

螺旋密封封液能力的探讨及其优化*

周志安

欧阳昕

(郑州工学院)

(北京化机厂)

摘要: 本文在分析螺旋密封原理的基础上, 针对目前螺旋密封封液能力理论公式存在的问题, 探讨了密封装置中各种流动速度的实际分布规律, 建立了实用性较好的新的封液能力理论公式, 并通过优化, 确定了最佳螺旋几何参数, 以适应工程设计的需要。

关键词: 螺旋密封、封液能力、优化设计

中图分类号: TB42

螺旋密封是一种“非接触型”流体动力密封, 它是近几十年发展起来的一种新型转轴密封结构型式。国外从 1916 年就开始在水泵中采用螺旋密封, 后来成功地推广到许多苛刻条件如高温、深冷、腐蚀, 含磨粒或润滑性差的流体介质密封。近年来, 国内首先在原子能、空间装置等尖端技术领域成功地应用了螺旋密封, 进而在一般技术领域的油泵、酸碱泵及其它化学溶液泵上试用了螺旋密封, 取得了良好效果, 愈来愈受到人们的重视。然而, 问题是目前人们对这种新型密封的实际封液能力尚未确切掌握, 其理论研究还远远落后于实践, 不能适应工程设计的需要。为此, 本文在分析螺旋密封原理的基础上, 针对目前螺旋密封封液能力理论公式存在的问题, 深入探讨密封装置中各种流动速度的实际分布规律, 力求建立实用性较强的新的封液能力理论公式, 并通过优化, 确定最佳螺旋几何参数, 以满足工程设计的需要。

1 螺旋密封的封液能力

图 1 所示为普通螺旋密封结构, 它是在密封部位的轴或孔上切出螺旋槽, 当轴转动时, 螺旋槽对粘性流体施加推进力, 进行能量交换, 使轴的旋转动能转变成粘性流体的压力能, 从而形成密封压头, 此即螺旋密封的“泵送效应”。若该压头与被密封流体的压力相平衡, 便能阻止流体泄漏。由此可见, 螺旋密封的封液能力即为螺旋槽对粘性流体的泵送作用所产生的密封压头。多年来, 许多学者对螺旋密封的封液能力进行了深入研究, 并提出了多种形式的封液能力理论公式,

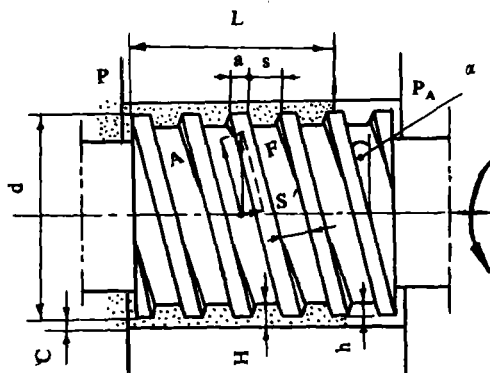


图1 螺旋密封原理

* 收稿日期: 1991-08-19

其中以布恩-太尔 (BoonE.F.-Tal S.E.) 和克里斯 (Crcase A.B.) 提出的理论公式最具代表性, 应用较普遍, 而其它形式的理论式大都是以他们的理论为依据而建立的。

①、布恩-太尔公式[1]

这是由德国学者布恩-太尔根据“压力平衡”的观点, 利用 N-S 方程求解而导出的在层流状态下螺旋密封封液能力理论公式, 即:

$$\Delta P_s = \frac{\mu \omega d l}{C^2} C_p, \text{ pa} \quad (1)$$

② 克里斯公式[2]

1975 年英国学者克里斯, 根据“流量平衡”观点导出的在层流工况下螺旋密封封液能力理论公式为:

$$\Delta P_s = k_s \frac{\mu V l}{C^2}, \text{ pa} \quad (2)$$

两式中 C ——半径间隙 m ;

d ——螺旋直径, m ;

l ——螺旋工作长度, m ;

ω 、 V ——螺旋轴的角速度 (rad/s) 和圆周速度 (m/s);

μ ——密封液体的动力粘度, $pa \cdot s$;

C_p 、 k_s ——密封系数, 在层流工况下, 其值只与螺旋的几何参数有关, 其中 k_s 的计算式为:

$$k_s = \frac{6(k_2 - 1)tg\alpha}{k_2^3 tg^2 \alpha - \frac{1}{k_1^2 - k_1}} \quad (3)$$

式中 k_1 为螺旋相对槽宽, $k_1 = \frac{s}{s+a}$, s 为轴向槽宽, a 为轴间槽深; k_2 为螺旋相对槽

深, $k_2 = \frac{h+c}{c}$, c 为半径间隙, h 为槽深; α 为螺旋角。

以上两式理论分析严格, 计算方便, 故在日前工程设计中应用较多。但它们都具有一定局限性。布式是一种纯理论公式, 用于工程设计, 往往与实际测出的数据差距较大^{〔1〕}, 实用性较差。相对而言, 克式实用性较好, 但它在分析和计算密封装置中的各种流动速度和流量时采用了近似法, 故所导出的公式本身也有一定误差, 而且其所确定的最佳螺旋几何参数也值得商榷。笔者认为, 若能对克里斯式的不足之处进行改进、完善, 根据“流量平衡”观点导出的螺旋密封封液能力公式则具有实用价值。本文正是基于这种观点来建立新的封液能力公式。

2 新的封液能力公式的建立

根据克里斯“流量平衡”理论, 在螺旋密封装置中, 存在着三种流动 (参看图 1): ①高压端的液体沿轴上的螺旋槽向外端泄漏, 其泄漏量用 Q_{L1} 表示; ②高压端的液体沿螺旋轴

与壳体间的环形间隙向外端泄漏,其泄漏量用 Q_{L2} 表示;②外端的液体被转轴上的螺旋槽向高压端泵送回去,其泵送流量用 Q_p 表示。密封的机理,就是这三种流量的平衡,即当泵送流量 Q_p 与前两项泄漏流量之和 ($Q_{L1}+Q_{L2}$) 相等时,说明密封无泄漏,故螺旋密封的密封条件为 $Q_p=Q_{L1}+Q_{L2}$ 。克里斯由此导出了螺旋密封封液能力的理论公式 (2)。显然,欲获得准确可靠的封液能力公式,其关键是正确计算三种流量,而流量的计算又必须弄清密封装置中三种流动速度的实际分布规律,建立相应的计算模型,这是本文着重探讨的问题。

2.1 泵送流量 Q_p

2.1.1 泵送速度的实际分布规律

在螺旋槽内液体的泵送流动是依靠液体粘性而产生剪切流动。欲确定泵送流量 Q_p ,则必须先分析和确定槽中泵送速度的分布规律和数值。这是一个复杂的问题,因为泵送速度沿槽深方向的分布情况,除受粘性影响外,还受横向流,液体旋涡等因素的影响,其实际分布规律难以用解析法确定。克里斯是在对螺旋密封结构进行简化后,按近似直线分布的速度模型来处理。图2所示为螺旋槽部分简图,图3a为简化的速度分布模型。按此简化模型,槽内任意点处的泵送速度为:

$$u_p = \frac{z}{h} V_p = \frac{z}{h} V \cos \alpha \quad (4)$$

此即按直线分布的速度模型的数学表达式。式中 V 为壳壁处液体相对于螺旋轴旋转的圆周速度,该速度沿螺旋槽方向分量,即为壳壁处液体的泵送速度 V_p (参看图2),显然, $V_p = V \cos \alpha$ 。由此可求得沿槽深方向泵送速度的平均值,即:

$$\begin{aligned} u_{mp} &= \frac{1}{h} \int_0^h u_p dz = \frac{1}{h} \int_0^h \frac{z}{h} V \cos \alpha dz \\ &= \frac{1}{2} V \cos \alpha \end{aligned} \quad (5)$$

克里斯就是按此泵送速度求出泵送流量公式[3]。显然,这是不严格的进而按“流量平衡”观点导出的封液能力公式必然会有误差。既然泵送流动是由于粘性而引起的剪切流动,因此,笔者认为,应该根据边界层理论并利用 N-S 方程来研究槽内液体泵送速度的实际分布规律,并建立相应的模型,这样求得的泵送流量公式才是合理的。

为了分析问题方便,我们对螺旋槽内液体流动模型进行简化,如图4所示,并在其上建立 X、Y、Z 坐标, X 代表轴向, Z 代表径向, Y 代表周向。为了研究槽内液体泵送速度的实际分布规律,我们先分析槽内液体相对于螺旋轴旋转的周向运动,这种周向运动可以看成是粘性液体在具有相对运动的两壁面(槽底面与壳壁)之间的流动,并且假定:①相对于螺旋轴来说,槽内液体的周向运动为稳定流动;②槽内充满液体,且为不可压缩液体;③螺旋槽与壳壁之间间隙很小,质量力可略而不计。

由于螺旋槽与壳体之间的间隙很小,故可近似认为其间液流为层流边界层,此时液体的粘滞力起主要作用。槽内液流绕轴旋转的周向速度 u_y 随距槽底的距离 Z 的不同而变化,即 $u_y=f(z)$, 现假定该速度分布函数为一多项式[4], 即

$$u_y = a + bz + cz^2 + dz^3 \quad (6)$$

式中 a 、 b 、 c 、 d 为待定系数, 可由边界条件确定, 这些条件是:

$$\textcircled{1} \text{ 在 } z=0 \text{ 处, } u_y = 0 \quad (7)$$

$$\textcircled{2} \text{ 在 } z=H \text{ 处, } u_y = V \quad (8)$$

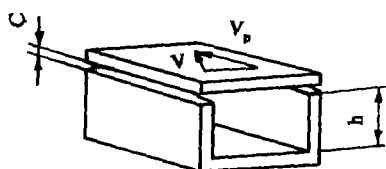


图2 螺旋槽部分简图

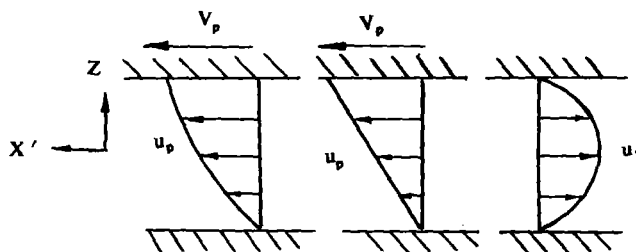


图3 槽内速度分布简图

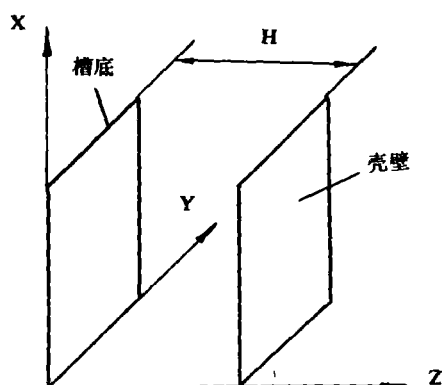


图4 槽内液体流动简化模型

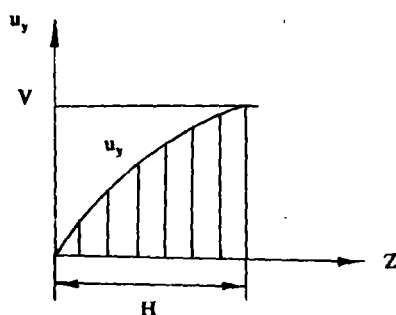


图5 槽内 u_y 分布曲线

V 为壳壁处的液体相对于螺旋轴旋转的圆周速度。

$\textcircled{3}$ 在 $z=H$ 处, u_y 必定与 V 平滑地相接(参看图5), 故有

$$\frac{\partial u_y}{\partial z} = 0 \quad (9)$$

$\textcircled{4}$ 第四个边界条件可以通过对 $N-S$ 方程进行简化后建立。根据对微小间隙内不可压缩流体稳定流动的假设, 可得边界层内液流的 $N-S$ 方程简化形式, 得:

$$u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} + u_z \frac{\partial u_y}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2}$$

对此, 当 $z=0$ 时, $u_y=0$, $u_z=0$, 且有 $\frac{\partial p}{\partial y}=0$, 所以在 $z=0$ 处得到第四边界条件:

$$\frac{\partial^2 u_y}{\partial z^2} = 0$$

根据上述四个边界条件, 由公式 (6) 即可求出诸系数: $a=0$, $b=\frac{3}{2} \frac{V}{H}$, $C=0$, $d=$

$-\frac{1}{2} \frac{V}{H^3}$ 由此可得槽内液体层相对于螺旋轴旋转的圆周速度分布函数为:

$$u_y = \frac{3}{2} \frac{V}{H} z - \frac{1}{2} \frac{V}{H^3} z^3 \quad (11)$$

图5所示即为 u_y 沿槽深方向的分布曲线。由于该速度 u_y 沿螺旋槽方向的分量即为槽内液体的泵送速度 u_p , 故槽内液体泵送速度分布函数为:

$$u_p = u_y \cos \alpha = \left(\frac{3}{2} \frac{V}{H} z - \frac{1}{2} \frac{V}{H^3} z^3 \right) \cos \alpha \quad (12)$$

此即本文所建立的槽内液体实际泵送速度分布模型的数学表达式, 显然, 它是一条曲线(如图3b所示), 而不是直线。由此模型所求得的实际泵送速度的平均值为:

$$u_{mp} = \frac{1}{H} \int_0^H u_p dz = \frac{1}{H} \int_0^H \left(\frac{3}{2} \frac{V}{H} z - \frac{1}{2} \frac{V}{H^3} z^3 \right) \cos \alpha dz = \frac{5}{8} V \cos \alpha \quad (13)$$

2.1.2 泵送流量 Q_p 计算式

根据泵送速度实际分布模型求得其平均值 u_{mp} 后, 进而可得泵送流量计算式, 即:

$$Q_p = u_{mp} s' h = \frac{5}{8} V \cos \alpha s' h \quad (14)$$

式中 s' ——螺旋槽的法向宽度, $s' = s \cos \alpha$;

s ——螺旋头数。

由槽的几何关系可得:

$$Si = \pi d \tan \alpha \left(\frac{s}{s+a} \right) = \pi d k_1 \tan \alpha \quad (15)$$

故泵送流量 Q_p 计算式可写成:

$$Q_p = \frac{5}{8} \pi d V h k_1 \cos \alpha \sin \alpha \quad (16)$$

由于本文对泵送速度分布模型进行了改进, 故与克里斯式相比, 泵送能力有所提高。

2.2 沿螺旋槽的泄漏流量 Q_{L1}

Q_{L1} 是由于密封两端的压差, 沿螺旋槽产生的泄漏量。此压差流的速度分布规律可以利用 N-S 方程求得[5], 即:

$$u_1 = \frac{-1}{2\mu} \frac{dp}{dx'} (h-z)z \quad (17)$$

式中 x' 表示沿螺旋槽方向的坐标, 其速度分模型如图3c所示。根据此模型而导出的沿螺旋槽的泄漏量公式为[3]:

$$Q_{L1} = \int_A u_1 dA = \frac{b\delta^3 \Delta p_s}{12\mu l} = \frac{\Delta p_s}{12\mu} \left(\frac{iH^3 s \cos \alpha}{L / \sin \alpha} \right) \quad (18)$$

式中 Δp_s ——密封压差, N/m^2 ;

μ ——流体的动力粘度, $N \cdot s/m^2$;

δ ——密封间隙, $\delta = H = h + c$, m ;

b ——密封宽度, $b = S \cos \alpha \cdot i$, m ;

l ——密封长度, $l = L / \sin \alpha$, L 为螺旋工作长度, m 。

2.3 沿环形间隙的泄漏流量 Q_{L2}

Q_{L2} 是由于密封处两端压差,在螺旋轴和壳体间的环形间隙所产生的泄漏量,反映此压差流速度分布规律的数学表达式与(17)式类似,即:

$$u_2 = -\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (C-z)z \quad (19)$$

克里斯由此而得到的沿环形间隙的泄漏量公式为:

$$Q_{L2} = \frac{\Delta p_s}{12\mu} \frac{ic^3(s+a)\operatorname{ctg}\alpha\cos\alpha}{(L/\cos\alpha)(1-k_1)} \quad (20)$$

笔者认为,克里斯确定 Q_{L2} 的观点是不全面的,因为它没有考虑螺旋槽内的泵送流动对环缝中泄漏流动的影响,而这种影响总的效果是降低了环缝中沿轴线方向的泄漏量,其降低的数值等于螺旋槽中液流流量沿轴线方向的分量,即:

$$\Delta Q_L = (Q_p - Q_{L1})\sin\alpha \quad (21)$$

本文考虑此影响后所得到的通过环形缝隙的泄漏量为:

$$Q'_{L2} = Q_{L2} - \Delta Q_L = Q_{L2} - (Q_p - Q_{L1})\sin\alpha \quad (22)$$

2.4 新的封液能力公式的建立

根据“流量平衡”条件:

$$Q_p = Q_{L1} + Q'_{L2} = Q_{L1} + Q_{L2} - (Q_p - Q_{L1})\sin\alpha \quad (23)$$

$$\text{或} \quad Q_p(1+\sin\alpha) = Q_{L1}(1+\sin\alpha) + Q_{L2} \quad (24)$$

将(16)、(18)、(20)式分别代入(24)式:

$$\begin{aligned} \frac{5}{8} \nu \pi d h k_1 \cos\alpha \sin\alpha (1+\sin\alpha) &= \frac{\Delta p_s}{12\mu} \left(\frac{H^3 i S \cos\alpha}{L/\sin\alpha} \right) (1+\sin\alpha) \\ &+ \frac{\Delta p_s}{12\mu} \frac{i C^3 (s+a) \operatorname{ctg}\alpha \cos\alpha}{(L/\cos\alpha)(1-k_1)} \end{aligned} \quad (25)$$

考虑到 $\frac{H}{C} = k_2$, $\frac{s}{s+a} = k_1$, 而螺旋头数可写成 $i = \frac{\pi d k_1 \operatorname{tg}\alpha}{s}$ 故上式可简化成:

$$\Delta p_s = \frac{\mu V L}{C^2} k_s \quad (26)$$

$$k_s = \frac{7.5 k_1 (k_2 - 1) \cos\alpha \sin\alpha (1 + \sin\alpha)}{k_1 k_2^3 \sin^2 \alpha (1 + \sin\alpha) + \frac{\cos^2 \alpha}{(1 - k_1)}} \quad (27)$$

式中 k_s ——密封系数,其值只与螺旋几何参数有关。(26)式即为本文所建立的螺旋密封封液能力理论公式。

3 螺旋密封封液能力的优化

螺旋密封封液能力的优化设计,就是在一定的约束条件下,通过选择合适的螺旋几何

参数,使单位螺旋长度上的封液能力达到最大值。为此需建立优化目标的目标函数和选择最优化计算方法,应用电子计算机求解目标函数。

由(26)式可知,在介质粘度 μ 、转速 V 和密封间隙 c 一定时,欲使单位螺旋长度上的封液能力达到最大值,则密封系数 k_s 应取最大值。为此,在优化设计中,应以 k_s 最大作为主要追求的目标,故其目标函数为:

$$k_s = \frac{7.5k_1(k_2 - 1)\sin\alpha\cos\alpha(1 + \sin\alpha)}{k_2^3k_1\sin^2\alpha(1 + \sin\alpha) + \frac{\cos^2\alpha}{1 - k_1}} \quad (28)$$

上式反映了密封系数 k_s 和螺旋几何参数 K_1 、 k_2 、 α 之间的函数关系,通过优化 K_1 、 k_2 和 α 这三个设计变量,就可获得 k_s 的最大值,从而达到求优的目的。

为了便于利用通用优化程序计算,可将目标函数式(28)变换成倒数形式,即:

$$f(x) = \frac{1}{k_s} = \frac{k_2^3k_1\sin^2\alpha(1 + \sin\alpha) + \frac{\cos^2\alpha}{1 - k_1}}{7.5k_1(k_2 - 1)\sin\alpha\cos\alpha(1 + \sin\alpha)} \quad (29)$$

这样,我们只需求得目标函数 $f(x)$ 的最小值,即可获得 k_s 的最大值,同样能达到求优的目的。

目标函数建立后,还需确定设计变量 k_1 、 k_2 、 α 的约束条件,对于本文所建立的目标函数,只需确定边界约束条件,即只需确定设计变量 k_1 、 k_2 、 α 的取值范围,以保证在所选定的取值范围内能获得最优值。笔者通过理论分析并参考有关文献[6]推荐设计变量 k_1 、 k_2 及 α 的取值范围如下:

$$\left. \begin{aligned} 0.4 &\leq k_1 < 1 \\ 3 &\leq k_2 \leq 9 \\ 0.12217 &\leq \alpha \leq 0.34907 \\ &(\text{即 } 7^\circ \leq \alpha \leq 20^\circ) \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

求解 $f(x)$ 最小值的目标函数式(29)及设计变量 k_1 、 k_2 、 α 的边界条件(30)式一道,构成了一个三维有边界约束的优化设计命题,它可利用计算机求解。

本文采用适应性较强,计算方便的直接法——变量轮换法[7]求解目标函数的最优值。该法基本思想是,将一个多变量函数的最优化问题转化成一系列单变量函数的最优化问题来求解。在参考已有资料的基础上,笔者用BASIC语言编写了一个螺旋密封封液能力优化设计的通用计算程序(略),并在WANAN机上调试通过。本程序通用性较好,欲求其它目标函数最优值时,只需修改表示目标函数的语句和输入数据即可,其程序框图如图6所示。

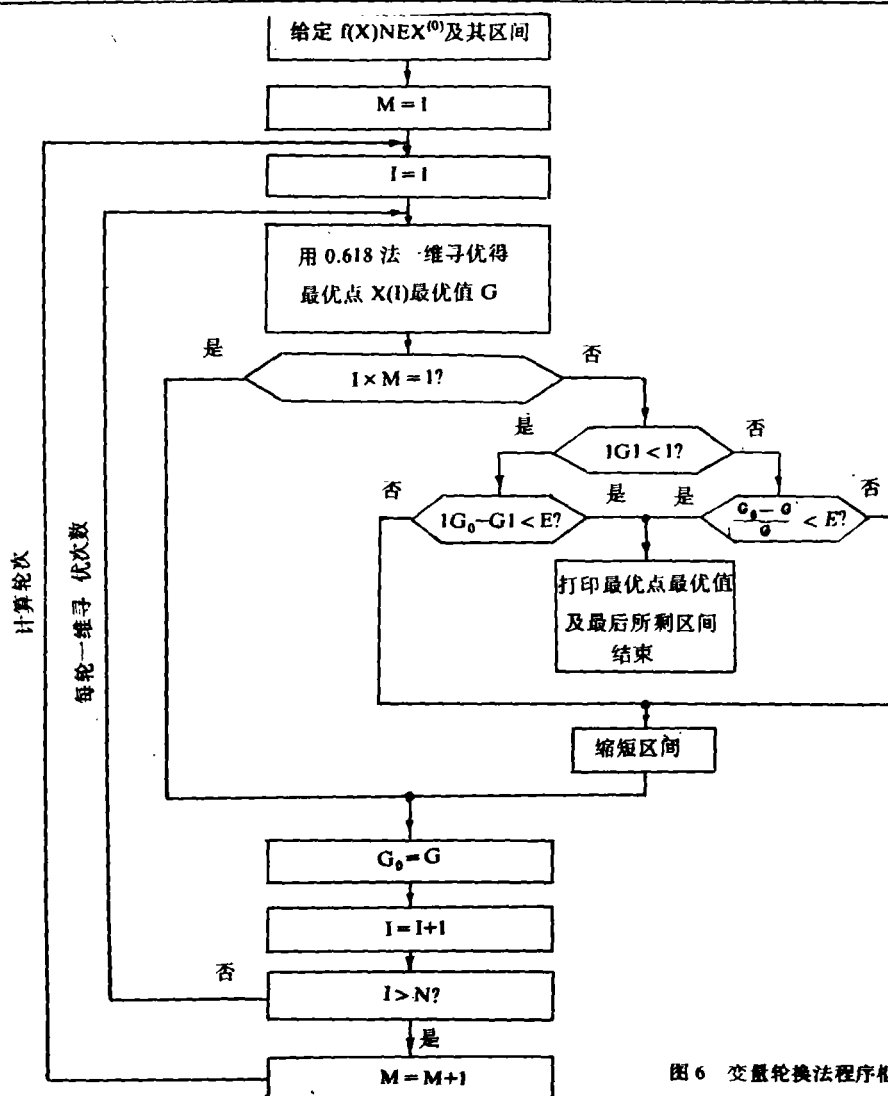


图6 变量轮换法程序框图

使用本程序时，应输入下列数据：

N ——目标函数的维数（本例 $N = 3$ ）

E ——精度（本例取 $E = 0.00001$ ）

$A(I)$ ——第 I 维变量的初始区间的起点（本例 $A(1) = 3$, $A(2) = 0.12217$, $A(3) = 0.4$ ）

$B(I)$ ——第 I 维变量的初始区间的终点（本例 $B(1) = 9$, $B(2) = 0.34907$, $B(3) = 1$ ）

$X_0(I)$ ——初始点的第 I 维坐标（本例可在各变量的取值范围内任意选定）

本例计算机计算及打印结果：

$F = 1.351956$

$A(I)$	$B(I)$	$X(I)$
3	5.528598	4.720627

$$\begin{array}{ccc} 0.1541341 & 0.34907 & 0.1895187 \\ 0.4 & 1 & 0.5003106 \end{array}$$

即利用本程序求优所获得的最佳螺旋几何参数为: $k_1 = 0.5003106$, $k_2 = 4.720627$, $\alpha = 0.1895187\text{rad}$ (即 $\alpha = 10.858^\circ$)

由此得到的密封系数最大值为:

$$k_{smax} = \frac{1}{F} = \frac{1}{1.351956} \approx 0.74$$

4 结果分析及说明

为了验证本文所建立的封液能力公式 (26) 的正确性, 笔者以三种不同的封液能力理论公式计算结果与文献[2]提供的实测数据进行比较。表 2 为实测用的螺旋密封参数, 表 3 为在与实测条件相同的螺旋密封参数情况下, 用本文公式, 布恩-太尔式, 克里斯式计算出的封液能力值与实测结果对照表*。通过分析比较, 可以得出以下几点结论:

4.1 在螺旋密封结构、介质、转速相同的情况下, 用本文公式计算出的密封系数 k_s 值比克里斯式算出的 k_s 值大, 因而其封液能力也相应增大。这与本文对密封装置中的泵送流量和泄漏量的计算方法进行改进而使泵送能力提高, 泄漏量减少的理论分析结论是一致的。如果两式均用最佳螺旋几何参数值代入, 则 k_s 增大的幅度更明显 (表 1)。

4.2 用本文公式计算出的封液能力值与实测结果较接近 (见表 3), 说明本文所建立的封液能力理论公式比布恩-太尔式、克里斯式更接近实际, 实用性较好。

4.3 螺旋密封的密封能力, 受泵送液体的粘度影响很大, 液体粘度越高, 封液能力越强, 表 2 充分反映了这点。对于密封压差较高而被密封液体的粘度又较低时, 为了增大封液能力, 建议采用背叶片-螺旋组合密封结构[8], 通过设置在叶轮后盖板上的背叶片所产生的离心力效应起减压作用, 可大大减小螺旋密封前的压力。

4.4 本文建立的封液能力公式 (26) 是在没有考虑螺旋长度, 偏心度的影响, 且流动状态为层流的情况下得到的。若不满足此条件, 则公式需修正, 其修正方法可参考文献[3]。

k_{smax} 的比较

表 1

	最佳螺旋几何参数			k_{smax}
	k_1	k_2	α	
Crease 式	0.5	3.6	15.8°	0.55
本文公式	0.5003106	4.720627	10.858°	0.74

* 为便于同实测结果比较, 表中单位均采用工程单位制

实测时所用的螺旋密封参数

表 2

	轴封	介质	轴径 d (mm)	转速 n (rpm)	螺旋角 α ($^{\circ}$)	螺旋工作 长度 L (mm)	槽宽 s (mm)	齿宽 a (mm)	槽深 h (mm)	间隙 c (mm)	螺旋 头数 i
3k-9 型泵	2 [#]		31		5 $^{\circ}$ 21'		3	2	0.8	0.1	2
	3 [#]	水	31	2950	7 $^{\circ}$ 51'	70	3	1.5	0.6	0.2	3
	4 [#]		31		12 $^{\circ}$		3	2	0.6	0.15	4
试验台	2 [#]	油(30 [#])	48	1440	10 $^{\circ}$ 26'	240	7	7	0.5	0.2	2

实测密封压差与理论计算值比较(kgf/cm²)

表 3

	介质	轴封	实测密封压差	按 Boon-Tal 式 计 算	按 Crease 式 计 算	按本文公式 计 算
3k-9 型泵		2 [#]	0.23~0.27	0.14	0.146	0.188
	水	3 [#]	0.09	0.036	0.037	0.051
		4 [#]	0.18~0.20	0.078	0.079	0.107
试验台	油 (30 [#])	2 [#]	3.1	5	2.453	3.454

参 考 文 献

- (1) Boon E.F., Tal S.E. Hydrodynamic Seal for rotating shafts . Chemie Ingenieur-Technik, Vol.31, No.3, 1959
- (2) Crease A.B. windback Seal-Single theory and design method and the main practical limitations. proc. of 7th ICFS, 1975
- (3) 戴国兴. 泵用螺旋密封的应用试验与理论探讨. 水泵技术, 1981.2
- (4) 上海化工学院等. 化学工程. 化学工业出版社, 1981
- (5) 顾永泉. 流体动密封. 石油大学出版社, 1990
- (6) 屈贤明等. 螺旋槽式粘性旋转密封. 润滑与密封, 1981.3
- (7) 范鸣玉等. 最优化技术基础. 清华大学出版社, 1982
- (8) 周志安. 背叶片-螺旋组合密封的封液能力及其应用. 化工装备技术, 1989,5

Research And Optimizing of Sealing Capability For Screw Seal

Zhou Zhian

Ou Yangxin

(Zhengzhou Institute of Technology) (Beijing Chemical engineering machinery workshop)

Abstract: On the basis of analyzing screw sealing principle, This paper discussed practical distributing regulation of Various flow Velocity in sealing device, Point to theoretical formula occurred problems on sealing Capability for screw seal, Built better practicality and new theoretical formula on sealing capability, By optimizing, Optimum screw geometry parameters is determined, To meet the needs of engineering design.

Keywords: Screw Seal , Sealing Capability, optimizing design

——获奖成果简介——

ZXL—65 型锅炉微机控制系统

由我院计自系陈铁军博士等研究的“ZXL—65 型锅炉微机控制系统”, 于 91 年通过省科委鉴定, 并获得 92 年河南省科技进步二等奖。

该系统用 16 位工程微机和链系统方法控制小火电厂 65T / 小时煤粉锅炉, 方法新颖, 技术先进, 可降低煤耗 8.5%, 即下降 49 克 / 千瓦时标准煤, 折合人民币 35.28 万元 / 年, 具有较好的经济效益。该系统在应用实践中控制效果良好, 稳定可靠, 完全满足小电厂安全可靠要求, 值得推广应用。