

双定子摆动液压马达泄漏与容积效率分析及密封改进

闻德生, 商旭东, 顾攀, 潘为圆, 石滋洲, 郑伟

(燕山大学机械工程学院, 秦皇岛 066004)

摘要: 为了详细分析双定子摆动液压马达的泄漏和容积效率, 获得合理的间隙密封尺寸和密封结构改进方案, 基于双定子摆动液压马达内部结构的分析, 归纳出内、外马达的几何排量计算式, 分析出该马达的主要泄漏途径。通过建立各泄漏途径的流量数学式, 得到马达在不同连接形式下总泄漏量的一般公式。对不同连接形式下马达的容积效率进行了理论计算, 针对马达的端面泄漏提出了密封结构改进方案, 同时搭建试验台对改进前后的双定子摆动液压马达样机进行了容积效率测试。结果表明, 随着马达进出口压差从 1 MPa 逐渐升高到 10 MPa, 马达的容积效率随之降低; 且在不同的连接方式下, 马达的容积效率也不相同, 当进出油口压差一定时, 外马达单独工作容积效率最高, 内、外马达差动工作容积效率最低。如当马达行程时间为 3 s, 进出油口压差为 4 MPa 时, 马达容积效率最大值约为 92%, 最小值约为 86%。并且对该马达端面密封的改进可使其容积效率在一定程度上有所提高。该研究为双定子摆动液压马达的设计和应用提供参考。

关键词: 液压马达; 定子; 转子; 泄漏; 几何排量; 容积效率

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2017.12.010

中图分类号: TH137.15

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2017)-12-0074-08

闻德生, 商旭东, 顾攀, 潘为圆, 石滋洲, 郑伟. 双定子摆动液压马达泄漏与容积效率分析及密封改进[J]. 农业工程学报, 2017, 33(12): 74—81. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2017.12.010 <http://www.tcsae.org>

Wen Desheng, Shang Xudong, Gu Pan, Pan Weiyan, Shi Zizhou, Zheng Wei. Analysis of leakage and volumetric efficiency and seal improvement for double-stator swing hydraulic motor[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2017, 33(12): 74—81. (in Chinese with English abstract)

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2017.12.010 <http://www.tcsae.org>

0 引言

随着科技的不断发展, 液压传动以其传动平稳、体积小、质量轻等优点被广泛应用于航天、船舶、工程机械、农业机械等行业中^[1]。摆动液压马达最突出的优点是能使负载直接获得往复摆动运动, 无需任何变速机构, 因此已被广泛应用于各个领域^[2]。但摆动液压马达的泄漏是限制其应用的主要因素之一, 摆动液压马达的泄漏不仅会使系统的容积效率降低, 且其内泄漏的变化会使负载速度下降及产生不需要的负载加速度, 甚至会使其产生爬行^[3]。

目前国内外在该方面的研究主要集中在对传统摆动液压马达(一个转子对应一个定子)的改善。传统的摆动液压马达只能实现一种转矩和转速输出, 在当前的液压传动中存在一定的不足^[4-5]。如德国 S·贝茨等^[6]为摆动液压马达设计出一种新型密封组合, 不仅减小了摆动液压马达的泄漏, 提高了其容积效率, 并且使其能适应较高的工作温度, Nikas 等^[7]人通过理论分析和试验研究, 对摆动液压马达密封方式进行了一系列研究, 以提高其容积效率。近年来国内对摆动液压马达也做了大量研究,

如王增等^[8]提出了摆动液压马达非线性泄漏计算模型, 得出影响泄漏量的主要因素以及可采取的相关措施, 金忠等^[9]针对造成七功能水下作业机械手使用的摆动液压马达泄漏的组合密封进行了分析计算, 最终使其能够满足驱动水下作业机械手的要求, 周海强等^[10]研发的 BM-200 型单叶片摆动液压马达, 将叶片及其接触的密封件都设计成圆弧状, 该设计很大程度上提高了密封效果, 降低了其泄漏量, 崔晓等^[11-12]提出了一种基于有限元的油膜控制方程数值解法, 定量研究了摆动液压马达的内泄漏问题。以上都是对传统摆动液压马达泄漏和密封等方面的研究, 并未涉及到双定子摆动液压马达的泄漏和容积效率的问题。

双定子摆动液压马达是将传统摆动液压马达与双定子理论^[13-22]相结合而提出的一种新型摆动液压马达, 其结构形式和泄漏分析等与其它双定子液压马达^[23]也有所不同。本文对该新型摆动液压马达的泄漏和容积效率进行了理论分析与计算, 以期对双定子摆动液压马达的设计、制造和使用提供参考。

1 马达的结构和工作原理

1.1 双定子摆动液压马达的结构

图 1 为双定子摆动液压马达的结构示意图, 该马达含有一个转子 3, 两个定子(内定子 2 和外定子 4), 在一个壳体内形成了两组摆动马达: 内摆动马达由转子 3、内定子 2、和内马达配流孔 8 等组成; 外摆动马达由转子

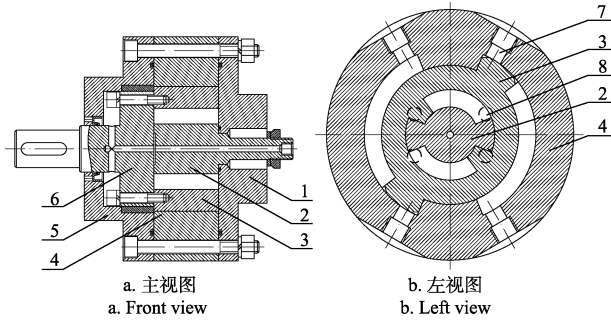
收稿日期: 2016-10-31 修订日期: 2017-06-07

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50975246)

作者简介: 闻德生, 男, 教授, 博士生导师, 主要从事液压元件与液压传动研究。秦皇岛 燕山大学机械工程学院, 066004。

Email: wendesheng@ysu.edu.cn

3、外定子 4、和外马达配流孔 7 等组成。该新型摆动液压马达为整体式结构，即动叶片和转子作为一体，定叶片和定子作为一体。



1. 右端盖 2. 内定子 3. 转子 4. 外定子 5. 左端盖 6. 输出轴 7. 外马达配流孔 8. 内马达配流孔
1. Right end cover 2. Inner stator 3. Rotor 4. Outer stator 5. Left end cover 6. Output axis 7. Outer motor flow hole 8. Inner motor flow hole

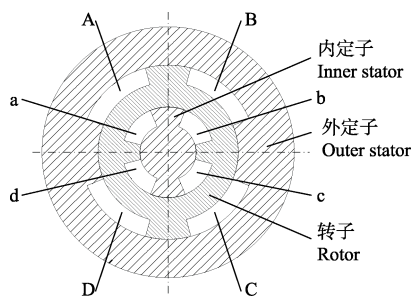
图 1 双定子摆动液压马达结构示意图

Fig.1 Structure diagram of double-stator swing hydraulic motor

1.2 双定子摆动液压马达的工作原理

图 2 为双定子摆动液压马达的原理简图。图中外马达形成的 4 个封闭腔分别设为 A、B、C、D；内马达形成的 4 个封闭腔分别设为 a、b、c、d。对于外马达：当 B、D 两腔通入高压油时，马达转子逆时针转动。对于内马达：当 a、c 两腔通入高压油时，马达转子逆时针转动。通过控制马达的进出油口，内、外马达可实现单独工作、同时工作和差动工作。

当摆动马达的 B、D、b、d 同时通入高压油，内、外马达的高压油作用在转子上的力矩方向相反。由于外马达产生的力矩大于内马达产生的力矩，转子将沿逆时针方向转动，实现了摆动马达的差动工作。摆动马达的差动连接原理与差动缸原理类似^[24]。



注：A、B、C、D 为外马达形成的 4 个封闭腔；a、b、c、d 为内马达形成的 4 个封闭腔。

Note: A, B, C and D are four enclosed cavities formed by outer motor; a, b, c and d are four enclosed cavities formed by inner motor.

图 2 双定子摆动液压马达原理简图

Fig.2 Principle diagram of double-stator swing hydraulic motor

2 马达的理论流量分析

摆动液压马达的几何排量指的是无泄漏情况下马达输出轴摆动单位弧度，由其密封腔几何尺寸而得出流入的液体体积^[25]。本文讨论的排量均为摆动马达的几何

排量。以图 2 中双作用双定子摆动液压马达为例，设其外摆动马达的排量为 $V_{m1}(\text{mL/rad})$ ，计算公式为

$$V_{m1} = \frac{1}{2\pi} \cdot \pi(R_2^2 - R_1^2) \cdot B = \frac{1}{2} B \cdot (R_2^2 - R_1^2) \quad (1)$$

内摆动马达的排量 V_{m2} 的计算公式为

$$V_{m2} = \frac{1}{2\pi} \cdot \pi(r_2^2 - r_1^2) \cdot B = \frac{1}{2} B \cdot (r_2^2 - r_1^2) \quad (2)$$

式中 B 为叶片厚度，mm； R_1 为外马达动叶片根圆半径，mm； R_2 为外马达定叶片根圆半径，mm； r_1 为内马达定叶片根圆半径，mm； r_2 为内马达动叶片根圆半径，mm。

双定子摆动液压马达的总排量与马达的连接形式有关。则双作用双定子摆动液压马达在不同连接形式下的总排量 V_m 为

$$V_m = m \cdot \frac{V_{m1}}{2} \pm n \cdot \frac{V_{m2}}{2} = \frac{B}{4} \cdot [m(R_2^2 - R_1^2) \pm n(r_2^2 - r_1^2)] \quad (3)$$

式中 m 为参与工作的外马达数量； n 为参与工作的内马达数量； \pm 与马达摆动方向有关，内、外马达的摆动方向相同取正，反之取负。

摆动液压马达的摆动角速度为 $\omega = \varphi_m / t$ ， φ_m 为马达的最大回转角度，rad； t 为马达的行程时间（即叶片在马达体内完成全部行程所需要的时间），s。

摆动液压马达的理论流量 $q_t(\text{mL/min})$ 为

$$q_t = \omega \cdot V_m = \frac{\varphi_m \cdot V_m}{t} \quad (4)$$

故双作用双定子摆动液压马达中外摆动马达的理论流量 $q_{t\text{外}}$ 为

$$q_{t\text{外}} = \omega \cdot V_{m1} = \frac{\varphi_m}{t} \cdot V_{m1} = \frac{B \cdot (R_2^2 - R_1^2) \cdot \varphi_m}{2t} \quad (5)$$

内摆动马达的理论流量 $q_{t\text{内}}$ 为

$$q_{t\text{内}} = \omega \cdot V_{m2} = \frac{\varphi_m}{t} \cdot V_{m2} = \frac{B \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot \varphi_m}{2t} \quad (6)$$

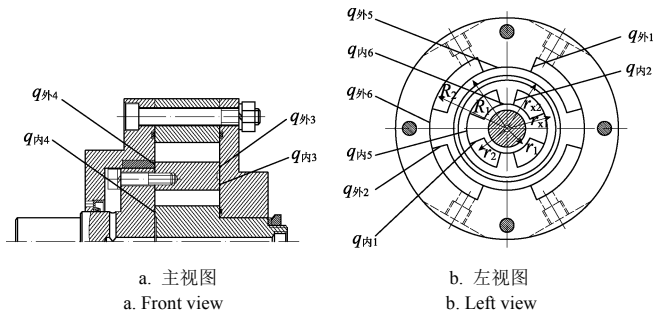
3 马达的泄漏分析

摆动液压马达在工作中，其几何尺寸、压力分布和运动特性等条件是不不断变化的^[26]。为计算双定子摆动液压马达的理论泄漏量，现作出几点假设：1) 流动过程中的油液是稳定且不可压缩的层流；2) 油液在流动过程中物理特性保持不变，且无热传递；3) 不考虑马达中各运动部件的磨损对泄漏产生的影响。图 3 标出了双定子摆动液压马达的全部泄漏途径及泄漏面。

双定子摆动液压马达的泄漏途径主要有端面间隙泄漏和径向间隙泄漏 2 部分。由于该新型马达的外马达与内马达存在相似结构，下面仅以外马达为例计算各间隙泄漏量。

3.1 端面间隙泄漏

设外马达的端面泄漏为 $q_{\text{端外}}$ ，其由 2 部分组成：1) 高压腔通过端面密封间隙向外马达低压腔的内泄漏 $q_{\text{端外1}}$ ；2) 高压腔通过端面密封间隙向油腔外部的泄漏（简称外泄漏） $q_{\text{端外2}}$ 。



注: $q_{外1}$ ($q_{内1}$) 为外 (内) 马达定叶片和两端盖的间隙泄漏, $\text{mL} \cdot \text{min}^{-1}$; $q_{外2}$ ($q_{内2}$) 为外 (内) 马达动叶片和两端盖的间隙泄漏, $\text{mL} \cdot \text{min}^{-1}$; $q_{外3}$ ($q_{内3}$) 为外 (内) 马达右端盖与转子右端面间隙向泄油槽的泄漏, $\text{mL} \cdot \text{min}^{-1}$; $q_{外4}$ ($q_{内4}$) 为外 (内) 马达左端盖与转子左端面间隙向轴承腔 (凹槽) 的泄漏, $\text{mL} \cdot \text{min}^{-1}$; $q_{外5}$ ($q_{内5}$) 为外 (内) 马达高压腔通过定叶片与转子圆柱面的密封间隙向低压腔的泄漏, $\text{mL} \cdot \text{min}^{-1}$; $q_{外6}$ ($q_{内6}$) 为外 (内) 马达高压腔通过动叶片的顶面密封间隙向低压腔的泄漏, $\text{mL} \cdot \text{min}^{-1}$; r_1 为内马达定叶片根圆半径, mm ; r_2 为内马达动叶片根圆半径, mm ; R_1 为外马达定叶片根圆半径, mm ; R_2 为外马达动叶片根圆半径, mm ; r_{x1} 为泄油槽内圆半径, mm ; r_{x2} 为泄油槽外圆半径, mm 。

Note: $q_{外1}$ ($q_{内1}$) is the gap leakage of outer (inner) motor between fixed blade and two end covers, $\text{mL} \cdot \text{min}^{-1}$; $q_{外2}$ ($q_{内2}$) is the gap leakage of outer (inner) motor between moved blade and two end covers, $\text{mL} \cdot \text{min}^{-1}$; $q_{外3}$ ($q_{内3}$) is the gap leakage of outer (inner) motor between right end cover and right end face of the rotor to leakage oil groove, $\text{mL} \cdot \text{min}^{-1}$; $q_{外4}$ ($q_{内4}$) is the gap leakage of outer (inner) motor between left end cover and left end face to bearing cavity (groove), $\text{mL} \cdot \text{min}^{-1}$; $q_{外5}$ ($q_{内5}$) is the gap leakage of outer (inner) motor from high pressure chamber to low pressure chamber through the sealing gap between fixed blade and rotor cylinder, $\text{mL} \cdot \text{min}^{-1}$; $q_{外6}$ ($q_{内6}$) is the leakage of outer (inner) motor from high pressure chamber to low pressure chamber through the top sealing gap of moved blade, $\text{mL} \cdot \text{min}^{-1}$; r_1 is the fixed blade root circle radius of inner motor, mm ; r_2 is the moved blade root circle radius of inner motor, mm ; R_1 is the fixed blade root circle radius of outer motor, mm ; R_2 is the moved blade root circle radius of outer motor, mm ; r_{x1} is the inner circle radius of leakage oil groove, mm ; r_{x2} is the outer circle radius of leakage oil groove, mm 。

图3 双定子摆动液压马达的泄漏面

Fig.3 Leakage surface of double-stator swing hydraulic motor

3.1.1 端面内泄漏计算

高压腔通过端面密封间隙向低压腔的内泄漏 $q_{端内1}$ 也由 2 部分组成: 1) 定叶片和两端盖的间隙泄漏 $q_{外1}$; 2) 动叶片与两端盖的间隙泄漏 $q_{外2}$ 。由于定叶片与两端盖是相对静止, 所以 $q_{外1}$ 可简化为两固定平行平板间的间隙泄漏。而动叶片与两端盖之间存在相对运动, 所以 $q_{外2}$ 简化为具有相对运动的两平行平板间的间隙泄漏^[27]。则 $q_{外1}$ 的计算公式为

$$q_{外1} = 2 \times \frac{h_1 \delta_1^3 \Delta p_1}{12 \mu L_1} \quad (7)$$

式中 h_1 为外马达叶片高度, mm ; δ_1 为外马达端面间隙, mm ; Δp_1 为高压腔与低压腔液体的压差, MPa ; μ 为油液动力黏度, $\text{Pa} \cdot \text{s}$; L_1 为外马达定叶片平均宽度, mm 。

马达动叶片在运动过程中, 高压油会通过动叶片与端盖之间的间隙从高压腔流向低压腔。可采用相对运动方法将动叶片设为固定参考系, 那么端盖就以与动叶片同样的速度向相反方向运动。则在该泄漏面内由端盖拖动形成的剪切流与压差流方向相反, 那么动叶片与两端盖的间隙泄漏 $q_{外2}$ 的计算公式为

$$q_{外2} = 2 \times \left(\frac{h_1 \delta_1^3 \Delta p_1}{12 \mu L_2} - \frac{U_1 h_1 \delta_1}{2} \right) \quad (8)$$

式中 L_2 为外马达动叶片平均宽度, mm ; U_1 为外马达动

叶片平均线速度, mm/s 。

3.1.2 端面外泄漏计算

高压腔通过端面密封间隙的泄漏 $q_{端外2}$ 由 2 部分组成: 1) 右端盖与转子右端面间隙向泄油槽的泄漏 $q_{外3}$; 2) 左端盖与转子左端面间隙向轴承腔的泄漏 $q_{外4}$ 。虽然转子端面与两端盖之间具有相对旋转运动, 但因剪切流与压差流的方向相互垂直, 则这两个方向的运动互不影响, 泄漏流量仅与压差流有关。所以 $q_{外3}$ 可简化为两平行圆盘间的间隙泄漏, 其计算公式为

$$q_{外3} = \frac{\pi \delta_1^3 \Delta p_2}{6 \mu \ln \frac{R_1}{r_{x2}}} \cdot \frac{\varphi}{2\pi} \quad (9)$$

式中 Δp_2 为高压腔与泄油槽内液体的压差, MPa ; φ 为外马达高压腔包角, rad ; r_{x2} 为泄油槽外圆半径, mm 。

同理可得

$$q_{外4} = \frac{\pi \delta_1^3 \Delta p_2}{6 \mu \ln \frac{R_1}{r_{d1}}} \cdot \frac{\varphi}{2\pi} \quad (10)$$

式中 r_{d1} 为滑动轴承内圆半径, mm 。

由此可得一个外马达的端面总泄漏 $q_{端外}$ 为

$$q_{端外} = h_1 \left[\frac{\Delta p_1 \delta_1^3}{6 \mu} \left(\frac{1}{L_1} + \frac{1}{L_2} \right) - U_1 \delta_1 \right] + \frac{\Delta p_2 \varphi \delta_1^3}{12 \mu} \left(\frac{1}{\ln \frac{R_1}{r_{x2}}} + \frac{1}{\ln \frac{R_1}{r_{d1}}} \right) \quad (11)$$

3.2 径向间隙泄漏

径向间隙泄漏 $q_{径外}$ 也由 2 部分组成: 1) 高压腔通过定叶片与转子圆柱面的密封间隙向低压腔的泄漏 $q_{外5}$; 2) 高压腔通过动叶片的顶面密封间隙向低压腔的泄漏 $q_{外6}$ 。由于这两部分泄漏面的宽度和长度均远大于泄漏间隙, 所以这 2 部分泄漏均可简化为具有相对运动的两平行平板间的间隙泄漏^[28]。

根据两平行平板间隙流动理论, 则有

$$q_{外5} = \frac{B \delta_2^3 \Delta p_1}{12 \mu L_3} - \frac{U_2 B \delta_2}{2} \quad (12)$$

式中 δ_2 为外马达定叶片顶圆与转子外圆的径向间隙, mm ; U_2 为外马达动叶片根圆线速度, mm/s ; L_3 为外马达定叶片顶圆弧长, mm 。

同理可得

$$q_{外6} = \frac{B \delta_3^3 \Delta p_1}{12 \mu L_4} - \frac{U_3 B \delta_3}{2} \quad (13)$$

式中 δ_3 为外马达动叶片顶圆与外定子内圆的径向间隙, mm ; U_3 为外马达动叶片顶圆线速度, mm/s ; L_4 为外马达动叶片顶圆弧长, mm 。

由此可得一个外马达的径向总泄漏量 $q_{径外}$ 为

$$q_{径外} = \frac{B \Delta p_1}{12 \mu} \cdot \left(\frac{\delta_2^3}{L_3} + \frac{\delta_3^3}{L_4} \right) - \frac{B}{2} \cdot (U_2 \delta_2 + U_3 \delta_3) \quad (14)$$

3.3 摆动马达的总泄漏

由于双定子摆动液压马达的转子将内、外两组马达隔开，且转子端面开有泄油槽，则内、外马达的泄漏互不干扰，一个外马达的总泄漏量为 $q_{\text{外}}=q_{\text{端外}}+q_{\text{径外}}$ ；一个内马达的总泄漏量为 $q_{\text{内}}=q_{\text{端内}}+q_{\text{径内}}$ 。

由于双作用双定子摆动液压马达的特殊结构，使该马达有 8 种普通连接形式和 4 种差动连接形式。则该马达在不同的连接形式下的总泄漏量 q_x 为

$$q_x = mq_{\text{外}} + nq_{\text{内}} \quad (15)$$

当该马达差动连接工作时，内摆动马达中动叶片与两端盖的间隙泄漏量 $q_{\text{内}2}$ 和间隙泄漏 $q_{\text{径内}}$ 中的 2 部分泄漏量 $q_{\text{内}5}$ 和 $q_{\text{内}6}$ 的计算公式都将发生改变，他们都将分别等于各自剪切流和压差流之和。例如当马达差动连接时，在 $q_{\text{内}2}$ 的泄漏面内，由端盖的拖动形成的剪切流与内马达压差流方向相同。则泄漏量 $q_{\text{内}2}'$ 的计算公式为

$$q_{\text{内}2}' = 2 \times \left(\frac{h_2 s_1^3 \Delta p_1}{12 \mu l_2} + \frac{v_1 h_2 s_1}{2} \right) \quad (16)$$

式中 h_2 为内马达叶片高度，mm； s_1 为内马达端面间隙，mm； l_2 为内马达动叶片平均宽度，mm； v_1 为内马达动叶片平均线速度，mm/s。

当摆动马达连续往复摆动时，马达瞬时泄漏量随高压腔包角 φ 的变化而变化。但在马达的各个泄漏面中，只有内、外马达端面外泄漏中的 2 部分泄漏量会发生变化，其余泄漏量均不变。则以外摆动马达为例进行计算说明。

在一个行程时间 t 内，外摆动马达右端盖与转子右端面间隙向泄油槽的平均泄漏量 $\overline{q_{\text{外}3}}$ 为

$$\overline{q_{\text{外}3}} = \frac{\int_0^{\varphi_m} \frac{\pi \delta_1^3 \Delta p_2}{6 \mu \ln \frac{R_1}{R_2}} \cdot \frac{\varphi}{2\pi} d\varphi}{t} = \frac{\delta_1^3 \Delta p_2 \varphi_m^2}{24 \mu t \ln \frac{R_1}{R_2}} \quad (17)$$

式中， φ_m 为高压腔最大包角，rad；同理，在一个行程时间 t 内，外摆动马达左端盖与转子端面间隙向轴承腔的平均泄漏量 $\overline{q_{\text{外}4}}$ 为

$$\overline{q_{\text{外}4}} = \frac{\int_0^{\varphi_m} \frac{\pi \delta_1^3 \Delta p_2}{6 \mu \ln \frac{R_1}{R_2}} \cdot \frac{\varphi}{2\pi} d\varphi}{t} = \frac{\delta_1^3 \Delta p_2 \varphi_m^2}{24 \mu t \ln \frac{R_1}{R_2}} \quad (18)$$

由式 (7) ~ (14) 可知摆动马达各泄漏面的泄漏量均与马达进出口油口压差有关，则马达的总泄漏量随马达进出口油口压差的增大而增大，反之减小。且由式 (8)、(12) 和 (13) 可知摆动马达动叶片与两端盖的间隙泄漏 $q_{\text{外}2}$ 和径向间隙泄漏的 2 部分泄漏量 $q_{\text{外}5}$ 、 $q_{\text{外}6}$ 均随马达转速的升高而降低，则摆动马达的总泄漏量与马达转速相关，随转速的升高而降低。

表 1 为双定子摆动液压马达样机主要参数。

表 1 双定子摆动液压马达样机的主要参数

Table 1 Main parameters of double-stator swing hydraulic motors prototype

主要设计参数 Main design parameters	取值 Value
叶片厚度 Blade thickness B/mm	40
外马达动叶片根圆半径 Moved blade root circle radius of outer motor R_1/mm	40
外马达定叶片根圆半径 Fixed blade root circle radius of outer motor R_2/mm	50
内马达定叶片根圆半径 Fixed blade root circle radius of inner motor r_1/mm	18
内马达动叶片根圆半径 Moved blade root circle radius of inner motor r_2/mm	26
泄油槽内圆半径 Inner circle radius of leakage oil groove r_{x1}/mm	31.5
泄油槽外圆半径 Outer circle radius of leakage oil groove r_{x2}/mm	34.5
滑动轴承内圆半径 Inner circle radius of sliding bearing r_{d1}/mm	37
外马达叶片高度 Blade height of outer motor h_1/mm	10
内马达叶片高度 Blade height of inner motor h_2/mm	8
高压腔最大包角 Maximum wrap angle of high pressure chamber φ_m/rad	$\frac{7}{12}\pi$

该双定子摆动液压马达正常工作时的进出油口压差范围为 0.5~12 MPa，则假定油液的动力黏度 $\mu=3 \times 10^{-2} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ ，摆动马达进出油口压差为 10 MPa，内、外马达的端面间隙和径向间隙均为 0.01 mm，一个行程时间 t 为 3 s。因摆动马达的瞬时泄漏量是不断变化的，当摆动马达的高压腔包角 $\varphi = \frac{7}{12}\pi$ 时，即摆动马达的动叶片处于极限位置时，其理论泄漏量最大。则摆动马达理论最大泄漏量和连续往复摆动时的平均泄漏量如表 2 所示。

表 2 双定子摆动液压马达的理论泄漏量

Table 2 Theoretical leakage of double-stator swing hydraulic motor

泄漏形式 Leakage form	外马达泄漏量 Outer motor leakage		内马达泄漏量 Inner motor leakage	
	最大泄漏量 Maximum leakage/ (L·min ⁻¹)	平均泄漏量 Average leakage/ (L·min ⁻¹)	最大泄漏量 Maximum leakage/ (L·min ⁻¹)	平均泄漏量 Average leakage/ (L·min ⁻¹)
端面泄漏 Endface leakage	5.828×10^{-2}	1.932×10^{-2}	2.577×10^{-2}	1.05×10^{-2}
径向泄漏 Radial leakage	4.01×10^{-3}	4.01×10^{-3}	1.089×10^{-2}	1.089×10^{-2}
总泄漏 Total leakage	6.229×10^{-2}	2.333×10^{-2}	3.666×10^{-2}	2.139×10^{-2}

注：马达进出口压差为 10 MPa。下同

Note: Pressure difference of the motor between import and export is 10 MPa. The same below.

从表 2 可以得出，则内、外摆动马达的端面泄漏为其主要泄漏途径。

4 摆动马达的容积效率

摆动马达的实际输入流量 $Q=q_t+q_x$ ，而摆动马达的容积效率 η_v 为摆动马达理论流量 q_t 和实际输入流量 Q 之比^[29]，可表示为

$$\eta_v = \frac{q_t}{Q} \times 100\% = \frac{q_t}{q_t + q_x} \times 100\% \quad (19)$$

当摆动马达进出油口压差为 10 MPa，一个行程时间为 3 s 时，一个外马达的理论流量 $q_{t外}=0.6597\text{ L/min}$ ，一个内马达的理论流量 $q_{t内}=0.258\text{ L/min}$ ，则摆动马达动叶片处于极限位置时和连续往复摆动工作状态下的容积效率值如表 3 所示。由表 3 可以得出当摆动马达动叶片处于极限位置时容积效率最低。

表 3 双定子摆动液压马达在不同工况下的容积效率

Table 3 Volumetric efficiency of double-stator swing hydraulic motor under different conditions

工作状态 Working condition	外马达容积效率 Outer motor volumetric efficiency/%	内马达容积效率 Inner motor volumetric efficiency/%
极限位置 Limit position	91.37	87.56
连续摆动 Continuous swing	96.58	92.34

双定子摆动液压马达在不同连接形式下工作时的总泄漏量不同，则容积效率亦不相同。当摆动马达进出口压差为 10 MPa，一个行程时间为 3 s 时，该马达在不同连接形式下连续往复摆动时的理论泄漏量、理论流量和容积效率值如表 4 所示。由表 4 可知，双定子摆动液压马达在差动连接形式下的容积效率普遍低于普通连接形式下的容积效率，且该马达在 1 个外马达和 2 个内马达差动连接形式下的容积效率最低。

表 4 双定子摆动液压马达不同连接形式下工作时的理论容积效率

Table 4 Theoretical volumetric efficiency of double-stator swing hydraulic motor in different connections

连接形式 Connection form	外马达数 outer motor number	内马达数 Inner motor number	理论泄漏量 Theoretical Leakage/ (L·min ⁻¹)	理论流量 Theoretical flow rate/ (L·min ⁻¹)	容积效率 Volumetric efficiency/%
普通连接 Normal connection	0	1	2.139×10^{-2}	0.258	92.34
	0	2	4.278×10^{-2}	0.516	92.34
	1	0	2.333×10^{-2}	0.659 7	96.58
	2	0	4.666×10^{-2}	1.319 4	96.58
	1	1	4.472×10^{-2}	0.917 7	95.35
	1	2	6.611×10^{-2}	1.175 7	94.68
	2	1	6.805×10^{-2}	1.577 4	95.86
差动连接 Differential connection	2	2	8.944×10^{-2}	1.835 4	95.35
	1	1	4.733×10^{-2}	0.401 7	89.46
	1	2	7.133×10^{-2}	0.143 7	66.83
	2	1	7.066×10^{-2}	1.601 4	93.77
	2	2	9.466×10^{-2}	0.803 4	89.46

上述摆动液压马达的容积效率分析是在马达进出口压差和转速一定时进行的，而由马达的泄漏分析可知，则当马达进出口油口压差增大时，马达的泄漏量增加，容积效率降低；当马达转速升高时，马达泄漏量减小，容积效率升高。

5 结构改进

双定子摆动液压马达的端面泄漏为其主要泄漏途

径，也是限制其容积效率的主要因素，则针对马达的端面泄漏，对其端面密封进行了改进。

图 4 为双定子摆动液压马达的密封结构改进方案，基本原理为在马达转子两侧加装弹性侧板或浮动侧板，使端面间隙减小，从而减小泄漏，提高容积效率，而且磨损后能够自动补偿间隙，则该密封结构改进方案是一种可行性很高的方案。

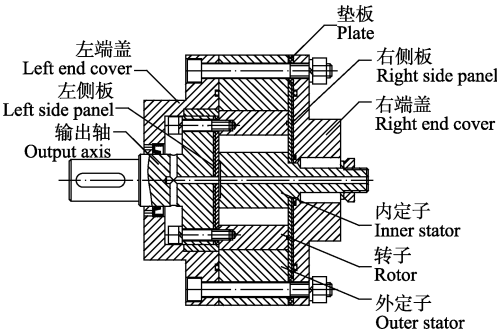


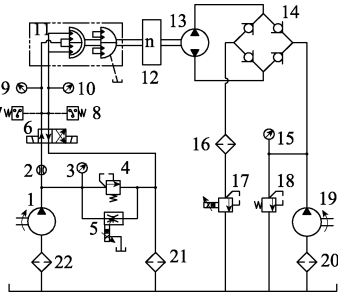
图 4 密封结构改进方案

Fig.4 Seal structure improvement proposals

6 试验验证

6.1 试验系统

用已加工的双定子摆动液压马达样机搭建容积效率试验测试平台，对该马达的容积效率进行测试^[30]。图 5 为摆动液压马达试验系统图，因双定子摆动液压马达属于新型液压马达，故其职能符号根据文献[31]中规定的新型多速马达职能符号的规范画法，如该图中 11（被测摆动马达）所示，其中被测摆动马达左侧表示内摆动马达，右侧表示外摆动马达，摆动马达内的每对三角表示一个摆动马达的进出油口，且用实线隔开。



1. 供油泵 2. 流量计 3、9、10、15. 压力表 4. 安全阀 5. 比例调速阀 6. 电磁换向阀 7、8. 压力继电器 11. 被测摆动马达 12. 转速传感器 13. 负载泵 14. 单向阀组 16. 高压过滤器 17. 比例溢流阀 18. 溢流阀 19. 补油泵 20、22. 吸油过滤器 21. 回油过滤器

1. Oil supply pump 2. Flowmeter 3, 9, 10, 15. Pressure gauge 4. Safety valve 5. Proportional speed regulating valve 6. Electromagnetic reversing valve 7, 8. Pressure relay 11. Measured swing motor 12. Speed sensor 13. Load pump 14. One-way valve group 16. High pressure filter 17. Proportional relief valve 18. Relief valve 19. Charge pump 20, 22. Oil absorption filter 21. Oil return filter

图 5 双定子摆动液压马达效率试验系统图

Fig.5 Double-stator swing hydraulic motor efficiency experiment system diagram

在该试验中，通过调节比例调速阀 5 来改变马达的转速，来控制摆动马达的行程时间，而马达的实际输入流量和输出转速是由流量计 2（GF-5 型，精度等级 0.5%，

德国 Hydrotechnik 产) 和转速传感器 12 (JN338 型, 精度等级 0.5%, 北京三晶创业科技集团有限公司产) 分别测得, 而液压泵 13 作为系统的负载, 通过调节比例溢流阀 17 来实现负载大小的调节。

6.2 试验设计

为验证理论分析的正确性和端面密封结构的可行性, 对端面密封结构改进前后的双定子摆动液压马达的容积效率进行试验测试。试验中摆动马达的端面密封结构改进方案是在马达转子两侧加装弹性侧板, 且侧板内侧烧结有 0.7 mm 厚的磷青铜, 来增加耐磨性。由理论分析可知, 双定子摆动液压马达在某些连接形式下工作时具有相同的容积效率变化趋势。为简化试验, 以摆动液压马达在 4 种连接形式下 (2 个内马达单独工作、2 个外马达单独工作、2 内 2 外同时工作、2 内 2 外差动工作) 工作时为例对其改进前后分别进行容积效率试验。该试验系统中负载泵的理论排量为 50 mL/r, 补油泵的理论排量为 15 mL/r, 补油泵的出口压力为 0.9 MPa。图 6 为双定子摆动液压马达的主要零件和装配样机。

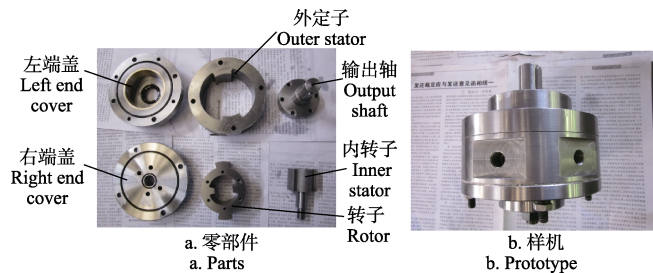


图 6 双定子摆动液压马达主要零件和装配样机

Fig.6 Main parts and assembly prototype for double-stator swing hydraulic motor

6.3 试验结果

当摆动马达的一个行程时间为 3 s 时, 所测得改进前和改进后的马达容积效率绘制成双定子摆动液压马达容积效率曲线, 分别如图 7a、7b 所示。从图中可以看出, 随着马达进油口压差的增大, 马达的容积效率逐渐降低。当摆动马达进油口压差一定时, 外马达单独工作时容积效率最高; 内、外马达差动工作时容积效率最低。在进油口压差为 4 MPa, 马达容积效率在内马达单独工作、外马达单独工作、内外马达差动工作以及内外马达同时工作时最大值为分别为 88.81%、92%、86% 和 90.32%。分析原因可能为: 1) 内马达的容积效率比外马达的容积效率低; 2) 内、外马达差动工作时内马达的泄漏量变大; 3) 内、外马达差动工作时摆动马达角速度升高, 导致摆动马达的理论流量降低。

由图 7a 和图 7b 比较可知, 双定子摆动液压马达端面密封的改进可使双定子摆动液压马达在进油口压差为 10 MPa 时的容积效率提高 11% 左右, 则说明这种端面密封结构是一种可行性较高的方案。

由表 4 和图 7 可知当马达进出口压差为 10 MPa 时, 试验测得的改进前双定子摆动马达在 4 种工作方式 (2 个内马达单独工作、2 个外马达单独工作、2 内 2 外同时工作、2 内 2 外差动工作) 下的容积效率分别约为 67%、70%、

69%、62%, 与该马达在 4 种工作方式下的容积效率理论值分别相差 25%、26%、26%、27%, 试验测得该马达在 4 种工作方式下容积效率的最大值和最小值相差约为 8%。试验结果和理论分析存在较高的误差, 分析原因主要有以下几个方面: 1) 在泄漏分析时对摆动马达的转速和负载等因素考虑不足; 2) 没有考虑到由于油液压缩造成的流量损失; 3) 试验过程中某些运动部件出现磨损造成了更大的泄漏损失; 4) 试验样机中零件的加工精度较低, 造成配合精度较差; 5) 其他人为因素等方面。结合上述分析, 为提高双定子摆动液压马达的容积效率, 可通过提高主要零部件的加工精度和装配精度等方法, 同时使马达的容积效率实验误差得到很大程度的降低。

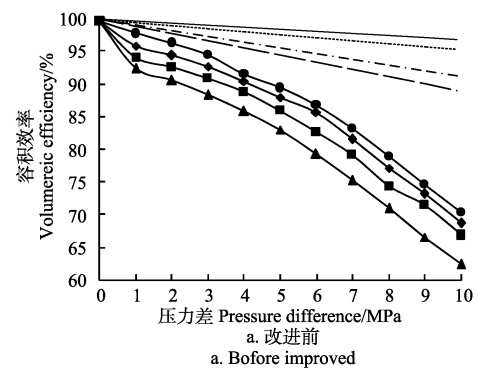
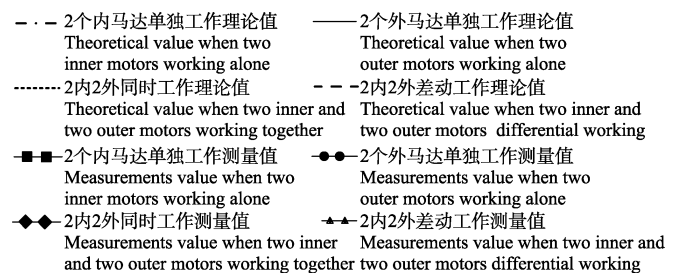


图 7 改进前后双定子摆动液压马达容积效率曲线
Fig.7 Volumetric efficiency curve of double-stator swing hydraulic motor before and after improved

7 结论

1) 通过对双定子摆动液压马达内部结构的分析, 得到内、外马达几何排量和理论流量的计算公式。

2) 通过对双定子摆动液压马达各处泄漏分析, 得出马达的主要泄漏途径。通过建立各泄漏途径的流量数学

式, 得到内、外马达泄漏量的计算式以及马达在不同连接形式下工作时总泄漏量的一般公式。

3) 随着马达进出口压差的增大, 马达的容积效率随之降低。当马达进出口压差一定时, 外马达单独工作时容积效率最高, 内、外马达差动工作时容积效率最低。当马达的行程时间为 3 s, 进出口压差为 10 MPa 时, 马达容积效率在不同连接形式下的最大值和最小值相差约为 8%。且对该马达端面密封结构的改进可使其在进出口压差为 10 MPa 时的容积效率提高 11% 左右。

[参 考 文 献]

- [1] 王益群, 张伟. 流体传动与控制技术的评述[J]. 机械工程学报, 2003, 39(10): 95—99.
Wang Yiqun, Zhang Wei. Summary of fluid power transmission and control technology[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2003, 39(10): 95—99. (in Chinese with English abstract)
- [2] 李祖昌. 摆动液压马达及其选用[J]. 液压与气动, 1999(2): 37.
Li Zuchang. The select and use of rotary actuator[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 1999(2): 37. (in Chinese with English abstract)
- [3] 徐海洲. 一种间隙密封叶片式摆动液压马达的泄漏控制[J]. 机床与液压, 1998(1): 55—56.
Xu Haizhou. Leakage control of a gap seal vane type rotary hydraulic actuator[J]. Machine Tool & Hydraulics, 1998(1): 55—56. (in Chinese with English abstract)
- [4] 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.
- [5] 闻德生, 常雪, 张少波, 等. 双定子单作用液压马达转矩脉动研究[J]. 农业机械学报, 2013, 44(2): 238—242.
Wen Desheng, Chang Xue, Zhang Shaobo, et al. Analysis of the torque pulsation for double-stator single-acting multi-motors[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(2): 238—242. (in Chinese with English abstract)
- [6] S·贝茨, K·赖歇尔, T·鲍斯蒂安, 等. 径向摆动马达的密封装置: 200580006622.4[P]. 2005-03-01.
- [7] Nikas G K, Burridge G, Sayles R S. Modelling and optimization of rotary vane seals[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2007(6): 699—715.
- [8] 王增, 焦宗夏, 汪成文, 等. 叶片式液压摆动马达的非线性泄漏分析[J]. 北京航空航天大学学报, 2014, 40(4): 486—493.
Wang Zeng, Jiao Zongxia, Wang Chengwen, et al. Nonlinear leakage model of rotary vane actuator[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2014, 40(4): 486—493. (in Chinese with English abstract)
- [9] 金忠, 张将. 摆动液压缸组合密封的建模与计算[J]. 液压与气动, 2007(10): 18—21.
Jin Zhong, Zhang Jiang. Modeling and calculating of composite seals for rotary vane actuator[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2007(10): 18—21. (in Chinese with English abstract)
- [10] 周海强, 陈道良. 摆动液压缸内部结构改进设计[J]. 液压气动与密封, 2007(6): 32—33.
Zhou Hailiang, Chen Daoliang. Improvement design of internal configuration of swing hydraulic cylinder[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2007(6): 32—33. (in Chinese with English abstract)
- [11] 崔晓. 仿真转台用中空式电液伺服马达摩擦及泄漏特性的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2010.
- Cui Xiao. Research on the Friction and Leakage Properties of Hollow Axis Hydraulic Servo Motor Applied on Flight Motion Simulator[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2010. (in Chinese with English abstract)
- [12] 崔晓, 董彦良, 赵克定. 基于 ADINA 的组合式动密封泄漏量与摩擦力计算[J]. 华南理工大学学报: 自然科学版, 2010, 38(2): 95—100.
Cui Xiao, Dong Yanliang, Zhao Keding. Calculation of leakage and friction of combined dynamic seals based on ADINA[J]. Journal of South China University of Technology: Natural Science Edition, 2010, 38(2): 95—100. (in Chinese with English abstract)
- [13] 闻德生, 吕世君, 刘晓晨, 等. 等宽双定子泵和马达的原理研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2008, 40(11): 1840—1844.
Wen Desheng, Lv Shijun, Liu Xiaochen, et al. Theoretic research on variable displacement of equal-width double-stators pump and motor[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2008, 40(11): 1840—1844. (in Chinese with English abstract)
- [14] 闻德生. 液压元件的创新与发展[M]. 北京: 航天工业出版社, 2009: 375—383.
- [15] 闻德生, 徐添, 杜孝杰, 等. 多泵多马达容积调速回路的理论分析[J]. 上海交通大学学报, 2011, 45(9): 1294—1298.
Wen Desheng, Xu Tian, Du Xiaojie, et al. Theoretical analysis of volume speed-regulating circuit of multi-pump and multi-motor[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2011, 45(9): 1294—1298. (in Chinese with English abstract)
- [16] 闻德生, 刘巧燕, 刘忠迅, 等. 混合型多泵多速马达传动输出特性的研究[J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(12): 15—20.
Wen Desheng, Liu Qiaoyan, Liu Zhongxun, et al. Output characteristics of mix type multi-pump and multi-motor driving system[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(12): 15—20. (in Chinese with English abstract)
- [17] Wen Desheng, Wang Zhili, Lv Shijun, et al. Single-acting double-stator multi-pumps and multi-motors[J]. Journal of Chongqing University: English Edition, 2010, 9(4): 208—215.
- [18] 闻德生, 刘忠迅, 刘巧燕, 等. 平衡式双定子泵流量脉动理论分析[J]. 上海交通大学学报, 2014, 48(8): 1155—1158.
Wen Desheng, Liu Zhongxun, Liu Qiaoyan, et al. Theoretical analysis of flow pulsation of balanced double-stator multi-pump[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2014, 48(8): 1155—1158. (in Chinese with English abstract)
- [19] 闻德生, 王京, 柴伟超, 等. 单泵多马达传动系统输出转矩特性分析与试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(12): 88—95.
Wen Desheng, Wang Jing, Chai Weichao, et al. Analysis and experiment of output torque characteristics of single-pump multi-motor transmission system[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(12): 88—95. (in Chinese with English abstract)
- [20] 闻德生, 杨杰, 郑珍泉, 等. 双定子对称型多泵多速马达理论特性分析[J]. 农业机械学报, 2014, 45(7): 321—324.
Wen Desheng, Yang Jie, Zheng Zhenquan, et al. Theory analyses of double stator symmetrical type multi-pump and multi-speed motor[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(7): 321—324. (in Chinese with English abstract)
- [21] 闻德生, 柴伟超, 王京, 等. 采用双定子泵的多级恒功率调速系统回路特性分析与试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(22): 107—112.
Wen Desheng, Chai Weichao, Wang Jing, et al. Analysis and test on circuit characteristic of multi-stage constant power

- governing system using double-stator pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(22): 107—112. (in Chinese with English abstract)
- [22] 闻德生, 胡文龙, 邱华, 等. 多泵单马达传动系统输出转矩特性分析[J]. 农业机械学报, 2016, 47(1): 397—402. Wen Desheng, Hu Wenlong, Qiu Hua, et al. Output torque characteristics analysis of multi-pump and single-motor transmission system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2016, 47(1): 397—402. (in Chinese with English abstract)
- [23] 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, Lv 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 with English abstract)
- [24] 闻德生, 张少波, 王远, 等. 双作用滑块型双定子马达内漏特征与优化[J]. 排灌机械工程学报, 2013, 31(3): 242—247. Wen Desheng, Zhang Shaobo, Wang Yuan, et al. Characteristics of internal leakage in double-acting double-stator slider motors and optimization[J]. Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering, 2013, 31(3): 242—247. (in Chinese with English abstract)
- [25] 李壮云. 液压元件与系统[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011: 7—15.
- [26] 张海竹, 卢勇, 张薇, 等. 高压叶片泵流体泄漏研究[J]. 流体机械, 2009, 37(3): 1—5. Zhang Haizhu, Lu Yong, Zhang Wei, et al. Analysis on the flow leakage in high pressure vane pump[J]. Fluid Machinery, 2009, 37(3): 1—5. (in Chinese with English abstract)
- [27] 李树立, 焦宗夏. 叶片式摆动液压马达泄漏计算与控制[J]. 液压与气动, 2005(11): 67—68. Li Shuli, Jiao Zongxia. Leakage calculation and control of vane hydraulic swing motor[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2005(11): 67—68. (in Chinese with English abstract)
- [28] 高殿荣, 吴晓明. 工程流体力学[M]. 北京: 机械工业出版社, 1999: 115—122.
- [29] 王积伟, 章宏甲, 黄谊. 液压与气压传动[M]. 北京: 机械工业出版社, 2011: 108—135.
- [30] 姜万录, 杨超, 牛慧峰. 液压泵、马达试验台技术概况[J]. 机床与液压, 2005(8): 1—3. Jiang Wanlu, Yang Chao, Niu Huifeng. The technique in hydraulic pump and motor test-bed measure system[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2005(8): 1—3. (in Chinese with English abstract)
- [31] 刘一山, 闻德生, 杜孝杰. 多泵多速马达传动系统简介[J]. 液压气动与密封, 2012(2): 73—76. Liu Yishan, Wen Desheng, Du Xiaojie. Introduction of multi-pumps and multi-motors hydraulic transmission system[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2012(2): 73—76. (in Chinese with English abstract)

Analysis of leakage and volumetric efficiency and seal improvement for double-stator swing hydraulic motor

Wen Desheng, Shang Xudong, Gu Pan, Pan Weiyan, Shi Zizhou, Zheng Wei

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

Abstract: In view of the problem that the existing swing hydraulic motor can only output one torque and one rotation speed, a new type of double-stator swing hydraulic motor is put forward, which combines the structure of vane swing hydraulic motor and the thought of double-stator. This motor consists of a rotor, an inner-stator and an outer-stator to form 2 groups of motors in one case. This motor can achieve a variety of connections, such as inner motors working alone, outer motors working alone, inner and outer motors working together, and inner and outer motors working differentially, so this motor can realize multistage speed and multistage torque output through changing its connections. In order to accurately analyze the leakage and volumetric efficiency of the double-stator swing hydraulic motor, and to obtain some reasonable gap seal size and seal structure improvement proposals. Through the analysis of the internal structure of double-stator swing hydraulic motor, the geometric displacement calculation formulas of inner and outer motors are summed up and the main internal leakage paths are analyzed; the main internal leakage paths consist of end face clearance and radial clearance leakage. A general formula of the total leakage is obtained through establishing the flow's mathematical expression of every leakage path. The total leakage of this motor is not only related to its internal structure, but also related to the speed and pressure. The volumetric efficiency of this swing hydraulic motor in different connections is calculated theoretically. Every leakage of inner and outer motors is calculated theoretically, and the end face clearance leakage of motors is relatively bigger than the radial clearance leakage. The end face clearance leakage of outer motor accounts for 94% of the total leakage of outer motor, and the end face clearance leakage of inner motor accounts for 73% of the total leakage of inner motor. The maximum and average leakages of the double-stator swing hydraulic motor are calculated theoretically. When the travel time of this motor is 3 s, and the pressure of the ports is 10 MPa, the maximum theoretical volumetric efficiency of this motor is 96.58%, and the minimum theoretical volumetric efficiency is 66.83%. In view of the end face clearance leakage, a seal structure optimization program is put forward. It can improve the volumetric efficiency of this motor through adding the floating side panels at the both sides of this motor. The improved and unimproved prototypes of double-stator swing hydraulic motors are tested in the experimental platform, and the volumetric efficiency of the motor prototype in 4 different connections is tested. It turns out that with the increasing of differential pressure of the motor ports, the volumetric efficiency decreases, and the volumetric efficiency of this swing hydraulic motor in different connections is different; when the differential pressure of the ports is fixed, the volumetric efficiency of this motor in outer motor working alone is the highest, and the volumetric efficiency of this motor when inner and outer motors working in differential connection is the lowest. When the travel time of this motor is 3 s, and the pressure of the ports is 4 MPa, the volumetric efficiency of this motor in inner motor working alone is 88.81%, the volumetric efficiency of this motor in outer motor working alone is 92%, the volumetric efficiency of this motor in inner and outer motors working differentially is 86%, and the volumetric efficiency of this motor in inner and outer motors working together is 90.32%. The reason why the volumetric efficiency of this swing hydraulic motor is lower in differential working is that its leakage increases and the theoretical flow decreases in differential working. Because the processing accuracy of the experiment prototype is lower, there is a certain deviation between the experimental results and theoretical analysis, but they are basically the same. The improvement of the motor end seal can increase its volumetric efficiency by about 11%. This result can provide reference for the design and application of double-stator swing hydraulic motor.

Keywords: hydraulic motors; stators; rotors; leakage; geometric displacement; volumetric efficiency