

滑阀稳态液动力的计算和分析

赵双龙, 许长华, 魏 超

(陕西动力机械设计研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 以液氧/煤油补燃循环火箭发动机中流量调节器中滑阀为例, 介绍了滑阀稳态液动力的一种计算方法, 分析了不同结构参数下稳态液动力的变化规律, 得出了滑阀的稳态液动力与滑阀位移、液流出口处的流道形状以及刃边厚度关系的一些初步结论。

关键词: 滑阀; 稳态液动力; 流场分析

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2006)03-0018-06

The calculation and analysis of the steady-state flow force of the sliding valve

Zhao Shuanglong, Xu Changhua, Wei Chao

(Shaanxi Power Machine Design and Research Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: This paper introduces a method to calculate the steady-state flow force of a sliding valve in the flow regulator, and analyzes its characteristics with different structure parameters. The method can be used as a reference to optimize the structure of sliding valves.

Key words: sliding valve; steady-state flow force; flow field analysis

1 引言

流量调节器是液氧/煤油补燃循环火箭发动机中最重要的自动器组件之一, 而滑阀组件是流量调节器的稳定装置, 滑阀的受力情况直接影响到流量调节器的工作性能, 其中以液动力计算最为复杂。

流体介质在通过滑阀节流口时, 由于流体的

动量发生变化, 因而对滑阀施加一个反作用力, 即为作用在滑阀上的液动力。液动力包括稳态液动力与瞬态液动力, 稳态液动力是指净流出阀腔的流体产生的动量变化而引起的反作用力。在滑阀移动过程中, 稳态液动力的大小随滑阀的开度而变化, 即滑阀在不同的位置有不同的液动力。

文献[1]指出, 过大的液动力可能使调节器负载特性的差率值出现负值, 导致调节器系统不稳定, 而用试验精确测量液动力很困难, 因此有必

收稿日期: 2005-05-25; 修回日期: 2005-12-20。

作者简介: 赵双龙 (1981—), 男, 硕士研究生, 研究领域为流体机械。

要对滑阀的液动力进行分析和计算。本文通过求解N-S方程算出滑阀节流口附近的流场,根据流场数据求得稳态液动力,计算软件采用Fluent软件。

2 模型建立

计算模型为如图1所示类型的滑阀节流口附近的三维流场。计算模型的建立过程主要包括网格生成和流场计算。

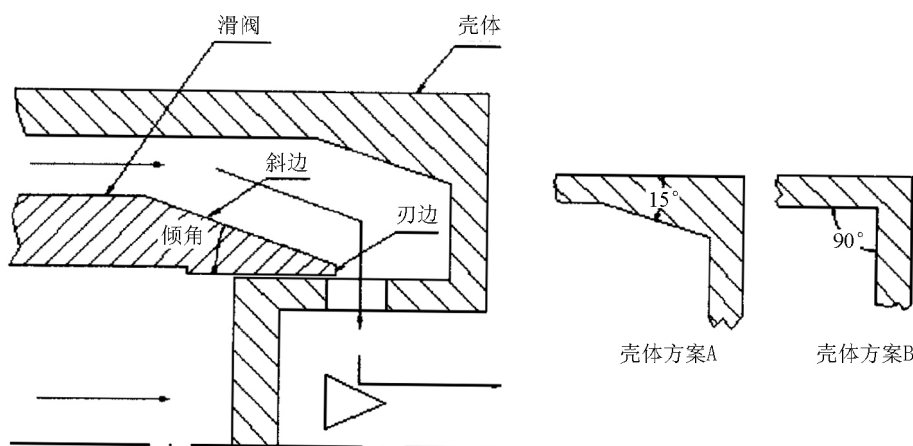


图1 滑阀示意图

Fig.1 Schematic of a sliding valve

(2)流场计算: 利用Fluent软件进行流场计算,选择适用于计算不可压流的分离式求解器,湍流模型选择标准的 $k-\epsilon$ 计算模型,流体介质为水,边界条件采用压力进口和压力出口。

3 模型验证

由于直接用试验测量的液动力结果来验证模型的计算结果很困难,本文用验证节流口流量的方法来验证模型的准确性,即用上述计算方法求出在不同压降和位移下的滑阀节流口的流量,并且与液流试验的结果相比较。定义滑阀节流口的流量误差为 $\sigma = \frac{|\text{计算流量} - \text{试验流量}|}{\text{试验流量}} \times 100\%$,结

果如表1所示,表中压降 Δp 为计算压降与额定压降 $\Delta p'$ 的比值,位移 x 为计算位移与额定位移 x' 的比值。由表1可知,在不同压降和位移下用此模型计算的结果都具有一定的精度,因此可以认为其计算结果是可信的。

(1) 网格生成: 首先按照实际尺寸和形状建立滑阀节流口附近流道的几何模型,根据轴对称原理只计算其三分之一;其次对几何模型进行网格划分,由于滑阀刃边厚度很小,因此为提高作用在刃边面上稳态液动力的计算精度,划分网格时按照线—面—体的顺序,先划分滑阀刃边与节流口相交线的网格,再划分滑阀刃边和斜边的面网格,最后划分模型的体网格。

表1 计算模型的误差

Tab.1 Error of the calculation model

节流口压降 Δp	滑阀位移 x	流量误差 σ
0.9	3.22	0.88%
1	3.36	1.44%
1.1	3.48	1.22%
1.2	3.58	1.73%
1.4	3.78	0.47%

4 计算结果及分析

为分析结构参数对稳态液动力的影响,改变滑阀刃边倾角、刃边厚度、节流口形状和壳体形状等参数,利用所建立的模型对稳态液动力进行了计算,表2给出了滑阀参数的选择,其中壳体方

案如图1所示, 倾角 $a_1 < a_2$, 刃边厚度 $h_2 = 2h_1$, 滑阀1和滑阀4的节流口具有相同的最大流通面积。

表2 滑阀参数

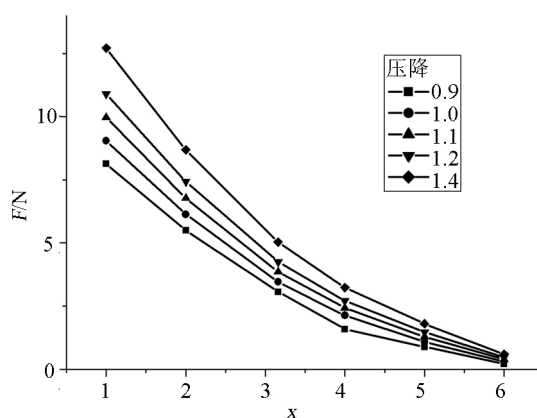
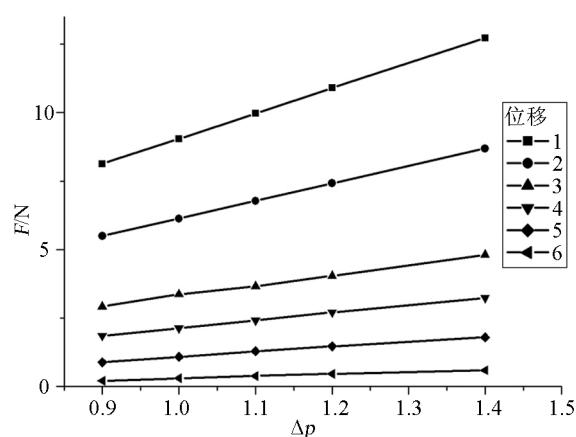
Tab.2 Parameters of the sliding valve

名称	斜边倾角	刃边厚度	节流口形状	壳体方案
滑阀1	a_1	h_1	三角形	方案A
滑阀2	a_1	h_2	三角形	方案A
滑阀3	a_2	h_2	三角形	方案A
滑阀4	a_1	h_1	圆形	方案A
滑阀5	a_1	h_1	三角形	方案B

对这五种滑阀分别建立计算模型, 通过计算可得出滑阀斜边和刃边在流体流动过程中受到的

稳态液动力的大小, 由于滑阀是轴对称结构, 因此滑阀稳态液动力总是只在 x 方向存在, 且指向 x 轴正方向 (正方向如图1所示), 即稳态液动力使滑阀趋于关闭, 计算的结果分别如下:

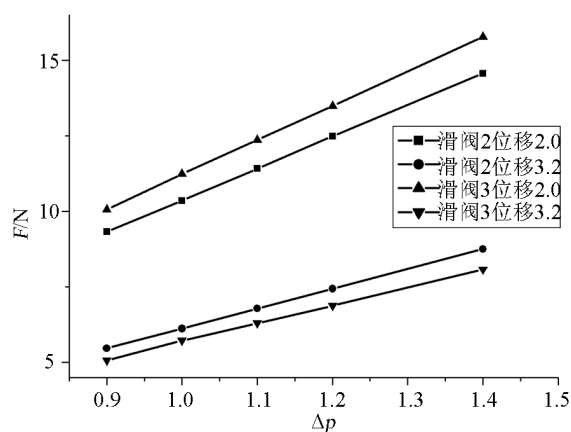
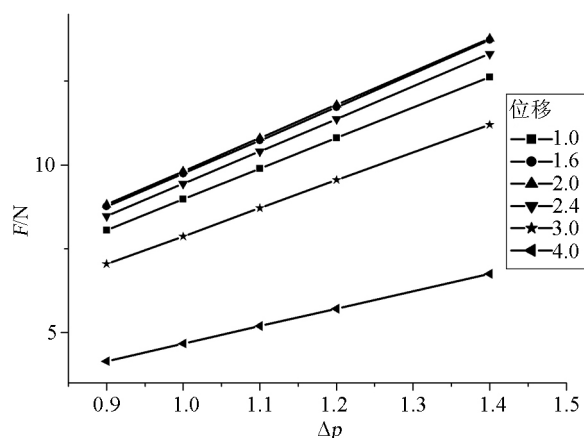
(1) 滑阀 1 的稳态液动力随压降及位移的变化结果如图 2 所示 (图中 Δp 为节流口压降与额定压降 $\Delta p'$ 的比值, x 为滑阀位移与额定位移 x' 的比值, 位移的零点为滑阀刃边与节流口平齐处, F 为稳态液动力, h 为刃边厚度与某一常用刃边厚度 h' 的比值, 下同)。由图 2 可知, 当位移为定值时滑阀 1 的稳态液动力随压降的变化成近似的线性关系, 随着压降的增加而增加。当压降为定值时, 滑阀 1 的稳态液动力随位移的增加而减少, 成近似的抛物线关系。当滑阀位移增加时, 节流面积减少, 流量也减少, 由动量定理可知滑阀的稳态液动力也减少。

图2 滑阀1的 $F-\Delta p$ 和 x 的关系曲线Fig.2 Curves of F vs Δp and x of the sliding valve 1

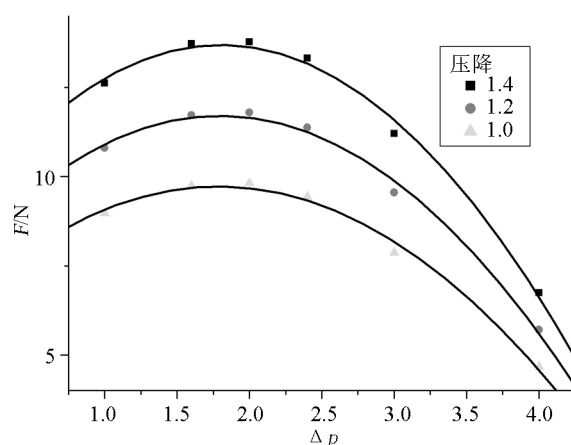
(2) 滑阀 2 和滑阀 3 的稳态液动力随压降变化结果如图 3 所示。从图中可以看出, 当位移为定值时, 与滑阀 1 相似, 滑阀 2 和滑阀 3 的稳态液动力随压降的变化成近似的线性关系。在位移较小时, 滑阀 2 的稳态液动力小于滑阀 3 的稳态液动力, 在位移稍大时则有相反的结论, 即刃边倾角不同, 滑阀稳态液动力随位移的增加而减少的幅度不同。

(3) 滑阀 4 的稳态液动力随压降及位移地变化结果如图 4 所示。由图 4 可知, 在位移一定的情况下, 滑阀 4 (圆形节流口) 的稳态液动力随压降的

变化成近似的线性关系, 和前述滑阀具有相似的变化规律; 当压降一定时, 滑阀 4 的稳态液动力则随滑阀位移的变化是先增加后减少, 即稳态液动力在滑阀移动过程中有一个最大值。稳态液动力的主要作用面积为滑阀刃边和斜边处于节流口之间的那部分面积, 当滑阀位移小于节流口半径时, 由于节流口是圆形, 作用面积随位移的增加而增加, 稳态液动力也随着作用面积的增加而增加, 而稳态液动力又随着滑阀节流面积的减少而减少, 因此滑阀 4 的稳态液动力在位移达到节流口半径前有一个最大值。

图3 滑阀2和滑阀3的 $F-\Delta p$ 的关系曲线Fig.3 Curves of F vs Δp of the sliding valve 2图4 滑阀4的 $F-\Delta p$ 和 x 的关系曲线Fig.4 Curves of F vs Δp and x of the sliding valve 4

(4) 图5为滑阀1、滑阀4和滑阀5的稳态液动力比较图,从图中可以看出在滑阀的工作区域(位移 x 大于1并且小于节流口直径),当滑阀1和滑阀4有相同节流面积时(位移的对应关系为滑阀1的1.0和4.0分别对应滑阀4的1.6和4.0)滑阀4的稳态液动力大于滑阀1的稳态液动力,在位移很小时,由于滑阀1的作用面积远大于滑阀4的作用面积,将有相反的结论。滑阀5的稳态液动力与滑阀1的稳态液动力相比较,当位移一定时,直角壳体的滑阀5和滑阀1的稳态液动力具有相似的变化规律,即随压降的变化成近似的线性关系。而当压降和位移都相同时,在位移较小处,滑阀5的稳态液动力则大于滑阀1的稳态液动力,在位移较大处,则有相反的结论。



(5) 计算了三角形节流口的滑阀稳态液动力与刃边厚度的关系,其中入口形状不变,位移和压降为某一定值,计算结果如图6所示。由图6可知,滑阀的稳态液动力随着刃边厚度的增加而增加,成近似的抛物线关系。

(6) 流场分析

流体流经滑阀节流口时,由于节流面积的变小,流速增加,动压增加,对滑阀施加一个反作用力,这就是滑阀稳态液动力产生的主要原因。在忽略壳体对流体粘性摩擦力作用的情况下,液动力的大小可以定义为流体动态压力对滑阀的作用力^[3],所以滑阀稳态液动力可以从动压的角度来

分析其变化规律。在作用面积相同的情况下,动压越大,稳态液动力也就越大,可以通过分析滑阀节流口处流场动压的分布来分析滑阀稳态液动力变化的规律。为此可以分析通过滑阀三角形节流口的顶点并且与刃边相垂直的截面的流场,在节流口范围内与此截面平行的截面具有相似的流场。图7是相同压降下滑阀5和滑阀1的刃边处的流场动压分布图,位移 x 分别为2.6和5,图中等压线数值的单位为Pa,每两条等压线之间的差值为0.2MPa。从图7中可以看出,位移为2.6时滑阀5节流口处的动压明显大于滑阀1节流口处的动压,因此在位移为2.6时滑阀5的稳态液动力

也就大于滑阀 1 的稳态液动力; 在位移为 5.0 时滑阀 5 节流口处的动压明显小于滑阀 1 节流口处的动压, 因此在位移为 5.0 时滑阀 5 的稳态液动力小于滑阀 1 的稳态液动力。由此可见, 对于滑阀 5,

随着滑阀位移的增加, 其动压减少的幅度大于滑阀 1 的动压减少的幅度, 其稳态液动力也有相似的规律。对于滑阀 2 和滑阀 3, 同样可以分析节流口处的动压分布来分析其变化规律。

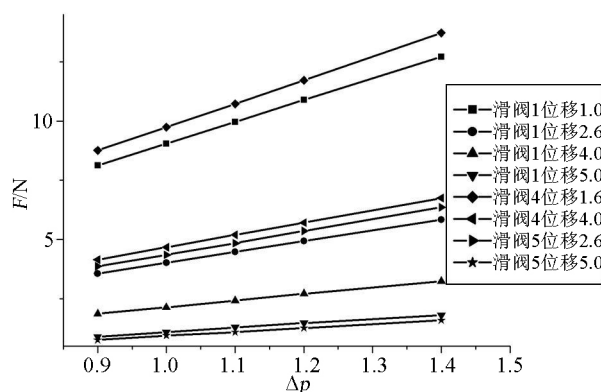


图5 滑阀1、滑阀4和滑阀5的稳态动力的比较

Fig.5 Steady-state flow force comparison among sliding valve 1、4 and 5

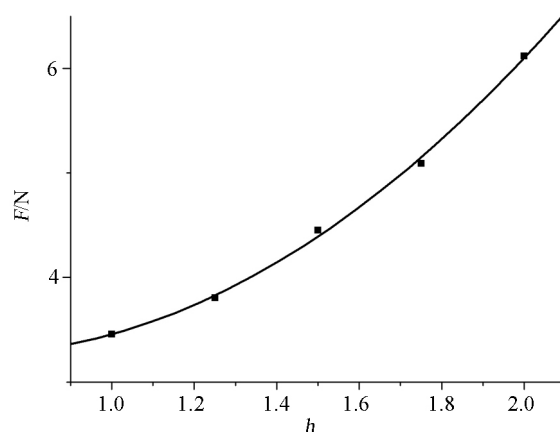


图6 $F-h$ 的关系曲线

Fig.6 Curve of F vs h

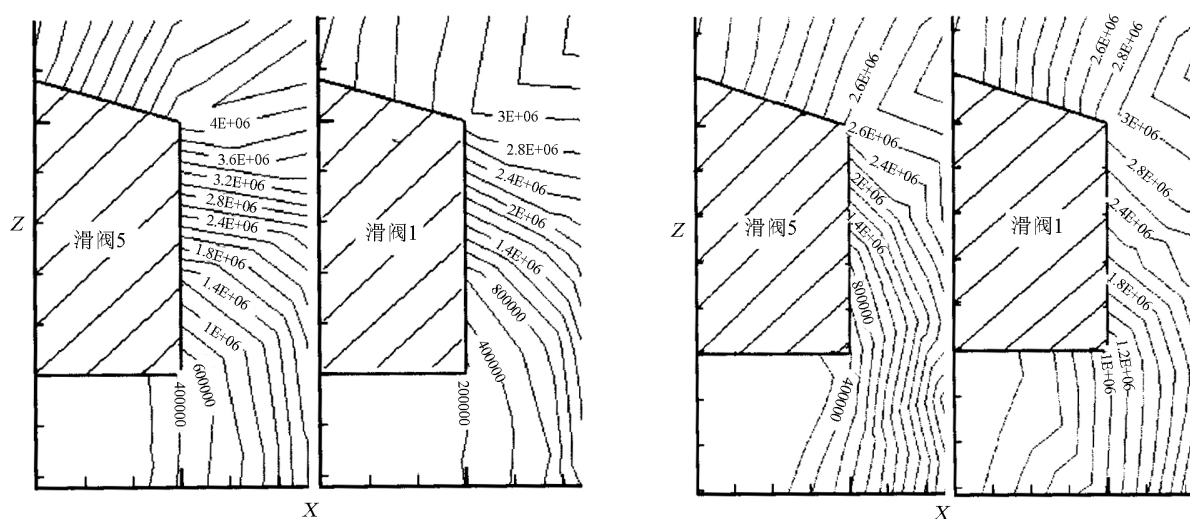


图7 $x=2.6$ 和 $x=5.0$ 时的动压分布图

Fig.7 Dynamic pressure distribution ($x=2.6$ and $x=5.0$)

5 结论

本文采用Fluent软件计算了滑阀的稳态液动

力, 分析了不同结构参数下稳态液动力的大小和变化规律, 可以得出以下结论:

(1) 滑阀的稳态液动力与滑阀位移有关, 当降压为定值时, 三角形节流口的滑阀稳态液动力随

着滑阀位移的增加而减少,而圆形节流口的滑阀稳态液动力随着滑阀位移的增加先增加后减少;

(2) 滑阀的稳态液动力与滑阀节流口处流道的形状有很大的关系,在滑阀工作区域,节流口为圆形时的滑阀的稳态液动力大于相同节流面积下节流口为三角形时的滑阀,而壳体选择方案A时在位移较小处滑阀的稳态液动力大于相同节流面积下选择方案B时滑阀的稳态液动力,在位移较大时则有相反的结论;

(3) 滑阀的稳态液动力与滑阀刃边厚度有关,随着刃边厚度的增加而增加,且成近似的抛物线关系。

参考文献:

- [1] А А Шемяков, В М Калнин. Теория Автоматического Управления Ракетными Двигателями[J]. Изд-во Машиностроение, 1978г.
- [2] 王福军. 计算流体力学分析[M]. 清华大学出版社, 2004.
- [3] 王昕. 流量调节器动态特性分析[J]. 火箭推进, 2004(6).
- [4] 张慧兰. 液动力对滑阀使用的影响[J]. 南方冶金学院学报, 1996(6).

(编辑: 侯 早)

(上接第 17 页)

(1) 保证模拟液的物性参数 k , n 不变时,同一管径和流量,压降与管长成线性关系,压降与长径比 L/D 成线性关系,与牛顿流体相似;

(2) 在保持流量相同时,模拟液的压降与水进行比较,模拟液的压降远高于水,并且入口压力的变化对压降的影响可以忽略不计;

(3) 在本文研究的工况内,无量纲速度比 u_m/u_{\max} 随雷诺数的变化不大,说明模拟液的流态是层流流动状态,因此阻力系数 λ 的确定可按层流流动状态时理论推导的结果

$$\lambda = 8 \cdot \left(\frac{2+6n}{n} \right)^n \cdot \frac{1}{Re_p}$$

(4) 在本文所研究的工况内和模拟液性能相似的时,可按层流流动理论对管路进行设计,而温度会对管内流动产生较大影响。

致谢: 本试验在 11 所一室雾化实验室进行,对杨国华、王玫、孙璠和曹智程等所做的工作表示衷心的感谢。

参考文献:

- [1] Kraynik A M, Geller A S and Glick J H. Gelled propellant flow: boundary layer theory for power law fluids in a converging planar channel[R]. Sandia National Laboratories, SAND89-1720 UC-906.
- [2] Li Tieqiang. Pipe flow of aqueous polyacrylamide solutions studied by means of nuclear magnetic resonance imaging[J]. Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics. (57)155-175, 1995
- [3] M P Escudier, R J Poole, F Presti, et al. Observations of asymmetrical flow behaviour in transitional pipe flow of yield-stress and other shear-thinning liquids[J]. Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics, (127)143-155, 2005.
- [4] 付强, 张春雨. 非牛顿流体非定常流动的解析法研究[M]. 四川科学技术出版社, 2002.
- [5] 曾贤启. 工程流体力学基础[M]. 航空工业出版社, 1993.
- [6] 阎大庆, 周宏民, 单建胜. 凝胶/膏状推进剂研究发展状况[J]. 火箭推进, 2003(1).

(编辑: 侯 早)