

文章编号: 1001- 2486(2009) 02- 0001- 04

大流量气体减压器振动问题研究*

赖林, 李清廉, 郑丽, 周进

(国防科技大学 航天与材料工程学院, 湖南 长沙 410073)

摘要: 对大流量气体减压器工作过程中的振动故障进行分析, 建立了减压器系统动态数学模型, 进行了故障数值仿真, 找到了简单有效的提高减压器输出响应稳定性的方法——减小控制腔入口面积, 并得到试验验证。仿真结果还表明, 大流量气体减压器的振动问题不仅和减压器本身设计参数有关, 还和下游管路容积有关。

关键词: 减压器; 振动; 仿真; 试验验证

中图分类号: V432 文献标识码: A

Research of the Vibration Failure of the Large Flux PRV

LAI Lin, LI Qing-lian, ZHENG Li, ZHOU Jin

(College of Aerospace and Material Engineering, National Univ. of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: The pressure vibration failure of the large flux pressure reducing valve (PRV) was analyzed. A dynamic mathematical model of the PRV system was developed to simulate this failure, and a simple and effective method of reducing the area of the control cavity inlet to enhance the stability of the pressure output response of the PRV was found by the simulation and validated by the experiments. The result of the simulation shows that the vibration problems of the large flux PRV are related not only to the design parameters of the PRV, but also to the backward tubes connecting to the PRV.

Key words: pressure reducing valve; vibration; simulation; experiment validation

气体减压器是燃气发生器供应系统的重要组成部分, 它为燃气发生器提供特定压力和流量的气体燃料。然而某型大流量气体减压器在现场(现场 A)使用中, 出现了剧烈的振动不稳定现象, 严重影响到试验任务的正常开展, 减压器振动问题的解决迫在眉睫。

减压器工作过程振动不稳定现象表现为: 减压器增好压后, 一旦下游开阀供气, 减压器下游压力 p_5 就出现严重的振荡, 特别是在燃发器系统转工况(减压器下游节流面积突然减小)之后, 振荡更加严重(见图 1, 本文所有压力参数均根据燃发器额定工况的减压器下游设计压力进行了无量纲化, 但这样并不影响问题的分析)。

值得一提的是, 在该减压器的另一个应用场合(现场 B, 该场合减压器下游到喷前节流位置管道容积是现场 A 的几十倍), 减压器在相同工况下的工作过程又是稳定的。

同一型减压器在不同应用场合的相同工况下出现稳定和 unstable 现象, 一方面说明减压器的稳定裕度不够, 需要改进, 也说明减压器输出响应的稳定性不仅和减压器本身有关, 还和与减压器连接的管路

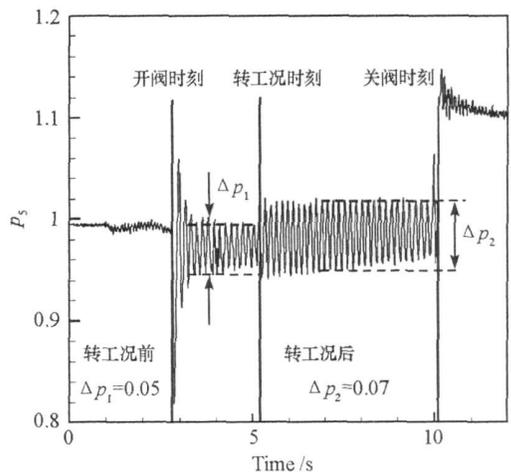


图 1 减压器的不稳定现象

Fig. 1 Pressure vibration of the PRV

* 收稿日期: 2008- 11- 18

基金项目: 国家部委基金资助项目

作者简介: 赖林(1979-), 男, 讲师, 博士生。

系统有关。

然而,试验现场减压器下游的管道布局受到多种条件制约,是不可能随便更改的,因此,必须从提高减压器本身稳定裕度方面着手解决问题。为了提高减压器的稳定裕度,使之能稳定地适应更加广泛的应用场合,必须找到并消除减压器和外界系统共振的根源。通过仿真的方法研究减压器的响应特性^[1-4],可以为减压器的设计和改进提供一定的依据,减少试验次数,降低研制成本,为此本文首先对减压器系统建立动态数学模型以便进行理论分析。

1 振动故障解决理论分析

1.1 减压器数学模型的建立

图2是减压器及其系统简图。为了尽量精确分析问题,对减压器各腔(包括入口腔,控制腔,阻尼腔,出口腔,卸荷腔,下游管路)按照实际尺寸建立数学模型。弹簧和膜片参数采用实际测量值。对模型进行如下合理简化:

- (1) 减压器中的流动为理想气体绝热流动;
- (2) 忽略工作过程温度变化以及各腔压力温度的不均匀性;
- (3) 忽略活动部件工作过程的摩擦;
- (4) 不考虑减压器下游管路压力分布的不均匀性;

(5) 为了研究减压器本身设计参数对稳定性的影响,减压器复杂的下游管路系统就通过一段容积与之相等的直管接一个音速喷嘴来模拟,见图2。

数学模型如下:

各腔统一形式的流量方程:

$$m \dot{p} = \frac{C_d A p_0}{\sqrt{RT_0}} f(p_0, p) \quad (1)$$

其中:

$$f(p_0, p) = \begin{cases} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}, & \frac{p}{p_0} > \sigma \\ \sqrt{\frac{2}{\gamma+1}}, & \frac{p}{p_0} \leq \sigma \end{cases}$$

式中: $m \dot{p}$ 为气体质量流量, C_d 为流量系数, A 为流通截面积, p_0 为截面上游压力, R 为腔内气体的气体常数, T_0 为腔内气体温度, p 为截面下游背压, γ 为气体比热比, $\sigma = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ 。

又根据腔内理想气体状态方程:

$$M_i = \frac{p_i V_i}{R_i T}$$

其中, M_i 为 i 腔内气体质量, p_i 为 i 腔内气体压力, V_i 为 i 腔容积, R_i 为 i 腔内气体的气体常数。下标 $i = 1, 2, 3, c, x, 5$, 分别和入口腔, 出口腔, 阻尼腔, 控制腔, 卸荷腔, 下游管路相对应。

上式对时间 t 微分, 并考虑到前面的假设条件, 得到各腔统一形式的压力微分方程:

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{R_i T}{V_i} \left(\frac{dM_i}{dt} - \frac{p_i}{R_i T} \frac{dV_i}{dt} \right) \quad (2)$$

活动部件运动方程:

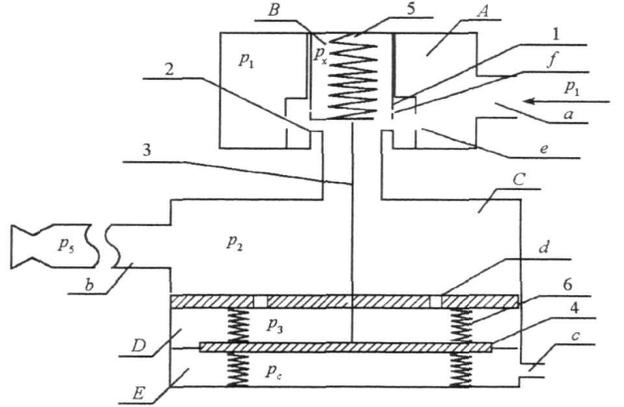


图2 减压器系统简图
A-入口腔 B-卸荷腔 C-出口腔 D-阻尼腔 E-控制腔 a-减压器入口
b-减压器出口 c-控制腔入口 d-阻尼孔 e-通流孔 f-卸荷腔小孔
1-阀芯 2-阀座 3-顶杆 4-膜片 5-主弹簧 6-副弹簧

图2 减压器系统简图

Fig. 2 The schematic diagram of PRV system

$$m \frac{d^2 h}{dt^2} = (p_c - p_3) A_e + (p_2 - p_x) A_l - F_s - F_{m0} + L \frac{dm_{in}}{dt} + \frac{R_2 T}{p_2 A_l} m_{in}^2 \quad (3)$$

其中, m 为活动部件总质量, h 为阀芯开度, A_e 为膜片有效面积, A_l 为气体在阀芯上的有效作用面积, F_{m0} 为膜片弹性力, F_s 为弹簧弹性力, m_{in} 为入口腔阀芯处流量, L 为阻尼长度。方程(3)等号右边最后两项是气体作用在阀芯上的瞬态和稳态液动力^[5]。

1.2 仿真模型的建立和故障分析

根据(1)~(3)式数学模型,采用 Matlab Simulink 编程建立减压器模型。

选取 $t = 0.1s$ 时刻,出口节流面积的阶跃信号来模拟下游阀门的突然打开。为研究方便,不妨根据实际工况,选定如下参数作为对比计算的标准工况:减压器上游无量纲化压力为 2.8,初始稳压罐和控制腔增压,以及减压器下游和阻尼腔无量纲化压力均为 1。计算中下游节流面积采用实际值。

活动部件的边界条件为 $0 < h < 12mm$,当程序求解到 $h \leq 0$ 时,表明阀芯运动到下死点,此时的处理方法是:首先令 $h = 0$,然后判断活动部件所受合力方向。如果合力方向向下,表明阀芯已经压死在阀座上,于是运动方程变为 $m \frac{d^2 h}{dt^2} = 0$;如果合力方向向上,则运动方程仍然按照(3)式计算,但是最后两项力因为阀芯关闭所以等于 0。上死点处理类似,不再赘述。

针对前文提到的两种应用场合 A, B, 计算得到下游阀门突然打开后,减压器下游压力 p_s 的响应曲线如图 3 所示。由仿真结果可见,现场 A 的标准工况下,减压器下游压力稳定前的初始过程是振荡的,这是在对减压器下游管路进行了简化处理后得到的结果,但实际情况下,下游管路走向复杂而且还有其它管路元件,一旦该初始振荡特性和下游管路系统发生耦合共振,就会出现压力持续振荡不收敛的现象,图 1 中的现场 A 的情况正是如此,在下游管路特性不能更改的情况下,如果能够改进设计参数,在仿真工况下消除减压器本身的初始振荡,将大大减小减压器和下游管路耦合共振的可能性,即提高了减压器的稳定裕度。现场 B 没有这个初始振荡过程,工作是稳定的,正说明这个初始振荡过程对减压器稳定裕度的影响。可见在现有仿真工况下,如果设法减弱或消除减压器本身初始的振荡过程,必能提高减压器的稳定裕度。

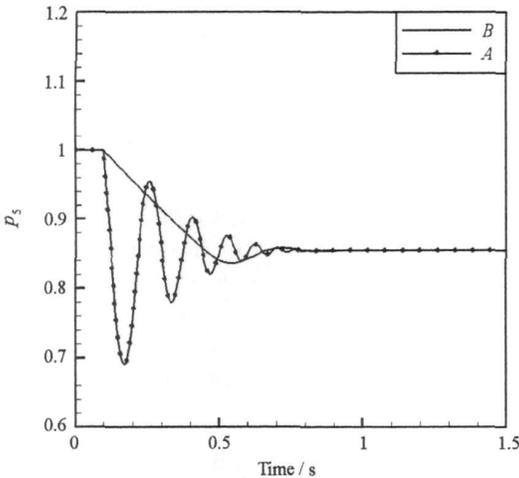


图 3 现场 A, B 标准工况计算结果

Fig. 3 Simulation on standard condition of location A and B

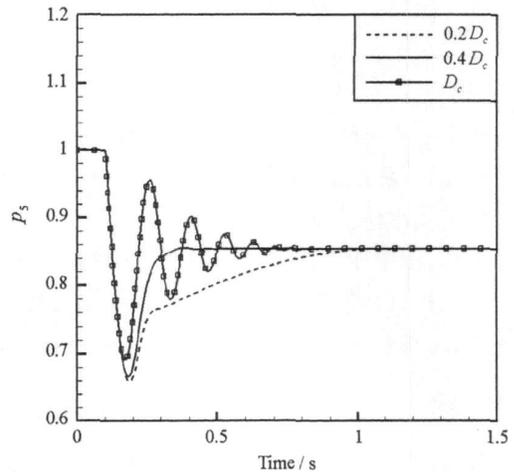


图 4 控制入口面积对响应特性的影响

Fig. 4 Influence of area of the control cavity inlet on responding characteristics

1.3 提高稳定裕度方法仿真分析

前面的仿真结果和分析表明,增大减压器下游容腔的容积,可以消除减压器的初始振荡过程,有利于减压器输出动态响应稳定性的提高,但这种改进方案对于现场 A 的燃发器供应系统是不允许的,另外从时间的紧迫性上考虑,减压器稳定性的解决力求采用尽量简单的方式,否则只能考虑更换其它型号减压器。

为此,本文利用建立的模型对减压器进行了大量对比计算,发现影响减压器动态响应稳定性的因素很多(限于篇幅,不能一一列举),但最终决定选取“修改控制腔入口面积”的方法来解决振荡问题,因为这个参数的改变可以通过在控制腔入口喷嘴处增加一个适当大小的孔板来方便实现,同时又避免了修改减压器产品的内部结构。该参数的修改对解决振荡问题是最方便和高效的。

图4是在现场A标准工况下,减压器其它结构参数不变时,控制腔入口由现有的直径 D_c 改为 $0.4D_c$ 和 $0.2D_c$ 后的出口压力响应曲线对比。

由计算结果可见,减压器控制腔入口孔大小对减压器初始过程的稳定性影响很大,改为 $0.4D_c$ 和 $0.2D_c$ 后,初始振荡过程明显消失。可见,控制腔入口面积越小,输出压力阶跃响应的稳定性越好,当然太小会导致减压器到达稳定输出的时间较长。

减小控制腔入口面积的方法实现起来非常方便,理论分析表明它能够有效地减弱或消除减压器输出动态响应的初始振荡过程,但实际效果如何还有待试验验证。

2 试验验证

首先将控制腔入口孔改为 $0.4D_c$,发现振动特性明显改善,振幅由原来的 $0.05\sim 0.07$ 减小为 0.02 左右,但压力振荡现象仍然存在。这说明减压器和下游管路还存在耦合,减压器的初始振荡过程没有彻底消除。

继续将控制腔入口孔减小为 $0.2D_c$ 后,发现减压器的振荡几乎消失。图5给出了将控制腔入口改为 $0.2D_c$ 后,转工况热试车中,减压器下游压力的测量曲线(转工况前后振幅均为 0.006 左右, Δp 太小,故图中未标出)。和图1中改进前的转工况曲线对比可见,减压器系统的振动问题已经彻底消除。注意关阀时刻的压力突然上升是因为下游阀门突然关闭,而减压器阀芯从开启到关闭有一定的响应时间,这个过程仍然有气体流向下流,导致下游压力升高所致,由于此过程存在水击,故压力振荡加剧(仿真模型未考虑水击影响)。

图5中同时给出了利用本程序仿真计算的结果,发现仿真和试验结果吻合得较好,再次说明本文模型和前文理论仿真分析的正确性。

注意,图中压力曲线呈现出上升的趋势是因为试车时间较长,流量较大,导致减压器上游气源压力下降较大,这也是这种类型减压器的特点。

3 结论

气体减压器的振动问题和很多因素有关,对这种构型的气体减压器而言:减小控制腔入口面积对增强减压器输出响应的稳定性效果最明显,但减压器达到稳定输出的时间变长;减压器下游管路容腔的大小对改善减压器的稳定性有帮助,下游管路容腔越大,减压器工作过程越容易稳定,对减压器本身稳定裕度的要求越低。

参考文献:

- [1] 陈晓琴. 减压阀充填过程动态特性仿真[J]. 导弹与航天运载技术, 2006(5): 45-49.
- [2] 张雪梅, 张黎辉, 金广明, 等. 减压器动态过程的数值仿真[J]. 航空动力学报, 2004, 19(4): 541-545.
- [3] 陈阳, 高芳, 张黎辉, 等. 减压器动态仿真的有限体积模型[J]. 推进技术, 2006, 27(1): 9-14.
- [4] 王宣银, 陈奕泽, 刘容, 等. 超高压气动比例调节阀的设计与仿真研究[J]. 浙江大学学报(工学版), 2005, 39(5): 614-617.
- [5] 尤裕荣. 气体瞬态力对减压器动态特性的影响分析[J]. 机床与液压, 2006(5): 86-88.

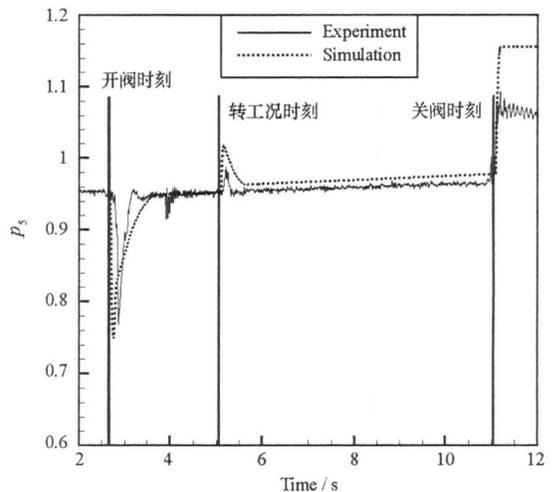


图5 改进后的仿真和试验压力曲线
Fig. 5 Comparison between experiment and simulation after improved