

齿轮泵主从动齿轮腔压力分布的非对称性分析

刘巍, 王安麟, 单学文, 张小路
(同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804)

摘 要: 在解析齿轮泵工作腔流场分布特点的基础上, 主要研究了主从动齿轮腔压力分布非对称现象. 以某型号高压齿轮泵为研究对象, 通过分析齿轮轴挠度与径向间隙的关系和建立过渡区压力非线性微分方程, 对比相应位置的压值得出主从动齿轮腔压力非对称分布的结论. 试验数据表明: 额定工况下试验数值与理论值误差小于 5.0%, 过渡区压力相差 4.17 MPa, 高压槽末端压力相差 1.55 MPa. 该研究为高压齿轮泵工作腔压力分布非对称解析及侧板倾覆力矩计算提供了理论基础.

关 键 词: 齿轮泵; 齿轮轴; 非对称; 侧板; 倾覆力矩

中图分类号: TH 137.52

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2015)09-1327-05

Asymmetric Analysis of Pressure Distribution in the Gear Pump's Master-Slave Gear Cavity

LIU Wei, WANG An-lin, SHAN Xue-wen, ZHANG Xiao-lu

(School of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China. Corresponding author: LIU Wei, E-mail: awei66119@163.com)

Abstract: Based on the distribution features of a gear pump's flow field, the asymmetric pressure distribution in the master-slave gear cavity was analyzed. Taking a certain type high-pressure gear pump as the research object, the relationship between the radial clearance and the deflection of gear shaft was analyzed. The nonlinear differential equation of pressure in the transition zone was established. Comparing the corresponding position pressures of both master and slave gear side cavities, it could be concluded that the pressure distribution of a gear pump's master-slave gear cavity is asymmetric. The experimental data showed that the corresponding point pressure value between the experimental and theoretical error is less than 5.0%. The master and slave pressure difference is 4.17 MPa in the transition zone, and the pressure difference is 1.55 MPa at the end of high-pressure groove under the rated conditions. This study provides a theoretical basis on the asymmetric analysis of pressure distribution in the high-pressure gear pump's gear cavity and on the calculation of floating end plates' overturning torque.

Key words: gear pump; gear shaft; asymmetry; end plate; overturning torque

目前, 国内外采用全液压浮动补偿侧板结构的高压、大排量齿轮泵一直存在侧板磨损严重, 即“烧侧板”问题. 针对浮动侧板磨损严重问题, 国内外科研工作者开展了大量研究工作, 而专门针对由主从动齿轮腔压力场分布非对称性产生的倾覆力矩的研究已有的文献资料却较少涉及. 例如, Dhar, Sakurai 等针对侧板卸荷槽结构对困油压力

的影响开展了研究^[1-2]. Mucchi, Baksi 等研究了齿轮轴偏心对内部流场的影响并建立齿轮轴偏心模型^[3-4]. Castilla, Erturk 等主要针对齿轮泵容积效率开展了研究^[5-6].

本文对某型号扩大高压区齿轮泵内部流场进行流场解析, 分析齿轮泵主从动齿轮腔压力场分布非对称性产生的机理, 旨在为齿轮泵浮动侧板

收稿日期: 2014-01-16

基金项目: 工业和信息化部 2011 年科技成果转化项目—工程机械用高压柱塞泵及液压马达传动装置产业化子项目(财办建[2011]30 号).

作者简介: 刘巍(1983-), 男, 山东兖州人, 同济大学博士研究生; 王安麟(1954-), 男, 陕西安康人, 同济大学教授, 博士生导师.

结构优化设计提供相应的理论依据。

1 浮动侧板磨损问题分析

1.1 CBAk 齿轮泵结构特点

CBAk 高压齿轮泵为扩大高压区中部密封性齿轮泵,并采用轴向间隙自动补偿技术,该泵主要技术参数如表 1 所示。

表 1 CBAk 齿轮泵技术参数
Table 1 Technological parameters of CBAk gear pump

排量	压力/MPa		转速/(r·min ⁻¹)		功率
mL·r ⁻¹	额定	最高	额定	最高	kW
160.13	20.0	25.0	2 200	2 400	130.46

浮动侧板为 8 字形结构,内端面为密封面并铣出耳型高压油槽,外端面与高压油槽对应开补偿力凹槽,如图 1 所示。

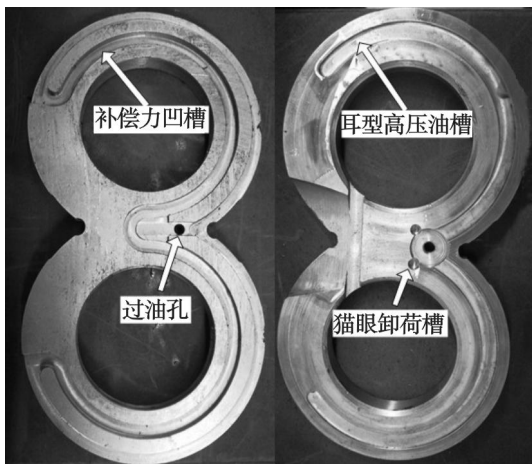


图 1 浮动侧板结构图
Fig. 1 Composition of the floating end plates

1.2 浮动侧板平衡机理

基于主从动齿轮腔压力对称分布假设前提,所设计的侧板结构,认为侧板倾覆力矩是由补偿力与反推力作用线不重合引起,即只有关于 Y 轴的力矩 M_y ,不存在关于 X 轴的力矩 M_x ,如图 2a 所示。

而针对报废返厂的 CBAk 齿轮泵进行拆解分析,因侧板磨损造成报废的占总报废数的 98.7%,侧板磨损破坏,如图 2b 所示。磨损部位发生在主动齿轮侧总数的 97.3%。分析可知,造成该型号齿轮泵侧板磨损的关键因素是侧板产生关于 X 轴的倾覆力矩 M_x ,致使侧板磨损严重。

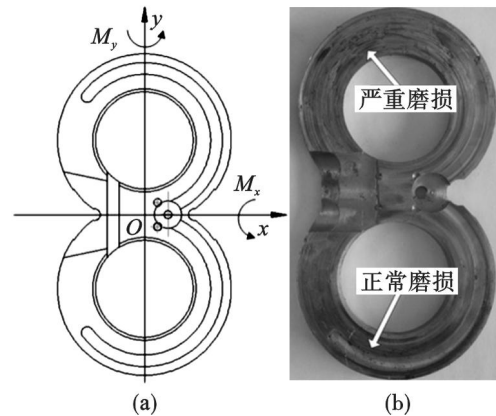


图 2 侧板倾覆力矩及磨损图
Fig. 2 Overturning torque and wear figure of end plates
(a)—倾覆力矩; (b)—侧板磨损。

2 齿轮泵流场分析

2.1 齿轮腔压力分布

齿轮泵工作压力是通过齿凹与泵体及侧板端面密封逐步建立的,每个齿凹内的压力变化是由单位时间内通过径向间隙 h_r 和端面间隙 h_f 流进流出该齿凹的流量差决定的。

齿轮端面与侧板的端面间隙 h_f 主要由浮动侧板背面的聚氨酯密封元件的弹性决定,而齿顶与泵体径向间隙主要受齿轮轴偏心的影响。由于从齿轮轴所受径向力 F_2 大于主动齿轮轴所受径向力 F_1 ,所以从动齿轮轴挠度 y_2 大于主动齿轮轴挠度 y_1 。因此,为精确解析齿轮泵内部流场,就必须量化齿轮轴挠度对径向间隙的影响。

2.2 径向间隙计算

为计算齿轮挠度需做以下假设:①轴颈所受载荷可视为均布载荷;②载荷加在轴承的轴线上;③从轴颈外端至齿轮端面,轴颈的直径不变;④齿轮部分的变形忽略不计。基于以上四点假设,建立齿轮轴受力简图,如图 3 所示。

轴颈长度的中心 A 相对于齿轮端面 C 的挠度,如式(1)所示:

$$y_{AC} = -\frac{q_1 x^2}{24EI}(x^2 + 6l^2 - 4lx) \quad (1)$$

式中: E 为钢的弹性模量; I 为截面 A 的轴惯性矩; l 为轴颈长度; F 为作用齿轮轴上的总径向力。

将 $q_1 = \frac{F}{2l}$ 和 $x = \frac{l}{2}$ 代入式(1),可得式(2):

$$y_{AC} = -\frac{17 Fl^3}{768 EI} \approx -0.022 14 \frac{Fl^3}{EI} \quad (2)$$

将 CBAk 齿轮泵主从动齿轮轴结构参数及所受径向力 F_1, F_2 代入式(2)可得,主从动齿轮轴挠

度分别为: $y_1 = 1.419\,2 \times 10^{-3} \text{ mm}$, $y_2 = 1.904\,6 \times 10^{-3} \text{ mm}$; 挠度相差: $\Delta y = y_2 - y_1 = 0.485\,4 \times 10^{-3} \text{ mm}$.

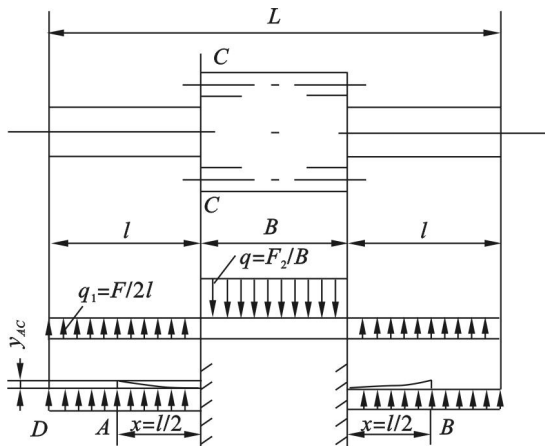


图3 齿轮轴受力简图
Fig. 3 Force diagram of gear shaft

由于主从动齿轮轴所用轴承规格相同,且按照从动齿轮径向力数值进行轴承设计计算. 因此,主从动齿轮轴偏心量相差 $\Delta d = 0.485\,4 \times 10^{-3} \text{ mm}$, 即径向间隙相差 $\Delta h_i = h_{ic} - h_{iz} = 0.485\,4 \times 10^{-3} \text{ mm}$.

3 齿轮腔流场解析

3.1 齿轮腔流场理论分析

CBAk 齿轮泵采用两齿密封结构, 齿轮腔由高压区和过渡区两部分组成, 过渡区减小为仅有一个齿凹范围^[7-9].

过渡区齿凹通过径向间隙 h_i 的流量由 q_1 和 q_2 两部分组成, 如式(3), 式(4)所示:

$$q_1 = \frac{bh_i}{12\mu s_e} (p_g - p) - \frac{bh_i \mu}{2}, \quad (3)$$

$$q_2 = \frac{bh_i}{12\mu s_e} (p - p_0) - \frac{bh_i \mu}{2}. \quad (4)$$

式中: μ 为液压油动力黏度; b 为齿轮宽度; h_i 为齿顶径向间隙; s_e 为齿顶厚度; p_g 为高压油槽末端压力; p_0 为低压腔压力; p 为过渡区压力.

过渡区齿凹通过端面间隙 f_i 的流量主要由 q_3 , q_4 和 q_5 三部分组成, 如式(5), 式(6), 式(7)所示:

$$q_3 = \frac{R_e - R_i}{6\mu s} f_i^3 (p_g - p) - (R_e - R_i) f_i u_1, \quad (5)$$

$$q_4 = \frac{R_e - R_i}{6\mu s} f_i^3 (p - p_0) - (R_e - R_i) f_i u_1, \quad (6)$$

$$q_5 = \frac{\theta f_i^3}{\mu \ln \frac{R_i}{R_z}} (p - p_0). \quad (7)$$

式中: R_e 为齿顶圆半径; R_i 为齿根圆半径; f_i 为轴向间隙; u_1 为分度圆线速度; s 为分度圆宽度; R_z 为齿轮轴半径; R_i 为齿根圆半径; θ 为齿根夹角.

取整个齿凹完全进入过渡区为时间起点 $t = 0$, 齿轮转角 $\varphi = \omega t$, 在 dt 时间内过渡区压力变化为 dp , 其可压缩流体连续性方程, 如式(8)所示:

$$q_1 + q_3 - q_2 - q_4 - q_5 = \frac{dV}{dt} + \frac{V}{K_e} \frac{dp}{dt}. \quad (8)$$

式中, K_e 为液压油体积弹性模数.

由于齿凹的容积固定不变 $\frac{dV}{dt} = 0$, 则过渡区压力变化的微分方程如式(9)所示:

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{\beta_e}{2\pi n V} \left(\left(\frac{bh_i^3}{12\mu s_e} + \frac{(R_e - R_i)f_i^3}{6\mu s} \right) (p_g - 2p) - \frac{p\theta f_i^3}{6\mu \ln \frac{R_i}{R_z}} \right). \quad (9)$$

3.2 齿轮腔流场 CFD 解析

采用空化模型对齿轮泵工作过程进行动态 CFD 解析^[10]. 依据 2.2 节计算结果, 分别设置主从动齿轮腔径向间隙值. 液压油 (ISO VG32) 主要性能参数如表 2 所示.

表 2 液压油 ISO VG32 计算参数

Table 2 Parameters of hydraulic oil ISO VG32

ρ	动力黏度 μ	弹性模量	比热容	蒸汽密度 ρ_v
$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	$\text{K} \cdot \text{MPa}^{-1}$	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
863	0.49	1 100	1 900	0.024 5

额定工况下, CBAk 齿轮泵内部压力分布云图如图 4 所示.

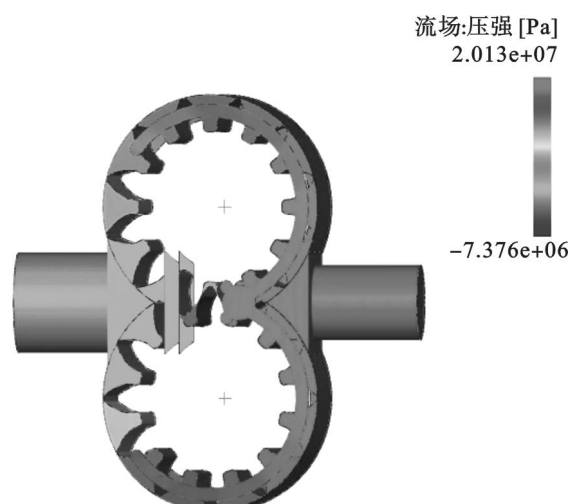


图4 CBAk 齿轮腔压力云图
Fig. 4 Pressure nephogram of CBAk gear cavity

为对比分析主从动齿轮腔对应区域压力分布非对称性和求解浮动侧板倾覆力矩,在 CFD 模型上设置 8 个压力监控点,如图 5a 所示。

4 工作腔压力测试试验

4.1 齿轮泵工作腔压力测试系统

针对以上对 CBAk 齿轮泵内部流场解析,建立齿轮泵内部压力测试试验系统. 同时与 CFD 解析模型压力监控点相对应在泵体不同位置开 8 个孔用以测量过渡区压力、高压区压力,如图 5b 所示。

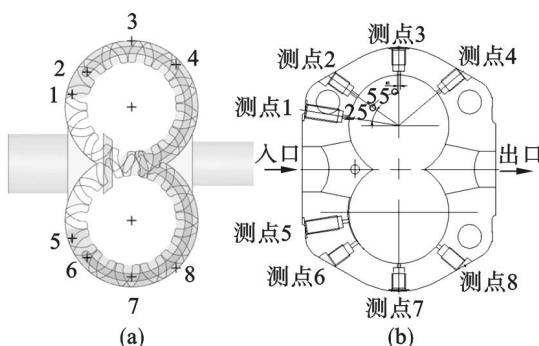


图 5 泵体压力测试点位置图

Fig. 5 Locations of gear pump test points

(a)—CFD 模型测试点; (b)—泵体测试点位置。

为反应齿轮泵的实际工况,泵的出口压力 p_{out} 分别为 25, 20, 15, 10, 0 MPa 5 个压力等级,泵的转速 $n = 2\,400, 2\,000, 1\,500, 1\,000, 600$ r/min 5 个转速等级。

4.2 试验数据分析处理

额定工况下,主从动齿轮腔过渡区及高压油槽末端压力对比,分别如图 6, 图 7 所示. 例如: $p_{out} = 20.0$ MPa, $n = 2\,200$ r/min 时,主从动齿轮腔过渡区压力相差 $\Delta p_{(15)} = 4.17$ MPa, 高压油槽末端压力相差 $\Delta p_{(26)} = 1.55$ MPa; $p_{out} = 20.0$ MPa, $n = 2\,400$ r/min 时,主从动齿轮腔过渡区压力相差 $\Delta p_{(15)} = 3.49$ MPa, 高压油槽末端压力相差 $\Delta p_{(26)} = 1.32$ MPa。

分析可知,主从动齿轮腔过渡区及高压油槽末端压力差与齿轮泵出口压力成正比,压力差与泵的转速成反比. 从动齿轮腔过渡区及高压区油液压力高于主动齿轮腔对应位置的压力。

4.3 侧板倾覆力矩计算分析

对比分析齿轮泵工作腔压力 CFD 解析值与试验值可知,主动齿轮腔过渡区压力 CFD 解析值与实测值最大误差为 4.36%, 从动齿轮腔过渡区压力 CFD 解析值与实测值最大误差为 4.12%; 主从动齿轮腔过渡区压力差值的最大误差是

4.58%, 两者误差在 5% 以内. 试验结果证明,齿轮泵主从动齿轮腔压力分布非对称性现象的存在性,验证了过渡区压力微分方程推导及齿轮轴挠度计算的正确性及有效性。

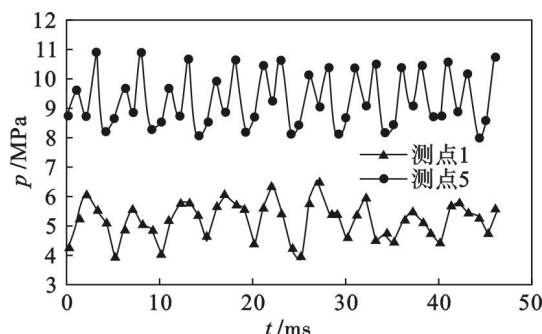


图 6 齿轮腔过渡区压力曲线

Fig. 6 Pressure curves in the transition zone of gear cavity

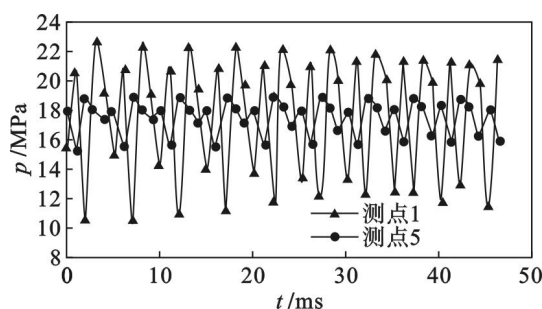


图 7 齿轮腔高压油槽末端压力分布

Fig. 7 Pressure distribution in the high pressure groove end of gear cavity

根据齿轮泵三维 CFD 流场解析结果,提取受载荷施加于浮动侧板反推力及补偿面,如图 8 所示. 建立浮动侧板有限元模型后利用 FEA 技术,对侧板倾覆力矩进行非对称性分析. 额定工况下,侧板理论力矩 $M_x = 78.51$ N·m, $M_y = 13.70$ N·m,合力矩 $M = 79.68$ N·m; 实际力矩 $M_x = 80.93$ N·m, $M_y = 12.40$ N·m,合力矩 $M = 81.84$ N·m. 合力矩误差为 2.64%, 关于 X 轴的倾覆力矩 M_x 误差为 2.96%。

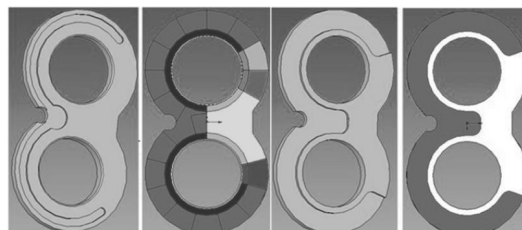


图 8 侧板压力分布图

Fig. 8 The pressure distribution on the end plate

数据分析表明:由于补偿力与反推力作用线相互重合,侧板关于 Y 轴的倾覆力矩 M_y 较小,对侧板平衡性影响较小. 但是主从动齿轮腔压力分

(下转第 1336 页)