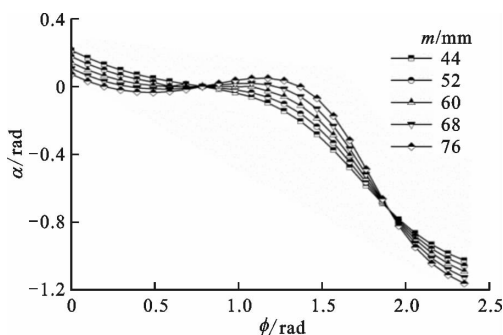
(4)8 字形盘上各个圆心角位置处啮合角的上下浮动范围较大,有利于 8 字形盘边缘形成均匀磨损,所以在今后对啮合副改进设计时,应将重点放在啮合点的波动程度控制上,以减少疲劳磨损。

参考文献:

- [1] 牛克胜. 单螺杆泵在污水处理厂的应用 [J]. 水泵技术, 2004(1): 44-46.
- [2] 江威. 采油螺杆泵经济效益分析 [J]. 通用机械, 2011(2): 50-52.
- JIANG Wei. Economic benefit analysis of oil well screw pump [J]. General Machinery, 2011(2): 50-52.
- [3] 魏纪德. 螺杆泵工作特性研究及应用 [D]. 大庆: 大庆石油学院, 2007.
- [4] MILLS R A R. Progressing cavity oil well pumps: past, present and future [J]. Journal of Canadian Petroleum Technology, 1994, 33(4): 5-6.
- [5] 杜秀华. 采油螺杆泵螺杆套副力学特性及磨损失效研究 [D]. 大庆: 大庆石油学院, 2010.
- [6] 林顺德. 单螺杆泵的力学分析与磨损研究 [D]. 西安: 西安石油大学, 2014.
- [7] 史建强, 房景奎, 郭颖. 采油螺杆泵磨损机理试验性研究 [J]. 科学技术与工程, 2012, 12(5): 1151-1154.
- SHI Jianqiang, FANG Jingkui, GUO Ying, et al. Test research on oil screw pumps wear mechanism [J]. Science Technology and Engineering, 2012, 12(5): 1151-1154.



(a) $\beta=0$ 处截面



(b) $\beta=2\pi/8$ 处截面

图 6 不同圆心角截面处 8 字形盘大圆半径对啮合角变化规律的影响

Fig. 6 Influences of big circle radius of the 8-shaped disc seal on meshing angle at different central angle cross sections

- [8] 王哲,王世杰,吕晓仁. 潜油螺杆泵定子橡胶摩擦磨损行为研究 [J]. 机械设计与制造, 2014(2): 163-166.
WANG Zhe, WANG Shijie, LÜ Xiaoren. Research of friction and wear for stator rubber of oil extraction progressing cavity pump [J]. Machinery Design & Manufacture, 2014(2): 163-166.
- [9] LIN B C, WANG J, HUANG Q X, et al. Effects of potassium hydroxide on the catalytic pyrolysis of oily sludge for high-quality oil product [J]. Fuel, 2017, 200: 124-133.
- [10] JUBLEE J, SUPARNA M. Characterization of oily sludge from a refinery and biodegradability assessment using various hydrocarbon degrading strains and reconstituted consortia [J]. Journal of Environmental Management, 2015, 149: 118-125.
- [11] 王玉珍,王树众,李艳辉,等. 超临界 CO₂ 萃取油泥砂中柴油的可行性及经济性分析 [J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(5): 128-133.
WANG Yuzhen, WANG Shuzhong, LI Yanhui, et al. Feasibility and economic analysis of diesel oil extraction from oiled-sand by supercritical CO₂ process [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(5): 128-133.
- [12] 马洁,李博. 关于污油泥处理技术的研究 [J]. 化工管理, 2018(18): 174.
- [13] JOHANSSON A. Screw pump: WO 91/14869 [P]. 1991-10-03.
- [14] 申迎峰. 圆盘密封单螺杆泵啮合特性及工作机理研究 [D]. 青岛: 中国石油大学(华东), 2018.
- [15] 王增丽,申迎峰,王宗明,等. 圆盘密封单螺杆泵啮合特性研究 [J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(5): 69-74.
WANG Zengli, SHEN Yingfeng, WANG Zongming, et al. Research on the meshing characteristics of disc-seal single screw pump [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(5): 69-74.
- [16] WANG Zengli, WANG Hao, WANG Zongming, et al. Study on the suction capacity of disc-seal single screw pump used in energy recovery systems [J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 112: 333-340.
- [17] WANG Zengli, SHI Houwei, WANG Shuyu, et al. Study on the operating characteristic of disc seal single screw pump used in energy recovery systems [J]. International Journal of Refrigeration, 2020, 118: 336-344.
- [18] 吴伟烽,冯全科,徐健. 单螺杆压缩机齿型的多圆柱包络原理 [J]. 西安交通大学学报, 2007, 41(11): 1271-1274.
WU Weifeng, FENG Quanke, XU Jian. Principle of multi-column envelope couple of single screw compressor [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2007, 41(11): 1271-1274.
- [19] 李增亮,石白妮,鲁佳琪,等. 全金属单螺杆泵结构优化设计 [J]. 石油机械, 2013, 41(12): 97-101.
LI Zengliang, SHI Baini, LU Jiaqi, et al. Optimum design of all-metal screw pump [J]. China Petroleum Machinery, 2013, 41(12): 97-101.
- [20] 赵斌,王可. 单螺杆压缩机啮合副啮合特性的主要影响因素研究 [J]. 压缩机技术, 2013(4): 40-42.
ZHAO Bin, WANG Ke. Study on main affecting factors of meshing property of meshing pair for single screw compressor [J]. Compressor Technology, 2013(4): 40-42.

(编辑 荆树蓉)