

不同锥角的直动式溢流阀稳态液动力分析

蔡超英, 林添良, 缪 骋, 任好玲

(华侨大学 机电及自动化学院, 福建 厦门 361021)

摘要: 为了降低稳态液动力对比例溢流阀性能的影响, 分析了阀座带锥角和阀芯带锥角两种比例溢流阀的基本结构方案, 利用 PRO/E 建立两种结构下不同锥角的流道模型. 通过计算流体动力学(CFD)流场仿真软件对不同阀座与阀芯锥角的锥阀口流场进行数值模拟, 分析不同锥角阀口的压力流场分布. 对不同结构、不同锥角情况下的稳态液动力进行分析, 结果表明: 阀座带锥角比阀芯带锥角的结构稳态液动力减小了 35%~60%; 当阀座半锥角为 32.5°, 阀芯半锥角为 30°时, 稳态液动力最小.

关键词: 比例溢流阀; 稳态液动力; 滑锥阀; 流场仿真

中图分类号: TP 137

文献标志码: A

随着数字液压与智能液压的发展, 比例阀在液压系统中的应用日益广泛. 液动力包括稳态液动力和瞬态液动力, 是影响比例阀性能的关键因素之一^[1]. 比例阀的工作频率较低, 瞬态液动力较小, 一般可以忽略. 稳态液动力是指液压阀内流体在有时变流动的情况下, 由于液体流动而引起的液体介质对阀芯的附加作用力^[2]. 当阀口流量较大时, 液动力随之增大, 对比例溢流阀的性能产生较大的影响^[3]. 比例溢流阀的结构合理性影响着整个液压系统的工作特性, 减小稳态液动力是提高比例溢流阀特性的一项主要措施. 国内外许多学者对稳态液动力进行了大量研究. Amirante 等^[4-5]对中位常开式换向阀的液动力进行了研究, 发现中位常开与常闭液动力存在很大的差异. 周盛等^[6]提出了利用阻尼套压力补偿法补偿外流式锥阀的液动力. 这些研究主要采用滑阀与锥阀结构的阀口, 在一定条件下通过附加措施加以补偿或削弱^[7], 并没有深层次地分析液动力的影响因素, 从根本上减小液动力对阀芯的影响. 对采用滑锥阀式阀口的直动式比例溢流阀稳态液动力的研究则更少. 一般阀口锥角都是按照经验值 30°进行设计, 并没有理论上的依据. 本文以常用的 4 通径直动式滑锥阀为研究对象, 分析阀座带锥角与阀芯带锥角两种不同结构的比例溢流阀的工作原理, 采用 Pro/E 三维建模并通过计算流体动力学(CFD)流场仿真获得不同锥角下, 阀芯所受到的稳态液动力, 建立稳态液动力与锥角之间的关系.

1 结构方案和工作原理

根据市面上成熟的小通径比例溢流阀的常用结构及基本参数, 确定所研究的直动式比例溢流阀的主要参数: 通径为 4.39 mm; 最高设定压力为 31.5 MPa; 最大阀口流量为 40 L·min⁻¹. 溢流阀一般采用锥阀作为阀芯, 锥阀具有密封性好、加工方便等优点, 但其导向条件差, 需要增加额外的导向结构. 滑锥阀继承了滑阀和锥阀的优点, 具有很好的密封性和导向性, 其两种结构形式, 如图 1 所示.

以阀座带锥角的形式(图 1(a))为例, 其工作原理为: 阀芯在上侧比例电磁铁输出力 F_E 与下侧液压力 F_p ($F_p = \pi p D_x^2 / 4$) 作用下达到平衡. 式中: p 为直动式比例溢流阀的入口压力; D_x 为阀芯直径. 因此, 通过比较比例电磁铁输出力 F_E 与作用在阀芯下端面的液压力 F_p 的大小, 确定阀芯的移动方向, 具体

收稿日期: 2015-04-07

通信作者: 林添良(1983-), 男, 副教授, 博士, 主要从事电液元件及系统、电液节能与控制技术的研究. E-mail: ltlkxl@163.com.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51205140); 福建省自然科学基金资助项目(2015J01206); 高校产学研合作科技重大项目(2013H6015); 华侨大学中青年教师科研提升计划(ZQN-YX201)

有以下 2 个步骤. 1) 当 $F_E > F_p$ 时, 阀芯处于最下端, 阀口处于关闭状态, P-T 不通, 直动式比例溢流阀不工作. 2) 当 $F_E < F_p$ 时, 阀芯上移, 阀口打开, P-T 导通, 直动式比例溢流阀起溢流调压作用.

图 1(b)中: 阀芯带锥角的结构除了压力作用面直径从 D_x 变为 d_x 以外, 其工作原理与之相同, 不再赘述.

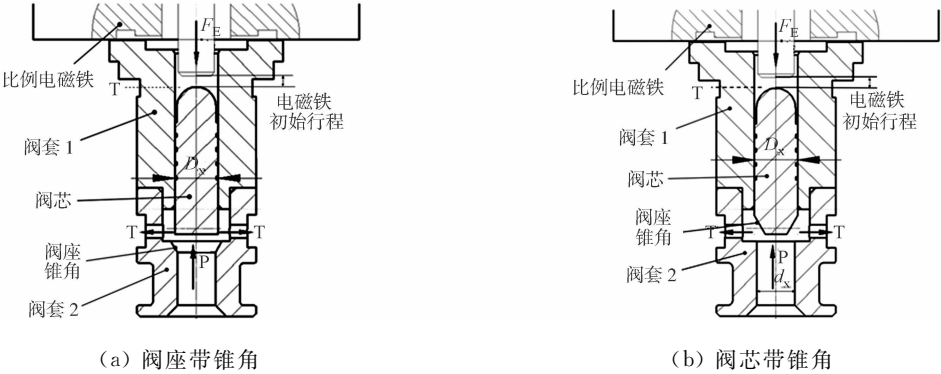


图 1 直动式比例溢流阀结构简图

Fig. 1 Structure diagram of the direct proportional relief valve

2 阀芯稳态液动力分析

根据锥阀稳态液动力的图解法^[2]可推导出滑锥阀的稳态液动力的图解法, 如图 2 所示. 比例溢流阀阀口关闭时, 液体无流动, 阀芯受到的静压力分布, 如图 2(b)所示. 此时, 阀芯受到的轴向合力为 $F = pA$. 比例溢流阀阀口打开时, 在液体流动时, 阀芯受到的压力不再处处相等. 越靠近阀口处, 液体的流速越高, 压力越低. 液体流动时阀芯的压力分布, 如图 2(a)所示. 此时, 阀芯受到的轴向力 F_z 如果还是按照静压力 pA 计算, 必须加上一个修正量, 即稳态液动力 F_y , 其方向指向阀口关闭的方向, 如图 2(c)所示. 其中, 轴向合力 F_z 数值可根据流体仿真得出, 进而算出液动力 F_y . 阀芯带锥角的结构虽然在阀口结构上有区别, 但是分析方法与此类似, 不再赘述.

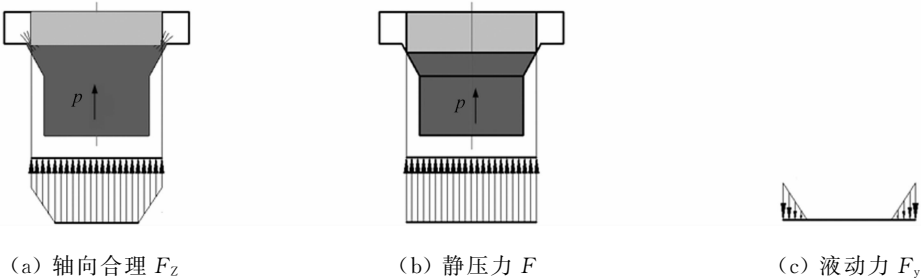


图 2 阀芯受到的轴向力

Fig. 2 Axial forces of the valve spool

3 计算模型

3.1 锥阀口通流面积的计算

通过阀口的流量方程^[1]为

$$Q = \alpha_D A \sqrt{2\Delta p / \rho} \tag{1}$$

式(1)中: Q 为通过阀口流量; α_D 为流量系数(文中取 0.7); A 为通流面积; Δp 为阀口前后压差; ρ 为油液密度. 根据式(1)可以推出通流面积, 即

$$A = \sqrt{(Q^2 \rho) / (2\Delta p \alpha_D^2)} \tag{2}$$

将直动式比例溢流阀的相关数据带入式(2), 计算得出最大通流面积 A 为 3.59 mm^2 . 故比例溢流阀的通流面积在 $0 \sim 3.59 \text{ mm}^2$ 之间变化. 由于在相同的通流面积与阀口压差时, 稳态液动力的大小仅和阀口结构(阀座或阀芯锥角)有关, 因此, 为方便计算选取 A 为 3 mm^2 .

3.2 网格模型的建立

1) 阀座带锥角的滑锥阀通流面积^[1]为

$$A(x) = \pi x \sin \beta \cdot (D_x + \frac{x}{2} \sin 2\beta).$$

式(3)中: $A(x)$ 为阀口通流面积; x 为阀口开度; β 为阀座半锥角; D_x 为阀芯直径.

在已知阀口通流面积为 3 mm², 阀座半锥角 β 的情况下, 反推式(3)可得阀口开度 x 为一个一元二次方程, 即

$$\frac{1}{2} \pi \sin \beta \cdot \sin 2\beta x^2 + \pi D_x \sin \beta x - 3 = 0.$$

由式(4)可得不同阀座锥角对应的阀口开度, 如表 1 所示.

表 1 不同阀座锥角、相同阀口通流面积下的阀口开度

Tab. 1 Valve opening under the different valve seat cone angles and same valve flow area

$\beta/(^{\circ})$	x/mm	$\beta/(^{\circ})$	x/mm	$\beta/(^{\circ})$	x/mm	$\beta/(^{\circ})$	x/mm	$\beta/(^{\circ})$	x/mm
25.0	0.543	32.5	0.427	37.5	0.377	42.5	0.339	47.5	0.310
27.5	0.498	35.0	0.400	40.0	0.356	45.0	0.323	50.0	0.298
30.0	0.460								

2) 阀芯带锥角的通流面积^[1]为

$$A(x) = \pi x \sin \beta \cdot (D_x - \frac{x}{2} \sin 2\beta).$$

在已知阀口通流面积为 3 mm², 阀芯半锥角 β 的情况下, 反推式(5)可得阀口开度 x 的计算公式, 即

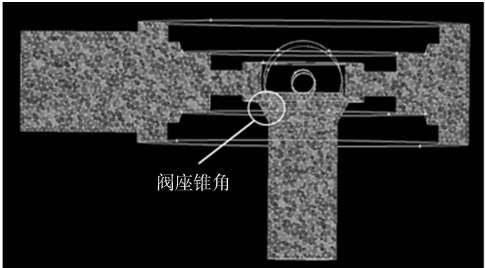
$$\frac{1}{2} \pi \sin \beta \cdot \sin 2\beta x^2 - \pi D_x \sin \beta x + 3 = 0.$$

由式(6)可计算出不同阀芯半锥角对应的阀口开度. 文中仅选取几个比较特殊的角度, 如表 2 所示. 根据表 1, 2 的阀座锥角和阀口开度, 利用 Pro/E 对直动式比例溢流阀内部流场进行三维实体建模. 采用 CFD 前处理软件 Gambit 进行网格的划分及边界条件的设定. 阀座锥角与阀芯锥角为 30°时的网格划分截面图, 如图 3 所示.

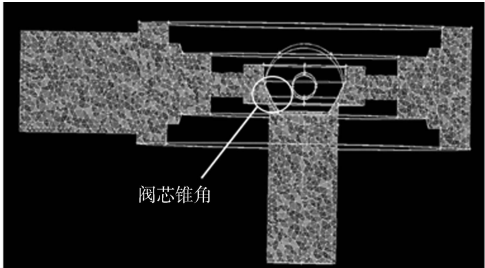
表 2 不同阀芯锥角、相同阀口通流面积下的阀口开度

Tab. 2 Valve opening under the different valve spool cone angles and same valve flow area

$\beta/(^{\circ})$	27.5	30.0	32.5	35.0	37.5	42.5
x/mm	0.546	0.503	0.466	0.435	0.409	0.366



(a) 阀座锥角为 30°



(b) 阀芯锥角为 30°

图 3 网格划分截面图

Fig. 3 Mesh section graph

3.3 计算条件设置

为了保证结果的准确性及可比性, 锥角为唯一变量, 其他条件保持一致. 模型的边界条件为压力进口及压力出口, 进口压力为 31.5 MPa, 出口压力设置 1 MPa 背压; 流体为不可压缩牛顿流体, 流动状态为紊流, 采用标准的 $k-\epsilon$ 湍流模型; 流动介质为液压油, 密度为 870 kg · m⁻³, 动力粘度为 0.0261 Pa · s.

4 仿真分析

采用 CFD 后处理软件 Fluent 进行数值求解. 迭代结束后, 残差收敛曲线平滑收敛, 说明仿真的结

果是可信的^[8]。比例溢流阀仿真压力图,如图 4 所示。由图 4 可知:当相同的阀口通流面积时,锥角变化会导致阀口压力分布发生变化,液体流动所产生的液动力也发生变化;比较阀座半锥角为 30°,50°的压力图,压力场的变化较大,而阀芯带锥角的压力场则变化很小。

利用 Fluent 的 Force Report 功能计算各个仿真结果中阀芯受到的轴向力。通过进一步计算可以得出阀座半锥角从 25°~50°的变化,以及阀芯半锥角从 27.5°~42.5°的稳态液动力,如图 5 所示。

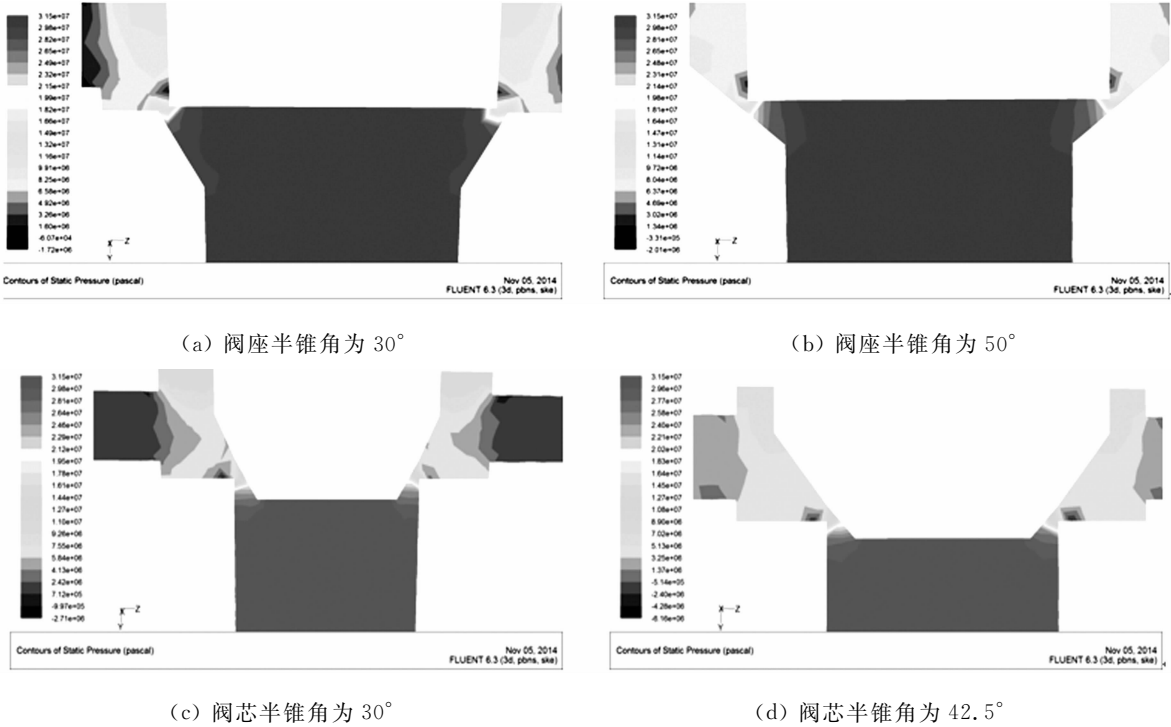
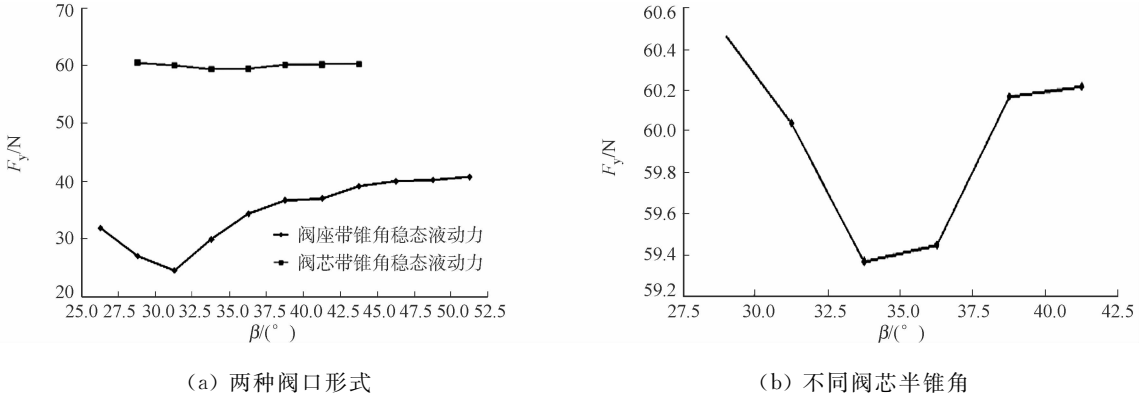


图 4 比例溢流阀仿真压力图

Fig. 4 Simulation pressure charts of proportional relief valve



(a) 两种阀口形式 (b) 不同阀芯半锥角

图 5 阀芯的稳态液动力对比曲线图

Fig. 5 Steady-state flow forces comparison chart of the valve spool

由图 5 可以得到以下 3 点结论。

1) 在相同锥角的情况下,阀座带锥角的结构比阀芯带锥角的结构稳态液动力降低了 35%~60%;通过对 2 种结构分析可知:在流动时,液体作用在阀座锥角上的轴向力会反作用于阀芯,阀座反作用力的方向为阀口打开的方向,这与稳态液动力的方向相反,故可以抵消一部分液动力;而对于阀芯带锥角的结构,则无反作用力存在,因而在相同条件下,阀座带锥角结构的液动力会小于阀芯带锥角的结构。

2) 对于阀座带锥角阀口,锥角的变化对稳态液动力的影响较大。当阀座半锥角从 25°增加到 30°时,稳态液动力随着半锥角的增大而减小;而当阀座半锥角从 30°增加到 50°时,稳态液动力随着半锥角的增大而增大。在 30°时,稳态液动力出现最小值,由此推断:对阀座带锥角的结构,30°是最佳阀座半锥角。这与常用的阀芯锥角角度相吻合,说明所采用的理论分析和数值计算方法是准确的。

3) 对于阀芯带锥角阀口, 锥角的变化对稳态液动力的影响比较小. 当阀座半锥角从 27.5° 增加到 32.5° 时, 稳态液动力随着半锥角的增大而减小; 当阀座半锥角从 32.5° 增加到 42.5° 时, 稳态液动力随着半锥角的增大而增大. 在此过程中, 液动力在阀座锥角为 32.5° 时出现了最小值. 因此, 对于阀芯带锥角的结构, 32.5° 是其最佳半锥角, 而不是常用的 30° , 但其最小稳态液动力是阀座带锥角的 2.43 倍.

5 结论

通过仿真分析, 可以获得以下 5 点结论.

- 1) 在相同锥角的情况下, 阀座带锥角的结构比阀芯带锥角的结构稳态液动力减小了 $35\% \sim 60\%$. 因此, 在结构设计时应优先选择阀座带锥角的结构.
- 2) 在相同条件下, 阀座半锥角为 30° 时, 阀芯所受稳态液动力最小为 24.41 N; 阀芯半锥角为 32.5° 时, 阀芯所受稳态液动力最小为 59.37 N.
- 3) 当阀芯带锥角时, 对稳态液动力的影响较小.
- 4) 数值仿真结果与经验值相吻合, 说明对稳态液动力的分析方法和所建立数值仿真模型是准确可信的.
- 5) 阀芯带锥角的阀口结构的最佳锥角是 32.5° .

参考文献:

- [1] 何晓晖, 孙宏才, 程健生, 等. 基于动网格的液压阀阀芯启闭中的液动力分析[J]. 解放军理工大学学报: 自然科学版, 2011, 12(5): 491-495.
- [2] 张海平. 纠正一些关于稳态液动力的错误认识[J]. 液压气动与密封, 2010(9): 10-15.
- [3] 郭津津, 解宁, 刘杰, 等. 基于 FLUENT 的滑阀液动力研究及结构分析[J]. 机械工程文摘, 2011(6): 50-54.
- [4] AMIRIANTE R, DEL VESCOVO G, LIPPOLIS A. Flow forces analysis of an open center hydraulic directional control valve sliding spool[J]. Energy Conversion and Management, 2006, 47(1): 114-131.
- [5] AMIRIANTE R, MOSCATELLI B P G, CATALANOL A. Evaluation of the flow force on a direct (single stage) proportional valve by means of a computational fluid dynamic analysis[J]. Energy Conversion and Management, 2007, 48(3): 924-953.
- [6] 周盛, 徐兵, 杨华勇. 高速开关阀液动力及阀芯锥面压强分布的实验研究[J]. 机械工程学报, 2006, 45(5): 5-8.
- [7] 吴根茂, 邱敏秀, 王庆丰, 等. 新编实用电液比例技术[M]. 杭州: 浙江大学出版社, 2006: 29-36.
- [8] 吕庭英, 黄效国, 何康宁. 基于 Fluent 的液压伺服阀液动力研究[J]. 机床与液压, 2011, 39(13): 131-132.

Steady-State Flow Force Analysis of the Direct Relief Valve Under Different Cone Angles

CAI Chaoying, LIN Tianliang, MIAO Cheng, REN Haoling

(College of Mechanical Engineering and Automation, Huaqiao University, Xiamen 361021, China)

Abstract: In order to reduce the impact of the steady-state flow force on the performance of proportional relief valve, two kinds of basic structures which the seat and the spool with cone angle are analyzed. PRO/E is utilized to build the channel model of these two structures under different cone angles. Computational fluid dynamics (CFD) flow field simulation software is employed to simulate the flow field under different seats and spools cone angles and the pressure flow field distribution of the valves under different cone angles is analyzed. The steady-state flow force of different structures and different cone angles are compared. The results show that the steady-state flow force is reduced by $35\% \sim 60\%$ when the seat with cone angle compared with the spool with cone angle. And the minimum steady-state flow forces are obtained when the half cone angle of the seat is 32.5° and that of the spool is 30° .

Keywords: proportional relief valve; steady-state flow force; slide cone valve; flow field simulation