

# 气体减压阀的稳定性分析

尤裕荣, 曾维亮

(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

**摘 要:** 针对逆向卸荷式气体减压阀, 采用线性化分析方法, 对其工作稳定性进行分析, 得到了主要参数对减压阀稳定性的影响规律。研究结果表明阻尼和低压腔体积是影响减压阀稳定性的主要因素, 并给出了提高减压阀稳定性设计的主要措施。

**关键词:** 减压阀; 稳定性; 线性化

**中图分类号:** V434.23

**文献标识码:** A

**文章编号:** (2009) 05-0034-06

## Analysis on pneumatic pressure reducing valve stability

You Yurong, Zeng Weiliang

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

**Abstract:** Focused on reverse balanced pneumatic pressure reducing valve and adopting linearization technique, the valve stability characteristic was analysed. The main parameters effecting on valve stability were obtained. The results indicate that damp and low-pressure cavity volumes are the main factors that effect the valve characteristics. The method for the valve stability improvement is presented.

**Key words:** pressure reducing valve; stability; linearization

## 0 引言

气体减压阀是火箭、导弹发动机以及航天器的姿控发动机上广泛使用的一种的压力调节装

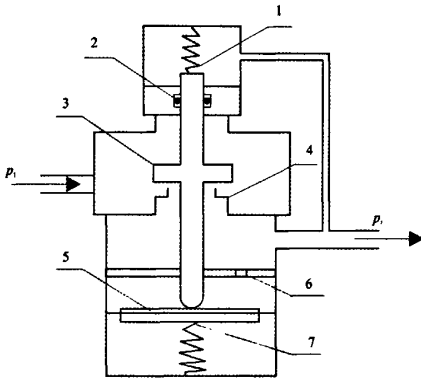
置。它的作用是将气瓶内的高压气体减压至下游系统所需的工作压力, 以便挤压发动机推进剂, 使整个推进系统具有稳定的工作特性。发动机工作时, 在稳定的参数输入条件下, 减压阀必须保持稳定的参数输出 (出口压力和流量)。在外界

收稿日期: 2009-06-11; 修回日期: 2009-08-16。

作者简介: 尤裕荣 (1978—), 男, 工程师, 研究领域为发动机燃油系统组件设计与仿真。

干扰情况下,减压阀必须在很短的时间内作出反应,使出口压力和流量迅速得到稳定,以保证发动机正常工作。减压阀的性能对发动机是否稳定、可靠工作是至关重要的,因此,对减压阀的稳定性进行深入的研究分析极为必要。

本文所研究的逆向卸荷式减压阀,其工作原理图如图1所示,它将出口压力反馈至副弹簧腔,卸掉入口压力作用在阀芯的大部分作用力,即减小入口压力作用于阀芯上的不平衡面积,这样大大改善了减压阀的精度调节特性。阀芯杆上的粘性摩擦力、以及与阻尼罩上环形间隙连同阻尼孔一起起到阻尼作用,有利于减压阀的动态稳定。减压阀是由多个环节组成的复杂多变量自动调节系统,要对减压阀的调节系统进行稳定性分析,首先要建立减压阀的动态数学模型,然后采用线性化方法对其稳定性作进一步的分析。



1-副弹簧; 2-动密封卸荷环; 3-阀芯  
4-阀座; 5-敏感元件; 6-阻尼罩; 7-主弹簧

图1 逆向卸荷式减压阀结构原理

Fig.1 Diagram of reverse balanced PRV

## 1 减压阀的动态数学模型

在建立减压阀的动态数学模型时,特作如下假设:

- (1) 工作介质视为理想气体,气流为定常绝热流动;
- (2) 阀腔内的气体参数采用集中参数方法来

描述,即各腔内气体的压力、密度及温度分布均匀;

- (3) 不计密封不良造成的气体泄漏流量的影响,即当阀芯开度  $x=0$  时,质量流量  $q_m=0$ ;

- (4) 忽略气体的位能,同时气体的动能与内能相比很小,可忽略不计。

在以上所假设的基础上,运用质量守恒方程,能量守恒方程,由此可得到关于减压阀入压力  $p_1$  与温度  $T_1$  以及出口压力  $p_2$  与温度  $T_2$  的一阶微分方程,再对阀芯等运动组件进行受力分析可得到阀芯运动系统的位移  $x$  和速度  $v$  运动方程,从而得到了由一阶微分方程组构成的减压阀动态数学模型<sup>[1]</sup>。

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = v \\ \frac{dv}{dt} = -\frac{C}{M}v - \frac{K}{M}x - \frac{F}{M} \\ \frac{dp_1}{dt} = \frac{kR}{V_1}(q_{m1}T_1 - q_{m2}T_1) \\ \frac{dT_1}{dt} = \frac{T_1}{p_1} \frac{dp_1}{dt} - \frac{RT_1^2}{p_1 V_1}(q_{m1} - q_{m2}) \\ \frac{dp_2}{dt} = \frac{kR}{V_2}(q_{m1}T_1 - q_{m2}T_2) + \frac{kp_2(A_{mb} - A_{vc})}{V_2}v \\ \frac{dT_2}{dt} = \frac{T_2}{p_2} \frac{dp_2}{dt} - \frac{T_2(A_{mb} - A_{vc})}{V_2}v - \frac{RT_2^2}{p_2 V_2}(q_{m1} - q_{m2}) \end{cases} \quad (1)$$

式中,  $C$  为阻尼系数;  $M$  为运动组件质量;  $K$  为弹簧刚度;  $F$  为作用于运动组件上合力;  $k$  为比热比;  $R$  为气体常数;  $V_1$  为高压腔体积;  $V_2$  为低压腔体积;  $q_{m1}$  为入口流量;  $q_{m2}$  为节流口流量;  $q_{m2}$  为出口流量;  $A_{mb}$  为敏感元件有效面积;  $A_{vc}$  为阀芯上不平衡面积。

## 2 线性化状态空间方程

减压阀自动调节系统为双输入-双输出的非线性系统,其中

输入变量:  $u_1=p_1$ ,  $u_2=T_1$ ;

输出变量:  $y_1=p_2$ ,  $y_2=T_2$ ;

状态变量:  $x_1=x$ ,  $x_2=u$ ,  $x_3=p_2$ ,  $x_4=T_2$ 。

设减压阀系统稳定工作时的平衡状态为:

$$X_e = [x_e \ 0 \ p_{2e} \ T_{2e}]^T, U_e = [p_{1e} \ T_{1e}]^T, Y_e = [p_{2e} \ T_{2e}]^T,$$

当减压阀处于稳定工作状态时有  $T_{1e}=T_{2e}=T_e$ ,  $q_{m1}=q_{m2}=q_{me}$ 。

因此,采用小偏差方法将公式(1)线性化后,可得减压阀的非线性系统在平衡状态处的线性化状态空间方程为

$$\tilde{X}' = \tilde{A}\tilde{X} + \tilde{B}\tilde{U}, \quad \tilde{Y}' = \tilde{C}\tilde{X} \quad (2)$$

式中,系统矩阵  $\tilde{A}$ , 输入矩阵  $\tilde{B}$  与输出矩阵  $\tilde{C}$  分别为

$$\tilde{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\omega^2 & -n & -a_2 & 0 \\ k \frac{q_{me} p_{2e}}{M_{2e} x_e} & k \sigma p_{2e} & -k \frac{q_{me}}{M_{2e}} & -\frac{k}{2} \frac{q_{me} p_{2e}}{M_{2e} T_e} \\ (k-1) \frac{q_{me} T_e}{M_{2e} x_e} & (k-1) \sigma T_e & (1-k) \frac{q_{me} T_e}{M_{2e} p_{2e}} & -\frac{(k+1)}{2} \frac{q_{me}}{M_{2e}} \end{bmatrix}$$

$$\tilde{B} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -a_1 & 0 \\ k \frac{q_{me} p_{2e}}{M_{2e} p_{1e}} & \frac{k}{2} \frac{q_{me} p_{2e}}{M_{2e} T_e} \\ (k-1) \frac{q_{me} T_e}{M_{2e} p_{1e}} & \frac{(k+1)}{2} \frac{q_{me}}{M_{2e}} \end{bmatrix}$$

$$\tilde{C} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

其中,  $\omega = \sqrt{\frac{K}{M}}$  为阀芯运动系统固有振动频率;  $n = \frac{C}{M}$  为阀芯运动系统的阻质比;  $a_1 = \frac{A_{vc}}{M}$  为高压腔气体的压力加速作用系数;  $a_2 = \frac{A_{mb} - A_{vc}}{M}$  为低压腔气体的压力加速作用系数;  $M_{2e} = \frac{p_{2e} V_2}{RT_e}$  为减压阀稳定工作时低压腔气体的质量;  $\sigma = \frac{A_{mb} - A_{vc}}{V_2}$  为减压阀体积增量与初始体积比例系数。

### 3 动态稳定性计算分析

#### 3.1 稳定性验算

在反馈控制系统的分析中,为了得到更好的控制效果,仅分析系统的输入输出稳定性是不够

的,因为这样的稳定性只能保证由稳定输入激励下的输出信号的有界性,但不能保证系统的内部信号都是有界的,若系统的内部信号变成无界的,即使原系统稳定,也将破坏原系统的物理结构<sup>[2,3]</sup>。只有当系统的传递函数  $W(s)$  不出现零、极点对消现象,并且矩阵  $\tilde{A}$  的特征值与系统传递函数  $W(s)$  的极点相同,此时系统的状态稳定性才与其输出稳定性相一致。实际的工程应用基本上满足其两者的一致性,如本文所讨论的减压阀自动调节系统,其状态稳定性与输出稳定性就具有一致性,这一点在对减压阀的稳定性分析中可以得到。

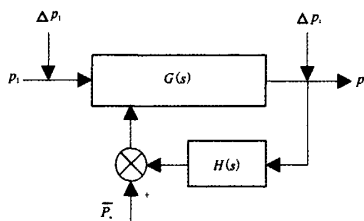


图2 减压阀反馈调节系统的传递函数框图

Fig.2 Block scheme of PRV's feedback regulation system

为了便于能够直观的分析,将状态空间表达式转换为传递函数的形式(如图2所示),最终用零极点模型来表示。其中,  $G(s)$  表示减压阀执行元件的传递函数;  $H(s)$  表示反馈回路的传递函数;  $\bar{P}_n$  为减压阀出口压力设定值调节所对应的综合弹簧力(设定值)。减压阀闭环系统的传递函数

$$W(s) = \frac{G(s)}{1 + G(s)H(s)}$$

取减压阀的额定工作点为:

额定入口压力  $p_{1e}=17\text{MPa}$ ;

额定出口压力  $p_{2e}=2.1\text{MPa}$ ;

额定温度  $T_e=293\text{K}$ ;

额定流量  $q_{me}=80\text{g/s}$ 。

可求得在额定点的状态空间方程式的矩阵  $\tilde{A}$ 、 $\tilde{B}$ 、 $\tilde{C}$  值,代入  $W(s)=C(sI-\tilde{A})^{-1}\tilde{B}$ , 可减压阀调节系统传递函数的零极点模型为

$$W(s) = \frac{19.191(s+6167)(s+111)(s+43.14)}{(s+6165.3)(s+111.1)(s^2+271.6s+4.335 \times 10^5)} \quad (3)$$

由式(3)求得该系统的极点分别为:  $s_1 = -111.1$ ;  $s_2 = -6165.3$ ;  $s_3 = -135.8 + 644.3i$ ;  $s_4 = -135.8 - 644.3i$ 。

可见该减压阀闭环调节系统的极点都具有负实部,即减压阀在稳定工作状态下,其系统的极点全部位于复平面的左半部,且离虚轴都较远,可知减压阀反馈调节系统具有良好的稳定性能。

### 3.2 响应特性分析

尽管减压阀调节系统为双输入-双输出系统,但实际情况下,其输入变量  $T_1$  与输出变量  $T_2$  对系统的影响并不明显。这主要是减压阀在稳定工

作状态下,若不考虑环境温度的影响,其温度基本上不变,而气体温度的变化实际上是由压力的升高或降低造成的压缩或膨胀变化所引起的;也就是说在减压阀的工作过程,压力变化才是影响减压阀稳定性能的主要外部因素。而减压阀能否真正稳定、可靠的工作,是由减压阀本身的结构参数等内部因素决定的<sup>[4]</sup>。参考文献[2]对减压阀的动态特性进行了较为详细的研究,结果表明阻尼孔大小与低压腔体积的大小对减压阀的稳定性能有着很大的影响。因此,在此分别考虑阻尼孔面积和低压腔体积变化时,对该减压阀在输入  $p_1$  与输出  $p_2$  扰动情况下的动态性能进行比较分析。

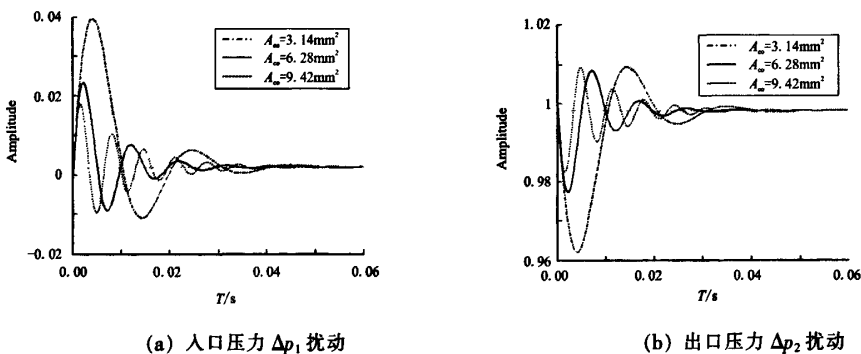


图3 各阻尼孔下阶跃响应仿真

Fig.3 Different orifice size vs characteristic of step response

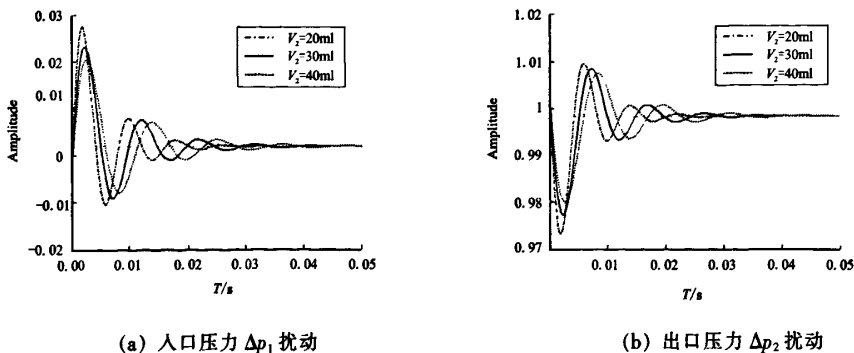


图4 各低压腔容积下阶跃响应仿真

Fig.4 Different cavity volume vs characteristic of step response

计算结果如图 3、4 所示,从图 3 的计算结果可以看出,随着阻尼孔面积的减小,在入口压力或出口压力的扰动下,输出压力  $p_2$  振荡的频率减小,但振荡幅值增加;反之振荡频率增加,而振荡幅值减小。这主要是由于阻尼孔面积减小时,阻尼系数增大,使得阀芯运动系统的稳定性增强,阀芯运动阻力增大,速度减小,导致阀芯的开度变化迟缓,从而出现了振荡频率减小的情况下,相反的幅值增大。另外,阻尼孔过大或过小,都将使得压力响应的过渡时间延长,因此,阻尼孔的大小选择对减压阀响应特性影响至关重要。

由图 4 计算的结果,同样可以看出,在入口压力或出口压力的扰动下,随着低压腔体积的增大,输出压力  $p_2$  出现了滞后现象,但振荡幅值逐渐减小;反之,压力振荡时间减小,但幅值随之增大。这是由于在同一工作条件下,当输入一定的扰动压力,由于压力传播速度基本上不变,显然低压腔体积越小,则低压腔内的压力响应速度提高,同时气流的瞬间冲击强度增大,从而导致幅值的偏大;而低压腔体积增大时,可使气流在低压腔内的缓冲作用加大,因而压力的振荡幅值减小,这样可以增大减压阀抗干扰能力,同时也导致压力响应时间产生滞后现象,不管低压腔体积增大还是减小,其输出压力  $p_2$  的振荡频率基本上保持不变,但低压腔体积过大或过小都将使得响应时的压力过渡特性品质变差。同样对低压腔体积大小的要求适当,才能提高减压阀动态稳定性性能。

控制系统的性能主要取决于系统极点在复平面上的分布,一般离虚轴近的稳定极点对整个系统响应的贡献大,而那些远离虚轴的极点对应的响应会很快地消失。在此对不同的低压腔体积,在阻尼孔面积变化时,分析减压阀调节系统主导极点的分布规律,由此得到的主导极点轨迹如图 5 所示<sup>[5]</sup>,图中曲线变化趋势按右至左阻尼孔面积从  $12.56 \sim 1.57 \text{ mm}^2$  逐渐减小。

由图 5 可以看出,在低压腔体积一定的情况下,随着阻尼孔面积的增大(从最小值开始),主导极点逐渐远离虚轴,其实部(负实部)随之

减小而虚部增大,相反的稳定性进一步加强;当阻尼孔面积增大到某一值时,主导极点的实部(负实部)达到最小值,即偏离虚轴最远的点;随后阻尼孔进一步的增大,这时主导极点渐渐向虚轴靠近,其实部与虚部同时增大,稳定性逐渐减弱;当阻尼孔面积增大到某一值时,主导极点突然转移到实轴上来,随着阻尼孔面积进一步增加,主导极点又转回到原先轨道上;随之阻尼孔面积增大到稳定的临界值时,主导极点进入正实部区域,系统变为不稳定。另外,当阻尼孔面积偏大的情况下,在一定范围内随着低压腔体积的增大,主导极点依次从正实部区域向虚轴靠拢,并逐渐进入负实部区域,其实部与虚部随之减小;而在阻尼孔面积偏小的情况下,随着低压腔体积的增大,相反地主导极点一致向虚轴缩进,但都保持在负实部区域内。

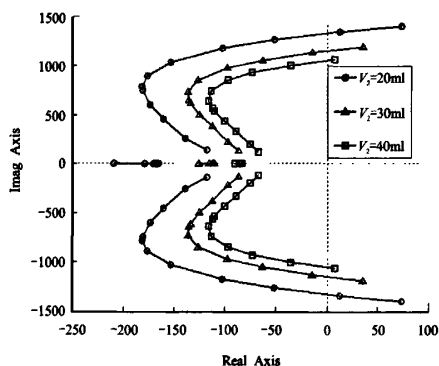


图 5 阻尼孔面积与低压腔容积变化下主导极点的轨迹

Fig.5 Dominant pole trajectory varies with orifice size and cavity volume

## 4 结论

通过对减压阀调节系统的动态稳定性性能的分析及仿真研究,并结合以往的设计与实验经验,得出以下结论:

(1) 增加阀芯运动系统的阻尼系数。措施之一一是减小阻尼孔面积或增设阻尼腔,之二增加运动件的粘性摩擦阻尼,如减小运动件之间的配合间隙,但影响其可靠性能。

(下转第 55 页)

上与气瓶接管嘴相连接的导管连接处。由于此处气瓶接管嘴与气瓶的连接方式为金属与非金属的连接方式。通常来讲,如果采用图3所示的传统包扎方法,会因为气瓶接管嘴自身根部结构的微渗漏,导致此处氦检值的失真。因此,针对此处的特殊结构,首先要做到的是将气瓶接管嘴根部用塑料布、胶布及保险丝进行单独捆扎,然后再对此处导管检测部位用传统方法进行包扎。这样做的目的主要是将外界影响源减小至最低,避免其影响检测结果。

### 3 结论

(1) 目视检测技术能够直观地检测出姿控发动机零、组件表面缺陷及内腔的多余物,有效地杜绝了姿控发动机功能件表面的磕、碰伤及内腔的多余物等质量问题带入总装发动机系统上。

(2) 射线照相技术能够有效地检测出焊接件焊缝内部质量缺陷,防止了导管焊接部位及其余焊接件的焊接缺陷带到总装发动机上。

(3) 泄漏检测技术可以准确地检测出单根导管焊缝泄漏,并进行系统泄漏后的定位及定量分析,通过泄漏检测保证了发动机系统联接件的密封完好性。

在姿控发动机总装中通过以上三种无损检测方法的应用,确保了姿控发动机总装过程中产品性能的完好性,更好地预防了姿控发动机装于弹体上后可能出现的诸多质量隐患。

#### 参考文献:

- [1] 吴孝俭, 闫荣鑫. 泄漏检测[M]. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [2] 王自明. 无损检测综合知识[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.
- [3] 米连柯 H II. 液体火箭发动机试验研制的理论基础[M]. 北京: 国防工业出版社, 1978.
- [4] 黄立德. 发动机制造技术[M]. 北京: 宇航出版社, 1985.
- [5] 袁晓峰, 许化龙, 徐志高. 液体火箭发动机诊断知识挖掘系统设计[M]. 火箭推进, 2008, 34(3): 44-48.

(编辑: 马 杰)

(上接第38页)

(2) 改变低压腔体积。适当增大低压腔体积可使气流在低压腔内的缓冲作用加大, 增大了抗干扰能力, 如在出口增设小容器。同时低压腔体积过大会导致压力滞后大, 加大了压力振荡和阀芯振动的相位差, 在一定的条件下可能使振幅增大而导致不稳定。

另外, 可以通过增加弹性元件刚度, 减小运动件质量以及改变管路系统都可以使减压阀的稳定性能提高, 要注意的是, 改变某些结构参数能使减压阀动态稳定性提高, 同时又会使静态偏差增大, 因此要全面综合考虑, 最终通过实验验证来确定。

#### 参考文献:

- [1] 尤裕荣, 曾维亮. 逆向卸荷式气体减压阀的动态特性仿真[J]. 火箭推进, 2006(3): 24-29.
- [2] 陈启智. 液体火箭发动机控制与动态特性理论[M]. 长沙: 国防科技大学出版社, 1993.
- [3] 薛定宇. 反馈控制系统设计与分析-MATLAB语言应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2000.
- [4] 刘国球 主编. 液体火箭发动机原理[M]. 北京: 宇航出版社, 1993.
- [5] 刘红军, 张恩昭, 董锡鉴. 涡轮泵联动试验系统参数稳定性分析[J]. 推进技术, 1999(4): 32-35.

(编辑: 马 杰)