

大流量气体减压器响应特性的仿真研究

郑 丽, 李清廉, 沈赤兵

(国防科技大学 航天与材料工程学院, 湖南 长沙 410073)

摘 要: 针对自主研发的大流量气体减压器, 建立了减压器工作过程的数学模型, 采用四阶龙格-库塔法进行数值仿真, 分析了减压器在下游阀门打开过程中的响应特性, 仿真结果和试验结果一致。在此基础上用仿真的方法分析了主要结构参数对响应特性的影响规律。

关键词: 减压器; 响应特性; 数值仿真

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2008) 02-0018-06

Analysis on responding characteristics of large flux pressure reducing valve

Zheng Li, Li Qinglian, Shen Chibing

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

Abstract: A dynamic mathematical model for large flux pressure reducing valve (PRV) was developed in this paper. Four-step Runge-Kutta method was adopted for numerical simulation analysis of the PRV's responding characteristics. Good consistence was obtained between the experimented results and the computed ones. Based on these results the influence of the main structure parameters to the responding characteristics were analysed in this paper.

Key words: pressure reducing valve; responding characteristics; numerical simulation

1 引言

在液体火箭发动机的地面试验系统中, 高压气体从气源流出之后经过减压器节流减压, 为下

游试验系统提供稳定的压力。试验中, 减压器的响应特性直接影响试验系统的响应特性。通过仿真的方法研究响应特性^[1-5], 可以为减压器优化改进设计提供一定的依据, 并能减少试验次数, 降低研制成本。本文从试验和仿真两方面对自主研

收稿日期: 2006-10-26; 修回日期: 2007-01-10。

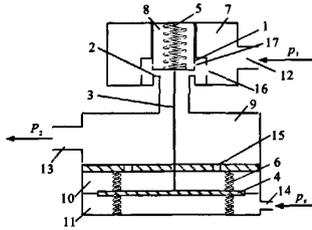
作者简介: 郑丽 (1980—), 女, 硕士, 研究领域为液体火箭发动机系统设计。

制的大流量气体减压器的响应特性进行研究^[67]。

2 系统仿真模型

减压器原理图见图 1。

试验系统主要由高压气源、减压器、电磁阀控制的气动阀、可更换孔板以及减压器。



1-阀芯; 2-阀座; 3-顶杆; 4-膜片; 5-主弹簧; 6-副弹簧; 7-入口腔; 8-卸荷腔; 9-出口腔; 10-阻尼腔; 11-控制腔; 12-减压器入口; 13-减压器出口; 14-控制腔入口; 15-阻尼孔; 16-通流孔; 17-卸荷腔小孔

图 1 减压器原理图

Fig.1 The schematic diagram of PRV

控制气支路组成见图 2。其中, 控制气的大小由试验所需的减压器出口压力决定, 可更换孔板实现对系统流量的调节。

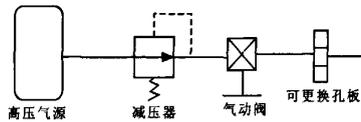


图 2 减压器试验系统图

Fig.2 Diagram of PRV experiment system

试验开始前, 减压器未通入控制气, 在上游高压气体作用下处于关闭状态。当通入控制气后, 控制腔内压力升高, 活动组件 (图 1 中 1、3、4、5 和 6) 向上运动, 阀门开启, 高压气体进入出口腔, 再通过阻尼孔使阻尼腔压力升高, 膜片受到的向下的作用力也随之增大。由于气动阀未打开, 减压器将逐渐减小开度直到关闭, 此时出口腔、阻尼腔的压力稍小于控制腔压力。

试验开始时, 气动阀打开, 出口腔和阻尼腔压力下降到一定值时, 减压器开启, 高压气体的

流入使出口腔和阻尼腔压力逐渐回升, 当阀门受到的力达到新的平衡时, 减压器处于稳定工作状态, 为下游提供稳定的压力和流量。

试验结束时, 关闭下游阀门, 出口腔和阻尼腔压力升高, 活动组件受到向下的力开始运动, 减压器自动关闭。

减压器的工作过程是下游阀门打开, 试验系统有流量和压力输出的过程, 减压器的动态响应特性与整个试验系统的工作条件是相关的。下面建立试验系统的动态模型。

2.1 模型假设

- (1) 气体为理想气体, 满足理想气体状态方程;
- (2) 忽略减压器工作过程的温度变化;
- (3) 忽略减压器中节流处的阻尼, 工作过程中节流处流量系数不变;
- (4) 各容腔内的压力场均匀分布;
- (5) 忽略管道和气动阀的压力损失;
- (6) 气源为恒压源。

2.2 动态模型

2.2.1 气体的运动方程

(1) 阀芯节流处方程

当 $\frac{P_2}{P_1} > \sigma_c$ 时

$$\dot{m}_1 = C_{d1} A_1 P_1 K_1 \sqrt{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$

当 $\frac{P_2}{P_1} \leq \sigma_c$ 时

$$\dot{m}_1 = C_{d1} A_1 P_1 K_2 \tag{1}$$

其中, p_1 为入口腔气体压力 (简称入口压力), p_2 为出口腔气体压力 (简称出口压力), \dot{m}_1 为阀芯节流处流量, C_{d1} 为阀芯流量系数, A_1 为阀芯节流面积, d_1 为阀芯直径, 且 $A_1 = \pi d_1 h$ (h 为阀芯开度), γ 为气体比热比, $\sigma_c = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ 为临界压力比, R 为气体常数, T 为温度。

$$K_1 = \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT}}, \quad K_2 = \sqrt{\frac{\gamma}{RT} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$$

(2) 孔板节流处方程

气体经过孔板后直接排入大气, 故孔板处压力比小于临界比, 此时有

$$\dot{m}_2 = C_{d2} A_2 p_2 K_2 \quad (2)$$

其中, \dot{m}_2 为孔板节流处流量, C_{d2} 为孔板的流量系数, A_2 为孔板的节流面积。

(3) 控制腔节流处方程

当 $\frac{p_c}{p_k} > \sigma_1$ 时

$$\dot{m}_c = C_{d3} A_c p_k K_1 \sqrt{\left[\left(\frac{p_c}{p_k} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_c}{p_k} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$

当 $\frac{p_c}{p_k} \leq \sigma_1$ 时

$$\dot{m}_c = C_{d3} A_c p_k K_2 \quad (3)$$

其中, p_c 为控制腔气体压力; p_k 为控制气压力; \dot{m}_c 为控制腔入口流量; C_{d3} 为控制腔入口流量系数; A_c 为控制腔入口面积。

(4) 阻尼孔节流处方程

当 $\frac{p_3}{p_2} < \sigma_1$ 时

$$\dot{m}_3 = C_{d4} A_3 p_2 K_1 \sqrt{\left[\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]}$$

当 $\frac{p_3}{p_2} \leq \sigma_1$ 时

$$\dot{m}_3 = C_{d4} A_3 p_3 K_2 \quad (4)$$

其中, p_3 为阻尼腔气体压力; \dot{m}_3 为阻尼孔的流量; C_{d4} 为阻尼孔流量系数; A_3 为阻尼孔面积。

2.2.2 气体的质量守恒方程

以出口腔、阻尼腔、控制腔的气体为研究对象, 分别建立质量守恒方程如下:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{RT}{V_2} (\dot{m}_1 - \dot{m}_3 - \dot{m}_2) \quad (5)$$

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{1}{(V'_3 - A_e h)} (\dot{m}_3 RT + p_3 A_e w) \quad (6)$$

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{1}{(V'_c - A_e h)} (\dot{m}_c RT + p_c A_e w) \quad (7)$$

其中, V_2 为出口腔体积; V'_3 为阀芯开度 $h=0$ 时阻尼腔体积; A_e 为膜片有效面积; V'_c 为阀芯开度 $h=0$ 时控制腔体积; w 为活动组件运动速度。

2.2.3 活动组件的运动方程

以活动组件为研究对象, 对其进行受力分析, 其运动方程如下

$$\frac{dh}{dt} = w$$

$$m \frac{dw}{dt} = (p_c - p_3) A_c - (p_1 - p_2) A_1 - F_{m0} + F_s - F_u - F_{st} \quad (8)$$

其中, m 为活动组件的质量; A_1 为气体在阀芯上的作用面积; F_{m0} 为膜片弹性力; F_s 为弹簧的弹力; F_u 和 F_{st} 分别为气体作用在阀芯上的稳态和瞬态力; F_{m0} 、 F_{st} 和 F_u 均为非线性力。且

$$F_{m0} = 19(1000h)^4 - 130(1000h)^3 + 370(1000h)^2 + 178(1000h) + 8.8$$

3 试验和仿真结果比较

以氧气为试验气体, 采用四阶龙格-库塔法进行仿真。某一次试验的初始条件为: $p_1 = 13.8 \text{ MPa}$, $p_2 = p_3 = 3.09 \text{ MPa}$; $p_c = 3.4 \text{ MPa}$; 试验时序为 $t=2 \text{ s}$ 气动阀打开, $t=8 \text{ s}$ 气动阀关闭。仿真的初始条件及时序和试验相同。

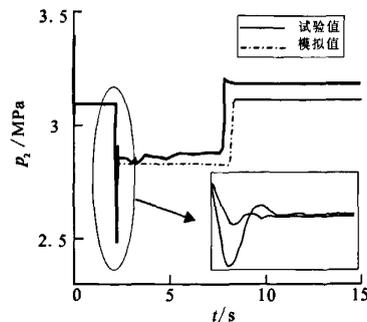


图3 试验和仿真结果比较

Fig.3 Comparison between experiment and simulation results

图3是上述条件下减压器出口压力的试验和仿真曲线, 可看出试验和仿真比较吻合, 仿真能够揭示试验过程。

从图 3 可以看出,下游阀门打开后,出口腔压力迅速下降,一段时间后减压阀才打开,稳态出口压力小于初始出口压力;试验结束后,出口压力上升到高于初始压力值后减压阀才关闭。结合式 (8) 的受力分析,试验开始前,系统无流量输出,活动组件受到向上的力只有控制气作用力,向下的力有入口和出口气体作用力。试验过程中,系统有流量输出,活动组件还受到了气体作用在阀芯上的气动力和膜片弹性力,前者方向向上,后者方向向下。减压阀稳定工作时控制腔压力不变,本试验条件下入口压力变化很小,气动力的变化小于膜片弹性力的变化,故要保持平衡,出口压力就必然小于初始值。气动阀关闭时,高压气体继续进入出口腔使压力增大,活动组件受到向下的作用力向下运动。减压阀的关闭是一个过程,在这个过程中进入出口腔的气体的量较大,使减压阀关闭即使各容腔体积恢复到初始值,压力仍然大于初始压力。

图 3 中试验和仿真曲线不能完全吻合,出口压力的试验值大于仿真值,且存在波动。试验曲线存在波动是由于试验中入口压力是一变化的值,阀芯受力随之变化,活动组件由于惯性就会在平衡位置附近运动,从而引起出口压力波动。

试验和仿真压力存在差值是正常的,模型在建立时做了 2.1 节中的假设;减压器的工作过程比较复杂,模型中例如流量系数的变化、稳态气动力的计算一直是一个很困难的流体力学问题^[8,9];仿真也存在精度问题;试验中还存在测量误差等等,这些原因都使得仿真不能完全反应真实试验情况。但是从图 3 的比较曲线可看出,仿真能反映出口压力的变化趋势,且两者的误差在允许范围内,说明模型是准确的,具有一定的精度。

4 结构参数对响应特性影响

选取出口压力的响应时间和压力超调量为减压器响应特性的衡量指标。响应时间是指出口压力到达并停留在稳态值误差带(稳定值的 $\pm 5\%$)内所需的最小时间,它反映响应的快慢;压力超调量指出口压力的最高瞬时压力峰值和稳态压力值之间的差值,它反映响应的品质。减压器响应时间越短,压力超调量越小,响应特性越好。

上文验证了模型的正确性,下面利用该模型分析结构参数对响应特性的影响规律。仿真初始条件如上节所示;在 $t=0s$ 时,气动阀打开,不同结构参数时出口压力响应曲线如图 4 所示。

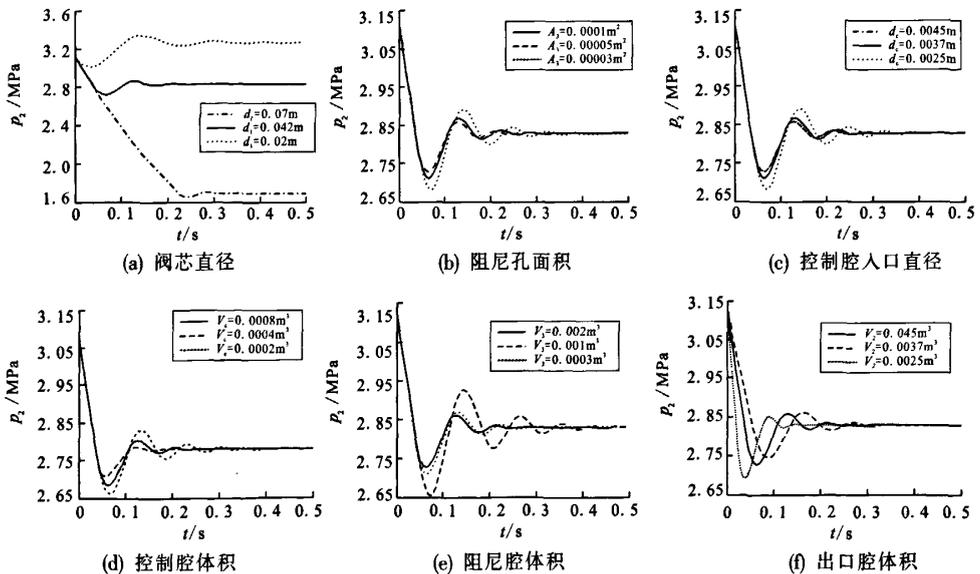


图 4 主要结构参数对响应特性的影响

Fig.4 Major structure parameters influences on the responding characteristics

从图4(a)可以看出, 阀芯直径过大或过小, 都会延长响应时间; 直径越大, 压力超调量越小。图5是不同阀芯直径时减压器的开度曲线。在相同的其他条件下, 阀芯直径越大, 入口气体作用在阀芯上的力越大, 活动组件越晚开始向上运动, 称这段时间为延迟时间(对应图5中的OP); 减压器开启后, 直径越大, 单位时间流入出口腔的气体的量越大, 活动组件运动的加速度相对就小, 达到平衡位置时的速度越小, 故压力超调量越小, 振荡时间就会越短, 称这段时间为调整时间(对应图5中的PQ), 则响应时间由延迟时间和调整时间两部分组成。直径越大, 延迟时间越长, 调整时间越短; 反之则相反, 阀芯直径过大、过小都会使响应时间增加。值得说明的是, 不同阀芯直径对应不同的出口压力稳态值, 这与减压器静态特性相关, 具体解释见文献[6]。

图4(b)是不同阻尼孔面积时出口压力响应特性曲线, 面积越大, 响应时间越短, 压力超调量越小。当其他条件相同时, 阻尼孔面积越大, 通过阻尼孔的气体流量越大,

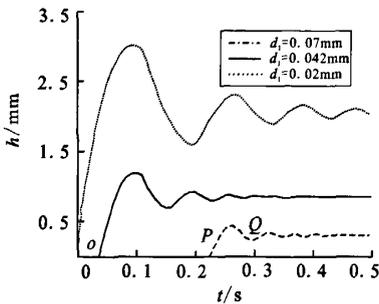


图5 不同阀芯直径时减压器开度曲线

Fig.5 The lift of different diameters of valve core

阻尼腔压力变化率越大, 出口腔压力的变化都能更快的作用在活动组件上, 减压器响应越快。压力超调量由出口压力的最小值决定。出口压力最小时, 出口腔首次达到质量平衡。阻尼孔面积越大, 阻尼腔压力下降得越快, 减压器延迟时间越短, 活动组件运动加速度也越大, 首次到达质量平衡的时间越短, 出口腔流出的气体越少, 压力越高, 压力超调量越小。

图4(c)是不同控制腔入口面积时响应特性

曲线, 入口面积越大, 响应时间越短, 压力超调量越小。入口不能影响延迟时间, 只能影响调整时间。减压器开启后, 控制腔体积增大压力下降, 控制气体将经过小孔流入控制腔, 小孔面积越大, 控制腔压力补充得越快, 活动组件向上运动的加速度越大, 流入出口腔的气体的流量越大, 出口腔压力回升的越快, 减压器响应时间越短。此时压力超调量也是由出口压力的最低值决定, 小孔面积越大, 活动组件运动加速度越大, 到达开度的时间越短, 出口腔流出的气体越少, 压力越高, 故压力超调量越小。

图4(d)是控制腔体积对响应特性影响曲线, 体积越大, 响应时间越短, 压力超调量越小。控制腔体积只影响调整时间。体积越大, 减压器开启后控制腔压力变化越小, 活动组件受到的向上的力和加速度越大, 减压器响应越快, 压力超调量越小。

从图4(e)可以看出, 阻尼腔体积越大, 响应时间越长, 压力超调量越大。在相同的条件下, 阻尼腔体积越大, 压力变化率越小, 延迟时间和调整时间就会越长, 响应时间越长。由于开启时刻晚, 且开启后阻尼腔压力下降得越慢, 活动组件向上运动的加速度越小, 首次到达质量平衡的时间越长, 出口腔压力下降得越多, 压力超调量越大。

从图4(f)可以看出, 出口腔体积越大, 响应时间越长, 压力超调量越小。在其它条件相同时, 出口腔体积越大, 压力变化率越小, 减压器延迟时间和调整时间越长, 响应时间也就越长。开启后, 出口腔体积越大, 压力变化越小, 活动组件向上运动的加速度就小, 虽然到达压力最低值的时间较长, 出口腔流出的气体的量较多, 但是由于其体积较大, 流出的气体对出口压力的影响较小, 压力超调量还是较小。

5 结论

通过试验和仿真结果比较, 验证了建立的减压器动态模型的正确性, 分析了各主要结构参数对减压器响应特性的影响。结果表明: 阀芯直径

过大、过小都会使响应特性变差;阻尼孔面积和控制腔入口面积越大,响应特性越好;控制腔体积越大、阻尼腔体积越小,响应特性越好;出口腔体积越大,响应时间长,但压力超调量小。

参考文献:

- [1] 陈晓琴. 减压阀充填过程动态特性仿真. 导弹与航天运载技术[J]. 2006, (5): 48-52.
 [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): 110-114.

- [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): 11-16.
 [4] 陈阳, 高芳, 张振鹏, 等. 气动薄膜调节阀控制系统工作过程的动态仿真[J]. 火箭推进, 2006, 32(6): 32-38.
 [5] 李永堂, 雷步芳, 高雨茁. 液压系统建模与仿真[M]. 北京: 冶金工业出版社, 2003.
 [6] 郭霄峰. 液体火箭发动机试验 [M]. 北京: 宇航出版社, 1990.
 [7] 常战民. 高压大流量减压器特性试验台的研制[D]. 西安: 西北工业大学, 2005.
 [8] 曹泰岳. 火箭发动机动力学[M]. 长沙: 国防科技大学出版社, 2004.

(编辑: 陈红霞)

(上接第12页)

6 结论

运用模糊控制理论对低温推进剂贮箱的增压过程进行了模糊控制的算法研究, 采用基于Mamdani的Max-Min复合运算的模糊推理产生控制变量, 进而采用最大隶属度法进行解模糊运算, 建立了以贮箱压力为控制目标模糊控制查询表; 提出了基于模糊控制查询表的多路管道组合增压的新型增压系统, 来满足贮箱压力的稳定。并选取了两种增压过程工况对模糊控制算法进行了动态仿真, 仿真结果表明, 运用模糊控制算法具有较好的控制精度和响应速度, 增压过程中气相压力比较平稳, 压力波动较小。

参考文献:

- [1] 李强, 胡忠军, 李青, 等. 低温液体推进剂增压过程计算

模型 [C]. 陈晓屏主编. 第四届制冷低温大会论文集. 北京: 兵器工业出版社, 2005: 274-277.

- [2] 代予东, 赵红轩. 运用数学方法模拟推进剂贮箱增压[J]. 火箭推进, 2003, 29(6): 34-40.
 [3] 余永权, 曾碧. 单片机模糊逻辑控制[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 1995.
 [4] 李人厚. 智能控制理论和方法[M]. 西安: 西安电子科技大学出版社, 1999.
 [5] 张超, 鲁雪生, 田丽亭. 火箭低温液体推进剂增压系统数学模型[J]. 低温与超导, 2005, 36(5): 35-38.
 [6] E L柯斯乐[美]. 扩散-流体系统中的传质[M]. 北京: 化学工业出版社, 2002.
 [7] Crowl D A, Louvar J F. Chemical Process Safety-Fundamentals with Applications, 2Ed [M]. New Jersey: Prentice-hall 2001.
 [8] 李士勇. 模糊控制. 神经控制和智能控制论[M]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学出版社, 1998.
 [9] 吉小军, 李世中, 李霆. 基于组合特征的声目标模糊模式识别方法研究[J]. 探测与控制学报, 2000, 22(1): 35-39.
 [10] 罗艳蕾. 一种模糊控制系统算法模型及查询表的设计[J]. 现代机械, 2003, (2): 37-43.

(编辑: 侯 早)