

大推力姿控发动机推进剂控制阀流场分析

宋会玲, 张 萍, 曾维亮
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 采用数值分析与试验研究相结合的方法, 对姿控发动机控制阀内部流场进行分析。数值计算与试验数据相吻合, 可以认为数值分析能够较真实地反映控制阀的内部流动特性。对流场参数的分析表明: 来流撞击阀芯和阀口收缩节流, 是控制阀内流动能量损失的两个主要环节, 在结构设计中应尽量避免; 另外, 流道截面的连续性及流动空间的充分性也是控制阀内部结构设计需要考虑的重要环节。

关键词: 姿态控制系统; 控制阀内流场; 数值分析; 试验

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2013) 06-0019-04

Flow field analysis on propellant control valve of high thrust attitude control system

SONG Hui-ling, ZHANG Ping, ZENG Wei-liang
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: A method of combining both numerical analysis and experimental research is adopted to analyze the flow field in propellant control valve of the attitude control system. Numerical calculation results are coincident with the experimental data, which indicates the numerical simulation can reliably figure out the characteristics of flow field in the control valve. Analysis of flow field parameter shows the flow striking on valve plug and orifice throttling are the main links inducing flow energy decline, which should be avoided in scheme design. The continuity of passage sections and sufficiency of flowing interspace are also the important links which should be considered in the internal structure design of the control valve.

Keywords: attitude control system; flow field in control valve; numerical analysis; test

0 引言

姿态控制发动机一般为挤压式液体火箭发动

机, 主要由增压系统、推进剂供应系统和多个推力器组成, 其作用为调整卫星入轨姿态。控制阀是推力器的重要组成部分, 大推力量级推力器控制阀多采用电磁阀。为了提高流通能力, 电磁阀

收稿日期: 2013-06-12; 修回日期: 2013-08-09

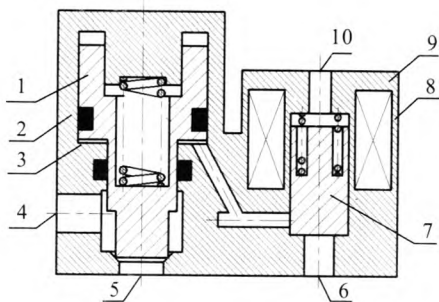
作者简介: 宋会玲 (1979—), 女, 工程师, 研究领域为火箭姿态控制系统

通常设计为气动先导式结构：导阀打开后，高压气体进入主阀气腔，在其作用下，流通面积较大的主阀口打开，实现推进剂的供给。为了简化姿控发动机的增压及推进剂供应系统，提高火箭系统有效载荷，有必要分析和优化控制阀内部流场，从而降低推进剂通过时的能量损失。

基于计算流体力学（CFD）技术的流场仿真分析具有直观性和预见性，将其应用于各种液压装置的内部流动分析，可以为流道的优化设计提供依据。谭琴等采用数值仿真对环状阀进行了流场分析^[1]；冀宏等也对矩形槽阀口的流通能力进行研究^[2]；付文智等也采用计算流体力学方法对滑阀式换向阀的速度场进行了分析^[3]。本文对控制阀内部流场进行仿真分析，结合液流试验数据，数值模型的准确性得以验证，流场分析的结果对控制阀内部流道的优化设计具有一定的借鉴和指导意义。

1 控制阀结构和工作原理

控制阀基本结构如图1所示，由导阀和主阀两部分构成。导阀通电后，电磁力吸动导阀芯，导阀入口与控制气腔连通，控制气体进入控制气腔推动主阀芯向上开启，打开主阀通路；导阀断电后，导阀芯复位，控制气腔内的气体从导阀出口排出，主阀芯在弹簧的作用下复位，阻断主阀通路。



1- 主阀芯；2- 主阀体；3- 控制气腔；4- 主阀入口；
5- 主阀出口；6- 导阀入口；7- 导阀芯；8- 电磁线圈；
9- 导阀体；10- 导阀出口

图1 控制阀结构图

Fig. 1 Structure diagram of control valve

2 几何建模与网格划分

工作介质从主阀内部通过，流道为主阀体与阀芯组成的区域。由于主阀芯与阀体导向面间配合间隙在整个计算域中所占比例极小，对流场其他部分的影响较小，为简化模型，暂不考虑此间隙的影响。对几何模型进行网格划分，如图2所示，计算域共包含非结构四面体网格68 073个。

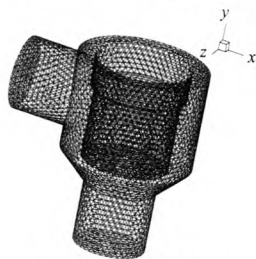


图2 模型网格划分

Fig. 2 Mesh generation of control valve model

3 边界条件设定

与控制阀的实际工况结合，设置入口边界为压力入口， $p=2.2\text{ MPa}$ ；出口边界为质量出口，流量为235~315 g/s；其他边界为壁面。为了与试验数据进行比较，选取不可压缩液态水作为工作介质进行计算，其密度为998.2 kg/m³，动力粘度为0.001 Pa·s，在此基础上对流场数值模型的选取作出以下设定：

- 1) 水为粘性牛顿流体，考虑重力影响。
- 2) 各边界与流道中的介质之间无热交换。
- 3) 流道通径为6 mm，由

$$Re = \frac{ul}{\nu} \quad (1)$$

计算 $Re > Re_c = 2\ 300^{[4]}$ ，判定其流动状态为强湍流。采用描述粘性流体湍流的标准 $k-\varepsilon$ 两方程模型，标准 $k-\varepsilon$ 模型除3个方向的控制方程外，还需求解湍动能及其耗散率方程^[5]，形式如下：

$$\rho \frac{\partial k}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\sigma_k}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - \gamma_M \quad (2)$$

$$\rho \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3)$$

式中: ρ 为流体密度, kg/m^3 ; μ 为分子粘度, $\text{Pa}\cdot\text{s}$; x_i, x_j 为坐标方向; t 为时间, s ; $G_k = \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$, 表示由于平均速度梯度引起的湍动能, $\text{kg}\cdot\text{m/s}$, 其中 μ_i 表示流体速度沿 i 方向的分量; G_b 是由于浮力影响引起的湍动能, $\text{kg}\cdot\text{m/s}$, 对于不可压缩流体, $G_b=0$; γ_M 为可压缩湍流脉动膨胀对总的耗散率的影响, $\text{kg}\cdot\text{m/s}$, 对于不可压缩流体, $\gamma_M=0$; μ_i 为湍流粘性系数, $\mu_i = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$, 取 $C_\mu=0.09$; $\sigma_k, \sigma_\varepsilon$ 为湍动能 k 与耗散率 ε 的湍流普朗特数, 取 $\sigma_k=1.0, \sigma_\varepsilon=1.3$; 系数 $C_{1\varepsilon}=1.44, C_{2\varepsilon}=1.92^{[5]}$ 。

4) 采用有限体积法中常见的 SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked-Equations) 算法求解离散方程组。

4 流场计算和分析

4.1 仿真结果分析

按上述模型, 首先选定额定工况: 入口压力 2.2 MPa, 流量 275 g/s 进行计算。为更直观观察流场中流动情况, 在三维流场中选取 2 个关键平面, 分别垂直、平行于阀芯, 绘制主要参数分布图 (图 3 和图 4); 图 3 为通过入口轴线且与阀芯垂直平面; 图 4 为通过出口轴线且与阀芯平行平面。

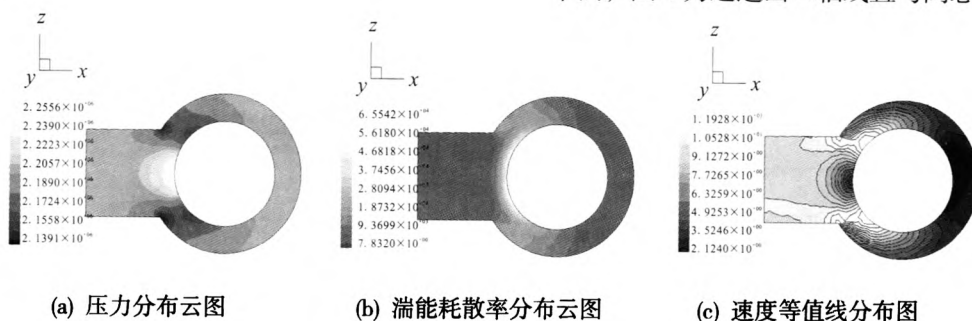


图 3 与阀芯垂直平面主要参数分布情况

Fig. 3 Distribution of main parameters of plane perpendicular to valve plug

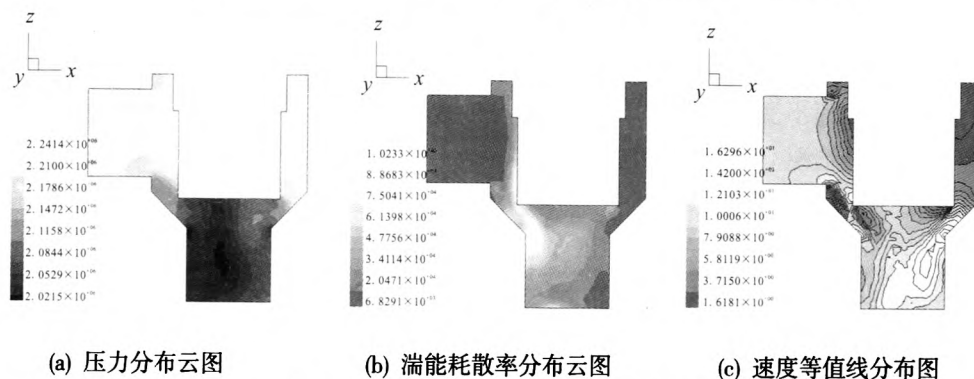


图 4 与阀芯平行平面主要参数分布情况

Fig. 4 Distribution of main parameters of plane parallel to valve plug

对以上参数分布情况进行分析可知:

1) 在垂直来流方向的阀芯侧壁, 由于来流与阀芯的撞击, 流速迅速减小, 压力升高, 湍动能迅速耗散, 来流的总能量明显削弱; 阀体与阀芯之间的环缝内, 由于空间的限制, 来流无法充分发展, 湍动能逐渐消耗, 在阀芯背面形成低速区 (参见图 3)。

2) 在阀芯阀座节流处, 由于流通截面收缩, 流速减小, 压力局部升高, 但湍动能耗散增加; 通过节流处后, 压力明显降低 (参见图 4)。

3) 来流撞击阀芯后, 一部分在阀芯侧壁面形成绕流, 另一部分绕过阀芯下沿, 形成射流, 两股流体在来流一侧阀芯节流后发生撞击, 也消耗了大量湍动能 (参见图 4b)。

4) 图 3(b)和图 4(b)中, 流道局部存在形状突变处, 也都伴有较高的湍动能耗散。

上述计算结果表明阀口是控制阀的主要节流环节, 来流通过阀芯阀座节流处后, 能量有明显损失。为了进一步分析阀芯阀座节流处对阀门流阻的影响, 改变阀芯开度进行计算, 结果见图 5。图 5 显示, 流阻随着阀口开度的减小而增加, 当阀口开度在 1.6 mm 以下时, 流阻受阀口开度的影响较明显, 而当阀口开度大于 1.6 mm 时, 流阻对开度的敏感性减弱。

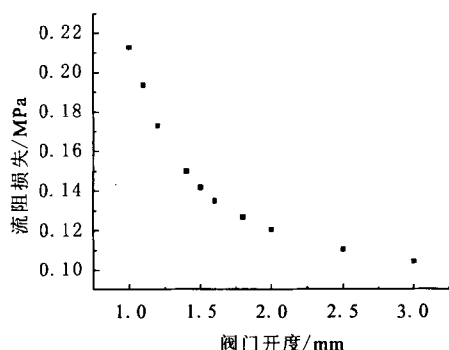


图 5 流阻损失随阀门开度变化情况

Fig. 5 Flow resistance loss versus opening distance of valve

4.2 试验数据

通过液流试验获得水通过控制阀后的能量损失情况, 作为计算模型校核的依据。由于进出口截面积相同, 在平均流速不变的情况下, 用平均压力损失表征能量变化情况。试验数据与仿真结果的比较见图 6。

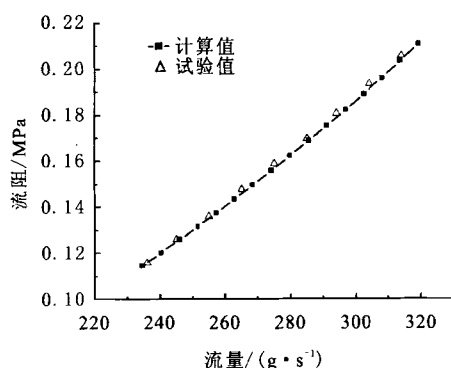


图 6 压力损失随流量变化情况

Fig. 6 Pressure loss versus mass flow rate

图 6 曲线给出了额定开度下, 阀门压力损失随流量的变化情况。试验数据与仿真计算结果的一致性较好, 可以判断, 流场仿真结果比较真实地反映了实际流动情况, 验证了计算模型的准确性。

5 结论

从流场仿真结果分析, 现有流道结构中, 流动能量损失主要来自于以下方面:

- 1) 来流与阀芯侧壁的直接撞击。
- 2) 阀体与阀芯侧壁环缝空隙较小, 对介质绕阀芯侧壁的周向流动形成一定制约。
- 3) 阀芯-阀座节流后, 阀芯两侧流动获得加速后互相撞击, 当阀口开度小于 1.6 mm 时, 节流后流动获得的加速更明显, 能量损失快速增加。
- 4) 流道存在尖角等突变。

针对上述分析结果, 为降低流动能量损失, 在流道设计中可采取的措施包括: 合理布局入口与内部零部件的相对位置, 避免来流与内部结构的直接撞击; 适当增加阀体与阀芯侧壁的间距, 提供充足的流动空间; 增加阀芯-阀座节流处流通面积, 避免节流产生的高速流动; 流通截面形状变化时, 采用圆滑过渡, 避免出现尖角与形状突变。

参考文献:

- [1] 谭琴, 潘树林. 基于 fluent 的环状阀流量系数数值计算[J]. 压缩机技术, 2008 (6): 16-19.
- [2] 冀宏, 张继环. 滑阀矩形节流槽阀口的流量系数[J]. 兰州理工大学学报, 2010, 36(3): 47-50.
- [3] 付文智, 李明哲. 滑阀式换向阀三维流体速度场的数值模拟[J]. 哈尔滨工业大学学报, 2007, 39(1): 149-152.
- [4] 夏泰淳. 工程流体力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.
- [5] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001.

(编辑: 王建喜)