

姿态控制系统安全阀排放研究

王定军, 王新建, 方吉汉, 张 盟
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 恒压挤压式姿态控制系统一般采用压力调节器对气瓶中的高压气体进行调节, 并采用安全阀保证系统的安全。设计时一般保证压力调节器节流口在任何情况下均为临界截面, 气体通过压力调节器节流口后压力降低, 一般远高于大气压力。由于节流口后气流涡流和管路摩擦的作用, 气流在到达安全阀排放口后, 仍然为临界流动状态。因此, 可以采用收缩喷嘴节流公式计算压力调节器节流口和安全阀排放口的压力和流量参数。根据该数学模型, 计算了姿态控制系统安全阀前气体压力和流量, 试验结果表明所采用的计算方法可行。

关键词: 姿态控制系统; 压力调节器; 安全阀; 排放

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2008) 03-0031-04

Study on the safety valve of an attitude control system

Wang Dingjun, Wang Xinjian, Fang Jihan, Zhang Meng
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: A safety valve is set up to keep the attitude control system in a safe range. The regulator is designed to ensure the regulator orifice to be a critical crosssection in any case. The pressure is decreased through the regulator but it is still much higher than the atmospheric pressure. Because of the swirl and friction, the discharge port of the safety valve maintains a critical crosssection. The pressure and flowrate can be calculated by the convergent nozzle formula. The experiment results show that the mathematical model is credible.

Key words: attitude control system; regulator; safety valve; exhaust;

1 引言

恒压挤压式姿态控制系统一般由高压气体贮

存单元、压力调节器、推进剂贮存单元、推力器以及安全装置组成。压力调节器一般采用通径可调的收缩喷嘴节流结构进行压力调节, 当多余物或其它因素导致压力调节器无法进行正常压力调

收稿日期: 2006-10-26; 修回日期: 2007-01-10。

作者简介: 王定军 (1977—), 男, 硕士, 研究领域为火箭姿态控制系统。

节时, 调节器出口压力就会出现异常现象。当调节器出口压力异常升高超过安全阀整定压力时, 调节器出口管路上设置的安全阀会自动打开, 开始排放气体; 调节器出口压力恢复到安全阀回座压力时, 安全阀自动关闭。调节器出口压力异常时, 如果安全阀打开后气体排放量不够大, 调节器出口压力持续升高, 可能超过贮箱的强度极限, 导致贮箱破裂, 推进剂大量泄漏, 带来产品安全问题。在地面试验时, 安全阀的性能好坏直接关系着地面试验人员以及试验系统的安全。

一般文献介绍的安全阀大多数为锅炉用安全装置, 本文所论述的是姿态控制系统用安全阀。锅炉用安全阀保护锅炉自身的安全; 火箭姿态控制系统用安全阀实际为推进剂贮存单元的安全装置, 在压力调节器异常时防止高压气体的危害。姿态控制系统高压气体一般高达 20MPa 以上, 推进剂贮存单元贮箱一般承压在 10MPa 以内, 因此, 安全阀使用条件更加苛刻。本文从系统的角度出发, 提出了安全阀的排放计算方法。

2 安全阀结构和工作原理

安全阀结构如图 1 所示, 在弹簧预紧力的作用下, 阀芯的密封面与阀座锥面紧密贴合, 从而起到密封作用。当弹簧预紧力与系统气体作用力平衡时, 阀门开始起跳动作, 起跳压力等于弹簧预紧力和阀芯机械摩擦力之和。当安全阀起跳开始排放, 气体作用于阀芯打开方向的力降低到弹簧预紧力时, 安全阀回座关闭, 确保系统在规定的压力范围内工作。

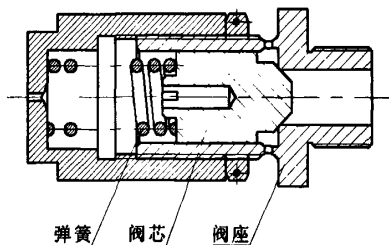


图 1 安全阀结构

Fig.1 Structure of the safety valve

3 模型的建立

3.1 安全阀排放管路气体流动分析

本文仅对姿态控制系统安全阀最大排放量进行计算, 假设安全阀排放口处于全开状态, 安全阀的排放流动可以简化为变截面一维、定常、可压、无粘、定比热的完全气体在流道截面沿轴线变化时的管内流动。由于高压气体贮存单元的气瓶压力远大于大气压力, 因此流道的最小截面一定是临界截面。压力调节器正常工作时, 节流口为临界截面。一般在压力调节器设计时对节流口进行限位, 压力调节器出现异常时, 节流口仍为临界截面。气体通过压力调节器节流口后压力降低, 一般远高于大气压力。由于节流口后气流涡流和管路摩擦的作用, 气流在到达安全阀排放口后, 仍然为临界流动状态。因此, 可以采用收缩喷嘴节流公式计算压力调节器节流口和安全阀排放口的压力和流量参数。

3.2 压力调节器节流口的流量计算

为了建立数学模型, 作如下假设:

- (1) 工作介质氮气为理想气体;
- (2) 气体在流过阀芯和阀座之间的节流口时为等熵流动。

由等熵喷嘴流量公式计算气体流过压力调节器节流口的质量流量为:

$$q_m = \frac{C_d S p_1 z}{\sqrt{RT}} \quad (1)$$

式中, z 为系数。对氮气, $\frac{p_2}{p_1} \leq 0.528$, 即临界流

动状态时, $z = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} = 0.6847$ (对氮气,

$k=1.4$); $\frac{p_2}{p_1} > 0.528$, 即亚临界流动状态时,

$$z = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}.$$

q_m 为减压阀节流口气体质量流量, kg/s; C_d 为减压阀节流口流量系数, 一般取 0.7~0.9; S 为压力调节器节流口面积, mm²; p_1 为压力调节器

入口压力, MPa; p_2 为压力调节器出口压力, MPa; R 为气体常数, $296.7\text{J/Kg}\cdot\text{K}$; T 为气体温度, 取常温 293K 。

3.3 安全阀排放口的流量计算

安全阀阀芯开度达到阀座通径的四分之一时, 认为安全阀阀芯处于完全打开位置, 可以忽略阀芯节流影响, 仅考虑安全阀排放小孔的节流影响。气体通过安全阀排放小孔直排大气, 仍然可以采用公式 (1) 进行计算。其中 C_d 为安全阀的流量系数, 一般取 $0.6\sim0.9$; S 为安全阀最小当量面积; p_1 为安全阀前压力; p_2 为大气压力。

气体通过安全阀排放小孔直排大气, 安全阀前压力远大于临界压力, 气流处于临界流动状态。

根据公式 (1), 气瓶压力和流量系数恒定时, 压力调节器最小流通面积决定气体的流量, 安全阀流通面积决定安全阀前压力。

4 安全阀排放算例

4.1 系统参数

火箭姿态控制系统参数如表 1 所示。

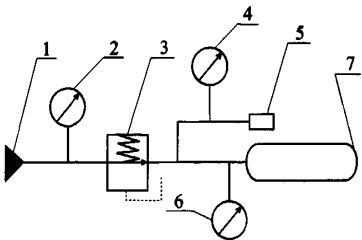
表 1 系统参数
Tab.1 System parameters

| 项 目 | 参数 | 备 注 |
|---------------------------------|------|---------------------------|
| 最高气瓶压力/MPa | 23 | |
| 压力调节器节流口全开时最大面积/mm ² | 2.3 | 节流口为整个路系统最小截面 |
| 安全阀排放口最小面积/mm ² | 25.1 | 安全阀阀芯全开时, 面积最小处为阀体上小孔当量面积 |
| 贮箱液压强度压力/MPa | 6 | 贮箱安全压力 |

4.2 安全阀排放计算

根据公式 (1), 压力调节器的流量系数取 0.8 , 气体流过压力调节器阀芯和阀座之间的节流口的最大流量为 98g/s 。假设所有气体通过安全阀排放口排放, 安全阀的排放量等于流过压力调节器的气体流量。安全阀排放口的流量系数取 0.6 , 假设安全阀阀芯处于全开位置, 根据公式 1 反算得到安全阀前排放压力可达 2.8MPa 。安全阀设计的整定压力为 3.2MPa , 在安全阀前压力达到 3.4MPa 时, 阀芯达到全开位置。理论计算值小于阀芯全开时阀前压力值, 说明安全阀前压力不会达到 3.4MPa 。

节器入口依次通入 $4、8、13、18、23\text{MPa}$ 压缩空气, 测量安全阀前压力和贮箱压力。得到安全阀前压力后, 单独进行安全阀排放试验, 测量安全阀在各进口压力下的气体流量。



1-气源; 2、4、6-压力表; 3-压力调节器;
5-安全阀; 7-模拟贮箱

图 2 安全阀排放试验系统图

Fig.2 Sketch of the safety valve test system

5 安全阀排放试验验证

安全阀排放试验系统见图 2, 将压力调节器阀芯用工装顶到最大开度, 在压力调节器出口接压力表和模拟贮箱, 安全阀前接压力表。压力调

安全阀前压力随压力调节器进口压力的变化曲线见图 3, 安全阀流量随安全阀前压力的变化曲线见图 4。

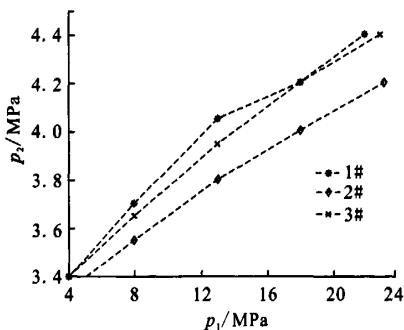


图3 安全阀前压力随压力调节器进口压力变化曲线

Fig.3 Safety valve inlet pressure-regulator inlet pressure curve

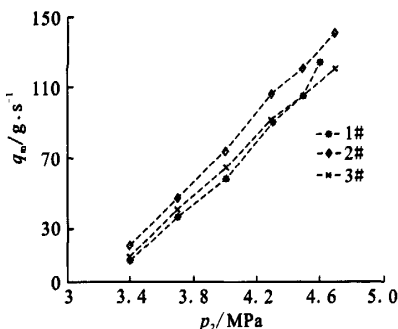


图4 流量随安全阀前压力变化曲线

Fig.4 Flowrate-safety valve inlet pressure curve

从图3可以看出,安全阀前压力和压力调节器进口压力基本呈线性关系。从图4可以看出,安全阀排放的气体流量和安全阀前压力基本呈线性关系。可以得出结论:安全阀排放的气体流量和压力调节器进口压力基本呈线性关系。试验结果表明,压力调节器进口压力23MPa时,安全阀前压力约为4.2~4.4MPa,对应的安全阀气体流量约为93g/s。安全阀前压力没有超过贮箱液压强度压力,可以保证姿态控制系统的安全。

6 试验结果分析

从安全阀流量来看,理论计算和试验结果基本一致。安全阀设计的阀前压力达到3.4MPa时,安全阀阀芯开度达到阀座通径的四分之一,阀芯处于全开位置,此时安全阀前压力增加时安全阀

排放口流量系数基本保持不变。试验结果表明,安全阀排放的气体流量和安全阀前压力基本呈线性关系,将三个安全阀测量数据平均后,反算得到安全阀排放口流量系数 C_d 约为0.4。安全阀排放口的流量系数一般为0.6~0.9。根据图4分析认为,安全阀前压力不断增加时,安全阀阀芯并没有达到全开位置,而且保持此开度不变。对安全阀结构分析后发现,为了减小安全阀整定压力和回座压力的压差,设计时尽量减小阀芯打开前后的面积差值,阀芯采用了矩形断面结构,气体通过阀芯矩形缝隙后产生背压,使阀芯无法达到全开位置,导致安全阀前压力比理论计算值大。

7 结论

理论计算和试验结果均表明:气瓶压力恒定时,压力调节器节流口流通面积决定气体的流量,安全阀流通面积决定安全阀前压力。因此,在保证压力调节器正常工作的前提下,尽量减小节流口流通面积,降低安全阀前压力,保证姿态控制系统的安全。背压对安全阀的排放影响很大,为了保证姿态控制系统的安全,应该特别重视安全阀排放能力设计和试验验证。

参考文献:

- [1] 葛顺源. 安全阀的选用及喉径计算[J]. 化学工程. 1997, (3): 6-17.
- [2] 李鸣, 周国发. 安全阀临界压力比研究 [J]. 石油化工设备. 1999, 28(3): 23-26.
- [3] 刘永军. 安全阀流束动压系数的计算 [J]. 气体分离. 2004, (3): 24-26.
- [4] 周国发. 安全阀流阻特性及其影响因素的研究[J]. 流体机械. 1997, 25(1): 11-14.
- [5] 王保国, 刘淑艳, 黄伟光. 气体动力学(第1版)[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2005, 8.
- [6] 潘锦珊. 气体动力学基础(第3版)[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 1995, 6.

(编辑: 王建喜)