

DOI: 10.3969/j.issn.1001-3881.2012.23.042

基于 ADINA 液压滑阀的流固耦合研究

刘罡, 张俊俊, 王江勇

(西南科技大学制造过程测试技术教育部重点实验室, 四川绵阳 621010)

摘要: 以 ADINA 软件的流固耦合求解器为计算平台, 对液压滑阀进行数字模拟。分析滑阀内部流场特性、稳态液动力产生原因, 研究入口速度和开口度对稳态液动力、阀芯等效应力的影响。研究结果有助于认识滑阀式换向阀的内部流场特性、稳态液动力的产生原因及变化规律和阀芯应力分布情况, 并对滑阀结构参数设计和性能优化起到一定的指导作用。

关键词: 滑阀; 流固耦合; 流场特性; 液动力

中图分类号: TH137 文献标识码: A 文章编号: 1001-3881 (2012) 23-158-3

Research on Fluid-solid Coupling of Spool Valve Based on ADINA

LIU Gang, ZHANG Junjun, WANG Jiangyong

(Key Laboratory of Testing Technology for Manufacturing Process (Ministry of Education),
Southwest University of Science and Technology, Mianyang Sichuan 621010, China)

Abstract: The digital simulation of the spool valve was carried on using the solver of ADINA. The inner flow field of the spool valve and steady fluid power were analyzed. The influences of inlet speed and openness on steady fluid power and valve core equivalent stress were studied. The research helps to know the internal flow field characteristic of spool valve, the production reason and change rule of steady-state fluid power and the stress distribution of the valve core. It offers guidance for the structural parameters design and performance optimization of spool valve.

Keywords: Spool valve; Fluid-solid coupling; Field character; Fluid power

液压阀是流体传动与控制技术中的重要基础元件之一, 主要功能是控制流体的流量及流动方向, 其特性会影响液压系统性能。随着科技的发展, 高压、大流量和高换向频率的滑阀式液压换向阀的应用越来越广^[1-3]。液压油在流经阀腔时, 因动量发生变化产生的液动力会影响阀的换向操作和工作性能^[4]。作者利用 ADINA 软件对滑阀进行流固耦合数值计算, 对滑阀在稳态下内部流场分布、稳态液动力和阀芯的可靠性进行分析。

1 模型和计算条件

1.1 三维模型

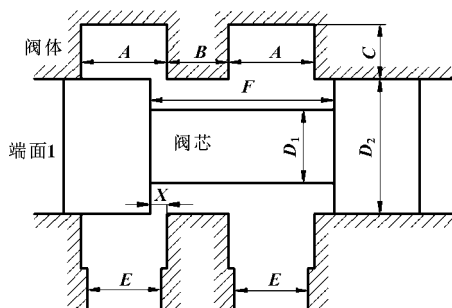


图 1 滑阀结构示意图

滑阀一般由多个阀腔组成, 由于相似性原理, 用其中的一个阀腔就能完全说明滑阀内部流体的流动状态。图 1 为滑阀的结构简图, 具体尺寸如表 1 所示, X 为阀口开度。

表 1 滑阀结构的尺寸参数 mm

A	B	C	D_1	D_2	E	F	X
7	5	4.5	6	11	6	15	

1.2 解析假定

液压油在阀腔内的流动状态复杂, 为了满足数值解析的可行性, 在建立有限元模型时应考虑主要因素而忽略次要因素。对实际模型做下列的一些基本假定: 阀芯与阀套配合精确、没有径向间隙、无泄漏; 油液为不可压缩黏性牛顿流体; 流体在阀腔内的流动为定常流动; 系统内部无热传导现象。

1.3 计算条件

按表 2、3 设置模型的材料参数。进口速度大小分别为: 20、40、60 L/min, 出口压力 0.1 MPa。阀芯的一个端面 (图 1 中端面 1) 完全约束, 模拟阀芯与操作杆连接。

收稿日期: 2011-10-21

作者简介: 刘罡 (1985—), 男, 在读研究生, 研究方向为流体力学与数值模拟。E-mail: liugang_liu@126.com。通信作者: 张俊俊, E-mail: zhangjunjun@swust.edu.cn。

表 2 液压油材料参数

密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	890
运动黏度/($\text{mm}^2\cdot\text{s}^{-1}$)	29

表 3 阀芯的材料参数

类型	20CrMo	泊松比	0.29
弹性模量/Pa	2.07×10^{11}	密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	7 800

2 仿真结果及分析

2.1 流场的分布

图 2 为入口节流与出口节流时的迹线图。可知: 阀腔内液压油的流动状态十分复杂; 流场分布不对称, 因而液压油对阀芯的径向液压力不能相互抵消, 产生了径向不平衡力。入口节流时, 由于节流的作用, 大部分液压油由阀芯的上部和下部流过, 两侧流过的液压油相对较少; 出口腔内液压油流动状态非常紊乱, 出现了漩涡, 漩涡引起能量损失、噪声与震动。出口节流时, 液压油在入口腔中由于没有受到阀口的节流作用, 大部分由阀芯的上部和两侧部流过, 阀芯下部流过的液压油相对较少; 由于阀腔的导流作用, 出口腔内液压油流动状态比较稳定。

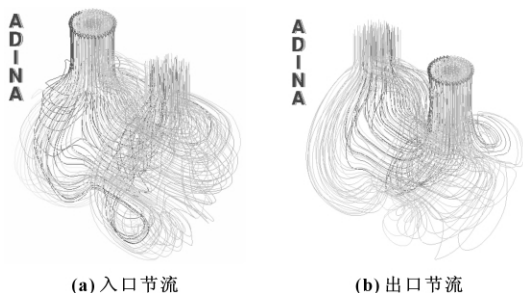


图 2 内部流场迹线图

2.2 液动力分析

阀芯所受的稳态液动力有: 轴向液动力和径向不平衡力。轴向液动力的存在加大了操纵滑阀所需的力, 径向不平衡力使阀芯产生偏移可能导致阀芯卡紧。

2.2.1 轴向液动力

稳态液动力是流体流经阀腔时因动量发生变化而作用在阀芯上的力。对于稳态液动力的轴向分量, 传统的方法是通过动量定理来计算的, 计算公式如式 (1):

$$F_s = 2C_q C_v \pi D x \Delta p \cos \theta \quad (1)$$

式中: C_q 为流量系数; C_v 为流速系数; Δp 为阀口前后压差; θ 为节流口处流体的入射角。

图 3 给出了轴向液动力在两种节流形式下的数字仿真结果。可知: 两种节流形式下, 轴向液动力变化趋势相同, 方向都为阀芯趋于关闭的方向。在相同流量与开口度时, 轴向液动力大小基本相等。阀口开度一定时, 流量越大, 轴向液动力越大; 流量一定时,

开口越小, 轴向液动力越大。由伯努利方程可知, 流量越大, 开口度越小, 阀口前后的压力差越大, 因此流量与开口度都是通过影响阀口前后的压差来改变轴向液动力的。开口度小于 1.5 mm 时, 轴向液动力对开口度变化敏感, 因为开口度减小时, 节流口处流体的入射角 θ 增大。

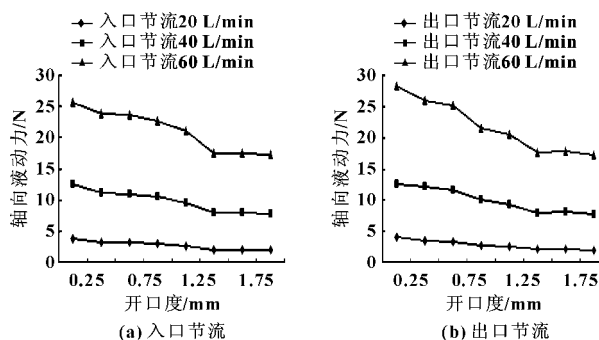


图 3 阀芯所受轴向液动力曲线

2.2.2 径向不平衡力

一般在分析稳态液动力时, 假设流场为对称分布, 认为径向不平衡力能相互抵消^[5]。分析流场迹线图可知: 流场并非呈对称分布, 径向不平衡力是存在的。

液压油在流经阀腔时, 沿阀芯径向的动量发生变化而产生的作用力, 计算公式如式 (2) 所示, 一部作用于阀芯上, 另一部分作用于阀体上:

$$F_r = - \left(\pi \left(\frac{d_2}{2} \right)^2 \rho v_2^2 - \pi \left(\frac{d_1}{2} \right)^2 \rho v_1^2 \right) \quad (2)$$

式中: d_1 为入管道的直径; v_1 为入口速度; d_2 为出管道的直径; v_2 为出口速度; ρ 为液压油的密度; 负号表示与入口速度的方向相反。

图 4 给出了径向不平衡力在不同节流形式下的关系曲线。

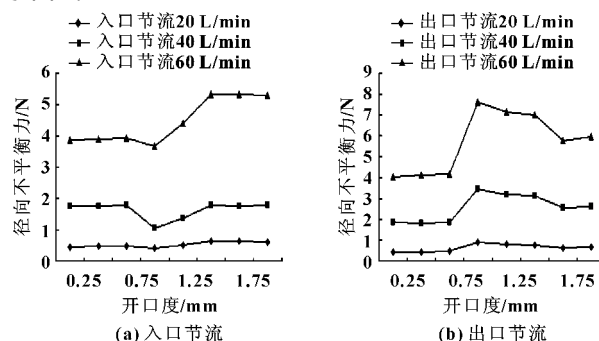


图 4 阀芯所受径向不平衡力曲线

由图 4 可知: 开口度一定时, 流量越大, 径向不平衡力越大。入口节流时, 随着开口度的增大, 径向不平衡力呈先增大、后下降、再增大的变化趋势, 曲线呈现“凹”形。出口节流时, 随着开口度的增大, 径向不平衡力先增大、后减小, 曲线呈现“凸”形。

开口度在 0.75 ~ 1.75 mm 时, 径向不平衡力的大小对开口度的变化敏感。由对流场分布的分析可知, 影响流场的两个因素为: 节流方式和开口度的大小。流场分布影响流动的液压油质量分布, 从而影响作用在阀芯上的径向液动力的大小。

径向不平衡力, 在大开口、小流量时, 其值较小, 可以忽略; 在小开口、大流量时, 其值较大, 可能导致阀芯卡紧等不良结果, 不能忽略, 在阀的设计时应引起注意。

2.3 阀芯应力

图 5 给出了两种节流形下, 开口度为 1 mm、入口速度为 60 L/min 时, 阀芯的应力云图。最大应力发生在台肩与阀杆结合处。由图 6 可知, 最大应力值为 14.13 MPa。阀芯材料 (20CrMo) 的抗拉、抗剪和抗压强度都大于 200 MPa^[6], 根据换向阀的强度理论, 换向阀使用过程中, 安全系数取为 2, 由此文中所研究的阀芯强度满足要求。

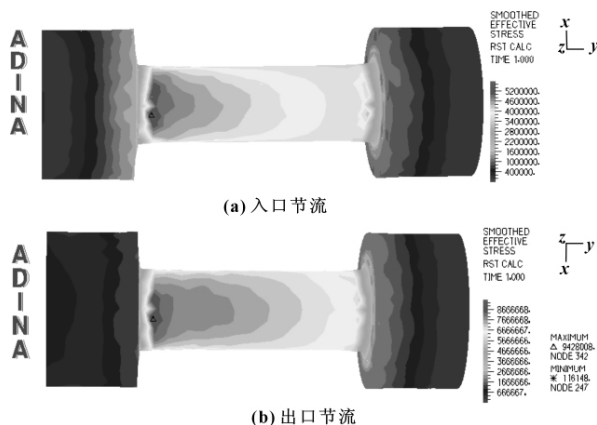


图 5 阀芯等效应力云图

入口节流时, 最大等效应力主要受流量的影响, 其值随流量增大而增大。出口节流时, 流量越大最大等效应力越大, 开口度越大最大等效应力越小。

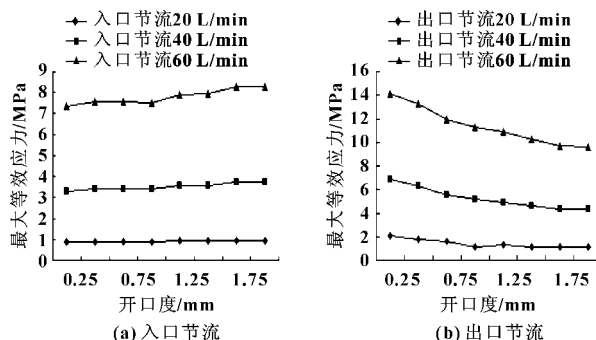


图 6 阀芯等效应力曲线

3 结论

(1) 出口节流式滑阀的内部流场特性比入口节流式滑阀的优越。出口节流式滑阀能避免阀腔内部流场产生漩涡, 从而改善滑阀的工作性能。

(2) 由于阀腔的不对称性, 径向液动力不能相互平衡掉。在小开口度、大流量时, 径向不平衡力可能导致阀芯卡紧等不良结果。

(3) 阀芯的最大应力出现在台肩与阀杆结合处, 为避免在使用过程中阀芯被折断, 在设计时应提高该处的强度。

参考文献:

- [1] 冀宏, 傅新, 杨华勇. 非全周开口滑阀稳态液动力研究[J]. 机械工程学报, 2003, 39(6): 15-17.
- [2] 汤志勇, 曹秉刚. 液压控制阀稳态液动力补偿方法的探讨: 阀套运动法[J]. 机床与液压, 1995(2): 91-95.
- [3] 段少帅, 姚平喜, 张恒. 滑阀稳态液动力产生原因与补偿方法[J]. 流体传动与控制, 2010, 40(3): 27-30.
- [4] 高小瑞. 基于 Fluent 的液压滑阀内部流场的数值模拟[J]. 机械管理开发, 2009, 42(5): 49-50.
- [5] 赵蕾, 陈青, 权龙. 阀芯运动状态滑阀内部流场的可视化分析[J]. 农业机械学报, 2008, 39(11): 142-145.
- [6] 李建心, 刘效东. 液动力对换向阀作用的 ANSYS 有限元分析[J]. 机床与液压, 2010, 38(17): 119-120.

中国大幅削减采购 日本液压设备销售陷入低迷

据日经中文网消息, 日本上市企业盈利下滑趋势愈发明显。2012 年第三季度合并经常利润时隔 3 个季度将首次出现同比下降。在全球经济减速的背景下, 深受外需低迷影响的制造业利润下滑达到了 2 位数, 拉低了整体水平。下周将迎来财报发布高峰, 利润预期恐怕还会进一步下调。

据报道, 对 11 月 2 日之前发布财报的 3 月底决算企业进行的统计显示, 第三季度经常利润同比减少了 8%。虽然非制造业增长了 7%, 但制造业大幅下滑了 21%。从整体来看, 与增益 14% 的第一季度、增益 2% 的第二季度相比减速势头明显。

情况尤为糟糕的是电子和机械行业。电子企业利润减少了 60%, 相比减少 20% 的第二季度, 盈利情况严重恶化。因数码家电萎靡不振, 不只是夏普和松下遭遇大幅亏损, 三菱电机的工厂自动化 (FA) 设备销售也疲软无力, 第三季度税前利润减少了一半。

受中国的设备投资减速影响, 发那科的经常利润减少了 2 成。川崎重工业副社长高尾光俊表示, 受“中国的工程机械厂商调整库存, 大幅削减采购”的影响, 液压设备销售陷入低迷。

受制造业业绩恶化拖累, 整个产业经常利润减少。但非制造业中很多企业实现了利润增长。

(内容来源: 中国网)