

基于流体力学泄漏模型的螺杆泵泄漏机理分析^{*}

张元勋¹ 唐倩² 李忠华² 严迪²

(1. 重庆大学航空航天学院, 重庆 400044; 2. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要: 针对螺杆泵筒壁间隙、啮合间隙等决定螺杆泵性能的关键间隙设计问题,在研究螺杆各项间隙构成原理的基础上,运用流体力学间隙泄漏理论,建立泵腔间隙泄漏压差流和剪切流模型,分别分析螺杆泵筒壁间隙和啮合间隙的泄漏量,得到螺杆泵不同间隙泄漏的表达式。以主动螺杆2头、从动螺杆3头的双螺杆泵为例,通过理论计算与试验对比分析了螺杆转速、压差对泵泄露的作用机理,揭示了螺杆转速、泵进出口压差对螺杆泵流量特性及容积效率特性的影响规律,从而完善了螺杆泵转子设计理论,提升了螺杆泵输送性能。

关键词: 螺杆泵 泄漏 间隙 容积效率

中图分类号: TH327 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)10-0326-07

引言

螺杆泵作为容积式泵系列中的典型产品,具有结构简单、输送介质粘度范围广、液力脉动小等优点^[1-2]。多年来,螺杆泵的研究者分别在螺杆齿形曲线设计优化^[3-5]、螺杆加工刀具设计^[6-8]及螺杆泵密封性能^[9-12]等方面开展了诸多研究。然而,由于螺杆齿面构型的复杂性使得螺杆泵的间隙控制相比其他类型容积式泵具有更大的不确定性和不均匀性^[13-14],严重影响螺杆泵的容积效率和使用寿命。

螺杆间隙的波动性直接决定螺杆泵的性能及寿命,间隙过大导致泵的内泄漏量增加,容积效率降低;间隙过小则导致运转部件间的摩擦增加,使用寿命降低^[15],因此,螺杆间隙的合理设计备受学者们重视^[16-18]。但是,对于间隙的构成及其影响没有形成系统的理论;普遍采用样机试验的方法,对不同间隙条件下泵的性能进行预测,研发效率低,资源浪费严重。因此,深入研究螺杆泵间隙对泵输送性能的作用机理,获得螺杆泵各项间隙的构成及其对泵性能的影响规律,是螺杆泵性能提高的关键。

本文在研究螺杆各项间隙构成原理的基础上,对螺杆间隙进行分类,针对螺杆泵筒壁间隙、啮合间隙等决定螺杆泵性能的关键间隙的设计问题,运用流体力学间隙泄漏理论,分别建立泵腔间隙泄漏压差流和剪切流模型,分析螺杆泵筒壁间隙和啮合

间隙的泄漏量,得到螺杆泵不同间隙泄漏的表达式。以主动螺杆2头、从动螺杆3头双螺杆泵为例,分别分析螺杆转速、泵进出口压差对螺杆泵流量特性及容积效率特性的影响,并与试验结果进行对比,验证模型的正确性。

1 螺杆泵间隙构成

螺杆泵工作过程中泄漏间隙主要有:①螺杆转子齿顶与泵缸筒壁之间形成的筒壁间隙 δ_1 。②啮合区主动螺杆齿顶与从动螺杆齿根或者主动螺杆齿根与从动螺杆齿顶所形成的径向间隙 δ_2 。③啮合区螺杆齿面之间沿接触线均匀分布的法向间隙,将其沿圆周投影到轴截面即为法向间隙 δ_3 (图1)。其中,由螺杆啮合线及筒壁所形成的泄漏三角形,由于其与法向间隙及筒壁间隙相连,且靠近啮合区,因此将泄漏三角形间隙合并到法向间隙。

1.1 筒壁间隙构成

螺杆泵靠相互啮合的螺杆绕各自的轴线旋转产生容积变化将液体从一端吸入,输送到另一端排出。研究发现,螺杆的筒壁泄漏间隙有效泄漏长度与泵缸缸筒长度并不相等。如图2所示,在低压区,由于筒壁间隙内液体与进口液体相连,筒壁间隙内液体压力等于进口压力;同理,在高压区,齿槽内液体与出口压力相等。因此,在螺杆进口端与出口端的某一范围内,筒壁间隙不发生泄漏。

收稿日期: 2013-09-26 修回日期: 2013-10-27
^{*} 国家自然科学基金资助项目(51175522)、教育部创新团队发展计划资助项目(IRT1196)和重庆市自然科学基金(重点)资助项目(cstc2013jjB70002)
作者简介: 张元勋,博士生,主要从事螺杆泵和水泵等泵类产品基础理论研究,E-mail: yuanxun.zhang@yahoo.com
通讯作者: 唐倩,教授,博士生导师,主要从事机械传动、流体机械及计算机辅助仿真研究,E-mail: tqcqu@cqu.edu.cn

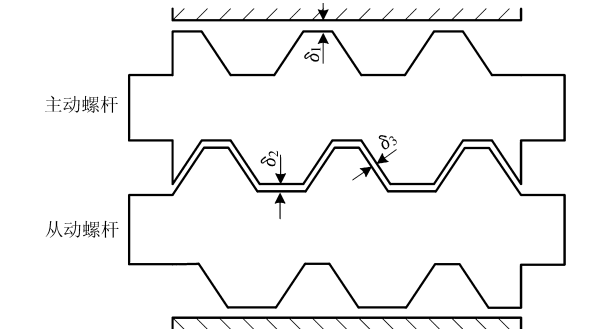


图 1 螺杆泵泄漏间隙示意图

Fig.1 Diagrammatic sketch of clearance of pump leakage

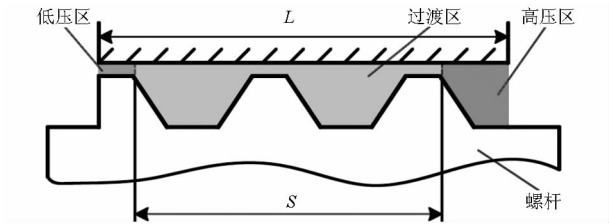


图 2 筒壁间隙泄漏长度

Fig.2 Length of top clearance of tooth

过渡区即为有效泄漏区。随着螺杆的转动,液体将沿着轴向流向泵的排出端,过渡区液体压力从进口端到出口端逐渐增加。螺杆每转一周,过渡区将会重复一次上述运动。由于主动螺杆是双头的,因此过渡区长度即为螺杆螺距的 2 倍,即主动螺杆导程,称过渡区为有效泄漏区域。

1.2 法向间隙构成

法向间隙又称为啮合间隙,是指螺杆齿面在啮合过程中接触线所形成的间隙。螺杆在相互啮合运动中,主动螺杆与从动螺杆齿面相接触所形成的空间曲线即为螺杆的理论接触线。为了避免螺杆的接触磨损造成功率损失,实际加工过程往往要留出一定的间隙,该间隙即为沿着接触线分布的主、从螺杆齿面的法向距离,因此又称螺杆法向间隙。径向间隙理论上是螺杆的齿顶与齿根在运动中接触线所形成的间隙,严格意义上属于法向间隙。为了计算方便,本文将径向间隙归为法向间隙处理(图 3)。

泄漏三角形理论上是 由主动螺杆、从动螺杆接触线的顶点(该点不在齿顶圆上)与其分别对应的筒壁的接触点(该点为齿顶圆与筒壁的交点)所形成的一个空间曲边三角形(图 3)。将该空间曲边三角形沿圆周方向投影到轴截面即为图 4a 所示三角形 MON 。

螺杆泵在运转过程中,理论啮合间隙为零,此时,泵的主要泄漏发生在泄漏三角形区域(图 4a 中 MNO 区域)。为避免螺杆啮合时功率损失,在加工螺杆时预留一定的间隙,使得齿面在满足理论齿形

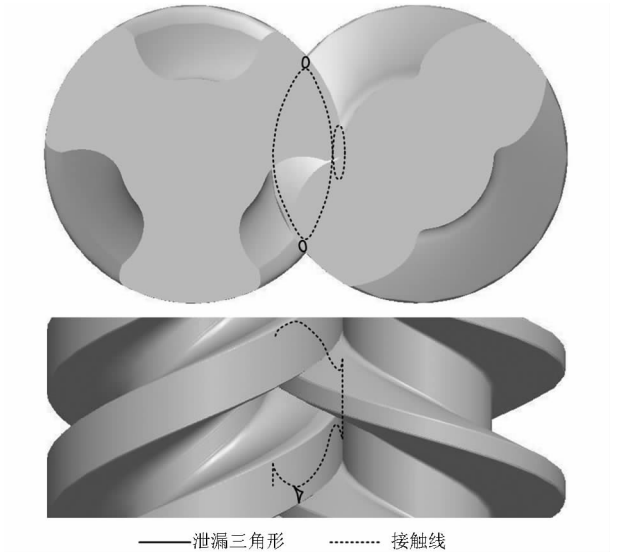


图 3 螺杆接触线示意图

Fig.3 Diagram of contact line of screw rotors

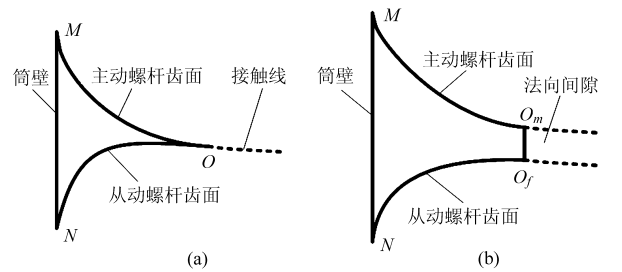


图 4 泄漏三角形演化示意图

Fig.4 Diagram of evolution of leakage triangle

(a) 泄漏三角形理论廓形 (b) 泄漏三角形实际廓形

共轭的同时,保证其实际运转中不接触,螺杆齿面接触线也将沿着各自螺杆齿面法向向内偏移成为两条空间的等距曲线,两空间曲线间的距离即为螺杆齿面的法向间隙。进一步,螺杆齿顶接触点 O 也将分为主动螺杆齿顶接触点 O_m 和从动螺杆齿顶接触点 O_f ,原来的泄漏三角形也变为图 4 所示曲边四边形 NMO_mO_f 。由于啮合间隙的存在,原来封闭的泄漏三角形与螺杆齿面法向间隙连通,使其联合构成螺杆齿面法向间隙泄漏。

2 螺杆泵内泄漏模型

2.1 筒壁间隙泄漏计算模型

由 1.1 节分析可知,螺杆筒壁间隙泄漏只发生在螺杆有效泄漏区域,而且,该区域液体也随着螺杆的转动,由进口端面移动到出口端面。其有效泄漏长度为螺杆导程 S 。进一步分析螺杆及泵缸缸筒几何关系(图 5)可以得到,螺杆的筒壁间隙泄漏可以理解为如下情形:一个 ∞ 形物体在一个 ∞ 形筒壁内沿轴向匀速移动,其形成的间隙是均匀的,且该物体在筒内的运动方向是沿轴向由低压方向运动到高压方向,该物体在筒内运动过程中所形成的间隙泄漏

量即为螺杆筒壁间隙导致的泄漏量。

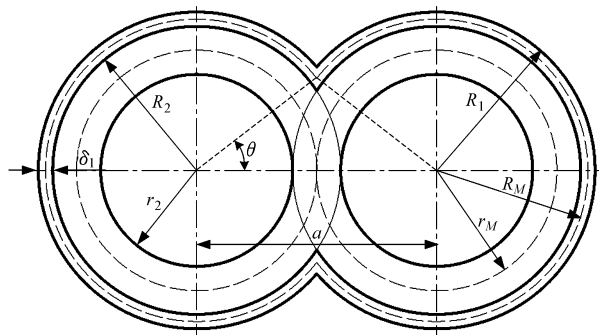


图 5 筒壁间隙示意图

Fig. 5 Diagrammatic sketch of top clearance of tooth

如图 5 所示筒壁间隙为 δ_1 ，将该间隙沿某一方

向展开到平面上，那么该筒壁间隙泄漏量的计算即可转换为两平行平板间间隙的泄漏量。平板间隙中的流动一般为层流，分 3 种类型：压差造成的流动称压差流动、相对运动造成的流动称剪切流动和压差与剪切同时作用下的流动。螺杆泵是一种容积式泵，将液体由低压区输送到高压区，结合前面分析，螺杆泵的筒壁间隙泄漏是包含压差流和剪切流的混合流动，其中，压差流来自泵进出口的压差；剪切流则由螺杆的旋转带动螺杆齿顶沿壁面的轴向移动（速度 u_i ）引起。

由上述分析可知，假定图 6 中平板 A 为螺杆齿顶有效泄漏区移动构成的柱面所展开的平板，平板 B 为对应筒壁所展开的平板，其中平板 B 相对静止，平板 A 相对平板 B 有相对移动速度 u_i ，平板宽度均为 b ，平板间隙 $h = \delta_1$ ，有效长度 l 为主动螺杆的导程。假定液体不可压缩，质量力忽略不计，粘度不变。在液体中取一个微元体 dx, dy （宽度方向取单位长度），作用在它与液流相垂直的 2 个表面上的压力为 p 和 $p + dp$ ，作用在它与液流相平行的上下两个表面上的切应力为 τ 和 $\tau + d\tau$ ，因此微元体的受力平衡方程为

式中 p ——压力 τ ——切应力

$$p dy + (\tau + d\tau) dx = (p + dp) dy + \tau dx \quad (1)$$

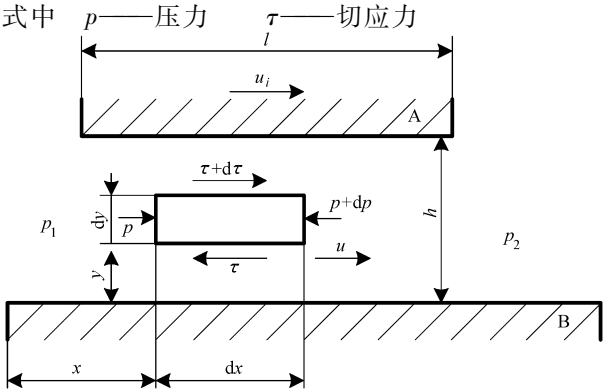


图 6 平行平板间隙流动示意图

Fig. 6 Diagram of parallel plate flow

结合牛顿内摩擦定律并积分可得

$$u = \frac{y^2}{2\mu} \frac{dp}{dx} + C_1 y + C_2 \quad (2)$$

式中 C_1, C_2 ——积分常数

μ ——动力粘度

由平板间隙流动方式并结合以上分析可知，图 6 所示间隙流动是压差流和剪切流的叠加。因此对式(2)分以下两种情况讨论。

(1) 压差流

平板 A 相对平板 B 静止，在间隙两端只有压差存在。根据边界条件 $y = 0$ 时， $u = 0$ ； $y = h$ 时， $u = 0$ 可以得到

$$C_1 = -\frac{h}{2\mu} \frac{dp}{dx} \quad C_2 = 0$$

于是由压差引起的平板间隙泄漏量为

$$q_p = \frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p \quad (3)$$

从式(3)可以看出，通过间隙的流量与间隙的三次方呈正比。

在压差作用下，流过固定平行平板缝隙的流量与缝隙宽度 b 、压力差 Δp 、缝隙厚度 h 的三次方呈正比，而与液体的动力粘度、缝隙长度 l 呈反比。

(2) 剪切流

两平行平板有相对运动，速度为 u_i ，无压差，这种流动称为纯剪切流动。根据边界条件，当 $y = 0$ 时， $u = 0$ ；当 $y = h$ 时， $u = u_i$ ，且 $dp/dx = 0$ ，代入式(2)得

$$C_1 = \frac{u_i}{h} \quad C_2 = 0$$

因此，可以得到螺杆泵在工作过程中由于筒壁间隙而导致的泄漏量为

$$q_w = \frac{bh^3}{12\mu l} \Delta p \pm \frac{bh}{2} u_i \quad (4)$$

其中 $b = \frac{R_1 + R_2}{2} = R_M \quad h = \delta_1$

$$u_i = 2\pi n R_M \tan \lambda$$

式(4)中正、负号的确定：当长平板 B 相对于短平板 A 的运动方向和压差流动方向一致时，取“+”号；反之取“-”号。本文中泵缸缸筒相对螺杆齿顶的移动方向与压差方向相同，结合螺杆泵几何参数可以得到螺杆泵筒壁间隙泄漏计算模型

$$q_w = \frac{R_M \delta_1^3}{12\mu S} (p_1 - p_2) + \pi n R_M^2 \delta_1 \tan \lambda \quad (5)$$

2.2 法向间隙泄漏计算模型

由 1.2 节分析螺杆法向间隙的形成原理，结合螺杆运动过程中啮合区的几何特性，可以将螺杆法向间隙泄漏看作是局部管道截面突然缩小的管道流

动。当流体从大直径管(即螺杆高压腔)流入小直径管(即螺杆法向间隙)过程中,流线弯曲,流束截面收缩;进入小直径管后,由于惯性,流束继续收缩至最小截面,即为本文所述螺杆法向间隙,而后逐渐增大流入螺杆低压腔中,构成螺杆法向间隙泄漏。由于螺杆法向间隙是由均匀的等距空间曲线构成,其法向啮合间隙将构成一个空间的曲边矩形。

综上所述,螺杆法向间隙泄漏可以看成是下述情形:主、从螺杆啮合区的法向间隙 δ_3 随着螺杆的轴向移动由低压腔逐渐移动到高压腔,如图 7 所示,物体 M 即为螺杆啮合齿面,物体 N 为泵缸缸筒,M 相对 N 有一轴向速度 u_1 , p_1 为高压区压力, p_2 为低压区压力,由于螺杆的啮合运动,结合泵缸缸筒的密封作用,将高低压腔液体分割开,并由物体 M 的轴向移动将高压腔液体输送到出口处。在此过程中,螺杆法向间隙的泄漏假定为矩形薄壁小孔,其中小孔的高度即为法向啮合间隙 δ_3 ,小孔的长度即为螺杆齿面接触线长度与泄露曲边四边形的径向长度之和。

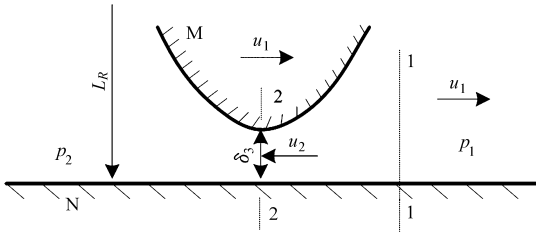


图 7 小孔泄漏模型示意图

Fig. 7 Diagram of leakage model for small holes

根据以上分析,对于图 7 所示的通过薄壁小孔的液流,取截面 1-1 和 2-2 为计算截面,设截面 1-1 处的压力和平均速度分别为 p_1 、 u_1 ,截面 2-2 处的压力和平均速度分别为 p_2 、 u_2 。选取同一高度处液体,伯努利方程为

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{1}{2} \rho \alpha_1 u_1^2 = p_2 + \rho gh_2 + \frac{1}{2} \rho \alpha_2 u_2^2 + p_w \tag{6}$$

其中
$$p_w = K \frac{\rho u_2^2}{2} \tag{7}$$

式中 ρ ——液体密度 p_w ——局部压力损失
 K ——修圆进口局部损失因数
 α_1 、 α_2 ——截面 1-1、2-2 液体动能修正系数,即截面上实际动能与平均流动计算的动能之比值

由于液体在流经小孔时,其压力能损失主要是液体断面的突然变小而导致的局部损失,液体粘度在该情况下可以忽略。因此,各截面动能修正系数在此处取值为 1。

关于相对运动速度的计算方法可参考齿轮啮合

原理^[19],此处不再赘述。将式(7)代入式(6)并化简得

$$u_2 = \sqrt{\frac{p_1 - p_2 + \frac{1}{2} \rho u_1^2}{\frac{1}{2} \rho (1 + K)}} \tag{8}$$

结合表 1 所列修圆进口局部损失因数,以及螺杆齿面及法向间隙几何特性,可以确定本文中修圆进口局部损失因数为 0.04。

表 1 修圆进口的局部损失因数				
Tab. 1 Partial loss factor of tip rounding import				
	r/D	0.02	0.06	≥ 0.15
	K	0.28	0.15	0.04

通过以上分析,可以得出螺杆泵法向间隙泄漏量为

$$q_n = (l_c + l_t) \delta_3 \sqrt{\frac{p_1 - p_2 + \frac{1}{2} \rho u_1^2}{\frac{1}{2} \rho (1 + K)}} \tag{9}$$

式中 l_c ——螺杆接触线长度^[20]
 l_t ——泄露曲边四边形径向方向长度

2.3 实例计算模型

对于螺杆泵法向间隙,由于螺杆啮合区几何特性复杂,且多为空间分布,不能直观判断螺杆法向间隙的构成。这里,将图 8a 中从动螺杆沿着半径为 r' 的圆展开到一个平面上,其中半径为 r' 的圆是一个与 AB 线相切的圆。其剖面图如图 8b 所示。在图 8c 中,空白区域为从动螺杆齿槽部分,M、N 分别对应主动螺杆的两头。

以从动螺杆为相对静止状态,考察主动螺杆的运动情况。主动螺杆的旋转运动在图 8c 中可以看作为主动螺杆齿顶 M、N 的 x 与 z 方向运动的合成,即主动螺杆转动一个角度,在图 8c 中体现为 M、N 由位置 I-I 运动到 II-II。其中包含着螺杆的圆周运动(x 方向移动)和轴向运动(z 方向移动)。进一步可以得到,螺杆在相互运动过程中,泄漏三角形的大小及其相对主动螺杆齿顶的位置没有发生变化;主动螺杆与从动螺杆在半径 r' 的圆上接触点位置相对从动螺杆(地面坐标系)来说,则是沿着 z 方向逐渐移动到出口。同理,在螺杆齿槽不同半径圆上的接触点,其相对地面坐标系仅做轴向运动(z 方向移动),彼此相邻的接触点则处于相对静止,这样就构成隔离螺杆高、低压腔的分割线(即螺杆齿面接触线)。

结合图 3 和 8c 可以看出,当螺杆泵工作时,主、从动螺杆啮合区将形成稳定的接触线,其有效作用

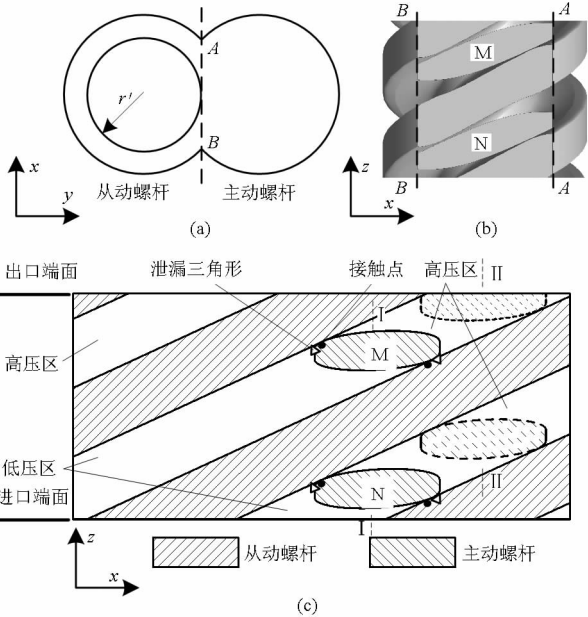


图 8 泵腔内流动特性示意图

Fig. 8 Diagram of flow characteristics in pump cavity

的长度即为主动螺杆 M、N 作用的轴向区域。在该区域内，M、N 分别分割着一个螺距内从动螺杆的高、低压腔，且由于主动螺杆是两头，因此，该螺杆泵接触线的有效长度即为主动螺杆的导程。

图 8 所示泄漏三角形分别分布在螺杆齿面的上下两侧，且与泵缸缸筒相连。从图中也可以明显看出，分割螺杆齿齿槽高、低压腔的泄漏三角形个数为主动螺杆头数的两倍，即在该型螺杆泵中有效泄漏三角形个数为 4 个。

在获得螺杆啮合区几何特性及密封特性后，即可用式(9)计算螺杆泵法向间隙泄漏。以某一双螺杆泵为例，计算分析压差、转速、导程及间隙等对螺杆泵流量、容积效率的影响关系。各参数如表 2 所示。

表 2 螺杆几何参数

Tab.2 Geometry parameters of screw rotors

参数	数值	
	主动螺杆	从动螺杆
头数	2	3
节圆半径/mm	42	63
根圆半径/mm	35	35
顶圆半径/mm	70	70
螺距/mm	61	61
中心距/mm	105	
接触线长度/mm	155	
泄漏三角形等效长度/mm	7.5	

3 试验及讨论

如图 9 所示，由电动机经扭矩、转速仪将扭矩传递到待试验螺杆泵上，油路经过滤器进入到螺杆泵，泵出口依次连接流量计、过滤器并经冷却器回流油

箱。其中，阀门控制泵进口油流量，各仪器仪表测量精度依次为：转速表 $\pm 0.5\%$ 、压力表不低于 1.5 级、温度表 $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 、流量计不大于 0.5%、转矩仪小于 $\pm 1.5\%$ 。

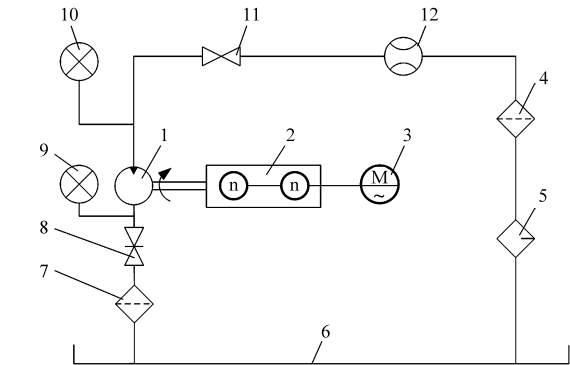


图 9 螺杆泵试验装置简图

Fig. 9 Diagrammatic sketch of screw pump test unit

1. 泵 2. 扭矩、转速仪 3. 电动机 4. 过滤器 5. 冷却器 6. 油箱
7. 过滤器 8、11. 阀门 9. 真空表 10. 压力表 12. 流量计

试验用油为 CD40 润滑油，密度 889 kg/m^3 ，油温 $50\sim 70^{\circ}\text{C}$ ，动力粘度 $5.25\times 10^{-2}\text{ Pa}\cdot\text{s}$ 。

在计算螺杆泵理论流量及容积效率时，螺杆法向间隙与筒壁间隙均为均匀变化，各间隙宽度不随螺杆的转动而变化，是一种理想状况。然而，由于螺杆加工误差的存在，不能保证各项间隙均匀变化，导致螺杆在啮合运动过程中法向间隙与筒壁间隙随螺杆的运转而产生周期性的变化。由于螺杆间隙周期性变化的存在，使得螺杆在运转过程中泄漏量也随着产生变化，且与计算结果存在一定差距。

图 10 所示为初始进口压力 50 kPa ，转速为 $2\,100\text{ r/min}$ ，导程 122 mm ，螺杆齿面法向间隙 0.12 mm ，筒壁间隙 0.24 mm ，理论流量为 $164.15\text{ m}^3/\text{h}$ 时试验与计算的结果对比。当出口压力低，即压差小时，计算结果与试验结果偏差较小。随着压差的增加，在间隙一定的条件下，螺杆泵泄漏量将随之增加。说明压力对螺杆的容积效率影响很大，进一步可以得到，压差流在螺杆泵泄漏中占主导地位。

由图 10 可知，随着压差的增加，计算结果与试

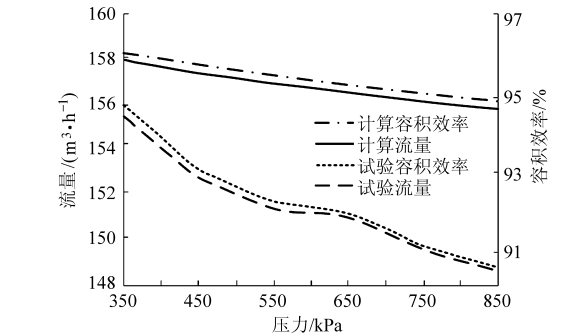


图 10 泵流量-压力-容积效率特性曲线

Fig. 10 Characteristic curve of rate of flow-pressure-volumetric efficiency

验结果的偏差也越来越大,正如前面分析,计算是在间隙均匀的条件下完成的,而试验所得结果是在螺杆间隙不均匀条件下完成的,这就说明,螺杆加工间隙的误差在低压条件下表现不明显,当压差增加时,其间隙的不均匀性也将凸显出来。

螺杆泵理论流量为

$$q_{ideal} = S_{fluid} L_{main} n_{main}$$

式中 q_{ideal} ——螺杆泵在转速为 n_{main} 时的理论流量
 S_{fluid} ——泵腔流道截面面积
 L_{main} ——主动螺杆导程
 n_{main} ——主动螺杆转速

由上述分析可知,螺杆啮合间隙的不均匀性在转速恒定的条件下,随着压力的增加将表现的愈来愈明显;当螺杆压差恒定时,螺杆间隙对泵流量特性的影响也将随转速的变化而变化(图 11,试验条件为初始进口压力为 50 kPa,出口压力 850 kPa,导程 122 mm,螺杆齿面法向间隙 0.12 mm,筒壁间隙 0.24 mm)。由图中流量曲线可以得知,在低转速(小于 1 900 r/min)时,计算结果与试验结果差别较小,即在低转速条件下,以润滑油作为输送介质的螺杆泵而言,其对螺杆由于加工而引起的间隙的不均匀性表现不是很敏感,当转速超过 1 900 r/min 时,试验所得螺杆泵的泄漏量相比计算值将越来越大,其容积效率也随之急剧下降。

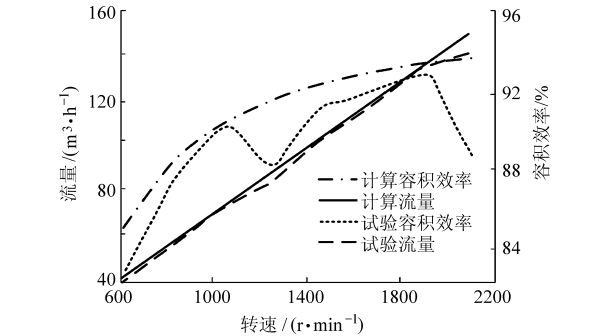


图 11 泵流量-转速-容积效率特性曲线

Fig. 11 Characteristic curve of rate of flow-rotation speed-volumetric efficiency

同时,随着转速的增加,螺杆相对筒壁的轴向速度也随之增加,由于液体粘性的作用,泵体对泵腔间隙处液体的剪切作用也将越来越明显,由于泵体对液体的剪切作用而形成的剪切流也将随着螺杆转速的增加而增加。如图 11 所示容积效率曲线,当转速小于 1 000 r/min 时,试验与计算得到的容积效率都迅速增加,此时螺杆由于加工导致的不均匀间隙对螺杆的泄漏量影响不大;当转速大于 1 000 r/min 时,计算结果显示容积效率增加速度低于前者,而试验结果偏离计算结果的幅度越来越大,导致容积效率在转速大于 1 900 r/min 时出现明显的拐点而急

剧下降。因此,对于特定的输送介质而言,过高的转速并不利于螺杆泵容积效率的提高。

为了更加直观判定所建泄漏模型的合理性,通过分析图 10 与图 11 数据计算得理论值与实测值的误差(图 12)。从图 13(试验条件为初始进口压力为 50 kPa,导程为 122 mm,螺杆齿面法向间隙 0.12 mm,筒壁间隙 0.24 mm)中可以看出,在螺杆泵额定转速范围内,理论值与实测值误差不超过 6%,验证了本文所建模型的合理性。

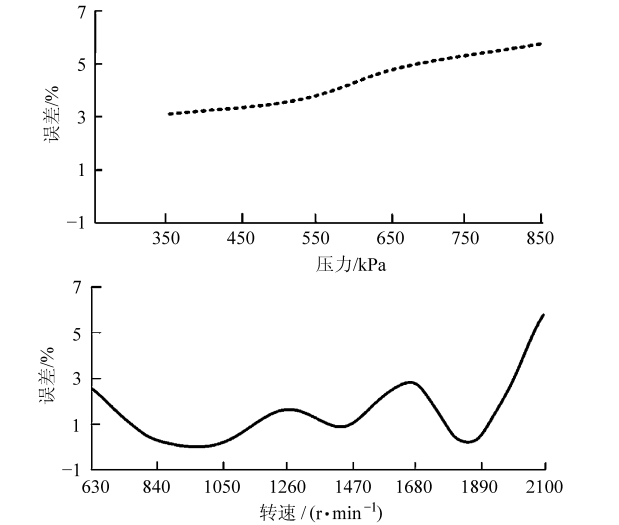


图 12 理论计算值与实际测量值误差

Fig. 12 Error curve of theory and measurement

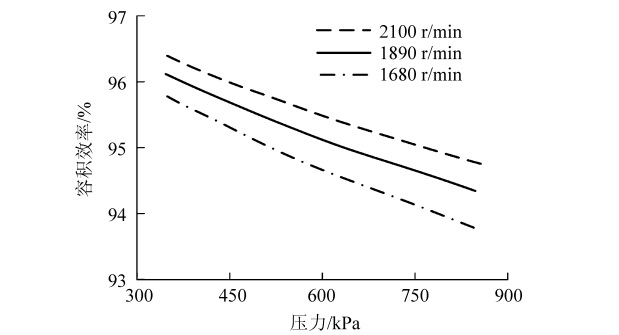


图 13 泵转速-压力-容积效率特性曲线

Fig. 13 Characteristic curve of rotation speed-pressure-volumetric efficiency

对比图 13 不同转速均匀间隙条件下螺杆泵容积效率随压差的变化关系,可以得知,螺杆泵容积效率降低的速度将随着压差的增加而增大,尤其在低转速条件下。泵容积效率降低的速度随着压差的增加而增加,随着转速的降低而增加。说明在均匀间隙条件下,过低的转速将会使螺杆泵的做功有一定的损耗,降低了螺杆泵的总效率。

4 结论

(1)分析了螺杆泵各项间隙的构成原理,对螺杆泵主要泄漏形式,运用流体力学间隙泄漏及小孔

泄漏计算方法,分别建立了螺杆泵筒壁间隙泄漏模型和法向啮合间隙泄漏模型,得到螺杆泵理论泄漏量数值计算方法。

(2)搭建了螺杆泵流量特性试验台,理论与试验对比分析了螺杆泵螺杆转速、压差对容积效率的

影响,获得了不同工况条件下螺杆间隙对螺杆泵流量特性的作用规律。

(3)比较了螺杆泵主要工况下理论计算值与实测值的大小,二者结果较为一致,且理论计算值最大误差小于6%,说明本方法是切实可行的。

参 考 文 献

1 Nakashima Celso Y, Jr Silvio de Oliveira, Caetano E F. Heat transfer in a twin-screw multiphase pump: thermal modeling and one application in the petroleum industry[J]. Energy, 2006, 31(15): 3415-3425.

2 李福天. 螺杆泵[M]. 北京: 机械工业出版社, 2010.

3 张波, 魏益民, Wolfgang Sietze, 等. 双螺杆挤压机螺杆元件类型对扭矩和压力的影响[J]. 农业机械学报, 2007, 38(9): 71-74.

Zhang Bo, Wei Yimin, Wolfgang Sietze, et al. Influence of twin-screw extruder screw element type on the torque and pressures during extrusion [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(9): 71-74. (in Chinese)

4 Pennacchi P, Sexto L F. Design improvement of screw pump power sources for hydraulic elevators to reduce noise emissions [J]. Noise Control Engineering Journal, 2007, 55(2): 164-171.

5 潘中永, 潘希伟, 李晓俊, 等. 离心泵泄漏流转子动力学特性分析[J]. 农业机械学报, 2013, 44(11): 67-71.

Pan Zhongyong, Pan Xiwei, Li Xiaojun, et al. Rotordynamic analysis of leakage flow in centrifugal pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(11): 67-71. (in Chinese)

6 Wu Yuren, Fong Zhanghua. Improved rotor profiling based on the arbitrary sealing line for twin-screw compressors [J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(6): 695-711.

7 王可, 赵文珍, 唐宗军, 等. 异性螺杆无瞬心包络铣削技术研究 [J]. 中国机械工程, 2001, 12(3): 294-296.

8 叶晓琰, 石海峡, 胡敬宁, 等. 外环流转子泵转子与泵体间间隙的优化选择[J]. 农业机械学报, 2007, 38(4): 81-84.

Ye Xiaoyan, Shi Haixia, Hu Jingning, et al. Optimization selection of gap between rotor and pump body of external circulation rotor pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(4): 81-84. (in Chinese)

9 Dzhanakmedov A Kh. Investigations of the destructive effect of two-phase liquid on screw pump lip seals [J]. Journal of Friction and Wear, 2008, 29(4): 310-313.

10 李晓俊, 袁寿其, 潘中永, 等. 基于结构化网格的离心泵全流场数值模拟[J]. 农业机械学报, 2013, 44(7): 49-54.

Li Xiaojun, Yuan Shouqi, Pan Zhongyong, et al. Numerical simulation of whole flow field for centrifugal pump with structured grid [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(7): 49-54. (in Chinese)

11 Hsieh Chiufan, Hwang Yiiwen, Fong Zhanghua. Study on the tooth profile for the screw claw-type pump [J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(7): 812-828.

12 熊伟, 冯全科. 双螺杆压缩机齿间间隙分布的计算[J]. 西安交通大学学报, 2004, 38(7): 682-685.

Xiong Wei, Feng Quanke. Calculation to inter-lobe clearance distribution of twin-screw compressor [J]. Journal of Xi'an Jiao Tong University, 2004, 38(7): 682-685. (in Chinese)

13 屈文涛, 胥掌世, 张弘, 等. 潜油双螺杆泵泄露模型的理论研究[J]. 石油钻探技术, 2007, 35(6): 76-78.

Qu Wentao, Xu Zhangshi, Zhang Hong, et al. Theoretical study on leakage model of submersible twin-screw pump [J]. Petroleum Drilling Techniques, 2007, 35(6): 76-78. (in Chinese)

14 Ryazantsev V M, Plyasov V V. Determining the forces on the screw in two- and three -bearing two-screw pumps[J]. Russian Engineering Research, 2010, 30(9): 877-885.

15 刘在伦, 王东伟, 梁森. 离心泵叶轮平衡孔液体泄漏量特性试验[J]. 农业机械学报, 2012, 43(7): 84-88.

Liu Zailun, Wang Dongwei, Liang Sen. Fluid leakage characteristic test on balance aperture of centrifugal pump impeller [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2012, 43(7): 84-88. (in Chinese)

16 黎耀军, 沈金峰, 刘竹青, 等. 轴流泵轮缘间隙非定常流动的大涡模拟[J]. 农业机械学报, 2013, 44(增刊): 113-118.

Li Yaojun, Shen Jinfeng, Liu Zhuqing, et al. Large eddy simulation of unsteady flow in tip region of axial-flow pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(Supp.): 113-118. (in Chinese)

17 Fong Zhanghua, Huang F C. Evaluating the interlobe clearance and determining the sizes and shapes of all the leakage paths for twin-screw vacuum pump [J]. Proc. IMechE, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 2006, 220(4): 499-506.

18 Fong Zhanghua, Huang F C, Fang H S. Evaluating the inter-lobe clearance of the twin-screw compressor by the ISO-clearance contour diagram (ICCD) [J]. Mechanism and Machine Theory, 2001, 36(6): 725-742.

19 Faydor L Litvin, Alfonso Fuentes. Gear geometry and applied theory [M]. London: Cambridge University Press, 2004.

20 Xu Jian, Feng Quanke, Wu Weifeng. Geometrical design and investigation of a new profile of the three screw pump [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 2011, 133(9): 0945011-5.

A Compound Control Strategy Combining Load Compensation with ADRC of Electro-hydraulic Position Control System

Gao Bingwei Shao Junpeng Li Jianying Ji Yajuan

(College of Mechanical and Power Engineering, Harbin University of Science and Technology, Harbin 150080, China)

Abstract: The electro-hydraulic position control system, which has the shortcomings of highly nonlinear, time-varying of the internal parameters and disturbance of the external load, seriously affects the static and dynamic control. In order to solve this problem, a compound control strategy combining load compensation with ADRC (auto disturbance rejection controller) was put forward, and the working principle of the composite control strategy was given in this paper. ADRC controller was designed, and the extended state observer was used for observing internal parameters uncertainties and external disturbances, so that the disturbance of the system is suppressed effectively. Load compensation controller was designed and the compensation model was derived. They further weakened the adverse effects on the system due to the changes in the external load, and improved the position control accuracy of the system. The composite control strategy was verified on the simulation in Matlab and semi-physical simulation platform, respectively. And the simulation and experimental results show that the electro-hydraulic position control system with ADRC controller could effectively inhibit the interference of external disturbances, and the precise positioning control was realized after introducing the load compensation controller. And then the efficiency of the method presented was verified through simulations.

Key words: Electro-hydraulic position control system Load compensation ADRC controller

(上接第 332 页)

Leakage Mechanism of Screw Pump Based on Leakage Model in Fluid Mechanics

Zhang Yuanxun¹ Tang Qian² Li Zhonghua² Yan Di²

(1. College of Aerospace Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China

2. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: Clearance leakage is the main cause of pump leakage. Aiming at the design and control of the key clearance, which determines the performance of screw pump such as clearance of barrel wall and meshing area, the model of differential pressure flow and shear flow of clearance leakage in pump cavity is established. The mathematical expressions of leakage from different clearance are obtained by analyzing the clearance leakage of barrel wall and meshing area. The influence of the rotation speed and pressure difference between inlet and outlet on flow characteristics and volumetric efficiency characteristics of screw pump is revealed by theoretical calculation and experimental analysis of twin screw pump. Based on these results, the rotor design theory of the screw pump as well as the performance of the screw pump can be improved.

Key words: Screw pump Leakage Clearance Volumetric efficiency