

可压缩流体介质轴向柱塞泵流量脉动仿真研究

李静, 徐兵, 马吉恩

(浙江大学流体传动及控制国家重点实验室, 浙江杭州 310027)

摘要: 目前液压元件的 CFD 数值模拟都是将流体介质看成不可压缩的, 但在高压条件下, 油液的可压缩性不能忽略。本文应用 CFD 方法对轴向柱塞泵配流过程进行了可视化仿真, 参照实际柱塞泵的结构和参数, 建立了三维几何模型, 重点对 CFD 软件中提供的不可压缩流体模型通过用户自定义函数 UDF 对其进行了修正。将不可压缩和可压缩流体两种情况下得到的泵出口的流量脉动进行了对比分析, 得到了考虑油液的可压缩性时仿真结果更加接近实际情况的结论。

关键词: 轴向柱塞泵; 可压缩性; 流量脉动; 数值模拟

中图分类号: TH137 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3881 (2008) 5-154-2

Numerical Simulation of the Flow Ripples Considering Fluid Compressibility in Axial Piston Pump

LI Jing, XU Bing, MA Jien

(State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou, Zhejiang 310027, China)

Abstract: Generally oil is treated as incompressible fluid. But in the high pressure the working medium in axial piston pump actually is weakly compressible fluid. The visual simulation of the distribution process of axial piston pump was made with CFD method. The mathematical model was set up according to the structure and parameters of piston pump. The amendment was accomplished by programming and loading to the CFD solver through UDF to enhance the standard features of the code. By comparing the flow ripples in pump outlet of compressible and incompressible fluid, the conclusion can be drawn that the simulation results are closer to real condition by taking compressibility into account.

Keywords: Axial piston pump; Compressible fluid; Flow ripple; Numerical simulation

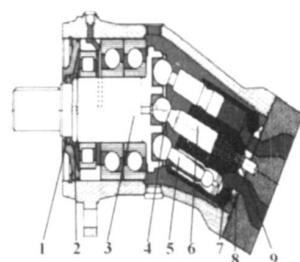
柱塞泵/马达的流量脉动会引起压力脉动, 这种压力脉动再经过系统的介质和系统组件结构的传递, 导致管路、泵壳振动, 形成液压系统的结构噪声和空气噪声。现有的对轴向柱塞泵的研究主要集中在理论分析和试验测试。理论分析主要是对现有模型的细化和完善, 但到目前为止还没有一个精准的数学模型来指导实践。试验测试方面由于液压泵的流量脉动属于高频非定常流量, 现有的流量计难以精确确定, 现有的测量方法都比较繁杂, 新的方法正在研究。

近年来, 计算流体力学 CFD 技术的快速发展和测试手段的进步, 为深入研究液压元件内流复杂的流场提供了有力的手段。但是目前对柱塞泵的 CFD 数值仿真进行得非常少。W ilund^[1]对轴向柱塞泵的吸油特性进行了研究, 文中提及了油液可压缩性问题, 但是没有对其进行深入研究。林静^[3]对不同结构形状的配流盘进行了 CFD 数值计算, 得到泵出口的流量脉动以及泵的压力分布, 但是将工作介质作为不可压缩流体^[4], 这样在忽略泄漏的情况下, 瞬时流量其实完全决定于轴向柱塞泵机械原理所形成的工作腔几何空

间变化率。但是, 现有的轴向柱塞泵实际瞬时流量不均匀系数比一般文献介绍的几何瞬时流量不均匀系数大 1 个数量级, 其主要原因就是由于油液的可压缩性的影响。因此本文在 CFD 仿真中重点考虑油液的可压缩性, 使数值模拟的结果更加接近实际, 对柱塞泵的结构设计具有指导意义。

1 柱塞泵几何模型

斜轴式轴向柱塞泵是当前应用较广泛的一种液压泵, 本文参照某型号轴向柱塞泵进行建模和仿真。图 1 是其结构剖视图。此泵为 7 柱塞结构, 缸体与配流盘采用球面配流结构。斜轴倾角为 40° , 排量 54.8 mL/r 。转速按照额定工况取 1500 r/min 。运用 CFD 软件进行流体



1—骨架油封 2—前盖 3—主轴 4—卡盘 5—柱塞组件 6—中心杆 7—转子 8—分油盘 9—弹簧

图 1 斜轴式柱塞泵

收稿日期: 2007-07-02

基金项目: 十一五科技支撑计划资金支持项目 (2006BAF01B04; 006BAF01B04)

作者简介: 李静 (1983—) 硕士研究生, 主要从事液压技术和流场仿真研究。电话: 0571-87952500 E-mail: lijing@zhu@zhu.cn

分析时, 只需考虑流体部分的流动, 根据这一原则, 仅取流体区域来建立轴向柱塞泵模型。

虽然 CFD 软件 Fluen 内部可以建立柱塞泵内流道的几何模型, 但受功能限制不宜构造复杂几何形状。所以采用 Solidworks 对研究对象进行建模, 然后将其导入 CFD 软件里。根据实际尺寸建立泵的几何模型, 如图 2 所示, 模型主要包括了柱塞泵中的

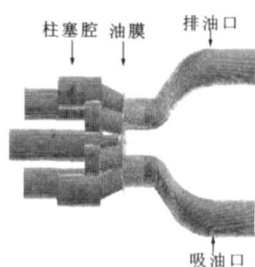


图 2 柱塞泵几何模型

后端盖、配流盘、柱塞腔内的流道以及缸体与配流盘之间摩擦副的油膜。

2 网格划分及边界条件

流场仿真所建立的模型是流体存在的区域。因此通过前处理器中提供的布尔运算, 生成流道模型。网格划分时, 由于结构的复杂, 拐角等处网格划分困难, 同时网格质量变差, 因此采用分块划分技术, 网格数为 56 万个。

边界条件: 采用变形网格技术模拟柱塞沿缸体轴线相对缸体的往复移动以及柱塞缸体相对配流盘的旋转。压力进口为 0 压力出口为 30MPa。

3 数学模型

对于不可压缩流体, 其流动控制方程为:

连续方程:

$$\Delta u = 0$$

运动方程:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla) u = g - \frac{1}{\rho} \nabla P + \Delta^2 u$$

运动方程中有 $u \cdot \nabla$ 而连续方程中仅有 u 没有 P 无法耦合求解。目前工程上使用最为广泛的流场计算方法是压力修正法。压力修正的实质是迭代法, 得出压力场和速度场的收敛解。

对于可压缩流体, 其流动控制方程为:

连续方程:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0$$

运动方程:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla) u = g - \frac{1}{\rho} \nabla P + \Delta^2 u$$

上述方程比不可压缩流体方程多了一个未知量 ρ 。此时方程组不封闭, 求解时需要加上状态方程 $\rho = \rho(P)$ 和 $\rho = \rho(V)$, 即密度与压力或体积的关系。

对于可压缩流体, 每增加单位压力, 液体体积所产生的相对压缩量称为压缩系数。压缩系数:

$$\beta = \frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta P}$$

式中: V 为流体原体积;

ΔV 为体积的减少量;

ΔP 为压力的增量。

压缩系数的倒数称为体积弹性模量。体积弹性模量:

$$K = \frac{1}{\beta} = \frac{V \Delta P}{\Delta V} = \frac{V_0 (P - P_0)}{V - V_0}$$

设 $P_0 = 0$ $V_0 = V_0$ 。得到:

$$K = \frac{V_0 P}{V - V_0} = \frac{\rho P}{\rho - \rho_0} \quad (1)$$

将式 (1) 通过用户自定义 UDF 编程后加载到 CFD 软件中。

4 仿真结果分析

本文分两种情况进行数值计算, 即考虑油液压缩性和不考虑油液压缩性, 得到两种情况下泵出口的流量脉动。

4.1 不考虑油液可压缩性

在不考虑油液可压缩性时, 油液的密度为常数。

油液性质: 密度 900 kg/m³; 粘度 0.048 Pa·s

图 3 是不考虑油液可压缩性时的仿真结果, 不考虑油液的可压缩性时, 泵的流量脉动为 0.07。如果不考虑非几何因素影响, 泵的瞬时流量为

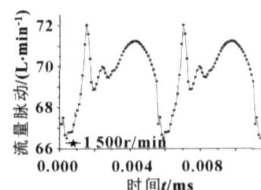


图 3 不考虑油液可压缩性时泵出口的流量脉动

$$Q = \sum_{i=1}^i F v_i = k \omega \sum_{i=1}^i \sin \left[\omega t + \frac{(i-1)2\pi}{z} \right]$$

式中: i 为压出区柱塞数;

F 为柱塞面积;

v_i 为第 i 个柱塞的速度。

令 $\epsilon = \sum_{i=1}^i \sin \left[\omega t + \frac{(i-1)2\pi}{z} \right]$, 则上式可以写为

$$Q = k \omega \epsilon$$

如果泵的柱塞为奇数: 压出区柱塞数为 $i = \frac{z+1}{2}$,

ω 的范围在 $0 \leq \omega \leq \frac{2\pi}{z}$ 压出区柱塞数为 $i = \frac{z-1}{2}$,

ω 的范围在 $\frac{\pi}{z} \leq \omega \leq \frac{2\pi}{z}$ 。在这两种情况下都得出:

$$\epsilon_{\max} = \frac{1}{2 \sin \frac{\pi}{2z}} \quad \epsilon_{\min} = \frac{\cos \frac{\pi}{2z}}{2 \sin \frac{\pi}{2z}}$$

因此, 泵的最大瞬时流量:

$$Q_{\max} = k \omega \frac{1}{2 \sin \frac{\pi}{2z}} = 1.427 L/s$$

丁晴橡胶活塞环的尺寸,在其外包一层聚四氟乙烯。聚四氟乙烯层的厚度为 0.3mm,把原来活塞密封圈的直径由 $\phi 5\text{mm}$ 缩小至 $\phi 4.4\text{mm}$,其结构如图 4 所示。

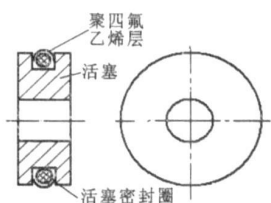


图 4 新活塞密封圈结构图

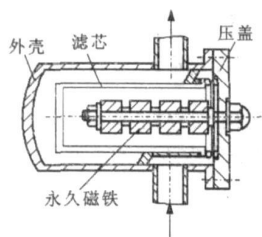


图 5 新精过滤器结构图

2.2 改进精过滤器的结构

从分析的结果得出,原来的精过滤器不能完全滤掉油中的金属粉末,为了解决这个问题,在不改变其结构的情况下,在精过滤器中心部分加装上永久磁铁,吸附微小的铁末。滤芯和永久磁铁都可拆下清洗。其结构如图 5 所示。

3 结束语

在对 M512 螺杆压缩机的滑阀活塞密封圈和精过滤器进行改造之后,油路系统中的油清洁度大大提高,电磁阀和滑阀活塞密封圈的使用寿命也得到了大大的延长。能量调节系统的工作很正常,在调节范围内调节灵敏、稳定,达到了预期的目标。

(上接第 155 页)

泵最小瞬时流量:

$$Q_{\min} = k\bar{\omega} \frac{\cos(\pi/2z)}{2\sin(\pi/2z)} = 1.390 \text{ L/s}$$

故奇数柱塞泵的流量脉动率为

$$\delta = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{(Q_{\max} + Q_{\min})/2} = 2 \tan \frac{\pi}{4z} = 0.025$$

可以看出,在仅考虑几何因素影响情况下,理论分析的泵出口的流量脉动和不考虑油液弹性得到的仿真结果是大体一致的,但与实际情况有出入。

4.2 考虑油液可压缩性

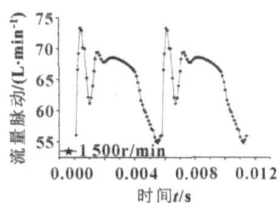


图 4 考虑油液可压缩性时泵出口的流量脉动

从图 4 可以看出,在考虑油液的可压缩性后得到的泵的流量脉动率为 0.25 仿真得到的流量脉动率比只考虑泵的几何因素的理论分析大 1 个数量级。仿真结果的准确性需下一步实验的验证。

5 结论

本文将油液的可压缩性考虑进 CFD 仿真模型中,对不可压缩流体和弱可压缩流体分别进行了仿真,得出考虑油液的可压缩比不考虑油液的可压缩性时流量流量脉动大 1 个数量级的结论,可以看出油液的可压缩性对流量脉动有很大的影响。

参考文献

- [1] W k l u n d Suction dynamic of axial piston pumps [D]. Sweden Royal Institute of Technology 1998
- [2] 邓斌, 刘晓红, 王金诺. 水压轴向柱塞泵流量脉动动态仿真 [J]. 液压与气动, 2004 (1): 31—34
- [3] 林静, 孙明智. 轴向柱塞泵配流盘结构对流量脉动的影响 [J]. 液压与气动, 2007 (2): 32—35
- [4] 轴向柱塞泵瞬时流量的理论分析. 兰州理工大学学报, 2004 (2): 56—59

(上接第 197 页)

和单通道信息处理的缺陷,本文结合矢谱分析和 WienerVille 分布技术提出了矢 WienerVille 分布分析方法。矢 WienerVille 分布分析融合了截面同源双通道图谱中各自存在的振动分量,能准确地反映转子发生故障时的非平稳运动状态。工程实践应用表明:矢 WienerVille 分布分析比单通道信息 WienerVille 分布分析蕴含了更全面的信息,能有效提高旋转机械故障诊断的正确性。

参考文献

- [1] 马辉, 赵鑫, 等. 时频分析在旋转机械故障诊断中的应用 [J]. 振动与冲击, 2007 26 (3): 61—63
- [2] 王胜春, 韩捷. 基于信息融合的时频分析方法及其在故障诊断中的应用研究 [J]. 机床与液压, 2007 35

(2): 214—217.

- [3] 韩捷, 张瑞林. 旋转机械故障机理及诊断技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1991.
- [4] 钟一谔, 何衍宗, 王正, 李方泽. 转子动力学 [M]. 北京: 清华大学出版社, 1987.
- [5] Agnes Muszynska, Donald Bentley, Alex Pechiney. Vibration response of rotor supported in one rigid and one poorly [J]. Lubricated Fluid Film bearing ORBIT 1996 17 (3): 7—9
- [6] 韩捷, 关惠玲, 等. 矢谱: 一种实用的旋转机械故障诊断分析方法 [J]. 机械强度, 1998 20 (3): 212—215.
- [7] 刘家祥, 等. 信号处理 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1989