

doi:10.3969/j.issn.1674-8530.2013.03.012

## 双作用滑块型双定子马达内漏特征与优化

闻德生, 张少波, 王远, 常雪, 孔维涛

(燕山大学机械工程学院, 河北 秦皇岛 066004)



闻德生

**摘要:** 为了准确计算双作用滑块型双定子马达的容积效率以及获得合理的密封缝隙尺寸, 基于马达的内部结构, 对其内部各种缝隙存在的泄漏进行了详细的分析, 得出马达内部泄漏可分3类, 泄漏途径有10种. 通过建立各泄漏途径的流量数学式, 得到马达在普通连接和差动连接两种连接形式下的总泄漏量模型. 研究表明: 双作用滑块型双定子马达的泄漏情况不但与自身的结构参数有关, 而且与工作压力以及输出转速正相关, 其泄漏量随着马达进出油口连接方式的改变而改变, 但总泄漏量遵循一个共同的规律. 结合实例进行数值分析, 研究了制约双作用滑块型双定子马达不适宜应用中高压场合的主要因素, 得出轴向泄漏在总泄漏中所占比重最大; 同时, 研究了轴向泄漏随缝隙变化的规律, 为合理优化双作用滑块型双定子马达结构提供了依据.

**关键词:** 液压马达; 泄漏量; 容积效率; 双定子; 连接方式

**中图分类号:** S277.9; TH137.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1674-8530(2013)03-0242-06

## Characteristics of internal leakage in double-acting double-stator slider motors and optimization

Wen Desheng, Zhang Shaobo, Wang Yuan, Chang Xue, Kong Weitao

(College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao, Hebei 066004, China)

**Abstract:** The internal leakage pathways in a double-acting double-stator slider motor were analyzed according to its internal structure detailed in order to calculate its volumetric efficiency precisely and subsequently to determine reasonable clearances for the seals. It was identified that there are three kinds of internal leakages and ten leakage pathways in the motor. The total leakage model was obtained when the motor was in ordinary connection or in differential connection modes through the combination of leakage flow rate expression of every leakage pathway. The results show that the internal leakage flow rate in the motor is related not only to itself structure parameters, but also to the working pressure and the output speed; moreover, the flow rate is dependent of connection mode of ports. However, the total leakage flow rate follows a common rule. An analysis was applied into a particular motor to identify the main factor that restricts a double-acting double-stator slider motor can be used in a high pressure situation. It was found that the axial leakage is the main factor because it is mostly substantial. Finally, effects of clearance on axial leakage flow rate were explored to tend to provide useful information for optimizing the structure of double-acting double-stator slider motor.

**Key words:** hydraulic motor; leakage; volumetric efficiency; double stator; connection mode

收稿日期: 2012-03-03

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50975246)

作者简介: 闻德生(1954—), 男, 辽宁沈阳人, 教授(wendesheng@ysu.edu.cn), 主要从事液压传动技术与新型液压元件研究.

张少波(1987—), 男, 河北邢台人, 硕士研究生(shaobo560@126.com), 主要从事新型液压元件研究.

随着微电子技术、传感检测技术、计算机技术及自动控制理论的发展,极大地推动了液压传动技术的迅速发展<sup>[1]</sup>.由于现代液压系统的工作压力已进入高压领域,而液压马达作为液压系统的执行元件,其容积效率直接影响系统的性能.因此,对液压马达的泄漏和容积效率的研究工作显得尤为重要.目前国内外关于双作用滑块型双定子马达内部泄漏的研究工作较少,主要是由于双作用滑块型双定子马达结构复杂,泄漏途径多,并且马达的连接形式较多,马达内部的泄漏情况又随着连接形式的变化而变化.

文中对双作用滑块型双定子马达内部存在的泄漏途径进行探讨,建立各种泄漏方式下泄漏量的数学模型,总结双定子马达在各种不同连接形式下的总泄漏量并归纳一般规律;基于数学模型并结合实例,通过数值分析的方法,找出引起双作用滑块型双定子马达内部泄漏情况严重和容积效率低的主要限制因素.

## 1 结构特点及工作原理

双作用滑块型双定子马达的工作原理如图1所示.该马达主要由滑块、外定子、转子、内定子以及两侧带配流装置的侧板等组成.其中,由外定子、转子的外圆、滑块、配流装置和侧板构成了2个外马达,通过配流装置控制外马达的进排油过程.同理,由内定子、转子的内圆、滑块、配流装置及侧板组成了2个内马达,通过配流装置控制内马达的进排油过程.内定子的外曲线与外定子的内曲线为相似等宽曲线,均由2段大圆弧、2段小圆弧和4条过渡曲线组成.由于该液压马达具有1个转子对应2个定子的特点,且转子转1圈的过程中,内马达和外马达同时完成2次进排油,所以称之为双作用滑块型双定子液压马达.

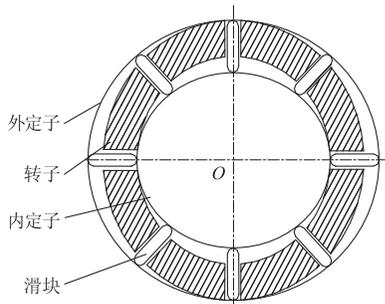


图1 双作用滑块型双定子马达  
Fig. 1 Double-acting double-stator slider motor

## 2 内部泄漏的原因

双作用滑块型双定子马达自身的结构特点是引起内部泄漏的根本原因.由于具有1个转子和2个定子,定子和转子之间的间隙种类繁多,泄漏途径也较复杂.图2为双作用滑块型双定子马达泄漏示意图,能够形成泄漏的部位均已在图中标出.需要说明的是双作用滑块型双定子马达的使用条件要求较高,比如液压油的黏度、污染度和转速等.当使用过程中,某些条件不满足时,由于磨损与发热等因素的影响,内部泄漏量迅速增大,这些非正常的泄漏,导致其丧失工作能力.

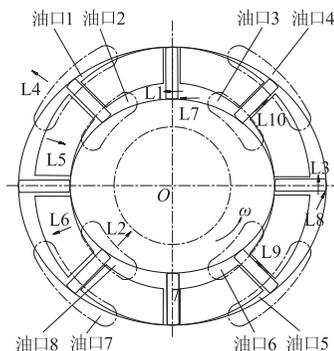


图2 双作用滑块型双定子马达泄漏示意图  
Fig. 2 Schematic of leakage in double-acting double-stator slider motor

## 3 内部泄漏的分析

间隙泄漏是产生容积损失的主要原因,但因微小间隙处的流动情况复杂,试验研究困难,因此,在分析其泄漏时,对油液的流动作如下假设:油液是不可压缩的牛顿流体,无热传递,并且为定常流动.从图2可以看出,当油口1,3,5,8通高压油,其他油口回油时,根据双定子液压马达的工作原理和结构特点<sup>[2]</sup>可知,双作用滑块型双定子马达的泄漏主要有3种途径,即轴向泄漏、径向泄漏和滑块与转子槽之间间隙的泄漏.图3为双作用滑块型双定子马达的泄漏途径.

### 3.1 轴向泄漏

双作用滑块型双定子马达的轴向泄漏主要是指油液通过各滑块、转子以及定子的端面与侧板之间的间隙向低压腔泄漏<sup>[3]</sup>.由于轴向泄漏途径较多,因此轴向泄漏不易控制.轴向泄漏主要包括以下几种:

L1 为内马达高压腔液体通过滑块与侧板的缝隙向内马达低压腔的泄漏,如图 3a 所示。

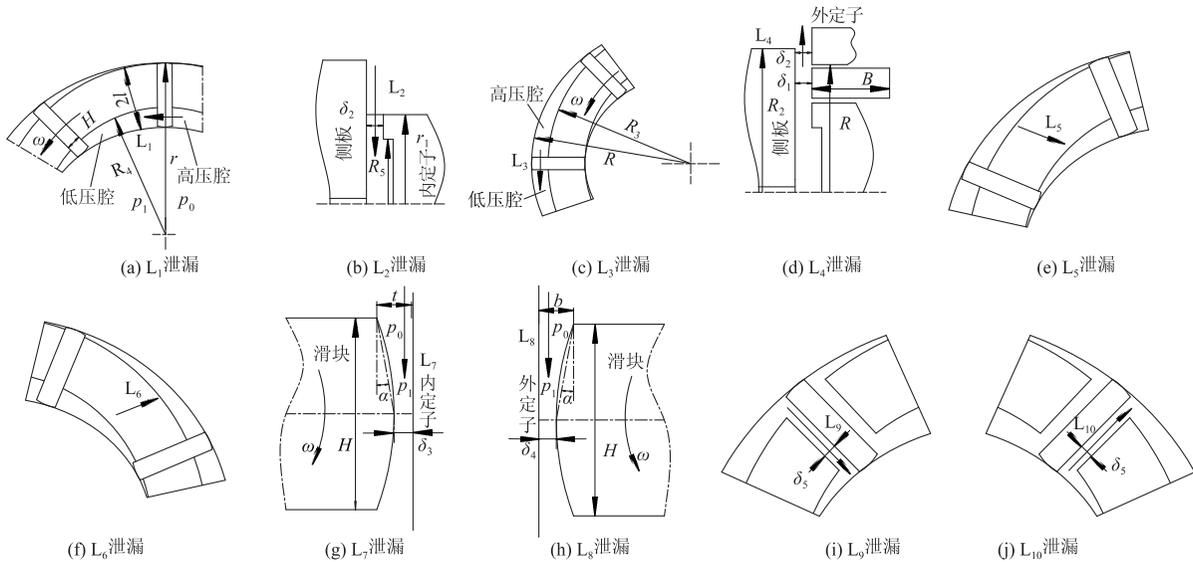


图3 双作用滑块型双定子马达的泄漏途径

Fig. 3 Leakage pathways in double-acting double-stator slider motor

从平行平板间隙流动公式<sup>[4]</sup>推导出其泄漏量为

$$Q_1 = (R_4 - r + 2l) \left[ \frac{\delta_1^3 \Delta p}{12\mu H} + \frac{\omega \delta_1 (r - 2l + R_4)}{4} \right], \quad (1)$$

式中: $R_4$ 为转子内曲线半径; $r$ 为外定子内曲线小圆弧段半径; $\mu$ 为油液的动力黏度; $2l$ 为外定子的内曲线与内定子曲线之间的宽度; $\delta_1$ 为滑块与侧板的轴向间隙平均值; $\Delta p$ 为马达高压腔与低压腔的压力差(即 $\Delta p = p_1 - p_0$ ); $H$ 为滑块厚度; $\omega$ 为转子转动的角速度。

L2 为内马达高压腔液体通过内定子与侧板的缝隙向内定子泄油槽的泄漏,如图 3b 所示。由圆盘间隙流动公式推导出其泄漏量为

$$Q_2 = \frac{\pi \delta_2^3}{24\mu} \Delta p / \ln \frac{r_1}{R_5}, \quad (2)$$

式中: $\delta_2$ 为内、外定子以及转子与侧板之间的间隙平均值; $r_1$ 为内定子小圆弧段半径; $R_5$ 为内定子端面上卸油槽半径。

L3 为外马达高压腔液体通过滑块与侧板的缝隙向外马达低压腔的泄漏,如图 3c 所示。由平行平板间隙流动公式可推导出其泄漏量为

$$Q_3 = (R - R_3) \left[ \frac{\delta_1^3 \Delta p}{12\mu H} + \frac{\omega \delta_1 (R + R_3)}{4} \right], \quad (3)$$

式中: $R$ 为外定子内曲线大圆弧段半径; $R_3$ 为转子外曲线半径。

L4 为外马达高压腔液体通过侧板与外定子之

间的缝隙向外部的泄漏,如图 3d 所示。由圆盘间隙流动公式可推导出其泄漏量为

$$Q_4 = \frac{\pi \delta_2^3}{24\mu} \Delta p / \ln \frac{R_2}{R}, \quad (4)$$

式中: $R_2$ 为侧板的半径。

L5 为外马达高压腔液体通过转子与侧板之间的缝隙向内马达低压腔的泄漏,如图 3e 所示。由圆盘间隙流动公式可推导出其泄漏量为

$$Q_5 = \frac{\pi \delta_2^3}{24\mu} \Delta p / \ln \frac{R_3}{R_4}. \quad (5)$$

L6 为内马达高压腔液体通过转子与侧板之间的缝隙向外马达低压腔的泄漏,如图 3f 所示。由圆盘间隙流动公式可推导出其泄漏量为

$$Q_6 = \frac{\pi \delta_2^3}{24\mu} \Delta p / \ln \frac{R_3}{R_4}. \quad (6)$$

### 3.2 径向泄漏

双作用滑块型双定子马达工作时,高压腔中的油液会沿内定子、外定子与滑块之间的径向间隙向低压腔泄漏。滑块顶端与内定子、外定子之间的间隙较小,工作油液又有一定的黏度,边壁对油液还有很强的黏附作用,油液在其中流动的雷诺数也比较小<sup>[5]</sup>,油液属层流流动。径向泄漏主要包括内、外马达中的径向泄漏。

L7 为内马达高压腔液体通过滑块与内定子的间隙向内马达低压腔的泄漏,如图 3g 所示。由倾斜平板间隙流动公式可推导其泄漏量为

$$Q_7 = \frac{B \delta_3 t}{\delta_3 + t} \left[ \frac{\delta_3 t \Delta p}{6\mu H} + \omega (r - 2l) \right], \quad (7)$$

式中: $B$ 为滑块宽度; $\delta_3$ 为滑块顶端与内定子的径向间隙平均值; $t = \delta_3 + H \tan \alpha$ , $\alpha$ 为叶片外壁边缘切线与竖直线之间的夹角。

L8为外马达高压腔液体通过滑块与外定子的间隙向外马达低压腔的泄漏,如图3h所示。由倾斜平板间隙流动公式可推导其泄漏量为

$$Q_8 = \frac{B\delta_4 b}{\delta_4 + b} \left[ \frac{\delta_4 b \Delta p}{6\mu H} + \omega R \right], \quad (8)$$

式中: $\delta_4$ 为滑块顶端与外定子的径向间隙平均值; $b = (\delta_4 + H \tan \alpha)$ 。

### 3.3 滑块与转子槽之间间隙的泄漏

马达工作时,若滑块两侧的压力不相等,则滑块将在槽内发生倾斜,此时滑块与转子槽侧壁之间的泄漏量很小,可以忽略不计。当滑块两侧压力相等时,外马达(内马达)高压腔中油液会沿着滑块与滑块槽侧壁之间的间隙向内马达(外马达)低压腔泄漏。滑块相对于滑块槽做径向伸缩运动,通过缝隙的液体总流速等于主流速度与诱导速度的叠加,根据相对运动平行平面间隙流动理论,L9为外马达高压腔液体通过滑块与转子的间隙向内马达的泄漏,如图3i所示。其泄漏量为

$$Q_9 = \frac{B\delta_5^3}{12\mu(R_3 - R_4)} \Delta p_1 - \frac{90B\omega\delta_5(R-r)}{\theta\pi}, \quad (9)$$

式中: $\delta_5$ 为滑块与转子槽侧壁之间地间隙平均值。

L10为内马达高压腔液体通过滑块与转子的间隙向外马达的泄漏,如图3j所示。其泄漏量为

$$Q_{10} = \frac{B\delta_5^3}{12\mu(R_3 - R_4)} \Delta p_1 - \frac{90B\omega\delta_5(R-r)}{\theta\pi}. \quad (10)$$

## 4 不同连接形式下的总泄漏量

### 4.1 普通连接

普通连接形式下,双作用滑块型双定子马达有1内、2内、2外、1内1外等8种工作情况<sup>[6]</sup>,普通连

接形式下,该马达的泄漏量见表1。

表1 普通连接形式下的泄漏量  
Tab.1 Leakage flow rate in ordinary connection mode

不同工作组合		总泄漏量
内马达	外马达	
1	0	$2Q_1 + Q_2 + Q_6 + 2Q_7 + Q_{10}$
0	1	$2Q_3 + 2Q_4 + Q_5 + 2Q_8 + Q_9$
1	1	$2Q_1 + Q_2 + Q_6 + 2Q_7 + Q_{10} + 2Q_3 + 2Q_4 + Q_5 + 2Q_8 + Q_9$
2	0	$4Q_1 + 2Q_2 + 2Q_6 + 4Q_7 + 2Q_{10}$
0	2	$4Q_3 + 4Q_4 + 2Q_5 + 4Q_8 + 2Q_9$
2	1	$2Q_1 + Q_2 + Q_6 + 2Q_7 + Q_{10} + 2Q_3 + 2Q_4 + Q_5 + 2Q_8 + Q_9$
1	2	$2Q_1 + Q_2 + Q_6 + 2Q_7 + Q_{10} + 4Q_3 + 4Q_4 + 2Q_5 + 4Q_8 + 2Q_9$
2	2	$4Q_1 + 2Q_2 + 2Q_6 + 4Q_7 + 2Q_{10} + 4Q_3 + 4Q_4 + 2Q_5 + 4Q_8 + 2Q_9$

注:0,1,2分别表示有0个,1个,2个内(外)马达工作。

从表1可以看出,假如有 $a$ 个内马达和 $b$ 个外马达同时工作,总泄漏量可统一描述为

$$Q = a(2Q_1 + Q_2 + Q_6 + 2Q_7 + Q_{10}) + b(2Q_3 + 2Q_4 + Q_5 + 2Q_8 + Q_9). \quad (11)$$

将式(1)-(10)代入式(11)并整理,得到总泄漏量为

$$Q = \frac{\pi\Delta p}{24\mu} \sum_{i=1}^2 (k_i \delta_i^3) + \frac{\Delta p}{12\mu H} \sum_{i=1}^5 (l_i \delta_i^3) + \frac{\omega}{4} \sum_{i=1}^5 (m_i \delta_i), \quad (12)$$

式中: $k_i, l_i, m_i$ 均为与马达连接方式和自身结构相关的系数。

### 4.2 差动连接

由于双定子液压马达的特殊结构,可以向1个液压马达壳体上的内、外2个马达同时反向通入高压油,又由于内、外2个马达的排量(有效工作面积)不同,故合力矩不为0,从而可实现差动工作。

双作用滑块型双定子马达的差动连接形式共有4种<sup>[7]</sup>,如图4所示。图中蓝色部分为低压油,红色部分为高压油。

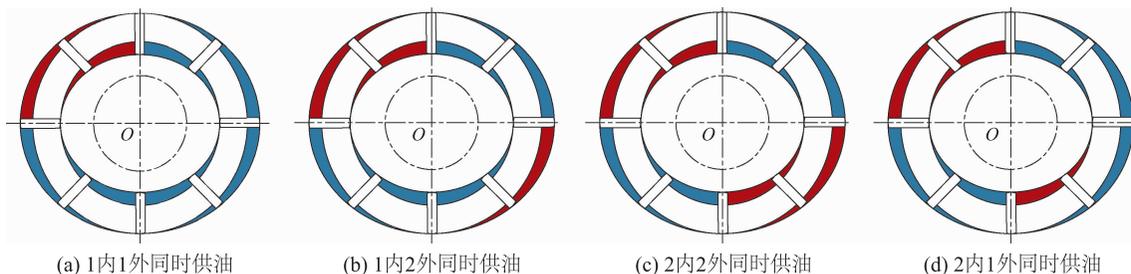


图4 双作用滑块型双定子马达差动连接形式

Fig.4 Differential connection model of double-acting double-stator slider motor

双定子液压马达的差动连接,可以输出多种不同的转速和扭矩<sup>[8]</sup>,为提高差动连接形式下双作用滑块型双定子马达的容积效率,提高对能源的利用率,对每种差动连接形式下的泄漏量进行了归纳,见表2.

表2 差动连接形式下的泄漏量  
Tab.2 Leakage flow rate in differential connection mode

不同工作组合		总泄漏量
内马达	外马达	
1	1	$2Q_1 + Q_2 + 2Q_3 + 2Q_4 + 2Q_7 + 2Q_8$
1	2	$2Q_1 + Q_2 + 4Q_3 + 4Q_4 + Q_5 + 2Q_7 + 4Q_8 + Q_9$
2	1	$4Q_1 + 2Q_2 + 4Q_3 + 4Q_4 + 4Q_7 + 4Q_8$
2	2	$4Q_1 + 2Q_2 + 2Q_3 + 2Q_4 + Q_6 + 4Q_7 + 2Q_8 + Q_{10}$

注:1,2分别表示有1个,2个内(外)马达工作.

从表2中可以看出,在差动连接条件下,假设该马达有 $a$ 个内马达和 $b$ 个外马达同时工作,总泄漏量可统一的描述为

$$Q' = a(2Q_1 + Q_2 + Q_7) + 2^{|a-b|+1}(Q_3 + Q_4 + Q_8) + |a-2|(b-1)(Q_5 + Q_9) + |a-1|(b-1)(Q_6 + Q_{10}), \quad (13)$$

将式(1)-(10)代入式(13)并整理,得到总泄漏量为

$$Q = \frac{\pi \Delta p}{24 \mu} \sum_{i=1}^2 (\alpha_i \delta_i^3) + \frac{\Delta p}{12 \mu H} \sum_{i=1}^5 (\beta_i \delta_i^3) + \frac{\omega}{4} \sum_{i=1}^5 (\gamma_i \delta_i), \quad (14)$$

式中: $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i$ 均为与马达连接方式和自身结构相关的系数.

通过对比式(12),(14),可以看出:在马达结构参数和工作条件都确定的情况下,马达的容积效率随马达连接方式的改变而变化,并且不同连接形式下,马达的总泄漏量遵循一个普遍的规律,即马达的总泄漏量与马达的进出口压差、各泄漏缝隙的尺寸以及马达输出轴的转速有关.在马达的工况一定时,泄漏缝隙的尺寸将对马达的泄漏量起主导作用.

## 5 实例数值分析

为了解双作用滑块型双定子马达在各种泄漏形式下的泄漏量在总泄漏中所占的比例,基于以上建立的数学模型,利用 Matlab 对理论流量为 40 L/min 的马达样机的泄漏量进行了计算与模拟<sup>[9]</sup>.经测量,马达样机的相关参数如下: $2l = 30 \text{ mm}; H =$

$15 \text{ mm}; R = 75 \text{ mm}; R_2 = 82 \text{ mm}; R_3 = 64 \text{ mm}; R_4 = 46 \text{ mm}; R_5 = 27 \text{ mm}; r = 65 \text{ mm}; r_1 = 35 \text{ mm}; B = 44 \text{ mm}; \delta_1 = 0.063 \text{ mm}; \delta_2 = 0.063 \text{ mm}; \delta_3 = 0.037 \text{ mm}; \delta_4 = 0.037 \text{ mm}; \delta_5 = 0.063 \text{ mm}; \omega = 157 \text{ rad/s}; \mu = 0.07 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ .当油口 1,3,5,8 通高压油,其他油口回油时,内部泄漏和容积效率的仿真曲线如图 5-6 所示.

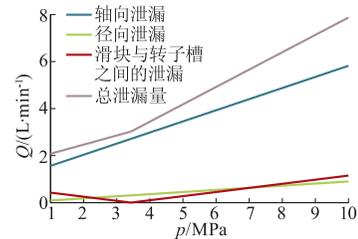


图5 双作用滑块型双定子马达的泄漏流量曲线  
Fig.5 Leakage flow rate curve of double-acting double-stator slider motor

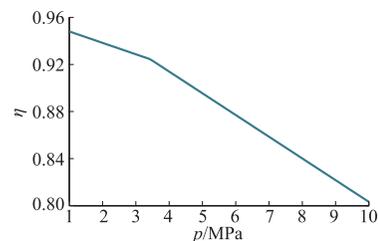


图6 双作用滑块型双定子马达的容积效率曲线  
Fig.6 Volumetric efficiency of double-acting double-stator motor

从图6中可以看出,随着系统压力的增大,双定子马达的泄漏流量逐渐增大,容积效率逐渐降低.并且,滑块与转子槽之间的泄漏曲线出现了转折,这是由于间隙泄漏是由压差流与剪切流的共同作用引起的,当压力小于 3.4 MPa 时,剪切流的作用大于压差流而起主导作用,压力增大到 3.4 MPa 以上,压差流起主导作用.当工作压力大于 10 MPa 时,马达的容积效率小于 81%,因此,该马达不适用于中高压场合.另外,轴向泄漏占的比重最大,约为总泄漏量的 75%,是制约双定子马达应用于高压大流量场合的主要原因.为提高双定子马达的容积效率,必须减小轴向间隙的泄漏.这可通过改进结构和提高制造精度来实现,但制造精度的提高必然导致生产成本的增加<sup>[10]</sup>,在产品的设计时一般不采用.因此宜改进结构以改变间隙值,如在转子和侧板之间加浮动侧板.

为了解双作用滑块型双定子马达的轴向泄漏随间隙值的变化情况,提高产品设计时的性价比,对该样机在 10 MPa 的工作压力下,轴向间隙的泄漏量随间隙的变化进行了数值模拟,得到的拟合曲线

如图7所示。

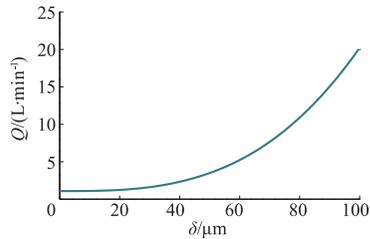


图7 轴向泄漏随间隙值的变化曲线

Fig.7 Leakage flow rate curve with different axial gaps

从图7中可以看出,随着轴向间隙的增大,双定子马达的轴向泄漏量逐渐增大,并且曲线的斜率逐渐增大,这说明控制轴向间隙值在0.07~0.10 mm范围内变化时,轴向泄漏量随轴向间隙值的变化明显,但轴向间隙在0.07~0.10 mm范围内变化时,马达的容积效率较低。而当轴向间隙在0~0.03 mm范围内变化时,不但加工精度要求高,而且通过改变轴向间隙不能取得很好的效果。因此,在改进双作用滑块型双定子马达的结构,提高其容积效率时,需要根据加工条件,考虑合适的性价比来最终确定轴向泄漏的间隙。

## 6 结论

1) 双作用滑块型双定子马达由于自身的结构特点,内部泄漏种类分3种,泄漏途径有10种,间隙漏损是导致其容积效率低的根本原因。

2) 双作用滑块型双定子马达的总泄漏量除受自身结构参数的影响外,还与工作压力和马达转速等工况条件有关,且马达的泄漏情况随进出口口的连接方式变化而变化。

3) 双作用滑块型双定子马达的3类泄漏途径中,轴向泄漏在总泄漏中占的比重最大,约为总泄漏量的75%,是最主要的泄漏形式。

4) 轴向泄漏量与轴向间隙正相关。提高零件加工精度可以减小间隙,进而提高容积效率,但会增加成本。考虑到产品的性价比,在设计时若通过提高加工精度来提高容积效率,适宜将轴向间隙保持在0.03~0.07 mm范围内。

### 参考文献(References)

[1] 李壮云. 液压元件与系统[M]. 北京:机械工业出版社,2011:1-2.

- [2] Wen Desheng, Wang Zhili, Lü Shijun, et al. Single-acting double-stator multi-pumps and multi-motors[J]. Journal of Chongqing University: English Edition, 2010, 9(4): 208-215.
- [3] Li Daijin, Zhang Yuwen, Tang Hao, et al. Radial clearance control and internal leakage analysis of a tri-proportion controller[J]. International Journal of Plant Engineering and Management, 2009, 14(2): 96-101.
- [4] 金朝铭. 液压流体力学[M]. 北京:国防工业出版社, 1994:225-238.
- [5] Ma Rong, Zhong Bowen, Liu Peiqing. Optimization design study of low-Reynolds-number high-lift airfoils for the high-efficiency propeller of low-dynamic vehicles in stratosphere[J]. Science China Technological Sciences, 2010, 53(10): 2792-2807.
- [6] Wen Desheng, Wang Zhili, Gao Jun, et al. Output speed and flow of double-acting double-stator multi-pumps and multi-motors[J]. Journal of Zhejiang University: Science A, 2011, 12(4): 301-309.
- [7] 闻德生,吕世君,杜孝杰,等. 双定子液压马达差动连接理论分析[J]. 农业机械学报, 2011, 42(9): 219-224.
- Wen Desheng, Lü Shijun, Du Xiaojie, et al. Theoretical analysis of differential connection of double-stator hydraulic motor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011, 42(9): 219-224. (in Chinese)
- [8] Wen Desheng. Theoretical analysis of output speed of multi pump and multi motor driving system[J]. Science China Technological Sciences, 2011, 54(4): 992-997.
- [9] 李玉龙,孙付春. 齿轮泵困油的分析模型及侧隙计算[J]. 排灌机械工程学报, 2011, 29(2): 118-122.
- Li Yulong, Sun Fuchun. Analysis model on trapped oil and backlash calculation in external gear pump[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2011, 29(2): 118-122. (in Chinese)
- [10] Kaya D, Alptekin Y E, Suleyman Y K, et al. Energy efficiency in pumps[J]. Energy Conversion and Management, 2008, 49(6): 1662-1673.

(责任编辑 谈国鹏)