

减压阀振动工程分析

王定军

(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 姿态控制系统减压阀采用收缩喷嘴节流结构进行减压过程中, 产生压力脉动, 可能诱发调节系统低频或高频振动。调节系统的低频或高频振动进一步可能产生共振, 引起减压阀失效。分析认为采用控制激振因素、控制系统固有频率、消减压力脉动和消耗振动能量的方法可以控制大幅度的振动。

关键词: 姿态控制系统; 减压阀; 振动

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2009) 01-0041-04

Vibration analysis of the regulator

Wang Dingjun

(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: The regulator of the attitude control system is designed to decrease vessel pressure through the convergent nozzle. The regulating system has found low or high frequent vibration due to the pressure oscillation, and the sympathetic vibration can occur and induce regulator invalidation. The vibration can be reduced by controlling the triggering factors and intrinsic frequency, restraining pressure or draining kinetic energy.

Key words: attitude control system; regulator; vibration

0 引言

航天器姿态控制系统一般使用减压阀作为高压气体压力调节装置, 将来自气瓶的高压气体减

压, 并保持在一定范围内。减压阀内部的流动是复杂的非定常三维可压缩湍流流动, 流动中产生的扰动不断增长并向外扩散, 可能会造成气体流动的不稳定, 进而引起减压阀工作的不稳定。

稳定性是减压阀的重要性能指标之一。减压

收稿日期: 2008-10-29; 修回日期: 2008-11-14。

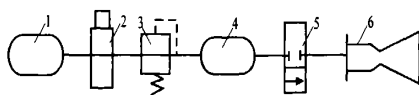
作者简介: 王定军 (1977—), 男, 硕士, 研究领域为火箭姿态控制系统。

阀在受到外界扰动作用时, 出口压力偏离平衡位置, 要求在一定的时间内出口压力能恢复到原来的平衡状态或者趋于一个给定的新的平衡状态。

针对蒸汽阀门内流动及其相关影响因素的研究较多。文献 [1~3] 通过试验和计算, 研究了调节阀内的蒸汽流动特性, 发现阀喉部的流动损失最大, 而且可能引起汽流脉动。此外, 王冬梅等^[4]采用二维模型模拟了高速蒸汽调节阀门内的蒸汽流场, 并定性分析了阀内不稳定流动特征。参考文献 [1~4] 都对减压阀或调节阀的稳定性进行了研究, 振动和噪声是减压阀稳定性差的显现。参考文献 [2] 研究了运动件横向振动频率, 参考文献 [8] 认为流动力是诱发振动的根源。本文针对减压阀振动产生的机理进行分析, 并总结了解决减压阀调节系统振动的措施。

1 姿态控制系统工作原理

姿态控制系统工作原理见图 1。



1-气瓶; 2-电爆阀; 3-减压阀; 4-贮箱

5-电磁阀; 6-推力装置

图 1 姿态控制系统工作原理图

Fig.1 Sketch of the attitude control system

姿态控制系统所需挤压气体和推进剂预先分别封存在气瓶和贮箱内, 气瓶后为常闭电爆阀。系统工作原理是: 在系统需要工作时给电爆管通电, 电爆阀打开, 气瓶内高压气体经减压阀调节后充填到贮箱前, 贮箱推进剂开始充填管路和推力装置, 减压阀处于锁闭状态。根据系统指令, 电磁阀打开和关闭, 控制推力室的工作状态。电爆阀打开瞬间, 高压气体经减压阀调节后充填贮箱隔膜前容腔, 减压阀调节系统原有平衡状态被打破, 调节系统可能发生振动; 电磁阀打开和关闭时, 因为减压阀出口压力的变化, 调节系统原有平衡状态也被打破, 调节系统可能发生振动。

2 振动机理分析

2.1 减压阀节流气体流动过程

减压阀采用收缩喷嘴节流结构进行减压, 并采用弹簧振子调节系统进行压力调节。减压阀工作时, 高压气体进入减压阀高压腔的大部分气体冲撞阀芯并引起气体滞止和压力升高, 另一部分绕流阀芯的流体冲撞混合。然后, 高压腔的气体从减压阀喉部 (环环节流口) 高速射流出去, 引起附近壁面气体分离产生较大的压力损失。气体高速射流撞击阀芯柱面, 引起气流滞止和压力升高。由于高压腔气体混合并不均匀, 因此通过阀芯环环节流口的气体还存在绕流现象。气体节流后进入直管段和低压腔后, 气流混合充分发展, 流速下降, 气体压力有所回升。进入出口段后, 流通面积减小, 流速增加, 气体压力有所降低。另外, 部分气体通过阻尼孔, 进入阻尼腔, 作用在敏感元件上, 调节系统弹簧力平衡。

2.2 振动分类

减压阀、管道和贮箱构成了一个结构系统, 根据管道振动理论, 在有激振力的情况下, 这个系统可能产生振动, 激振力可来自系统自身或系统外部。来自系统自身的主要有与管道相连接的减压阀的振动和管内流体脉动引起的振动, 或来自系统外的其它系统的振动和冲击等。振动对系统是一种交变动载荷, 其危害程度取决于激振力的大小和系统自身的抗振性能

从振动诱发因素出发, 将振动分为两类: 低频压力脉动诱发的振动和高频压力脉动诱发的振动。其中, 引起低频压力脉动因素包括: (1) 电爆阀起爆时减压阀进口压力突变; (2) 控制阀工作时减压阀出口压力突变; (3) 外界机械振动冲击引起的减压阀出口压力突变。

2.3 振动产生的机理

2.3.1 低频压力脉动诱发的振动机理

减压阀是弹簧振子调节系统, 调节系统存在固有频率; 减压阀低压腔和管道内充满的流体是一个具有弹性的气柱, 可以膨胀和压缩, 每当阀芯开度变化时, 气柱便受到干扰而呈现脉动。脉

动压力引起两种振动结果:脉动压力通过阻尼罩后,作用在敏感元件上,引起受迫振动。脉动压力在遇到阻尼罩、阀体、敏感元件等时,产生一定的随时间变化的激振力。激振力引发的振动分为以下三类:激振频率和气柱固有频率相等时引发共振;激振频率和调节系统固有频率相等时引发共振;激振频率和管路系统某阶固有频率相等时引发共振。激振频率和其中两项或以上固有频率相等时,引发振幅更大的共振。振动持续的原因在于机械振动和压力脉动的相互作用。

2.3.2 高频压力脉动诱发的振动机理

减压阀内的流动一般是复杂的非定常的三维、可压、粘性、湍流流动。阀体内流动所引起的不稳定现象是一种综合效应,阀芯的振动是流固耦合的。阀芯的振动形式有横向振动和轴向振动两种,这两种振动的频率并不相同,横向振动频率一般较高。

(1) 旋涡诱发振动

对于阀芯这样的圆柱体,由于气流均是垂直于阀芯中心线流进和流出,减压阀节流后气体垂直于阀杆流出,阀杆周围的流态是圆柱体绕流的情况。在尾流中形成一个规则的旋涡流型,这种旋涡流动和圆柱体的运动相互作用,成为旋涡诱发振动效应的根源。在低马赫(0.3Ma)流动时,雷诺数从300到大约 3×10^5 的范围内以及 3.5×10^6 以上时,旋涡会以一个明确的频率(准)周期性地脱落。对于减压阀来说,如果旋涡脱落频率恰好等于或数倍于弹簧振子调节系统的固有频率时,会造成阀芯振动^[9]。

(2) 缝隙节流诱发振动

调节阀在大升程时,喉部各测点的脉动压力、平均压力和流速均匀,流动稳定。中小升程时,出现了阀芯附着流和阀座附着流的反复交变,气流对阀芯的作用力也达到最大^[2];另外阀座节流口处存在较强涡流。阀芯附着流和阀座附着流的反复交变引起高频或低频压力脉动,如果减压阀调节系统的结构、材料和运行工况对应的系统阻尼不能抑制气流激振力的作用,调节系统可能发生强迫振动。

3 振动控制措施

机理分析表明,振动是由压力脉动诱发的结果。一般采用控制激振因素、控制系统固有频率、消减压力脉动和消耗振动能量的方法控制大幅度的振动。

3.1 控制激振因素

(1) 控制工作条件

针对引起低频压力脉动的因素,采取以下措施:

a. 在减压阀进口设置缓冲器、限流阀、限流圈等,使减压阀进口压力突变改为缓慢上升趋势,减小对减压阀调节系统的激发因素;

b. 针对出口压力突变引发的振动,在减压阀出口设置缓冲器、限流阀、限流圈等,使减压阀出口压力突变改为缓慢变化趋势,减小对减压阀调节系统的激发因素;贮箱隔膜前气腔容积便是有效的缓冲器。

c. 减压阀安装夹使用防振垫,减小外界机械振动冲击对减压阀调节系统的激发因素。

(2) 控制激振力

针对管路系统振动,在减压阀管道的安装中尽量减少弯头的使用,使管道走向平直,以减少激振力数目;减小转弯角度,从而减小弯管处的激振力,增强减振效果^[5a]。

3.2 控制固有频率

(1) 控制气柱固有频率

改变气柱固有频率,避开气柱固有频率取决于管系的配管方式、长度、管径、容器容积的大小等。在管道设计时,应计算管系的气柱固有频率,并通过调整使之不与激发频率重合以避免气柱共振^[5a]。由于姿态控制系统不是纯粹的管路系统,减压阀有一定的低压腔容积,很少发生气柱固有频率的共振。

(2) 控制管系固有频率

适当调整支承位置和支承刚度,使管系各阶固有频率避开激发频率,避免机械共振的发生^[6,7]。

(3) 控制减压阀调节系统固有频率

一般地,减压阀调节系统固有频率越低,越容易受出口压力的影响,可能发生强迫振动,进一步引起共振。提高弹簧刚度,提高运动件固有频率,可改善减压阀的抗振性。

3.3 消减压力脉动

根据高频压力脉动诱发的振动机理,高频压力脉动是减压阀的固有特性,无法从根源上消除,可以通过设置缓冲器和增加孔板的方法消减压力脉动。

(1) 设置缓冲器

设置缓冲器是降低压力脉动最有效的措施,缓冲器容积越大,压力脉动越小。缓冲器安放在气流脉动发源处,即靠近减压阀出口处,缓冲器远离减压阀时起不到理想的效果^[56]。贮箱隔膜前气腔容积便是有效的缓冲器,尽可能减小减压阀和贮箱之间的管路长度。

(2) 增加孔板

增加孔板也是很有有效的减振措施。当缓冲器没有紧靠减压阀,缓冲效果不理想时,特别是减压阀与缓冲器间连接管为共振管长时,在缓冲器进口安装合适的孔板可以增强缓冲效果。孔板应安装在足够大的容器进、出口处,孔板远离容器时,不再形成无反射的条件,只是一个单纯的局部阻力元件,无法起到消振作用。因此,没有缓冲器而单独使用孔板将无法起到消振作用^[56]。减压阀阻尼腔是典型的缓冲器,通过调整阻尼孔的大小可以起到消振作用。

另外,在缓冲器内插入多孔管,使气流全部或部分从诸小孔穿过可以降低气流脉动,但压力损失较大^[56]。

3.4 消耗振动能量

从能量平衡角度出发,如果每个周期内的机械振动能量能够被消耗掉,振动就不会延续,而增加阻尼是消耗机械振动能量的有效方法,其中阻尼包括粘性阻尼、干摩擦阻尼、流体阻尼和材料阻尼。粘性阻尼力计算见公式 1^[7]。

$$F_{c1} = \frac{\eta \pi d l}{\delta} \frac{dX}{dt} \quad (1)$$

式中, F_{c1} 为粘性阻尼力, N; η 为流体动力粘度, Pa·s; d 为阀芯直径, m; l 为阀芯配合面接

触长度, m; δ 为阀芯配合间隙, m; $\frac{dX}{dt}$ 为运动件速度, m/s。

根据公式 1,采用粘度较大的润滑脂、减小配合间隙、增加接触面积,可以有效增加阻尼力,抑制振动。另外,干摩擦阻尼与摩擦力成正比,与系统的振幅和频率成反比^[7],因此干摩擦只能抑制低频振动,不能抑制高频振动;材料阻尼与系统的频率成反比^[7],减压阀低压腔采用橡胶、塑料等吸振材料可以有效抑制低频振动。

4 结 论

高压气体通过减压阀节流口时产生压力脉动,可能诱发调节系统低频或高频振动,引起减压阀工作失效。可以采用控制激振因素、控制系统固有频率、消减压力脉动和消耗振动能量的方法控制大幅度的振动。

参考文献:

- [1] 王炜哲,施懿臻,柴思敏,等. 1000MW 超临界汽轮机主调阀内流动和噪声分析[J]. 动力工程, 2007, 27(3): 401-405.
- [2] 屠珊,孙弼,毛靖儒. 电站汽轮机调节阀振动实验研究[J]. 阀门, 2003, (5): 7-10.
- [3] 相晓伟,毛靖儒. 汽轮机调节阀全工况三维流场特性的数值研究[J]. 西安交通大学学报, 2006, 40(3): 289-293.
- [4] 王冬梅,陶正良,贾青,等. 高压蒸汽阀门内流场的二维数值模拟及流动特性分析[J]. 动力工程, 2004, 24 (10): 690-692, 697.
- [5] 王乐勤,何秋良. 管道系统振动分析与工程应用[J]. 流体机械, 2002, 30(10): 28-31.
- [6] 周云,刘季. 管道振动及其减振技术[J]. 哈尔滨建筑工程学院学报, 1994, 27(5): 108-113.
- [7] 李惠彬. 振动理论与工程应用[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 2006.
- [8] 李晓瑾,常小庆. 姿控发动机减压阀出口压力偏差计算方法研究[J]. 火箭推进, 2008, 34(6): 19-22, 44.

(编辑: 王建喜)