

doi: 10.3969/j.issn.1005-3026.2016.12.018

螺旋密封的密封能力及参数优化

任朝晖, 魏杰涛, 李永超, 徐宇航
(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘 要: 建立了流体作层流运动条件下螺旋密封的封液能力模型. 用 CFD 分析了压差力作用下密封介质受力分布和压差力作用下密封介质速度分布, 并以此求出泵送流量和压差作用下产生沿螺旋槽的泄漏量和环形间隙产生的泄漏量. 根据流量平衡理论求解出密封系数, 并对螺旋密封结构的参数进行了参数优化, 得出最佳螺旋密封结构参数, 即当齿顶宽和齿槽宽比值为 1, 齿槽深和间隙比值为 2.61, 螺旋升角为 15.6° 时密封能力最强. 为层流条件下螺旋密封结构参数的选择提供了参考.

关 键 词: 流量平衡; 螺旋密封; 封液能力; 参数优化

中图分类号: TB 42 **文献标志码:** A **文章编号:** 1005-3026(2016)12-1755-04

Sealing Capability and Parameter Optimization of Screw Seal

REN Zhao-hui, WEI Jie-tao, LI Yong-chao, XU Yu-hang
(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.
Corresponding author: REN Zhao-hui, E-mail: zhren@mail.neu.edu.cn)

Abstract: A spiral sealed liquid capacity model was established for fluid motion under laminar flow conditions. Using the CFD method, the stress distribution of the seal material and sealing medium speed differential force distribution under the pressure gradient force were analyzed, and thus to obtain pumping rate and the annular lower leakage flow along the helical groove and differential pressure pumping gap leakage. According to the flow equilibrium theory, the sealing parameters were obtained and the spiral sealing structure parameters were optimized. The sealing capacity is strongest in the case of the ratio of tooth top width and space width, gullet depth and gap as well as the angle of helix are 1, 2.61 and 15.6°, respectively. Reference was provided for the selection of spiral seal structure parameters under laminar flow conditions.

Key words: flow balance; screw seal; sealed liquid capacity; parameter optimization

目前,螺旋密封的理论研究还无法完全满足工程中的要求,这是螺旋密封在应用中遇到的最大难题,而且,装置中各参数的数值确实没有一个现成的手册可以查询^[1]. 所以,建立的密封能力公式能否更贴切螺旋密封实际工作状态是现在设计的关键. 本文主要研究了螺旋密封的工作原理并分析了密封介质的流量机理,同时划分泵送流和泄漏流的区域建立封液能力公式. 综合现有的关于螺旋密封理论的研究,对螺旋密封的工作环境、工作原理进行深层次的探究. 并对螺旋密封的流量机理进行了分析,提出了当流体域泵送的流量大于等于压差产生的泄漏流量时,螺旋密封结构就起到了密封的作用^[2].

本文以矩形螺旋槽为例,把螺旋密封装置简化为物理模型,根据流体力学相关公式建立数学模型,分别建立了泵送流量和泄漏流量的模型,推导螺旋密封的封液能力公式,依据压差一定时密封系数最大则密封长度越短,对螺旋密封结构的参数进行了优化设计,得出最佳螺旋密封结构参数.

1 螺旋密封的封液能力建模与求解

螺旋密封是非接触式动态密封,又称螺纹密

封. 一般在密封区域的轴或孔的表面切削出螺旋槽,若螺旋槽加工在轴上,称为螺杆式螺旋密封;若螺旋槽加工在孔的表面,称作螺套式螺旋密封^[3]. 无论是哪类形式,密封部位之间都存在间隙,能够产生密封介质泄漏阻力,对阻止泄漏产生积极影响;同时,在轴旋转时,螺旋密封螺旋槽内密封介质在黏性剪切力作用下产生泵送作用,将泄漏的介质反输至工作腔体. 螺旋密封加工方便,结构简单,有很好的密封性能,因此,螺旋密封越来越受到人们的关注和认可. 螺旋密封结构如图 1 所示.

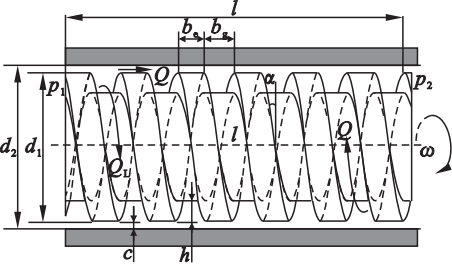


图 1 螺旋密封结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of seal structure

1.1 泵送流量求解

泵送流动是沿螺旋槽的古埃特流动,它是依靠旋转轴旋转,利用液体黏性而产生的剪切流动. 其在槽内速度分布如图 2 所示. 槽内速度 v_p 是 v 沿螺旋槽方向的分量,而 v 是转速沿螺旋槽径向的线速度,其大小如图 3 所示^[3-4].

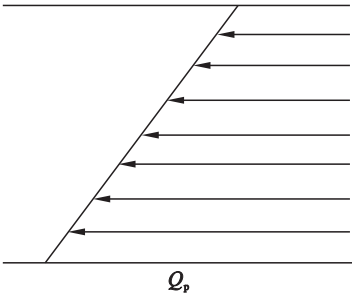


图 2 螺旋槽内流体速度分布

Fig. 2 Spiral groove fluid velocity distribution

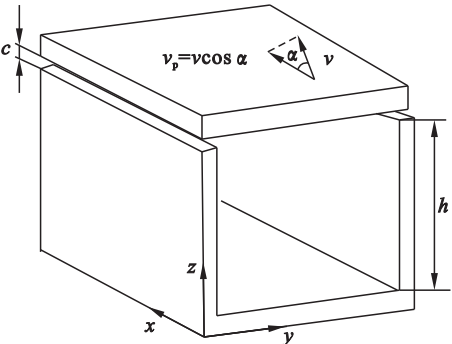


图 3 密封介质在螺旋槽内的泵送流

Fig. 3 Pump flow of screw seal medium in the groove

泵送流量:

$$Q_p = \frac{1}{2} v_p \cdot b_g \cdot \cos \alpha \cdot h \cdot i = \frac{1}{2} v \cdot \pi \cdot D \cdot h \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot b_g / (b_e + b_g) \quad (1)$$

其中,螺旋头数 $i = \pi \cdot D \cdot \tan \alpha / (b_e + b_g)$.

1.2 泄漏流量建模

在内外压差力作用下,被密封介质会沿着密封部位产生泄漏流动,由于密封部位形状不规则,密封介质会在不同结构部位形成不同的泄漏速度和泄漏流量,为此,为密封部位正确地划分流动区域成为求解泄漏流量的关键^[5]. 为确定压差力作用下泄漏速度大小和分布,将长度为 l 的密封流体看成是与旋转轴旋向一致的流体螺母. 边界条件设定如图 4 所示. 对螺旋密封部位进行 ANSYS 数值模拟^[6-7],如图 5 所示.

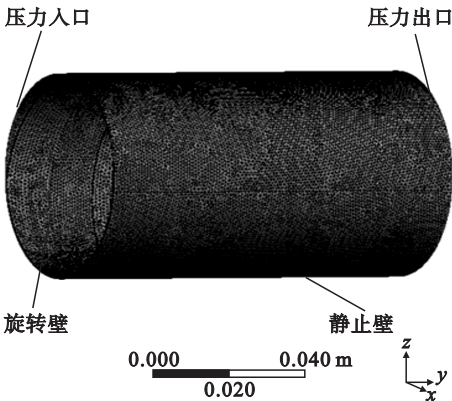


图 4 螺旋密封介质流体域边界条件

Fig. 4 Spiral sealing medium fluid domain boundary conditions

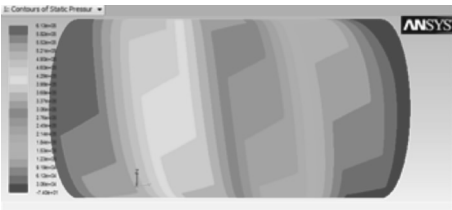


图 5 压差力作用下密封介质受力分布

Fig. 5 Force distribution of screw seal medium under the pressure

由图 5 可知,在螺旋密封部位,内外压差力作用下,密封介质受力呈现规律性变化. 螺旋槽内流体密封介质受力大小沿螺旋槽呈线性变化,且受力方向和螺旋槽旋向一致;螺旋槽的齿顶隙之间的流体密封介质受力大小也呈线性变化且受力方向和轴向保持一致. 压差力作用下密封介质速度分布如图 6 所示.

由图 6 可知,螺旋密封部位密封介质在压差力作用下,沿两大区域泄漏,分别是沿螺旋槽的泄

漏流量 Q_{L_g} 和沿齿顶环形间隙的泄漏量 Q_{L_c} , 因此压差力作用下密封介质总的泄漏量为

$$Q_L = Q_{L_g} + Q_{L_c} \tag{2}$$

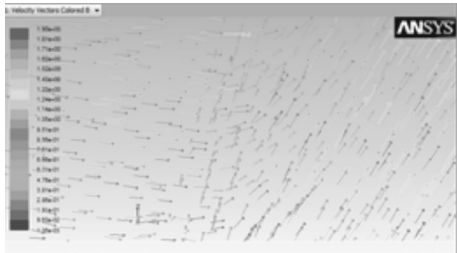


图 6 压差力作用下密封介质沿 x 轴方向速度分布
Fig. 6 Velocity distribution of screw seal medium under the pressure on x axis

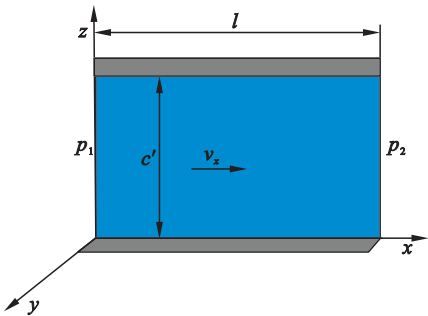


图 7 缝隙流动示意图
Fig. 7 Diagram of crack flow

1.2.1 沿螺旋槽泄漏流量

在 x 轴正向压差力 Δp (无其他外力, 即 F_x , F_y 和 F_z 均为 0) 作用下, 两平行板层流体沿 x , y 和 z 轴的运动速度为分别为 $v_x, v_y = v_z = 0$. 由于流体有黏性, 且缝隙的 z 向尺度很小, 所以缝隙流动必然存在较大的速度梯度 $\partial v_x / \partial z$, 由连续性方程可知 $\partial v_x / \partial x = 0$, 另外组成缝隙的平板 y 方向的尺寸较大, 则 $\partial v_x / \partial y$ 很小可以忽略不计^[8]. 如上述, 忽略质量力, 对于不可压缩流体, 则纳维尔 - 斯托克斯方程 (N - S 方程) 可简化为

$$\left. \begin{aligned} -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u_1}{\partial z^2} &= 0, \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} &= 0, \\ -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \right\} \tag{3}$$

由式(3)后两项可看出压强 p 仅沿 x 轴向变化, 且 v_x 仅是 z 的函数, 平板缝隙大小 c' 沿 x 轴方向保持不变, 因此 p 在 x 轴向的速度变化率是均匀的, 于是

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{dp}{dx} = -\frac{p_1 - p_2}{l} = -\frac{\Delta p}{l},$$
$$\frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} = \frac{d^2 v_x}{dz^2} \tag{4}$$

将式(4)代入式(3)得

$$\frac{d^2 v_x}{dz^2} = \frac{\Delta p}{\mu l} \tag{5}$$

将边界条件 $v_x|_{z=0, c'} = 0$ 代入式(5)得

$$v_x = \frac{\Delta p}{2\mu l} (c' - z) z \tag{6}$$

根据螺纹结构参数之间的关系则可得通过整个平行板间隙的流量为

$$Q_{L_g} = \int_0^{c'} v_x b dz = \int_0^{h+c} -\frac{\Delta p (c' - z) z}{2\mu l} = \frac{b_g (h + c)^3 \cos \alpha \sin \alpha \Delta p}{12\mu l} \tag{7}$$

1.2.2 沿齿顶环形间隙泄漏流量

如图 5 所示, 密封部位的不同区域压差力分布不同. 螺旋槽齿顶隙间螺旋密封流体密封介质受力大小呈线性变化且受力方向和轴向保持一致, 其压差力如图 8 所示, 螺旋槽部位螺旋密封介质所受轴向压力保持不变, 因而可以将齿顶环形间隙沿轴向对接, 对接后受力沿轴向呈线性变化, 然后对压差力作用下齿顶隙部位密封介质的泄漏量进行综合分析和计算^[9-11], 如图 9 所示.

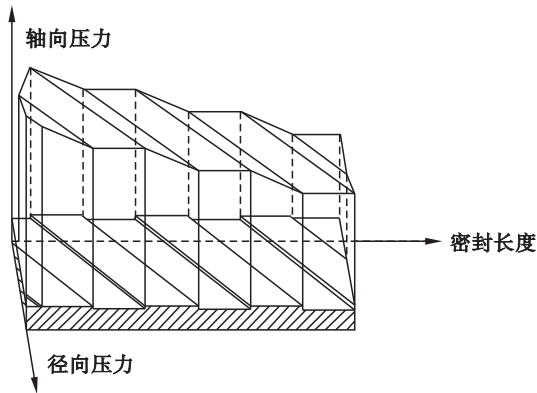


图 8 齿顶隙螺旋密封介质受力分布
Fig. 8 Force distribution of screw seal in screw crack

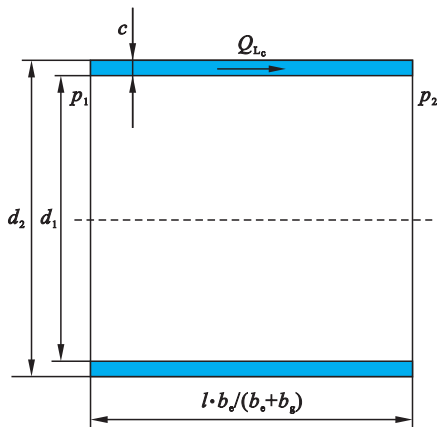


图 9 齿顶隙流量示意图
Fig. 9 Diagram of crack flow volume

令密封间隙宽度 $b = \pi D$, 缝隙高度 $c' = c$, 缝隙长度 $L = lb_c / (b_c + b_g)$, 代入得压差力作用下密封介质沿齿顶环形间隙泄漏量 Q_{Lc} 为

$$Q_{Lc} = \frac{\pi D c^3 \Delta p}{12 \mu l b_c / (b_c + b_g)} \quad (8)$$

1.3 封液能力公式的建立

螺旋密封要想实现密封目的, 泵送流量和泄漏流量要达到动态平衡, 因此得到

$$Q_p = Q_L \quad (9)$$

将式(1), 式(7)和式(8)代入式(9)得

$$\Delta p = \frac{\mu l V}{c^2} \cdot \frac{6 k_1 k_2 \sin \alpha \cos \alpha}{k_1 (k_1 + 1)^3 \sin^2 \alpha + (1 + k_1)^2} \quad (10)$$

其中: $k_1 = \frac{b_c}{b_g}$; $k_2 = \frac{h}{c}$.

2 螺旋密封结构的参数优化

本文利用 MATLAB 工具, 对式(10)中右端第二个分式进行了优化. 为了获得该分式最大值, 可以先通过求取该分式倒数的最小值, 然后再对其进行求倒数来实现.

$$f(x) = \frac{k_1 (k_2 + 1)^3 \sin^2 \alpha + (1 + k_1)^2}{6 k_1 k_2 \sin \alpha \cos \alpha}, \text{ 令 } k_3 = \sin \alpha.$$

k_1, k_2, k_3 三变量取值范围如下:

$$0 \leq k_1 \leq 6,$$

$$0 < k_2 \leq 10,$$

$$0 < k_3 \leq 0.34.$$

得到

$$f(x) = 1.8249, \\ 1/f(x) = 0.54798.$$

且此时有 $k_1 = 1, k_2 = 2.6129, k_3 = 0.2693$ ($\alpha = 15.6^\circ$).

由此, 可以得出螺旋密封结构的最佳结构参数: 当螺旋密封齿顶宽 b_c 和齿槽宽 b_g 相等, 齿槽深 h 和间隙 c 的比值为 2.61, 螺旋升角为 $\alpha = 15.6^\circ$ 时, 螺旋密封的密封效果最好.

3 结 论

通过对螺旋密封工作原理的探讨, 运用流量平衡观点对螺旋密封的实现形式进行分析得到以下结论:

1) 当螺旋密封泄漏流量与泵送流量达到动态平衡时, 即可实现密封目的. 并结合 CFD 仿真软件对螺旋密封流体域进行了仿真分析, 得出了

压差力作用下螺旋密封两大部位(螺旋槽和齿顶间隙)不同的受力分布和速度分布.

2) 根据对螺旋密封部位的划分, 分别建立了沿螺旋槽和齿顶间隙的泵送流动和泄漏流动物理模型、几何模型与数学模型, 并分别推导出泵送流量与泄漏流量公式.

3) 根据螺旋密封流量平衡原理, 推导出了密封的封液能力公式, 同时根据约束条件进行了参数优化, 求得最大密封系数, 并得出对应的螺旋密封结构最佳参数, 即当齿顶宽和齿槽宽比值为 1, 齿槽深和间隙比值为 2.61, 螺旋升角为 15.6° 时, 密封能力最强.

参考文献:

- [1] 魏建才, 吕瑞典. 螺旋密封结构参数优化设计[J]. 通用机械, 2005, 7(1): 77-78.
(Wei Jian-cai, Lyu Rui-dian. Optimization design of spiral seal structure parameters [J]. *General Machinery*, 2005, 7(1): 77-78.)
- [2] Pabst O, Gadrino F, Kleinlercher M, et al. Combined labyrinth and screw seal [J]. *Sealing Technology*, 2007, 20(6): 8-14.
- [3] McGrew J M, McHugh J D. Analysis and test of the screw seal in laminar and turbulent operation [J]. *Journal of Fluids Engineering*, 1965, 87(1): 153-162.
- [4] Metcalfe R. Fluid mechanical analysis of axisymmetric face seals on the basis of constant viscosity laminar flow [J]. *Report AECL*, 1971, 6(3): 125-129.
- [5] 蔡晓君, 吴立志, 王世勇. 螺旋密封设计原理与最佳螺旋参数的探讨[J]. 水泵技术, 2000(2): 25-28.
(Cai Xiao-jun, Wu Li-zhi, Wang Shi-yong. Study on design principle and optimum screw parameters of spiral seal [J]. *Pump Technology*, 2000(2): 25-28.)
- [6] Moore J. Three-dimensional CFD rotor dynamic analysis of gas labyrinth seals [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2003, 125(3): 427-433.
- [7] Ha T W, Choe B S. Numerical simulation of rotor dynamic coefficients for eccentric annular-type-plain-pump seal using CFD analysis [J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2012, 26(4): 1043-1048.
- [8] 林建忠, 阮晓东, 陈邦国, 等. 流体力学[M]. 北京: 清华大学出版社, 2013.
(Lin Jian-zhong, Ruan Xiao-dong, Chen Bang-guo, et al. *Fluid mechanics* [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2013.)
- [9] Rabczuk T, Gracie R, Song J H, et al. Immersed particle method for fluid-structure interaction [J]. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 2009, 81(1): 48-71.
- [10] Miller B A, Green I. Numerical techniques for computing rotordynamic properties of mechanical gas face seals [J]. *Journal of Tribology*, 2002, 124(4): 755-761.
- [11] Liu X, Peng X D, Meng X K. Theoretical study of an axial pumping baffle seal for reactor coolant pumps [J]. *Advanced Materials Research*, 2011, 217(5): 777-783.