

# 全金属螺杆泵间隙漏失模型

郑磊<sup>1,2</sup>, 吴晓东<sup>1,2\*</sup>, 韩国庆<sup>1,2</sup>, 徐军<sup>3</sup>, 史殊哲<sup>1,2</sup>, 李准<sup>1,2</sup>

1 中国石油大学(北京)石油工程教育部重点实验室, 北京 102249

2 中国石油大学—盐城世宏石油装备有限公司采油装备联合研究中心, 北京 102249

3 盐城世宏石油装备有限公司, 盐城 224500

\* 通信作者, wuxd308@163.com

收稿日期: 2017-12-20

国家自然科学基金资助项目(51574256)和国家重点基础研究发展计划(“973”计划)(2015CB250900)联合资助

**摘要** 全金属螺杆泵的定子与转子采取间隙配合方式, 其间隙漏失规律无法沿用传统过盈配合螺杆泵的方法予以分析。基于间隙配合方式下螺杆泵腔室间的漏失机理, 借鉴线接触润滑理论计算漏失间隙结构参数, 应用缝隙流动原理建立了综合考虑不同漏失方向的压差—剪切流动漏失模型。通过模型计算结果与室内实验数据的对比, 验证了间隙漏失模型的准确性。研究表明, 特定结构全金属螺杆泵的排量特性主要受压差漏失的影响, 剪切漏失影响甚微; 工作压差越大, 转速、介质黏度越小, 间隙漏失对排量的影响越严重; 全金属螺杆泵更适用于介质黏度较高的油井举升, 实际应用中可通过合理选择泵级数、转速等途径保证其举升性能。

**关键词** 全金属螺杆泵; 间隙配合; 漏失机理; 缝隙流动; 压差—剪切漏失模型

## 0 引言

螺杆泵举升技术具有成本低、结构简单、安装方便、适应复杂工况等诸多优点<sup>[1-2]</sup>, 目前已得到广泛的研究与应用。但由于传统橡胶定子螺杆泵的定转子采用过盈配合方式, 定子衬套为橡胶材料制成, 其在耐磨、耐温、工作寿命等方面存在一定的不足<sup>[3-4]</sup>。新型全金属螺杆泵应运而生<sup>[5]</sup>, 其定子与转子均由金属材料构成, 且采用合理的间隙配合。全金属螺杆泵继承了螺杆泵的诸多优点, 同时相比传统螺杆泵也具有更强的工作适应性: (1)耐高温, 不存在定子温胀问题, 可适用于稠油热采; (2)耐磨性能好, 工作寿命长; (3)井下二次安装、检泵等工序简单, 易损件为转子, 互换性强; (4)间隙配合工作状态下可适应较高转速, 且启动更容易, 运行更节能。与此同时, 全金属螺杆泵作为一种新型举升方式, 目前也存在一定的技术难点:

(1)金属定子的成型工艺技术难度大, 间隙配合方式下定转子的整体加工精度要求高, 泵产品的生产成本难以降低; (2)油井出砂时, 停井后泵内可能出现砂埋、砂卡等问题, 目前有待进一步研究适合全金属螺杆泵的防砂工艺。但总体而言, 全金属螺杆泵因其突出优点仍具备巨大的发展潜力, 尤其在稠油开采过程中。

目前国内外已陆续展开全金属螺杆泵举升技术的油田现场试验<sup>[6-9]</sup>, 但由于全金属螺杆泵的诞生相对较晚, 其理论研究仍处于初步阶段。与此同时, 由于定转子配合方式的差异性, 全金属螺杆泵的漏失规律及排量特性无法沿用传统螺杆泵的相关认识<sup>[10-11]</sup>, 目前有待建立成熟的全金属螺杆泵间隙漏失模型。不少学者<sup>[12-16]</sup>通过室内实验与数值模拟研究了全金属螺杆泵的排量特性, 但均难以从间隙漏失机理角度对漏失量予以具体分析。Gamboa等<sup>[17-18]</sup>结合全金属螺杆泵样品的举升实验结果, 提出了间隙配合方式下的漏失量

引用格式: 郑磊, 吴晓东, 韩国庆, 徐军, 史殊哲, 李准. 全金属螺杆泵间隙漏失模型. 石油科学通报, 2018, 03: 320-331

ZHENG Lei, WU Xiaodong, HAN Guoqing, XU Jun, SHI Shuzhe, LI Zhun. The clearance leakage model for all metal progressive cavity pumps. Petroleum Science Bulletin, 2018, 03: 320-331. doi: 10.3969/j.issn.2096-1693.2018.03.029

计算方法，方法中阻力系数和漏失间隙结构参数的不确定性导致计算误差较大；Paladino等<sup>[19-20]</sup>在Gamboa的基础上建立了全金属螺杆泵间隙漏失简化模型，Nguyen等<sup>[21]</sup>将此模型拓展到了多头全金属螺杆泵，但两者均未考虑螺杆与定子相对运动引起的剪切漏失影响。同时值得注意的是，Paladino与Nguyen模型仍未真正实现漏失间隙结构参数的严格计算，其中漏失间隙长度来源于数值模拟的拟合结果。国内冯兆生<sup>[22]</sup>与孟凡国<sup>[23]</sup>提出了全金属螺杆泵漏失量计算方法，但在配合间隙结构与剪切速度的精确计算方面存在疑问。

结合螺杆泵定转子间的啮合理论与间隙配合特点，针对漏失间隙结构参数进行严格的数学计算，从漏失机理上建立了全金属螺杆泵间隙配合方式下的漏失模型，可实现对不同结构参数与工作条件下间隙漏失量的定量计算，并有利于深入认识间隙漏失对排量特性的影响。

### 1 间隙配合方式

#### 1.1 漏失机理

根据螺杆泵的运动规律及泵内啮合理论，定转子通过点啮合和线啮合形成的啮合线将螺杆泵分为多个腔室。在定转子的间隙配合方式下，全金属螺杆泵各级腔室不再密封，其工作过程伴随着漏失的发生。但由于举升流体往往具有一定的黏度，且配合间隙很小，全金属螺杆泵可在间隙流体黏性阻力的密封作用下保持正常的举升能力。工作过程中各腔室间同时存在两个方向的漏失，横向漏失发生在相邻的腔室*i*与腔室*i-1*之间，纵向漏失发生在相间隔的腔室*i+1*与腔室*i-1*之间，如图1。综合考虑腔室间的压差及螺杆旋转对流体的剪切作用，全金属螺杆泵的间隙漏失属于压差—剪切流动。

#### 1.2 间隙啮合运动分析

以定子中心为原点建立泵截面的二维坐标系，如图2。螺杆泵衬套型线上任一点均为定子与螺杆的啮合点，下面针对漏失间隙处各啮合位置的速度进行具体求解<sup>[24]</sup>。

横向漏失间隙处定转子间存在点啮合运动(如图2(a))，各点剪切速度随螺杆旋转存在周期性动态变化。

$$v_x(t) = 0 \tag{1}$$

$$v_y(t) = \begin{cases} -v_{y1} - v_{y2}(t), & \text{直线CD段} \\ v_{y1} - v_{y2}(t), & \text{直线AF段} \end{cases} \tag{2}$$

$$v_{y1} = \frac{\pi n}{60} D \tag{3}$$

$$v_{y2}(t) = \frac{\pi n e}{15} \sin \frac{\pi n t}{30} \tag{4}$$

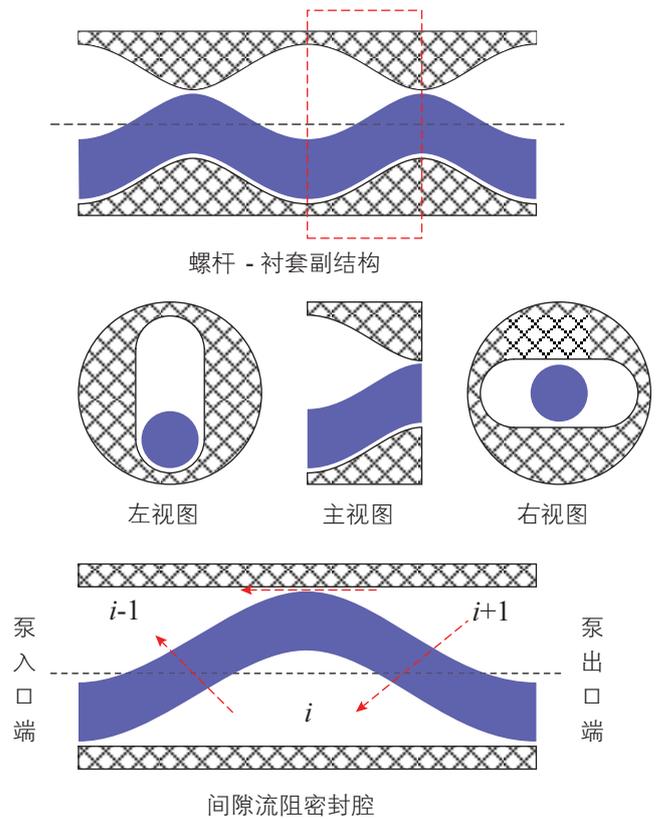
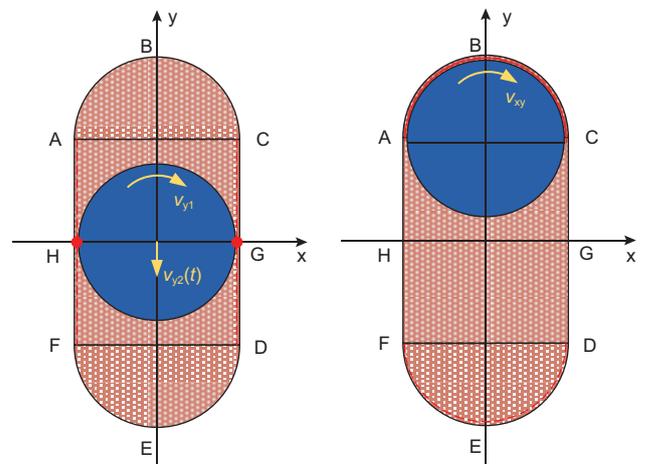


图1 全金属螺杆泵腔室间漏失机理  
Fig.1 Leakage mechanism between cavities of all metal PCP



(a) 横向漏失间隙的点啮合 (b) 纵向漏失间隙的线啮合  
图2 漏失间隙的啮合运动分析  
Fig.2 Analysis of engaging movement in leakage clearance

Fig.2 Analysis of engaging movement in leakage clearance

式中,  $v_x(t)$ 、 $v_y(t)$ 分别为不同时刻螺杆与定子直线段(CD与AF段)啮合点在x、y方向上的速度分量, m/s;  $v_{y1}$ 为截面内转子表面啮合点因旋转引起的y方向速度, m/s;  $v_{y2}(t)$ 为不同时刻截面内转子表面啮合点上下往复运动引起的y方向速度, m/s;  $t$ 为时间, s;  $n$ 为转速, r/min;  $D$ 为转子直径, m;  $e$ 为偏心距, m。

纵向漏失间隙处定转子间存在线啮合运动(如图2(b)), 各啮合点均沿圆弧旋转, 因此可直接计算相应的合速度。

$$v_{xy} = \begin{cases} \frac{\pi n D}{60}, & \text{弧}\widehat{ABC} \\ -\frac{\pi n D}{60}, & \text{弧}\widehat{DEF} \end{cases} \quad (5)$$

式中,  $v_{xy}$ 为螺杆与半圆弧段啮合点在xy平面内的合速度, m/s。

值得注意的是, 以上只是基于泵截面(xy平面)的啮合位置速度分析。在螺杆泵定转子螺旋结构配合的工作过程中, 各腔室沿螺杆泵传输方向存在螺旋推移的运动趋势, 各啮合位置沿泵体还具有轴向相对速度, 即

$$v_z = \frac{nT}{60} \quad (6)$$

式中,  $v_z$ 为各啮合点轴向相对速度, m/s;  $T$ 为导程, m。

### 1.3 漏失间隙结构计算

根据线接触润滑理论<sup>[25-26]</sup>, 两个任意截面柱体的接触问题均可通过几何模拟转化为一个当量圆柱与一个平面的接触问题, 两者构成的间隙形状如图3。

针对实际的不同截面结构, 有

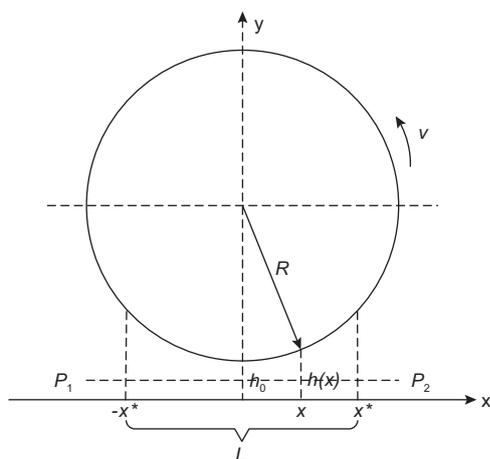


图3 当量圆柱与平面间隙

Fig. 3 Clearance between equivalent column and plane

$$R = \begin{cases} R_0, & \text{圆柱与平面} \\ \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}, & \text{两圆柱外接} \\ \frac{R_1 R_2}{R_1 - R_2}, & \text{两圆柱内接} \end{cases} \quad (7)$$

$$h(x) = h_0 + \left( R - \sqrt{R^2 - x^2} \right) \approx h_0 + \frac{x^2}{2R} \quad (8)$$

式中,  $R$ 为当量圆柱曲率半径, m;  $R_0$ 为接触截面单个圆柱的半径, m;  $R_1$ 、 $R_2$ 分别为接触截面两个圆柱的半径, m。  $h(x)$ 为距中心线 $x$ 处的液膜厚度(即两结构的接触间隙), m;  $h_0$ 为中心处液膜厚度(即最小间隙), m。

根据线接触润滑问题中的Martin理论<sup>[26]</sup>, 有

$$x^* = \tan 25^\circ 25' \sqrt{2Rh_0} \quad (9)$$

$$L = 2x^* \approx 0.95\sqrt{2Rh_0} \quad (10)$$

其中,  $x^*$ 为油膜破裂点距离最小间隙 $h_0$ 处的距离, 对应不再存在压力梯度的位置, m;  $L$ 为油膜长度, m。

由于螺杆一衬套副的型线方程较为复杂, 间隙配合方式下螺杆泵的漏失间隙结构难以精确计算, 因此借鉴线接触理论对定转子的啮合过程进行等效处理, 啮合位置处的流体漏失间隙结构参数可由油膜结构计算得到。

#### (1) 横向漏失间隙结构

横向漏失发生在螺杆曲面与衬套型线直线段(对应CD、AF两段)的点啮合间隙处(如图2(a)), 可直接将其等效为圆柱与平面接触的间隙结构处理, 结合式(8)和(10)得

$$h_T(x) = \delta + \frac{x^2}{D}, x \in [-0.475\sqrt{D\delta}, 0.475\sqrt{D\delta}] \quad (11)$$

$$L_T = 0.95\sqrt{D\delta} \quad (12)$$

式中,  $h_T(x)$ 为沿横向漏失间隙结构不同位置处的间隙高度, m;  $\delta$ 为定转子配合间隙, m;  $L_T$ 为横向间隙当量长度, m。

由于横向漏失线表现为无数个啮合点构成的包络线, 横向漏失间隙宽度可通过转子表面螺旋线方程求解<sup>[18,20]</sup>, 可得转子表面螺旋线方程<sup>[24]</sup>为

$$\begin{cases} x = \frac{D}{2} \cos \beta + e \cos \alpha \\ y = \frac{D}{2} \sin \beta + e \sin \alpha \\ z = \frac{\alpha}{2\pi} \cdot \frac{T}{2} \\ 0 \leq \beta \leq 2\pi \end{cases} \quad (13)$$

式中,  $\alpha$ 为转子表面质点相对于衬套中心的转角, rad;  
 $\beta$ 为转子表面质点相对于螺杆本身轴线的转角, rad。

据此可计算横向漏失间隙宽度为

$$b_T = \int_0^{2\pi} \sqrt{\left(\frac{dx}{d\alpha}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\alpha}\right)^2 + \left(\frac{dz}{d\alpha}\right)^2} d\alpha \quad (14)$$

$$= \sqrt{4\pi^2 e^2 + \frac{T^2}{4}}$$

式中,  $b_T$ 为横向漏失间隙宽度, m。

(2)纵向漏失间隙结构

纵向漏失发生在螺杆曲面与衬套型线半圆弧段 ( $\widehat{ABC}$ 与 $\widehat{DEF}$ )的线啮合间隙处(如 2(b)), 可将其等效为两个圆柱内接的间隙结构处理。沿定转子型线的轴向截面简化结构如图 4。

根据螺杆泵的基本结构关系, 定子导程为转子螺距的两倍, 图 4 对应定转子间隙配合方式下沿轴向单个螺距(0.5T)的等效结构。结合螺杆泵偏心距  $e$  与导程  $T$  的几何关系, 针对图中红色直角三角形计算可得

$$R^* = \frac{e}{2} + \frac{T^2}{32e} \quad (15)$$

式中,  $R^*$ 为纵向漏失间隙处转子表面沿轴向的等效半径, m。

由于纵向间隙长度相对较小, 可视沿间隙长度方向上间隙高度均为配合间隙  $\delta$ , 则纵向漏失结构处定子内表面的等效半径为  $R^* + \delta$ 。将定转子间的纵向间隙结构转化为两圆柱内接的线接触问题, 结合式(7)、式(10)可得

$$R' = \frac{\left(\frac{e}{2} + \frac{T^2}{32e}\right)\left(\frac{e}{2} + \frac{T^2}{32e} + \delta\right)}{\delta} \quad (16)$$

$$L_L = 0.95 \sqrt{2\left(\frac{e}{2} + \frac{T^2}{32e}\right)\left(\frac{e}{2} + \frac{T^2}{32e} + \delta\right)} \quad (17)$$

式中,  $R'$ 为纵向间隙结构按线接触问题等效处理的当量曲率半径, m;  $L_L$ 为纵向间隙当量长度, m。

纵向漏失间隙宽度为啮合圆弧半径对应圆周长的一半, 计算如下

$$b_L = \frac{\pi D}{2} \quad (18)$$

式中,  $b_L$ 为纵向间隙宽度, m。

## 2 间隙漏失模型建立

### 2.1 模型基础

假设全金属螺杆泵工作过程中各级腔室内流体性质不随温度、压力发生变化, 且腔室结构无磨损。由于配合间隙远小于定转子直径, 漏失间隙水力直径小, 而原油具有一定的黏度, 可将腔室间的流体漏失过程可简化为平行平板流动。在全金属螺杆泵举升过程中泵内压力沿泵入口至泵出口近似线性增加<sup>[19]</sup>, 则螺杆泵单级压差约为工作压差与泵级数的比值, 对应腔室间的漏失压差。根据平行平板缝隙流动理论<sup>[27]</sup>, 基于压差—剪切流动的漏失模型为

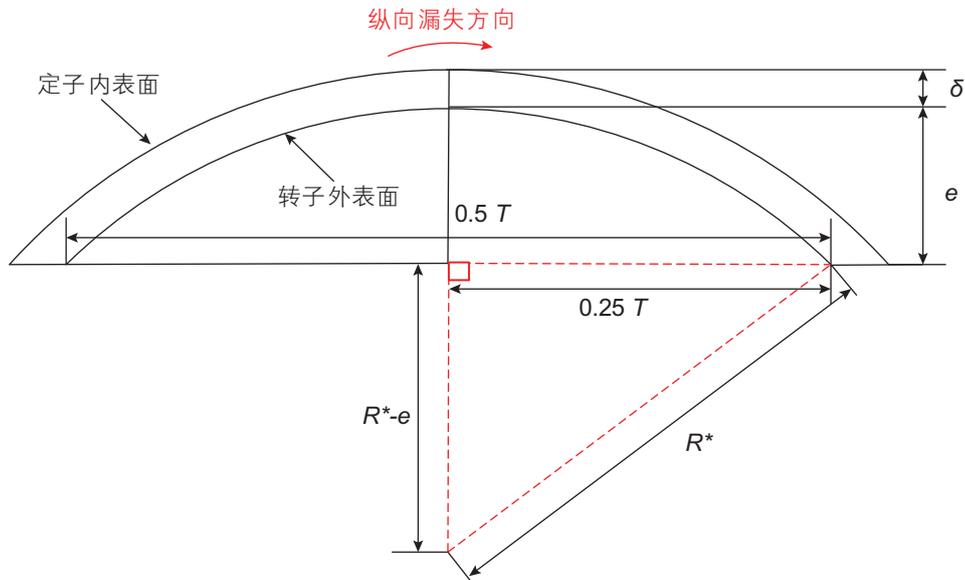


图 4 定转子线啮合位置的轴向截面图

Fig. 4 Axial cross section of line engagement between the stator and rotor

$$q = \frac{bh^3}{12\mu L} \Delta p \pm \frac{bh}{2} v \quad (19)$$

式中,  $q$  为漏失量,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $b$  为漏失间隙宽度,  $\text{m}$ ;  $h$  为漏失间隙高度,  $\text{m}$ ;  $\Delta p$  为螺杆泵单级压差,  $\text{Pa}$ ;  $\mu$  为原油黏度,  $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ;  $L$  为漏失间隙长度,  $\text{m}$ ;  $v$  为剪切速度,  $\text{m/s}$ 。右侧第一项为压差漏失量, 第二项为剪切漏失量。当  $\Delta p$  与  $v$  的方向相同时取正号, 相反时取负号。

根据压差—剪切漏失模型基础, 可对腔室的横向漏失与纵向漏失进行简化, 如图 5。结合前面间隙啮合运动及漏失间隙结构分析,  $(L_T, b_T, h_T)$ 、 $(L_L, b_L, \delta)$  分别表示横向漏失与纵向漏失的间隙结构参数,  $(v_x, v_y, v_z)$  表示各漏失位置处的速度组成。

## 2.2 横向漏失计算

由于单级定子导程内对应两个腔室, 根据泵内腔室间压力线性分布可知, 相邻腔室间的横向漏失压差

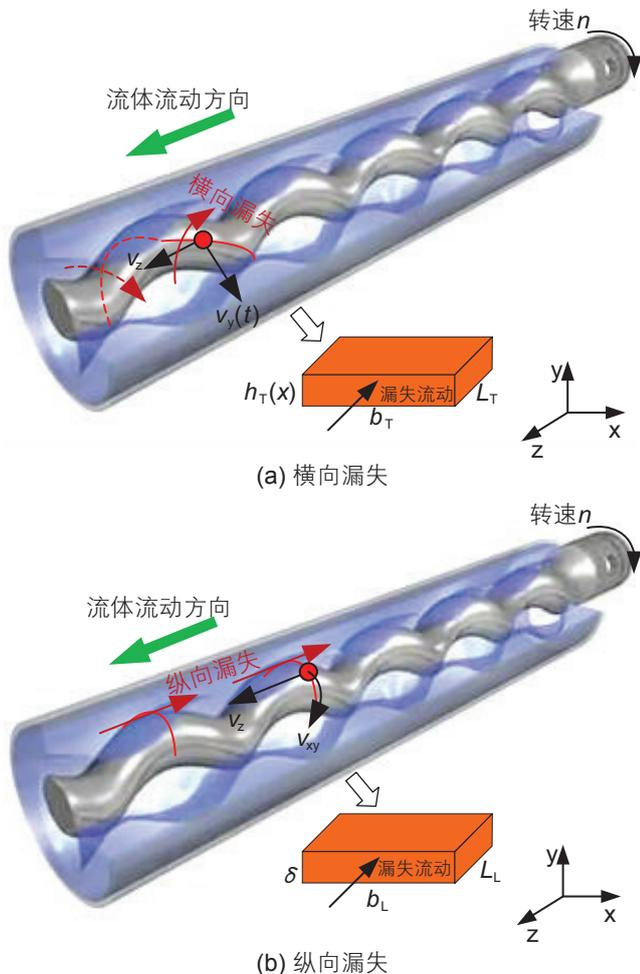


图 5 全金属螺杆泵漏失模型简化

Fig. 5 Leakage model simplification of all metal PCP

为螺杆泵单级压差的一半 (即  $0.5\Delta p$ )。考虑到横向漏失结构的变间隙高度问题, 在模型基础上对间隙长度与间隙高度进行积分处理, 则两条横向漏失线处的压差漏失量计算为

$$q_{TP} = 2 \times \frac{b_T}{12\mu} \frac{0.5\Delta p}{\int_{\frac{L_T}{2}}^{\frac{L_T}{2}} h_T^{-3}(x) dx} \quad (20)$$

结合式(11)、(12)、(14)、(20), 通过数值变换处理可得

$$q_{TP} = k \frac{b_T \delta^3 \Delta p}{12\mu L_T} \quad (21)$$

$$k = \frac{1}{\int_0^1 [1 + (0.475x)^2]^{-3} dx} \approx 1.2158 \quad (22)$$

式中,  $q_{TP}$  为横向间隙的压差漏失,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $k$  为计算系数, 无因次。

由于横向漏失线上各啮合点在  $x$  方向上无速度, 而相邻两腔室间因转子旋转引起的  $y$  方向剪切漏失相互抵消, 因此实际引起剪切漏失的剪切速度由  $y$  方向往复运动与  $z$  方向的速度合成, 即

$$v_T(t) = \sqrt{v_{y2}^2(t) + v_z^2} \quad (23)$$

式中,  $v_T(t)$  为任意时刻直线段 AF、CD 啮合间隙处的合速度,  $\text{m/s}$ 。

显然, 横向间隙处各啮合点的剪切速度为时间的函数, 因此基于单个螺距 (即半个导程, 经历时间  $t_{0.5} = 1/2n$ ), 计算两条横向漏失线处的横向剪切漏失量如下

$$q_{Tv} = 2 \times \frac{\int_0^{\frac{1}{2n}} \frac{b_T \delta}{2} v_T(t) dt}{\frac{1}{2n}} \quad (24)$$

结合式(13)、(23)、(24), 通过数值变换处理可得

$$q_{Tv} = \frac{b_T \delta}{2} \bar{v}_T \quad (25)$$

$$\bar{v}_T = \frac{n}{30} \times \int_0^1 \sqrt{\left(4\pi e \sin \frac{\pi x}{60}\right)^2 + T^2} dx \quad (26)$$

式中,  $q_{Tv}$  为横向间隙的剪切漏失,  $\text{m}^3/\text{s}$ ;  $\bar{v}_T$  为横向漏失等效剪切速度,  $\text{m/s}$ 。

以螺杆表面动边界为参照物<sup>[28]</sup>, 定子型线的运动方向与相邻腔室间横向漏失压差方向相同, 螺杆旋转导致的剪切漏失项符号取正。综合式(21)、(25)计算横向漏失量为

$$q_T = k \frac{b_T \delta^3 \Delta p}{12\mu L_T} + \frac{b_T \delta}{2} \bar{v}_T \quad (27)$$

### 2.3 纵向漏失计算

由于纵向漏失啮合线在xy平面内的合速度 $v_{xy}$ 与压差方向垂直,该速度分量对剪切漏失的影响可忽略,因此只需考虑啮合点轴向相对速度对流体的剪切作用。结合公式(6),纵向漏失线处螺杆表面的剪切速度等效于

$$\bar{v}_L = \frac{nT}{60} \quad (28)$$

其中, $\bar{v}_L$ 为纵向漏失等效剪切速度,m/s。

由于泵内腔室间压力线性分布,相间隔两腔室的纵向漏失压差表现为螺杆泵单级压差 $\Delta p$ 。考虑泵内各腔室间流体流动的连续性,同样以螺杆表面动边界为参照物<sup>[28]</sup>取剪切漏失项符号为正,可直接通过压差—剪切漏失模型计算纵向漏失量

$$q_L = \frac{b_L \delta^3 \Delta p}{12\mu L_L} + \frac{b_L \delta}{2} \bar{v}_L \quad (29)$$

### 2.4 间隙漏失模型

全金属螺杆泵间隙配合方式下的漏失量等于横向漏失 $q_T$ 与纵向漏失 $q_L$ 之和,则

$$q = \frac{\delta^3 \Delta p}{12\mu} \left( k \frac{b_T}{L_T} + \frac{b_L}{L_L} \right) + \frac{\delta}{2} (b_T \bar{v}_T + b_L \bar{v}_L) \quad (30)$$

式中, $q$ 为综合考虑不同漏失方向的压差—剪切漏失量, $m^3/s$ 。

针对间隙漏失量的计算作简化处理,建立全金属螺杆泵间隙漏失模型如下

$$q = \xi \frac{\delta^3 \Delta p}{12\mu} + \lambda \frac{\delta n}{120} \quad (31)$$

其中,定义 $\xi$ 、 $\lambda$ 分别为压差、剪切漏失流道参数,均仅取决于螺杆泵的基本结构参数,计算如下

$$\xi = \frac{1.28 \sqrt{4\pi^2 e^2 + \frac{T^2}{4}}}{\sqrt{D\delta}} + \frac{\pi D}{1.9 \sqrt{2 \left( \frac{e}{2} + \frac{T^2}{32e} \right) \left( \frac{e}{2} + \frac{T^2}{32e} + \delta \right)}} \quad (32)$$

$$\lambda = 2 \sqrt{4\pi^2 e^2 + \frac{T^2}{4}} \times \int_0^1 \sqrt{\left( 4\pi e \sin \frac{\pi x}{60} \right)^2 + T^2} dx + \frac{\pi D T}{2} \quad (33)$$

## 3 模型验证

以盐城世宏石油装备有限公司全金属螺杆泵产品为例,借鉴大庆油田质检平台的检测实验结果,验证间隙漏失模型的准确性。参与质检的全金属螺杆泵型号为JDGLB160-24,具体规格参数如表1。试验温度22℃,试验介质为32号液压油(黏度80 mPa·s),通过质检平台检测该泵在工作转速101 r/min、151 r/min下的水力特性。理论上,特定工作条件下全金属螺杆泵的实际排量等于其理论排量减去漏失量,即

$$Q = 1440 n q_t \times 10^{-6} - 86400 q \quad (34)$$

式中, $Q$ 为实际排量, $m^3/d$ ;  $q_t$ 为单转理论排量,mL/r。

结合本文提出的模型,可根据全金属螺杆泵产品的基本结构计算相应的漏失流道参数,得 $\xi=49.55$ , $\lambda=0.04 m^2$ ,据此可模拟计算不同转速条件下的排量。同时参考前人Paladino与Nguyen模型进行计算,对实验检测结果与本文模型、前人模型的计算结果进行综合对比,结果如图6。经分析,本文模型计算的平均相对误差为1.2%,误差较小且明显低于前人模型误差(11.4%),验证了本文间隙漏失模型的准确性。

相比于国内全金属螺杆泵产品,国外全金属螺杆泵的配合间隙更大,且可适应的转速更高。为进一步验证本文提出的间隙漏失模型,选取Gamboa等人<sup>[17]</sup>针对国外全金属螺杆泵样品的举升实验数据进行分析。实验泵样的基本结构参数如表2,计算其单转理论排量为77.3 mL/r。针对更高油液黏度(480 mPa·s)、更高工作转速(200 r/min、300 r/min、400 r/min)的举升情况,利用建立的漏失模型计算相应的排量特性曲线,并与前人模型进行对比,结果如图7。对比模型计算结果与实验结果可知,本文模型与前人模型误差都较小,两者都具有较好的准确性。

针对上述两组实验验证的误差展开综合分析,结果如图8。可以看出,对于全金属螺杆泵产品JDGLB160-24的质检实验结果,本文模型的准确性明显优于前人模型;但针对Gamboa全金属螺杆泵样品实验结果,本文模型与前人模型的准确性较为接近。经分析,其原因主要在于,Paladino与Nguyen模型并未

表1 质检全金属螺杆泵的基本结构参数

Table 1 Basic structure parameters of all metal PCP in quality testing

泵型	单转理论排量/(mL/r)	级数	导程/mm	偏心距/mm	转子直径/mm	配合间隙/mm
JDGLB160-24	160	24	160	5	50	0.1

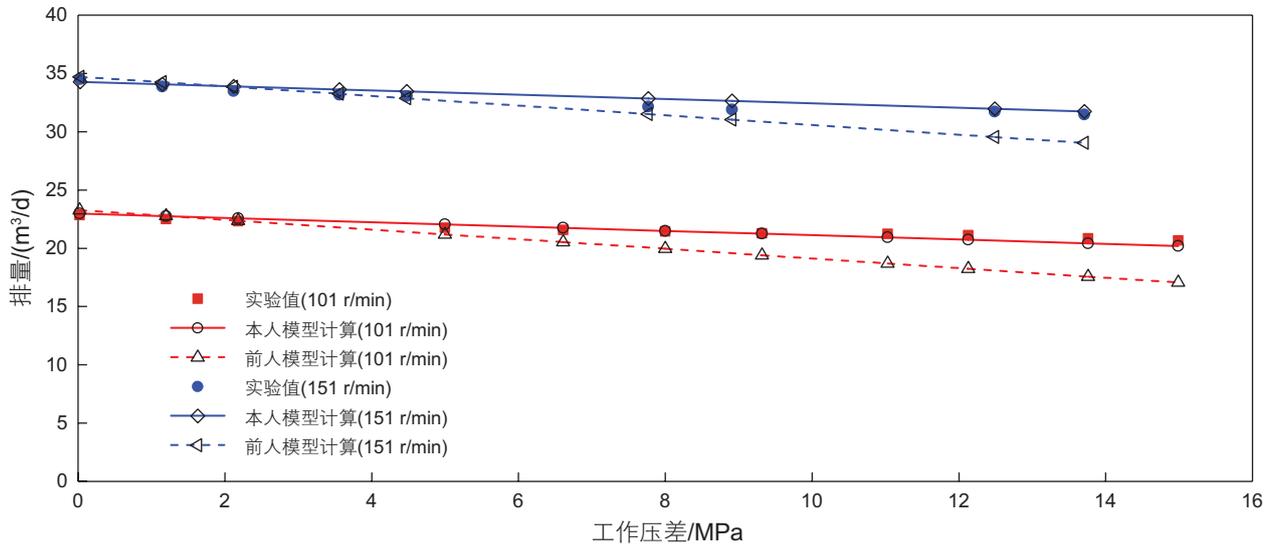


图6 检测实验与模型计算结果对比

Fig. 6 Results comparison between testing experiments and model calculation

表2 Gamboa实验所用全金属螺杆泵样品的基本结构参数

Table 2 Basic structure parameters of all metal PCP in Gamboa's experiments

导程/mm	偏心距/mm	转子直径/mm	配合间隙/mm
119.99	4.039	39.878	0.185

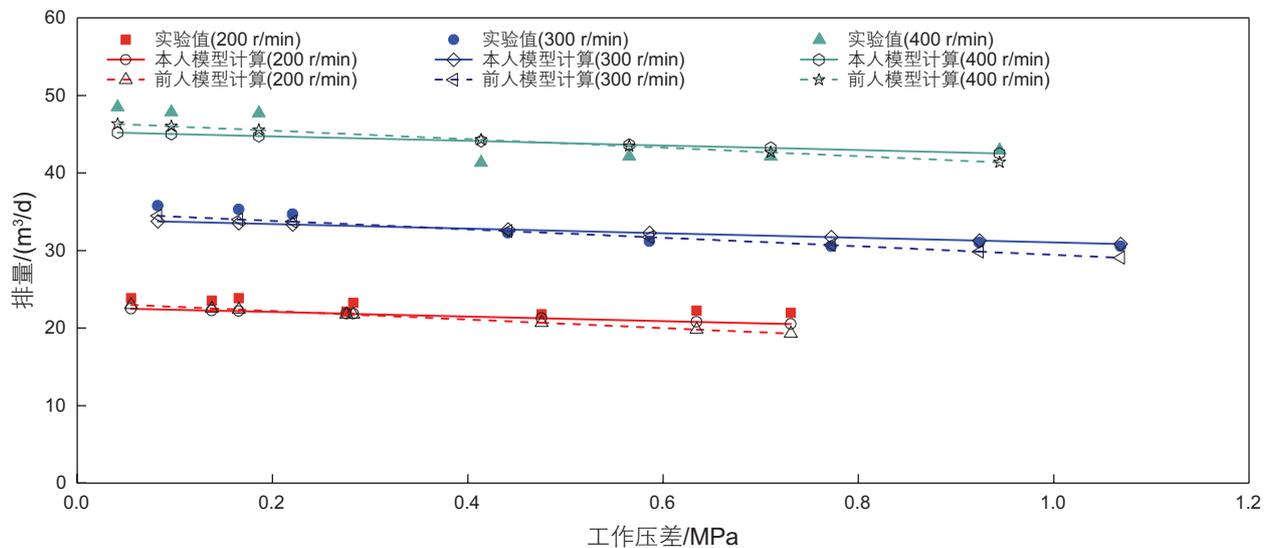


图7 Gamboa实验与模型计算结果对比

Fig. 7 Results comparison between Gamboa's experiments and model calculation

真正实现漏失间隙结构参数的严格计算,其模型中漏失间隙长度取自针对Gamboa实验泵样进行数值模拟得到的拟合结果<sup>[20-21]</sup>,因此难以精确代表其它规格的全金属螺杆泵产品。相比之下,本文建立的间隙漏失模型在保证较好准确性的同时也具有更普遍的适用性,可用于预测一定工作条件下不同尺寸结构全金属螺

泵的间隙漏失情况,对实际应用具有重要的指导意义。

#### 4 间隙漏失影响分析

针对特定的全金属螺杆泵产品系列,导程 $T$ 、偏心距 $e$ 、转子直径 $D$ 等基本尺寸规格一定,全金属螺

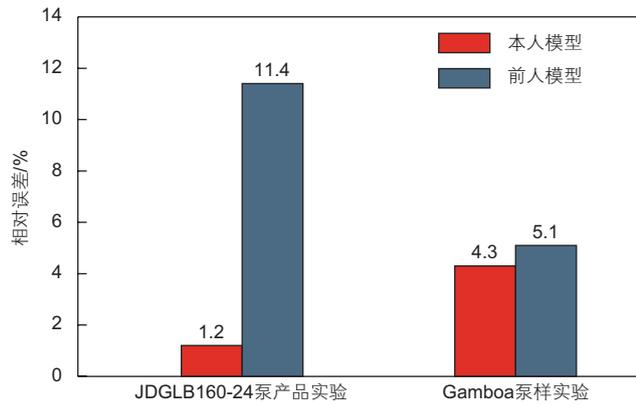
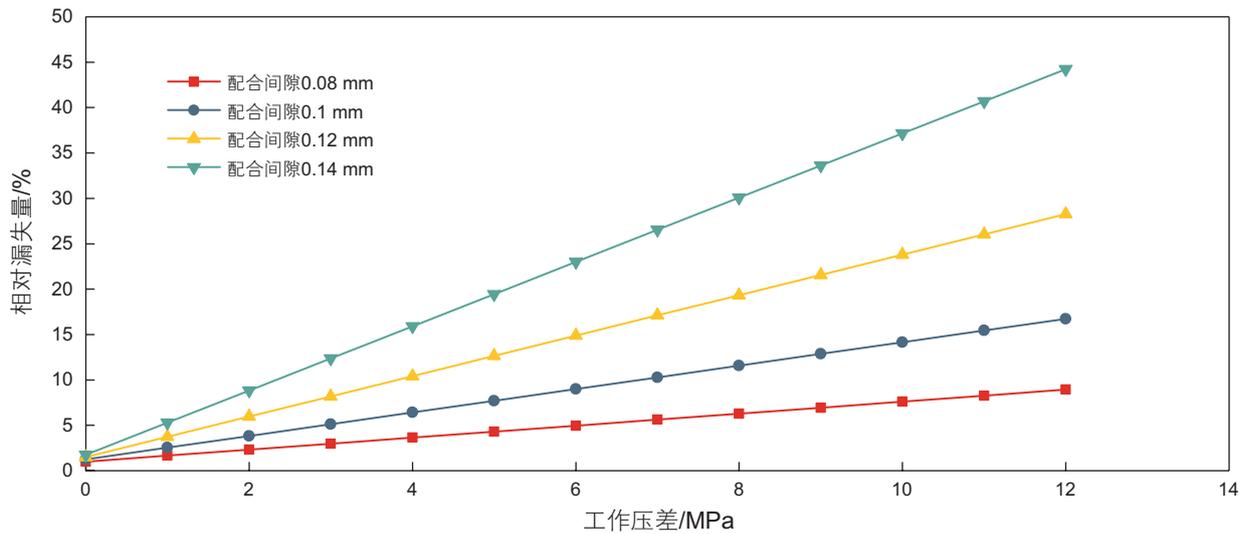


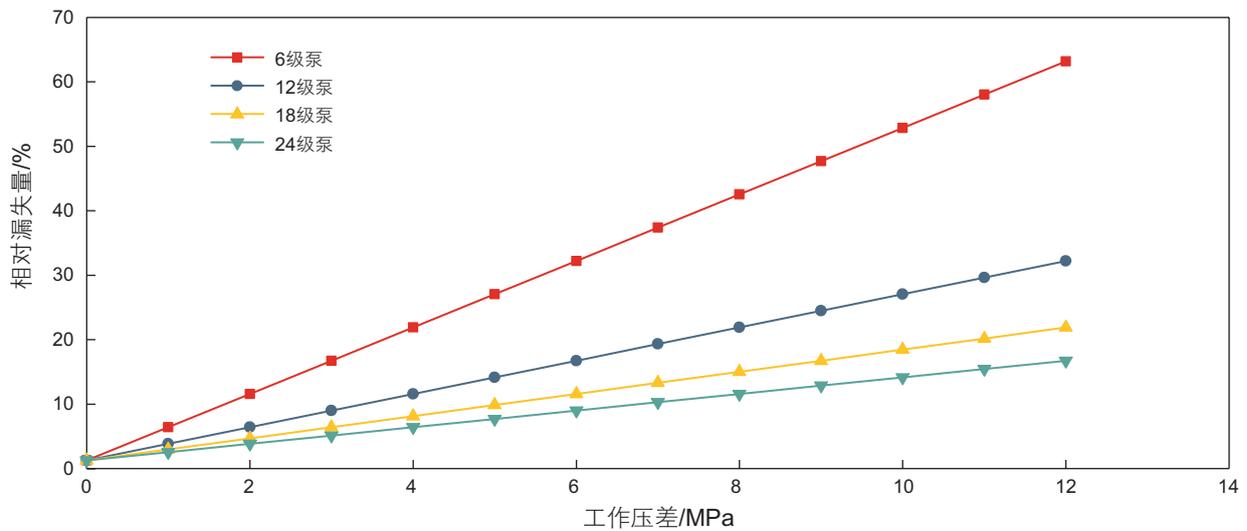
图 8 模型误差分析  
Fig. 8 Model error analysis

螺杆泵间隙漏失情况主要受配合间隙、泵级数等结构参数以及介质黏度、转速、工作压差等工作参数的影响。下面以 JDGLB160 系列全金属螺杆泵为例 ( $T=160\text{ mm}$ 、 $e=5\text{ mm}$ 、 $D=50\text{ mm}$ ，对应  $q_r=160\text{ mL/r}$ )，引入相对漏失量(即间隙漏失量与理论排量的比值)，利用漏失模型分析不同条件下间隙漏失对全金属螺杆泵排量特性的影响程度。

给定全金属螺杆泵的工作参数 ( $n=100\text{ r/min}$ ， $\mu=50\text{ mPa}\cdot\text{s}$ )，分析不同配合间隙、泵级数等结构参数下相对漏失量—工作压差的关系，结果如图 9。在泵级数一定的条件下(如图 9(a))，随配合间隙的减小，相对漏失量逐渐下降。由于全金属螺杆泵工作过程中



(a) 配合间隙对间隙漏失的影响 ( $N=24$ ,  $n=100\text{ r/min}$ ,  $\mu=50\text{ mPa}\cdot\text{s}$ )



(b) 泵级数对漏失的影响 ( $\delta=0.1\text{ mm}$ ,  $n=100\text{ r/min}$ ,  $\mu=50\text{ mPa}\cdot\text{s}$ )

图 9 不同结构参数下全金属螺杆泵间隙漏失程度分析

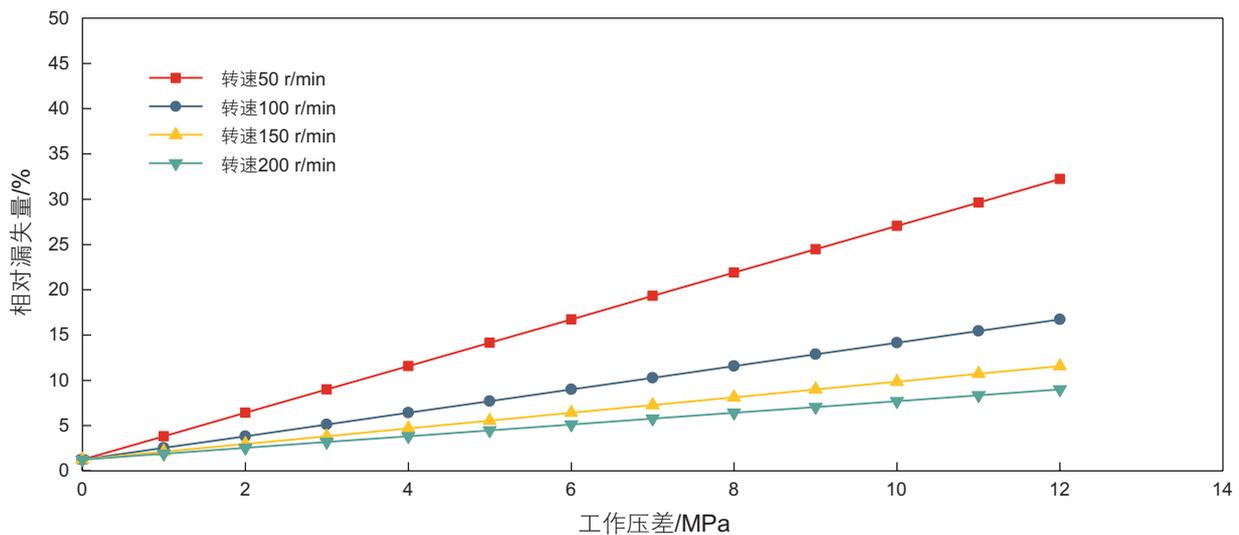
Fig. 9 Analysis of clearance leakage degree for all metal PCPs with different structural parameters

定转子处于间隙配合状态,减小配合间隙可实现更好的间隙密封效果,从而保证更强的排液能力。在配合间隙一定的条件下(如图9(b)),随泵级数的增加,相对漏失量迅速下降。针对特定的举升扬程需求(对应一定工作压差),提高泵级数有利于减小螺杆泵各腔室间的单级承压,由此可减小因压差导致的漏失影响。

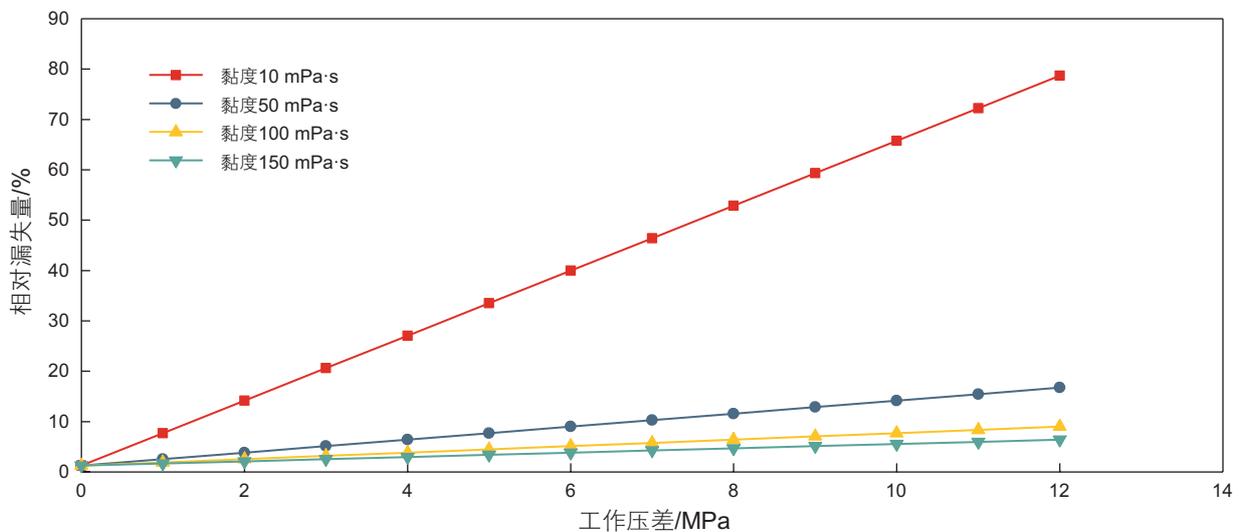
给定全金属螺杆泵的结构参数( $\delta=0.1\text{ mm}$ ,  $N=24$ ),分析不同转速、介质黏度等工作参数下相对漏失量—工作压差的关系,结果如图10。针对特定黏度介质的举升情况(如图10(a)),相对漏失量随转速的增大而逐渐减小。提高转速虽然会一定程度增大剪切漏失,但也可更显著地提高理论排量。由于后者对排量特性的有利影响明显大于前者的不利影响,提高转速对间隙

漏失具有较大的补偿作用。在特定转速条件下(如图10(b)),相对漏失量随举升介质黏度的增大而迅速减小,这主要是由于高黏介质在间隙漏失过程中存在较大的黏性阻力,有利于减小漏失的发生,这也一定程度验证了全金属螺杆泵具有较好的抽稠能力。

结合式(31)可知,全金属螺杆泵漏失量主要由压差漏失、剪切漏失两部分组成,漏失量随工作压差的线性增加量对应压差漏失,零压差时的漏失量对应剪切漏失。据此,针对上述相对漏失量—工作压差的关系曲线展开综合分析。结果表明,不同参数条件下零压差时的相对漏失量都非常小,接近于0;而随工作压差的增大,相对漏失量线性递增,且增加幅度受结构参数与工作参数的影响较为显著。由此可见,全金



(a)工作转速对漏失的影响 ( $\delta=0.1\text{ mm}$ ,  $N=24$ ,  $\mu=50\text{ mPa}\cdot\text{s}$ )



(b)介质黏度对漏失的影响 ( $\delta=0.1\text{ mm}$ ,  $N=24$ ,  $n=100\text{ r/min}$ )

图10 不同工作参数下全金属螺杆泵间隙漏失程度分析

Fig. 10 Analysis of clearance leakage degree for all metal PCPs under different working conditions

属螺杆泵间隙漏失对排量特性的影响主要来源于压差漏失, 而剪切漏失几乎可忽略不计。

间隙漏失影响因素分析表明, 配合间隙越小, 泵级数越高, 工作压差越小, 转速越高, 介质黏度越大, 均有利于减小间隙漏失对排量特性的不利影响。但在实际应用中很难完全满足这些条件, 因此可考虑从工况选择及工艺设计等方面采取一定的措施保证全金属螺杆泵的举升性能。考虑到全金属螺杆泵的抽稠能力, 全金属螺杆泵可优先考虑应用于介质黏度较高的油井举升; 在选择泵型时, 可根据油井的举升扬程需求确定合理的泵级数, 深井条件下可适当增加泵级数; 在设计工作参数时, 需根据实际条件进行合理的转速选择, 尤其在举升介质黏度较低时可适当采取较高的工作转速。由于最优配合间隙设计需综合考虑实际应用条件, 且对生产加工也提出了较高的精度要求, 目前间隙设计问题还有存在一定的技术难点, 因此实际应用中通常以成型的全金属螺杆泵系列产品为准。

## 5 结论

(1) 间隙配合方式下全金属螺杆泵相邻两腔室间存在横向漏失, 相间两隔腔室间存在纵向漏失, 且漏失

间隙处同时存在压差与啮合运动, 其间隙漏失情况需考虑不同的漏失结构及压差—剪切作用的综合影响。

(2) 利用线接触润滑理论对间隙配合方式的漏失间隙结构进行了严格的数学计算, 建立了符合全金属螺杆泵特殊结构与工作机理的间隙漏失模型, 并通过实验结果验证了模型的准确性。结果表明, 全金属螺杆泵间隙配合工作过程中的漏失情况与配合间隙、泵级数等结构参数以及工作压差、转速、介质黏度等工作参数密切相关; 间隙漏失对排量特性的影响主要来源于压差漏失, 剪切漏失影响极小。

(3) 全金属螺杆泵在间隙流阻密封作用下工作, 虽然间隙漏失难以避免, 但可考虑从工况选择及工艺设计等方面采取一定的措施保证全金属螺杆泵的举升性能。深井举升设计中可合理选择较高级数的泵型, 以满足高扬程需求。全金属螺杆泵具有较好的抽稠能力, 更适用于但也不仅限于介质黏度较高的油井举升。低黏介质举升过程中可将采取合理的高转速作为保证举升能力的有效方法。在全金属螺杆泵井的实际生产过程中, 可考虑根据油井生产动态进行转速的实时调整。如稠油热采过程中, 在介质黏度相对较低的热采初期, 可适当采用高转速; 而在介质黏度相对较高的热采后期, 可适当减小转速以充分发挥抽稠能力。

## 参考文献

- [1] MOINEAU R. A new capsulism[D]. Paris: The University of Paris, 1930.
- [2] 刘玉忠. 地面驱动螺杆泵采油装置[M]. 北京: 石油工业出版社, 2015. [LIU Y Z. Oil production plant of ground driven progressive cavity pump[M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 2015.]
- [3] 杨秀萍, 郭津津. 单螺杆泵定子橡胶的接触磨损分析[J]. 润滑与密封, 2007, 32(4): 33–35. [YANG X P, GUO J J. Study of contact abrasion for stator rubber of eccentric screw pump[J]. Lubrication Engineering, 2007, 32(4): 33–35.]
- [4] 魏纪德, 吴文祥, 曾艳. 螺杆泵定子橡胶溶胀对容积效率的影响及对策[J]. 石油机械, 2005, 33(4): 16–18. [WEI J D, WU W X, ZENG Y. The influence of progressive cavity pump stator rubber swelling on the volumetric efficiency and countermeasures [J]. China Petroleum Machinery, 2005, 33(4): 16–18.]
- [5] 车天之. 全金属螺杆泵[P]. 辽宁: CN2448956, 2001–09–19. [CHE T Z. All metal progressive cavity pump[P]. Liaoning: CN2448956, 2001–09–19.]
- [6] BEAUQUIN J L, BOIREAU C, LEMAY L, et al. Development status of a metal progressing cavity pump for heavy oil and hot production wells[J]. Journal of Petroleum Technology, 2005, 58(5): 59–61.
- [7] BYBEE K. First metal-PCP SAGD field test shows promise for heavy-oil hot production[J]. Journal of Petroleum Technology, 2008, 60(7): 70–73.
- [8] GUERRA E, SANCHEZ A, MATTHEWS C M. Field implementation experience of metal PCP technology in Cuban heavy-oil fields[R]. SPE 120645, 2009.
- [9] ARYSTANBAY R, BAE W, NGUYEN H X, et al. Successful application of metal PCP technology to maximize oil recovery in SAGD process[R]. SPE 149944, 2011.
- [10] 姜东, 石彦, 薛建泉, 等. 螺杆泵内部滑失与泵外漏失机理研究[J]. 石油钻采工艺, 2013, 35(4): 73–77. [JIANG D, SHI Y, XUE J Q, et al. Research on internal slippage and external dropout mechanism of progressive cavity pump[J]. Oil Drilling & Production Technology, 2013, 35(4): 73–77.]
- [11] 操建平, 孟庆昆, 高圣平, 等. 螺杆泵漏失机理研究[J]. 机械设计与制造, 2012(4): 153–155. [CAO J P, MENG Q K, GAO S P, et al.

- Research on slippage mechanism of progressing cavity pump[J]. *Machinery Design & Manufacture*, 2012(4): 153–155.]
- [12] 陈舟圣, 刘志龙, 杨万有, 等. 全金属螺杆泵工作特性实验研究[J]. *石油钻采工艺*, 2012, 34(5): 65–67. [CHEN Z S, LIU Z L, YANG W Y, et al. Experimental research on characteristic of full metal screw pump[J]. *Oil Drilling & Production Technology*, 2012, 34(5): 65–67.]
- [13] 姜东, 石白妮, 李增亮, 等. 全金属单螺杆泵工作性能的仿真与实验研究[J]. *中国石油大学学报(自然科学版)*, 2014, 38(6): 134–139. [JIANG D, SHI B N, LI Z L, et al. Research on operating characteristic of metal progressive cavity pump using simulation and experimental method[J]. *Journal of China University of Petroleum*, 2014, 38(6): 134–139.]
- [14] 姜东, 石白妮, 李增亮, 等. 金属单螺杆泵外特性的数值模拟及试验研究[J]. *石油机械*, 2014, 42(4): 77–80. [JIANG D, SHI B N, LI Z L, et al. Numerical simulation and experimental study of the external characteristics of all-metal single-screw pump[J]. *China Petroleum Machinery*, 2014, 42(4): 77–80.]
- [15] ANDRADE S F, VALRIO J, CARVALHO M. Asymptotic model of the 3D flow in a progressing-cavity pump[J]. *SPE Journal*, 2011, 16(02): 451–462.
- [16] PALADINO E E, LIMA J A, PESSOA P A S, et al. A computational model for the flow within rigid stator progressing cavity pumps[J]. *Journal of Petroleum Science & Engineering*, 2011, 78(1): 178–192.
- [17] GAMBOA J, OLIVET A, IGLESIAS J, et al. Understanding the performance of a progressive cavity pump with a metallic stator[C]. *The 20th International Pump Users Symposium*, 2002.
- [18] GAMBOA J, OLIVET A, ESPIN S. New approach for modeling progressive cavity pumps performance[J]. *Journal of Petroleum Technology*, 2003, 56(5): 56–57.
- [19] PALADINO E, ALVES D L J, ALMEIDA R, et al. Computational modeling of the three-dimensional flow in a metallic stator progressing cavity pump[R]. *SPE 114110*, 2008.
- [20] PESSOA P A S, PALADINO E E, LIMA J A. A simplified model for the flow in a progressive cavity pump[C]. *The 20th International Congress of Mechanical Engineering*, 2009.
- [21] NGUYEN T, TU H, AL-SAFRAN E, et al. Simulation of single-phase liquid flow in progressing cavity pump[J]. *Journal of Petroleum Science & Engineering*, 2016, 147: 617–623.
- [22] 冯兆生. 全金属单螺杆泵泄漏机理研究[D]. 山东青岛: 中国石油大学(华东), 2013: 58–71. [FENG Z S. Research on leakage mechanism of all metal progressive cavity pump[D]. Shandong Qingdao: China University of Petroleum(EastChina), 2013: 58–71.]
- [23] 孟凡国. 全金属单螺杆泵定转子间隙对泵性能影响的研究[D]. 山东青岛: 青岛科技大学, 2014: 21–34. [MENG F G. Research on effects of clearance between rotor and stator on all metal single screw pump[D]. Shandong Qingdao: Qingdao University of Science and Technology, 2014: 21–34.]
- [24] 魏纪德. 螺杆泵工作特性研究及应用[D]. 黑龙江大庆: 大庆石油学院, 2007: 9–14. [WEI J D. Study and application of progressing cavity pump performance[D]. Heilongjiang Daqing: Daqing Petroleum Institute, 2007: 9–14.]
- [25] 顾永泉. 流体动密封[M]. 东营: 石油大学出版社, 1990. [GU Y Q. Fluid hydrodynamic seal[M]. Dongying: Petroleum University Press, 1990.]
- [26] 温诗铸. 弹性流体动力润滑[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992. [WEN S Z. Elastohydrodynamic lubrication[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1992.]
- [27] 金朝铭. 液压流体力学[M]. 北京: 国防工业出版社, 1994. [JIN C M. Hydraulic fluid mechanics[M]. Beijing: Defense Industry Press, 1994.]
- [28] 吴晓东, 吴延强, 韩国庆, 等. 杆泵漏失新模型[J]. *石油学报*, 2013, 34(5): 989–994. [WU X D, WU Y Q, HAN G Q, et al. A new leakage model for rod pump[J]. *Acta Petrolei Sinica*, 2013, 34(5): 989–994.]

## The clearance leakage model for all metal progressive cavity pumps

ZHENG Lei<sup>1,2</sup>, WU Xiaodong<sup>1,2</sup>, HAN Guoqing<sup>1,2</sup>, XU Jun<sup>3</sup>, SHI Shuzhe<sup>1,2</sup>, LI Zhun<sup>1,2</sup>

*1 MOE Key Laboratory of Petroleum Engineering, China University of Petroleum-Beijing, Beijing 102249, China*

*2 Oil Production Equipment Joint Research Center of China University of Petroleum & Yancheng Shihong Petroleum Equipment Co.Ltd., Beijing 102249, China*

*3 Yancheng Shihong Petroleum Equipment Co.Ltd., Yancheng 224500, China*

**Abstract** The clearance fit mode between the stator and rotor is adopted for an all metal progressive cavity pump (PCP). The

laws of the clearance leakage cannot be analyzed by referring to the methods of the traditional PCP in interference fit. Based on the leakage mechanisms between cavities inside the PCP in clearance fit, the leakage structure parameters are calculated according to the line contact lubrication theory, and then the Poiseuille - Couette leakage model is established with the application of clearance flow principles considering different leakage directions synthetically. By comparison between the model results and experimental laboratory data, the accuracy of the leakage model is verified. The results show that the displacement performance of an all metal PCP with a specific structure is mainly affected by Poiseuille leakage flow, and the effects of the Couette leakage flow is very small; With an increase in the working pressure difference and a decrease in the rotational speed and fluid viscosity, the effects of the clearance slippage on the pump displacement become more significant. An all metal PCP is more suitable for well production of viscous fluid. In actual field applications, better working performance can be assured by means of appropriately adapting the pump stages and the rotational speed.

**Keywords** all metal PCP; clearance fit; leakage mechanism; clearance flow; Poiseuille -Couette leakage model

**doi:** 10.3969/j.issn.2096-1693.2018.03.029

(编辑 马桂霞)