

齿轮泵轴向浮动侧板力矩平衡机制改进

王安麟, 张小路, 刘巍, 单学文

(同济大学 机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘要: 针对外啮合齿轮泵浮动侧板在多工况下磨损问题提出了一种新型的连通式平衡机制。相比将补偿面压力区与摩擦面压力区相隔开的传统分离式平衡机制, 连通式平衡机制将浮动侧板补偿面油腔与侧板摩擦面连通, 以使补偿面压力梯度与摩擦面压力梯度同步变化。针对浮动侧板的压力区特征, 对侧板表面局部压力分布进行线性化假设, 建立了基于离散特征点的参数化力矩模型。理论分析与试验测试表明, 以浮动侧板所受合力矩为评价标准, 在多工况条件下, 相比分离式平衡机制, 连通式平衡机制浮动侧板的自平衡和自适应能力提高了 61.09%。

关键词: 轴向浮动侧板; 平衡机制; 自平衡; 压力梯度

中图分类号: TH137.51

文献标志码: A

Moment Balance Mechanism of Gear Pump's Axial Floating Wear Plate

WANG Anlin, ZHANG Xiaolu, LIU Wei, SHAN Xuewen

(College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China)

Abstract: To reduce the abrasion of gear pump's wear plate under multiple working conditions, a new mechanism connected-balance mechanism, for wear plate's balance was proposed. Compared with the separated-balance mechanism, this method connects the back surface with the abrasion surface in the floating plate by a small hole on the high-pressure side, therefore, pressure gradients on the back surface could change in accordance with the pressure gradients on the abrasion surface side. Based on the assumption that the local pressure distribution on wear plate was linear, the parameterization moment model based on discrete feature points was established. When floating plate's total moment being taken as the criteria, both the theoretical analysis and experimental results show that, compared with the separated-balance mechanism, the self-balance and self-adaptation capability of the connected-balance mechanism plate increases by 61.09% under multiple working conditions.

Key words: axial floating wear plate; balance mechanism; self-balance; pressure gradients

外啮合齿轮泵作为动力元件被广泛用于农业机械、工程机械等行业中, 然而长期以来中高压大排量齿轮泵由于其侧板在多工况条件下的自平衡能力不足导致的磨损问题而得不到普及与发展, 因对齿轮泵轴向浮动侧板在多工况下的浮动力矩平衡机制的研究与控制是一项亟待解决的问题。

目前对于齿轮泵的研究主要集中在齿轮泵的泄露^[1]和困油等^[2]方面, 而针对轴向浮动侧板在不同工况条件下的受力平衡问题的研究则相对很少。李玉龙等^[3]研究了齿轮泵补偿面的参数化设计。陈英^[4]研究了齿轮泵内部流场分布与端面 and 径向间隙之间的关系。Koc E 等^[5-6]通过试验研究了不同侧板结构条件下齿轮与侧板间的端面油膜厚度。Sujan Dhar 等^[7]研究了轴向浮动侧板在齿轮泵中的工作姿态问题。Emiliano Mucchi 等^[8-9]建立了齿轮泵内部压力分布与齿轮轴的偏心模型。文献^[10]中提到齿轮泵浮动侧板设计的基本原则。

针对侧板倾覆力矩平衡问题, 本文提出将轴向浮动侧板背部补偿面压力油腔与侧板正向高压槽相连通的连通式平衡机制, 以实现轴向浮动侧板的倾覆力矩自动补偿。

1 浮动力矩平衡机理

1.1 磨损现象

图 1 为典型齿轮泵轴向浮动侧板的磨损图。笔者认为磨损原因为齿轮泵浮动侧板在多工况条件下其浮动侧板原有的平衡状态因工况的变化而变化, 从而导致侧板被压紧在齿轮端面上产生磨损。为解决此问题, 首先需对齿轮泵内部流场进行理论分析;

然后提出新型连通式平衡机制,建立基于离散特征点的力矩参数化模型;最后设计试验进行验证。

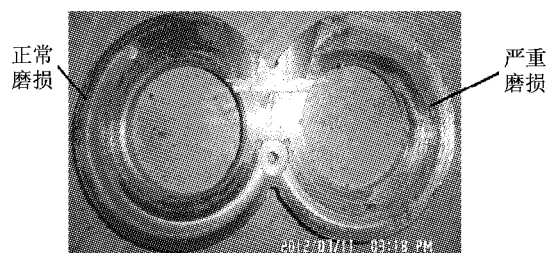


图 1 典型齿轮泵轴向浮动侧板磨损

Fig.1 Typical wear picture of gear pump's axial wear plate

1.2 齿轮泵内部流场模型

根据文献[9]提到的典型的齿轮泵内部流场建模方法,推导出在入口零压的条件下齿轮泵内部流场状态方程

$$p(\theta) = f(t(\theta), r(\theta), p_{out}, n) \quad (1)$$

式中: $p(\theta)$ 为齿轮泵内部流场压力, θ 为相对入口 Y 轴包角; $t(\theta)$ 为端面间隙; $r(\theta)$ 为径向间隙; p_{out} 为出口压力; n 为齿轮泵转速。

齿轮泵主从动侧端面间隙与负载之间函数关系^[5-6]分别为 $h_z(\theta) = t_z(\theta, p_{out}, n)$ 与 $h_c(\theta) = t_c(\theta, p_{out}, n)$, 其中 $h_z(\theta)$ 为主动侧端面间隙, $h_c(\theta)$ 为从动侧的端面间隙; 同时在泵体内轮廓曲线一定的情况下, 主动和从动齿轮侧径向也会有主动侧径向间隙函数 $h'_z(\theta) = r_z(\theta, p_{out}, n)$ 和从动侧径向间隙函数 $h'_c(\theta) = r_c(\theta, p_{out}, n)$ 的关系^[7-8]。

综合以上模型可以定性得知, 齿轮泵内流场分布随着外界负载的变化而变化, 即齿轮泵轴向浮动侧板正向摩擦面的压力梯度会随着负载的变化而变化, 为了更好地平衡侧板浮动力矩, 笔者提出了一种新型的连通式平衡机制。

1.3 2 种平衡机制下的典型侧板结构对比

以某厂家产品为例, 图 2 为传统分离式平衡机制的侧板结构, 特点是将背面压力补偿区与正面摩擦面隔离开, 在补偿面形成一个只与泵体出油口相

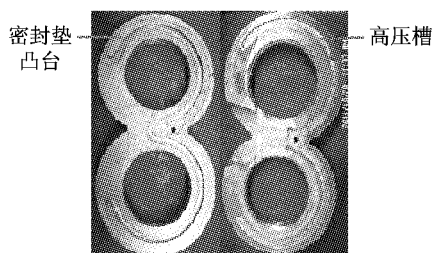


图 2 分离式浮动侧板结构

Fig.2 Structure of disconnected wear plate

联通的半封闭油腔; 图 3 为连通式平衡机制的侧板结构, 特点是在侧板背面压力补偿区的末端开了一小孔, 将背面压力补偿区与侧板正面摩擦面压力区连通。

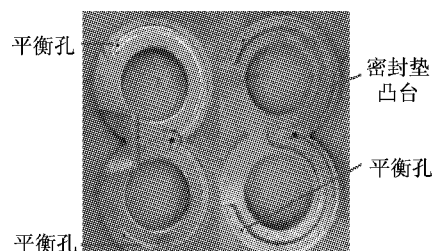


图 3 连通式侧板结构

Fig.3 Structure of connected wear plate

1.4 浮动力矩模型

不同厂家的轴向浮动侧板结构不尽相同, 但结构基本全为轴对称结构, 并且其压力区也基本可分为泄露区、压力递变区、出口区、进口区(如图 4), 为了实现对侧板浮动力矩的测量, 需要建立基于离散特征点的参数化力矩模型^[3]。

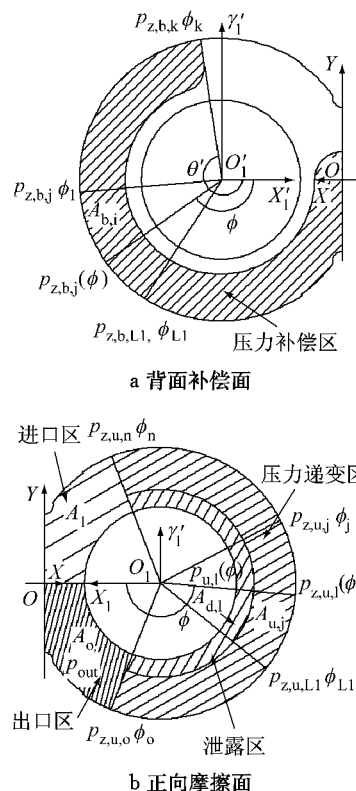


图 4 主动齿轮侧压力区分布

Fig.4 Layout of pressure zones on driving gear side

以主动侧为例. 针对压力递变区, 下标 u 表示压力递变区, 首先要将该区域离散为若干块; 然后每个区域的第 i 区段的端点参数值 $(p_{z,u,i}, \phi_i)$ 和 $(p_{z,u,i-1}, \phi_{i-1})$ 代入拉格朗日公式, 进行线性插值 $p_{z,u,i}(\phi)$, 其

中 ϕ 表示压力点对应的包角(如图 4);最后建立了基于离散特征点的参数化力矩 $M_{X,z,u}, M_{Y,z,u}$ 公式,其中 $M_{X,z,u}, M_{Y,z,u}$ 分别为压力对 X 轴、Y 轴的力矩。

拉格朗日差值函数 $p_{z,u,i}(\phi) = p_{z,u,i} + (\phi - \phi_{i-1}) \cdot (p_{z,u,i} - p_{z,u,i-1}) / (\phi_i - \phi_{i-1})$, 其中 $\phi_{i-1} < \phi < \phi_i$, 其中 ϕ_i 的是第 i 测点位置对应的包角。

$$M_{X,z,u} = \sum_{i=0}^n M_{X,z,u,i} = \sum_{i=0}^n \iint_{A_{u,i}} Y(\phi, r) p_{z,u,i}(\phi) r dr d\phi \quad (2)$$

$$M_{Y,z,u} = \sum_{i=1}^n M_{Y,z,u,i} = \sum_{i=1}^n \iint_{A_{u,i}} X(\phi, r) p_{z,u,i}(\phi) r dr d\phi \quad (3)$$

式中: n 为该区域的区段数; $M_{X,z,u,i}, M_{Y,z,u,i}$ 分别为压力递变区第 i 区段关于 X 轴、Y 轴的力矩; $Y(\phi, r), X(\phi, r)$ 分别为压力点的 Y 轴、X 轴坐标。

泄露区(如图 4)压力的不可测,因此将泄露区平均压力设为 $p_{z,d,i}(\phi) = p_{z,u,i}(\phi) / 2$, 下标 d 表示泄露区。由此得出泄露区对 X、Y 轴力矩 $M_{X,z,d}, M_{Y,z,d}$ 。

$$M_{X,z,d} = \sum_{i=0}^n M_{X,z,d,i} = \sum_{i=0}^n \left[\iint_{A_{d,i}} Y(\phi, r) \cdot p_{z,u,i}(\phi) / 2 r dr d\phi \right] \quad (4)$$

$$M_{Y,z,d} = \sum_{i=0}^n M_{Y,z,d,i} = \sum_{i=0}^n \left[\iint_{A_{d,i}} X(\phi, r) \cdot p_{z,u,i}(\phi) / 2 r dr d\phi \right] \quad (5)$$

式中: $M_{X,z,d,i}, M_{Y,z,d,i}$ 分别为压力递变区第 i 区段关于 X 轴、Y 轴的力矩。

出口区(如图 4)面积 A_o , 其表面压力就是 p_{out} , 则分别对 X、Y 进行求矩后得 $M_{X,z,o}, M_{Y,z,o}$ 。

$$M_{X,z,o} = p_{out} \iint_{A_o} y(\phi, r) r dr d\phi \quad (6)$$

$$M_{Y,z,o} = p_{out} \iint_{A_o} x(\phi, r) r dr d\phi \quad (7)$$

困油区由于处于坐标原点附近,其对 X、Y 轴力矩相对于其他的各压力区太小,因而将其忽略;同时处于进油口的进口区,由于齿轮泵入口压力设为零,因而其对 X、Y 轴的力矩也忽略不计。

背面压力补偿区(用下标 b 表示)是指侧板背部油槽与密封垫形成的只与出油口相通的半封闭容腔,如图 5。按照压力递变区计算力矩的方法,将压力补偿区离散为 k 个压力区间进行求解。得到拉格朗日插值函数 $p_{z,b,i}(\phi', r') = p_{z,b,i}(\phi') = p_{z,b,i} + (\phi' -$

$\phi'_{i-1}) \frac{p_{z,b,i} - p_{z,b,i-1}}{\phi'_i - \phi'_{i-1}}, \phi'_{i-1} < \phi' < \phi'_i$, 其中 ϕ' 为压力点对应的包角, r' 为压力点的半径(如图 4), 则压力补偿区对 X、Y 轴力矩为 $M_{X,z,b}, M_{Y,z,b}$ 。

$$M_{X,z,b} = \sum_{i=0}^k M_{X,z,b,i} = \sum_{i=0}^k \iint_{A_{b,i}} y(\phi', r') p_{z,b,i}(\phi') r dr d\phi' \quad (8)$$

$$M_{Y,z,b} = \sum_{i=0}^k M_{Y,z,b,i} = \sum_{i=0}^k \iint_{A_{b,i}} x(\phi', r') p_{z,b,i}(\phi') r dr d\phi' \quad (9)$$

式中: $M_{X,z,b,i}, M_{Y,z,b,i}$ 分别为压力补偿区第 i 区段对 X、Y 轴的力矩; $Y(\phi', r')$ 为压力点对应的 Y 轴坐标。

综合以上,主动齿轮侧侧板表面压力对侧板产生的关于 X、Y 轴的倾覆力矩 $M_{X,z}, M_{Y,z}$ 分别为

$$M_{X,z} = M_{X,z,u} + M_{X,z,d} + M_{X,z,o} - M_{X,z,b} \quad (10)$$

$$M_{Y,z} = M_{Y,z,u} + M_{Y,z,d} + M_{Y,z,o} - M_{Y,z,b} \quad (11)$$

由于主从动齿轮侧压力区分段与主动侧对称,且其力矩计算方式与主动侧也完全一致。将以上公式代入,得到浮动侧板相对于 X、Y 轴的倾覆力矩 M_X, M_Y 。

$$M_X = M_{X,z} + M_{X,c} \quad (12)$$

$$M_Y = M_{Y,z} - M_{Y,c} \quad (13)$$

式中: $M_{X,c}, M_{Y,c}$ 分别表示浮动侧板从动侧关于 X、Y 轴的浮动力矩。那么,浮动侧板所受到总的倾覆力矩 M 为

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2} \quad (14)$$

通过对齿轮泵内部流场建模,定性给出了轴向浮动侧板在多工况条件下浮动力矩的非线性特点。

2 试验

2.1 试验设计

根据以上理论分析,为了比较 2 种平衡机制下的浮动侧板的自平衡性,针对 2 种侧板结构分别设计了 6 组试验,以测量其不同工况条件下所受的浮动力矩。

采用某厂家生产的 CBAK3160 型齿轮泵作为试验对象。该齿轮泵的理论排量 $V_t = 160 \text{ cm}^3$, 额定工作压力 $p_m = 20 \text{ MPa}$, 额定转速 $n_m = 2000 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$, 额定工作温度 $T_m = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ 。依据该齿轮泵的具体结构尺寸以及其内部流场的分布特点设计出采样方案。在泵体上开了 8 个孔,主从动侧呈对称分

布,其中2号和7号测点恰好对应改进型侧板的连通孔位置.图5为采样点位置.

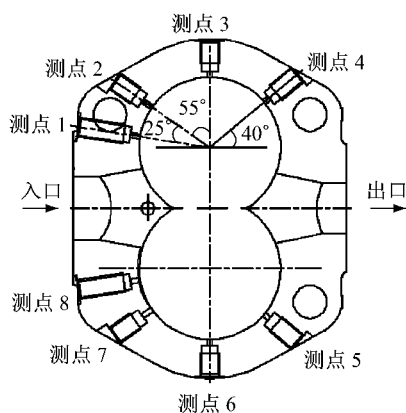


图5 采样原理

Fig.5 Sampling schematic diagram

2.2 试验对象与设定

齿轮泵的部分结构参数为侧板高压区包角 $\theta_m = 237^\circ$,侧板压力补偿区包角 $\theta' = 20^\circ$,连通式侧板连通孔径 $\phi = 3$ mm.参数设置为 $p_{in} = 0$ MPa, p_{out} 分别为

20,10 MPa, n 分别为 2 000,1 000,600 $r \cdot \min^{-1}$,液压油型号为 L-HL46.

2.3 试验结果

试验过程中为了减小随机误差,每个测点均用采样频率为 100 Hz 的压力传感器在泵运转稳定情况下采样 3 min,而后将每个压力点数据按照 $\bar{p} = \frac{1}{n_A} \sum_{j=1}^{n_A} p_j$ 进行均值化处理,得出压力数据,其中 n_A 为采样组数, j 为样本数, p_j 为第 j 个样本的压力.图6表示在不同出口压力等级下传统分离式和连通式结构侧板试验结果.将图6压力数据分别代入式(12)、式(13)和式(14)中,得出各组工况下的力矩,并且将不同工况条件下的2种平衡机制下的侧板所受倾覆力矩进行对比(如图7).

2.4 结果分析

(1)由图6可见,齿轮泵主从动的侧压力分布为非对称分布,也就是浮动侧板的正向压力分布为非对称分布.

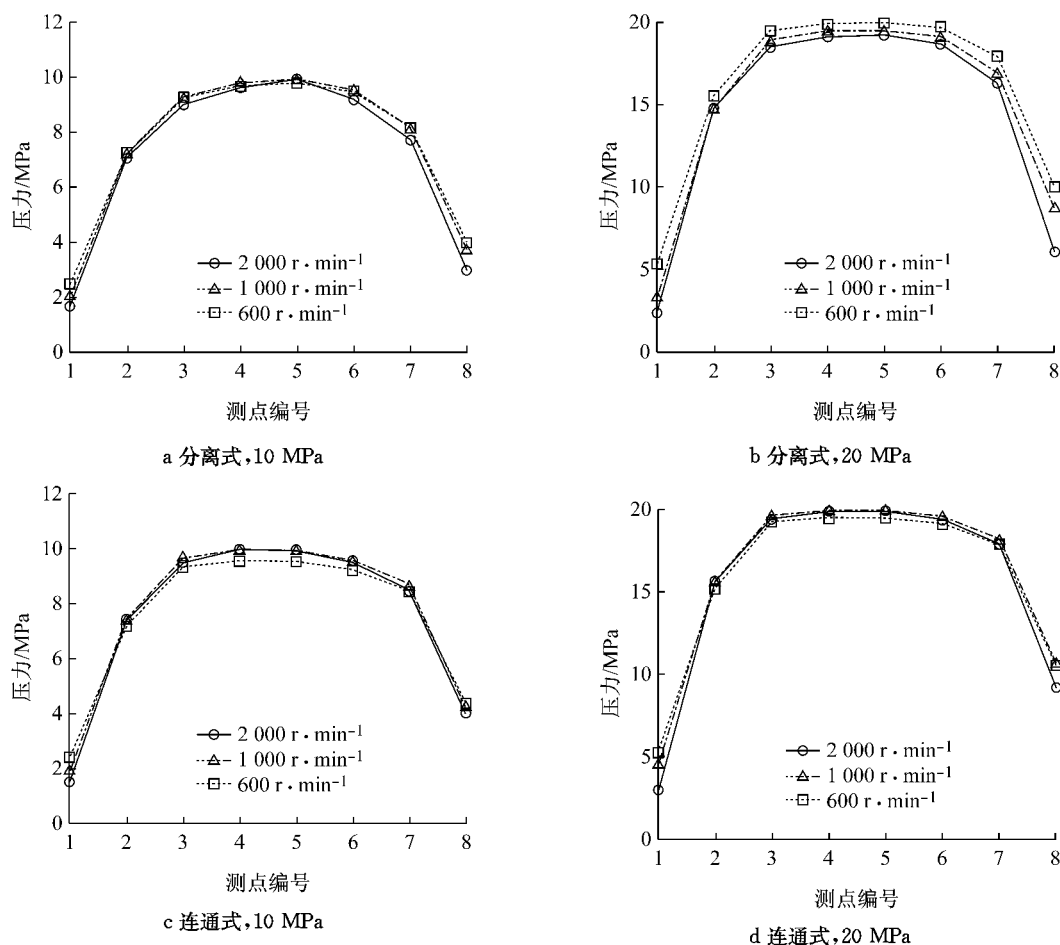


图6 分离式和连通式侧板结构试验压力

Fig.6 Tested pressure of disconnected wear plate and connected wear plate

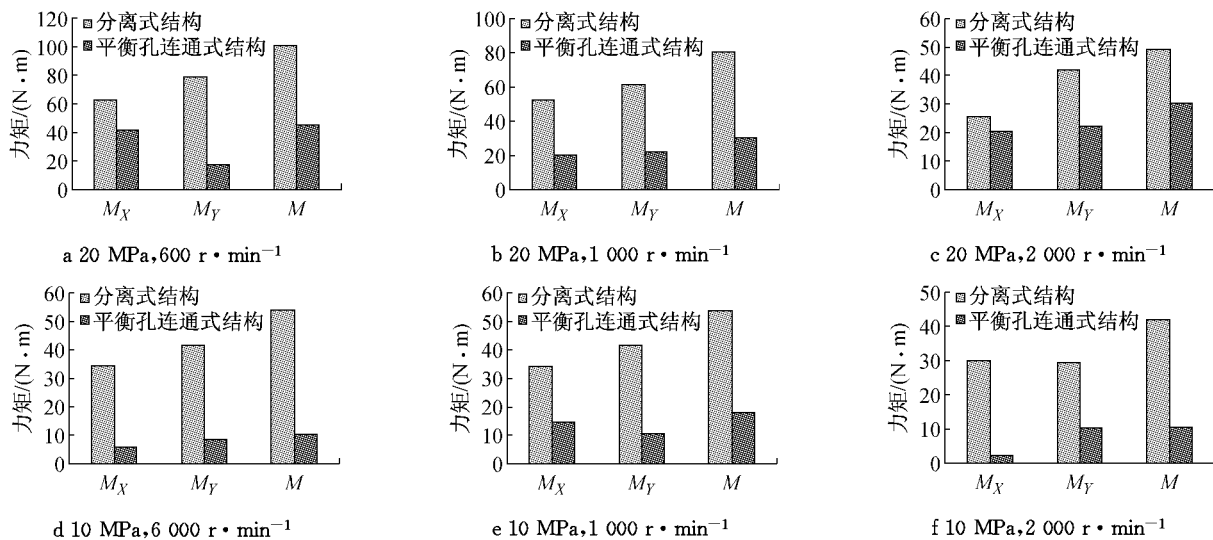


图 7 不同结构侧板在不同工况条件下的倾覆力矩

Fig. 7 Difference between two kinds of wear plates of different structures on different operating modes

(2) 分别比较图 6a, 6b 得出, 在泵出口压力一定时, 分离式平衡机制的侧板正面的压力梯度会随着转速的变化而发生明显变化. 因此, 轴向浮动侧板正面所受浮动力矩会随着工况的变化而变化.

(3) 比较图 7a 和 7c 得出, 在泵出口压力一定、转速降低的情况下, 分离式平衡机制的侧板所受的浮动力矩发生明显变化, 而连通式平衡机制的侧板所受的浮动力矩变化则相对较小.

(4) 比较图 7 中各图得出, 针对以上各种工况, 相对于分离式平衡机制的侧板, 连通式平衡机制的侧板所受力矩 M_x , M_y 以及 M 平均减小 57.38%, 65.05% 和 61.09%.

3 结论

(1) 以浮动力矩作为浮动侧板平衡性和适应性的评价标准, 则相较于分离式平衡机制的侧板, 连通式平衡机制的侧板自平衡与自适应能力提高了 61.09%.

(2) 建立了具有较高精度的齿轮泵轴向浮动侧板的离散特征点参数化力矩模型.

参考文献:

[1] 罗绍维, 吴振顺. 典型高压齿轮泵过渡区压力的理论分析与仿真实验研究[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1990, 12(6): 76.
LUO Shaowei, WU Zhenshun. Theoretical analysis and simulation-experiment for typical high-pressure gear pumps' delivery zone[J]. Journal of Harbin Institute of Technology. 1990, 12(6): 76.

[2] 李玉龙, 刘焜. 外齿轮式高压油泵全齿面润滑的理论分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(12): 178.
LI Yulong, LIU Kun. Theoretical analysis of lubricating state on all tooth profile of external spur-gear high pressure oil pump [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008, 39(12): 178.
[3] 李玉龙, 许泽银, 徐强. 齿轮泵补偿面设计的参数化研究[J]. 农业机械学报, 2005, 36(8): 70.
LI Yulong, XU Zeyin, XU Qiang. Parameter design of balance area for external gear pump[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2005, 36(8): 70.
[4] 陈英. 外啮合齿轮泵的间隙优化及振动和噪声的研究[D]. 长春: 吉林大学, 2004.
CHEN Ying. The most optimization gap of the external gear pumps and the research of vibration and noise[D]. Changchun: Jilin University, 2004.
[5] Koc E, Hooke C J. An experimental investigation into the design and performance of hydrostatically loaded floating wear plates in gear pumps[J]. WEAR, 1997, 209(1/2): 184.
[6] Koc E, Kurbant A O, Hooke C J. An analysis of the lubrication mechanisms of the bush-type bearings in high pressure pumps [J]. Tribology International, 1997, 30(8): 553.
[7] Dhar Sujan, Vacca Andrea. A novel CFD—axial motion coupled model for the axial balance of lateral bushings in external gear machines[J]. Simulation Modelling Practice and Theory, 2012, 26: 60.
[8] Mucchi Emiliano, D'Elia Gianluca, Giorgio Dalpiaz. Simulation of the running in process in external gear pumps and experimental verification[J]. Mechanica, 2012, 47(3): 621.
[9] Mucchi E G, Dalpiaz A, Rincón D F. Elastodynamic analysis of a gear pump. Part I: pressure distribution and gear eccentricity [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 24(7): 2160.
[10] 朱锡成, 周兴业, 赵恒枫. 齿轮螺杆式液压泵及马达[M]. 北京: 机械工业出版社, 1988.
ZHU Xicheng, ZHOU Xingye, ZHAO Hengfeng. Gear-screw pump and motor[M]. Beijing: China Machine Press, 1988.