

气动薄膜调节阀控制系统工作过程的动态仿真

¹陈 阳, ¹高 芳, ¹张振鹏, ²朱子环

(¹北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100083; ²北京航天试验技术研究所, 北京 100074)

摘 要: 借鉴气体减压器动态仿真的有限体积模型发展了一种可仿真气动薄膜调节阀动态流场的有限体积模型, 并结合简单的比例-积分-微分 (PID) 控制算法, 发展了一种可仿真气动薄膜调节阀控制系统工作过程的动态仿真模型。采用此模型, 运用模块化建模与仿真方法对气动薄膜调节阀控制液体火箭发动机贮箱压强的简化系统进行了动态工作过程仿真, 比较了不同 PID 参数和初始参数设置情况下的控制品质。数学模型和建模方法显示出较好的有效性和通用性。

关键词: 气动薄膜调节阀; 有限体积法; PID 控制; 动态仿真

中图分类号: V432

文献标识码: A

文章编号: (2006) 06-0028-07

Dynamic simulation of working process for control system of a pneumatic diaphragm control valve

¹Chen Yang, ¹Gao Fang, ¹Zhang Zhenpeng, ²Zhu Zihuan

(¹ School of Astronautics, Beijing Univ. of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;

² Beijing Institute of Aerospace Testing Technology, Beijing 100074, China)

Abstract: Based on the finite volume model of gas pressure reducing regulator, a finite volume model was developed to simulate dynamic flow field in pneumatic diaphragm control valve (PDCV). Combining with simple PID control algorithm, a model was established to simulate dynamic working process of control system based on PDCV. Then by employing the model, by means of the modularization modeling and simulation method, working processes of a simplified tank pressure control system were simulated to study control effect in six cases with different PID parameters or initial opening of PDCV. The conclusions obtained by analysis can be used to improve the existing test-bed control system or establish new test-bed control system.

Key words: pneumatic diaphragm control valve; finite volume method; PID control; dynamic simulation

收稿日期: 2006-04-11; 修回日期: 2006-06-19。

作者简介: 陈阳 (1979—), 男, 博士研究生, 研究领域为液体火箭发动机系统动力学与仿真。

1 引言

气动薄膜调节阀是气动执行器的品种之一,与气动或电动(配用电-气转换器)调节仪表等联接后,用于工业生产过程的自动调节和远程控制。作用是通过调节薄膜气室中控制气的压强来调节阀芯开度以定量的调节介质流量,从而达到调节所需参数(压强、流量、温度、液位等)的目的。气动薄膜调节阀控制系统仿真一般包括两个关键技术:流场数值模拟、比例积分微分(PID)控制算法与参数整定。

流场数值模拟方面,在一般调节阀动态仿真的研究上,文献[1]采用传递函数方法和等温流动假设对某气体管路系统进行了建模,其调节阀控制方式为开式控制,文献[2]采用特征线法对某液体调节阀的流量特性进行了研究,文献[3]对GX-1型调节阀进行了试验和三维数值模拟,主要侧重于揭示调节阀内部流场结构而非对系统控制过程的研究。在气动薄膜调节阀的研究上,通常侧重于原理和应用^[4],与数值建模和动态仿真相关的研究国内尚未发现公开文献,由于其原理和气体减压器相似,可以借鉴减压器的动态仿真模型开展数值研究。文献[6]从可压缩瞬变流一维守恒形式的连续方程和能量方程出发,通过对有限元状态变量模型^[7]推导过程的拓展获得了适用于变体积容腔的气体容积模型,并结合气体管道、气体阀门的有限元状态变量模型,通过对三者的组合运用发展了一种可仿真气体减压器动态流场的有限体积模型,改进了以往模型的不足之处,但是其模型忽略了容腔体积变化时流体的膨胀功。

PID控制算法与参数整定方面,已研究得比较充分,在应用中基于系统响应特性采用凑试法确定比例、积分、微分环节的参数值即可达到良好的控制效果。

本文借鉴气体减压器动态仿真的有限体积模型,通过考虑膨胀功改进了变体积气体容积的数学模型,发展了一种可仿真气动薄膜调节阀动态流场的有限体积模型,并结合简单的PID控制算

法,发展了一种可仿真气动薄膜调节阀控制系统工作过程的动态仿真模型。

2 改进的变体积气体容积数学模型

忽略管流的轴向热传导,忽略重力场影响,考虑流体由于体积变化所作的膨胀功,可压缩流体一维流动守恒形式的能量方程为

$$\frac{\partial(EA)}{\partial t} + \frac{\partial(EuA + puA)}{\partial x} = -p \frac{dV}{dt} + \dot{q}C$$

式中,单位体积总能量 $E = \rho(e + u^2/2)$, e 为单位体积的内能; p 为压强; u 为流速; A 为管道截面积; V 为控制体的体积; \dot{q} 为管壁对控制体的单位面积上的热流密度; C 为管道周长。

对于有多个入口(n_{in})和出口(n_{out})的体积可变的气体容积,假设气体管流为一维理想气体绝热流动,其中的压强、密度、单位体积总能量等状态参数是瞬时一致和均匀的,忽略容腔中低速($Ma < 0.3$)气体动能的影响,从上述方程出发可推得能量方程为

$$\frac{dp}{dt} = \gamma \left[\sum_{i=1}^{n_{in}} \left(p^{\text{in}} Q_v^{\text{in}} \right)_i - \sum_{j=1}^{n_{out}} \left(p^{\text{out}} Q_v^{\text{out}} \right)_j - p \frac{dV}{dt} \right] =$$

$$\gamma \left[\sum_{i=1}^{n_{in}} \left(p^{\text{in}} \frac{Q_m^{\text{in}}}{\rho} \right)_i - \sum_{j=1}^{n_{out}} \left(p^{\text{out}} \frac{Q_m^{\text{out}}}{\rho} \right)_j - p \frac{dV}{dt} \right]$$

上式结合连续方程^[6],即为改进的变体积气体容积数学模型。式中, γ 为气体比热比, Q_v 、 Q_m 分别为体积流量和质量流量,上标 in、out 表示边界参数采用迎风格式^[6]。

3 调节阀流场数值模型

图1为某气动薄膜调节阀的结构示意图,型号为反作用气开式套筒阀,公称压力 PN6.4MPa,公称通径 DN25mm,薄膜气室(控制腔)中控制气压强可调范围为 0.020~0.100MPa(表压),阀芯行程为 0~16mm,套筒上所开窗口的大小和几何形状决定了流通能力的大小和流量特性,以下将以此种调节阀为例建立其有限体积模型。

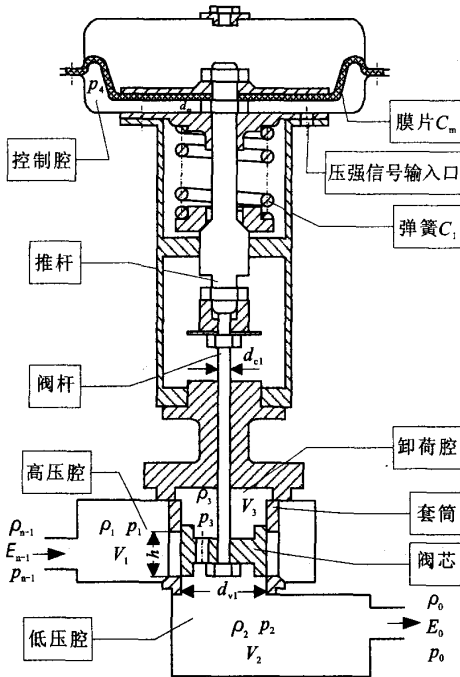


图1 气动薄膜调节阀的结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of pneumatic diaphragm control valve

图2为气动薄膜调节阀的有限控制体积网格，其边界处为相连气体管道的边界网格，把调节阀视为由高压腔、低压腔和卸荷腔三个气体容积组合而成，气体容积之间由局部流阻连接。高

压腔可视为体积恒定的气体容积，低压腔和卸荷腔的体积随阀芯的开合变化较大，需要视为变体积分气体容积。

3.1 高压腔和低压腔

连续方程

$$\frac{d\rho_1}{dt} = \frac{1}{V_1} (\rho_1^{in} u_n A_n - Q_{m1}) \quad (1)$$

$$\frac{d\rho_2}{dt} = \frac{1}{V_2} (Q_{m1} - \rho_2^{out} u_0 A_0 - Q_{m3} - \rho_2 \frac{dV_2}{dt}) \quad (2)$$

能量方程

$$\frac{d\rho_1}{dt} = \frac{\gamma}{V_1} \left(\rho_1^{in} u_n A_n - \rho_1 \frac{Q_{m1}^{out}}{\rho_1} \right) \quad (3)$$

$$\frac{d\rho_2}{dt} = \frac{\gamma}{V_2} \left(\rho_2^{in} \frac{Q_{m1}^{out}}{\rho_2} - \rho_2^{out} u_0 A_0 - \rho_2 \frac{Q_{m3}^{out}}{\rho_2} - \rho_2 \frac{dV_2}{dt} \right) \quad (4)$$

$$\frac{dV_2}{dt} = \frac{dV_3}{dt} = \frac{\pi (d_3^2 - d_{cl}^2)}{4} \cdot \frac{dh}{dt} \quad (5)$$

式中， $V_3 = V_3 - \frac{\pi}{4} (d_3^2 - d_{cl}^2) h$ ， V_3 、 V_3' 分别为阀芯开度为 h 和 $h=0$ 时的卸荷腔体积， d_3 为卸荷腔内径， d_{cl} 为阀杆直径。

温度计算公式： $T_1 = p_1 / (\rho_1 R)$ ， $T_2 = p_2 / (\rho_2 R)$ ，式中， R 为气体常数。

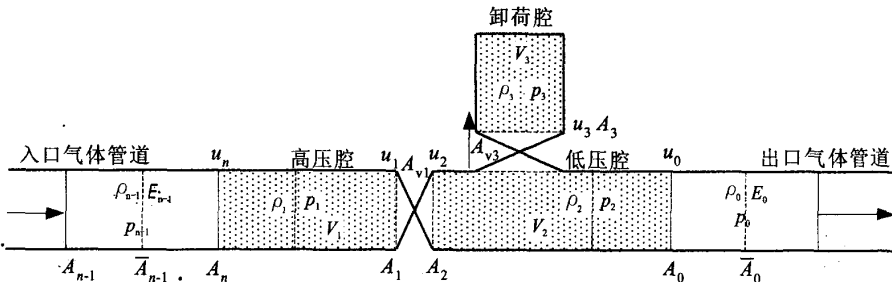


图2 气动薄膜调节阀的有限控制体积网格

Fig.2 Finite control volume grids of pneumatic diaphragm control valve

3.2 阀芯节流处

阀芯节流质量流量方程为

$$Q_{m1} = \begin{cases} C_{d1} A_{v1} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_1 \rho_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \\ \quad \frac{p_2}{p_1} > \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}, p_1 \geq p_2 \geq 0 \\ C_{d1} A_{v1} \sqrt{p_1 \rho_1 \gamma \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}, \frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases} \quad (6)$$

式中, A_{v1} 为阀芯处的流通截面积; C_{d1} 、 C_{d1}' 为流量系数表征阀芯的节流特性, 其值为 h 的函数, 需要通过试验针对不同类型的阀芯建立 C_{d1} 、 $C_{d1}' \sim h$ 曲线, 且对不同的流体介质要依据粘度和密度作适当修正。

假设套筒上对称开两个 $\Phi 16\text{mm}$ 的圆孔, 则流通截面积

$$A_{v1} = 2 \left[\left(\arccos \frac{h_{\max} - 2h}{h_{\max}} \right) \left(\frac{h_{\max}}{2} \right)^2 - \left(\frac{h_{\max}}{2} - h \right) \sqrt{\left(\frac{h_{\max}}{2} \right)^2 - \left(\frac{h_{\max}}{2} - h \right)^2} \right]$$

特定截面处局部流速计算公式 $u_A = \frac{Q_{m1}}{\rho_A A_A}$ 。

3.3 卸荷孔节流处

卸荷孔质量流量方程为

$$Q_{m3} = \begin{cases} C_{d3} A_{v3} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} p_2 \rho_2 \left[\left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_3}{p_2} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \\ \quad \frac{p_3}{p_2} > \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}, p_2 \geq p_3 \geq 0 \\ C_{d3} A_{v3} \sqrt{p_2 \rho_2 \gamma \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}, \frac{p_3}{p_2} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \end{cases} \quad (7)$$

式中, 卸荷孔流通截面积 $A_{v3} = \pi d_{v3}^2 / 4$, 在逆向流动的情况下, 即方程 (7) 在 $0 \leq p_2 < p_3$ 时, p_2 、 p_3 位置交换并在质量流量结果前加上负号。

3.4 卸荷腔

$$\text{连续方程} \quad \frac{dp_3}{dt} = \frac{1}{V_3} \left(Q_{m3} - p_3 \frac{dV_3}{dt} \right) \quad (8)$$

$$\text{能量方程} \quad \frac{dp_3}{dt} = \frac{\gamma}{V_3} \left(p_3 \frac{Q_{m3}}{\rho_3} - p_3 \frac{dV_3}{dt} \right) \quad (9)$$

3.5 力平衡方程

为了系统求解时采用 Runge-Kutta 法, 把二阶微分方程形式的力平衡方程降阶为

$$\begin{aligned} dh/dt &= h_d, & 0 \leq h \leq h_{\max} \\ \frac{dh_d}{dt} &= \frac{-C_1(x_1 + h) + C_m(x_0 - h)}{m_{vc}} + \\ &\quad \frac{p_4 A_m + p_2 A_2 - p_3 A_3 - \beta h_d}{m_{vc}} \end{aligned} \quad (10)$$

阀芯运动时的阻尼系数

$$\beta = \lambda_s \cdot K_s = \lambda_s C_\Sigma, \quad \lambda_s = (1.5 \sim 4) \times 10^{-4} \text{s}$$

式中, C_1 、 C_m 分别为弹簧、膜片的刚度, C_Σ 为两者之和; x_0 、 x_1 分别为阀芯完全关闭 ($h=0$) 时膜片、弹簧的压缩量; p_4 为控制气压强; A_m 为控制腔气体作用在膜片上的有效面积; A_2 、 A_3 分别为低压腔、卸荷腔气体作用在阀芯上的有效面积; m_{vc} 为阀芯质量。

4 调节阀压强信号控制 PID 算法

PID 控制器基于负反馈原理, 离散化后的数字增量式 PID 控制算式为

$$\Delta p(n) = K_p [e(n) - e(n-1)] + K_i e(n) + K_d [e(n) - 2e(n-1) + e(n-2)] \quad (11)$$

$$p(n) = p(n-1) + \Delta p(n) \quad (12)$$

式中, $e(n)$ 、 $p(n)$ 分别为第 n 次采样时被控制量的偏差信号和输出的薄膜气室控制气压强信号 (即 p_4); K_p 为比例系数; $K_i = K_p T / T_i$ 为积分系数; $K_d = K_p T_d / T$ 为微分系数; T_i 、 T_d 、 T 分别为积分时间常数、微分时间常数、采样周期。

5 算例与讨论

液体火箭发动机地面热试车时, 为了发动机的稳定工作, 需要保证试车台低温推进剂输送系

统的稳定,因此就要求推进剂贮箱压强在发动机启动、稳定工作直至关机的过程中保持恒定。实际试车时,一方面由于启动时的流量突增以及贮箱中低温推进剂与增压气体之间复杂的非稳态传热传质过程,单纯依靠开式控制难以平稳、准确的调节箱压波动,另外,液发试验特别是高压挤压试验的点火时间仅为几秒,要求点火 2~3 秒内必须进入额定工况,对控制方法的快速性有很高的要求。解决方法之一是采用基于 PID 算法的气动薄膜调节阀控制系统,基本原理是调节仪根据箱压偏差输出电流信号,电-气转换器把 4~20mA 电信号转换为调节阀控制气 0.020~0.100MPa (表压)的压强信号,从而实现对箱压的实时调节使其平稳、快速、准确的稳定在给定值。

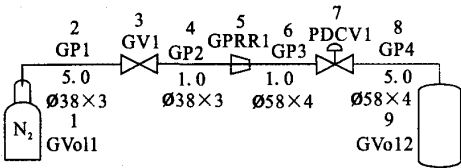


图 3 气动薄膜调节阀控制贮箱压强简化系统的模块化仿真模型

Fig.3 Modularization simulation model of simplified tank pressure control system

图 3 设计了一个通过气动薄膜调节阀控制贮箱压强的简化系统,采用模块化建模方法对其建立了仿真模型,模块化建模时把此系统化为 4 段气体管道 (GP1~GP4)、2 个气体容积 (GVol1、GVol2)、1 个气体阀门 (GV1)、1 个气体减压器 (GPRR1) 和 1 个气动薄膜调节阀 (PDCV1),气体管道网格划分为 100mm/grid,图中标出了各管道的长度 (单位: m)、外径和厚度 (单位: mm),阀门、减压器、调节阀沿管路走向的长度为两个网格单元,氮气瓶、贮箱体积分别设置为 4.5m³、1.5m³。系统初始状态设置为: 高压氮气瓶-减压器高压腔之间管路为 14MPa,减压器低压腔-调节阀高压腔之间管路为 1.8MPa,调节阀低压腔之后管路为 0.5MPa,温度均为 278K,调节阀薄膜气室中输入初始控制气压强 $p(0)$ 。

图 4 为贮箱压强控制原理示意图,给定箱压值 0.5MPa,则箱压偏差值 $e(n)=0.5\times10^6-p_{\text{tank}}(n)$ 。系统启动后贮箱开始输出 0.30kg/s 氮气质量流量,为仿真变工况下系统的动态响应,10s 后使输出流量瞬间增加到 0.50kg/s 并保持 10s。认为气体管路为一维理想气体绝热流动,管壁摩擦采用准稳态的平均摩擦损失模型,用经典四级四阶龙格-库塔法对上述动态过程进行数值仿真。

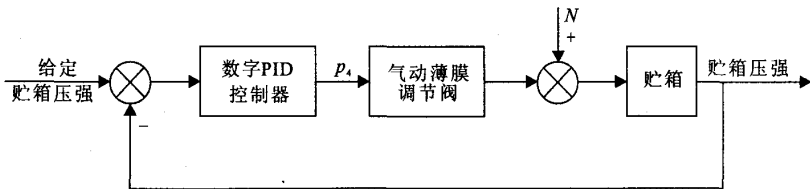


图 4 贮箱压强控制原理示意图
Fig.4 Schematic diagram of tank pressure control

表 1 不同参数设置情况下仿真所得控制效果的比较
Tab. 1 Comparison of simulation control effect in six cases

| 算例 | K_p | K_i | K_d | T/s | $p(0)/\text{MPa}$ | $h(0)/\text{mm}$ | 仿真控制效果评价 |
|----|-------|-------|-------|-------|-------------------|------------------|----------------------|
| 1 | 2 | 0.07 | 0 | 0.02 | 0.044 | 4.80 | 平稳准确地恢复到给定值,启动更加平稳 |
| 2 | 2 | 0.07 | 0 | 0.02 | 0.02 | 0 | 在 4 秒内准确地恢复到给定值,存在超调 |
| 3 | 2 | 0.07 | 0 | 0.02 | 0.02 | 0 | 消除静差过程变慢,超调现象明显减弱 |
| 4 | 2 | 0.12 | 0 | 0.02 | 0.02 | 0 | 消除静差过程变快,超调量有所增大 |
| 5 | 2 | 0.07 | 0.05 | 0.02 | 0.02 | 0 | 微分环节对响应曲线影响不大 |
| 6 | 2 | 0 | 0 | 0.02 | 0.02 | 0 | 存在静差,无法消除 |

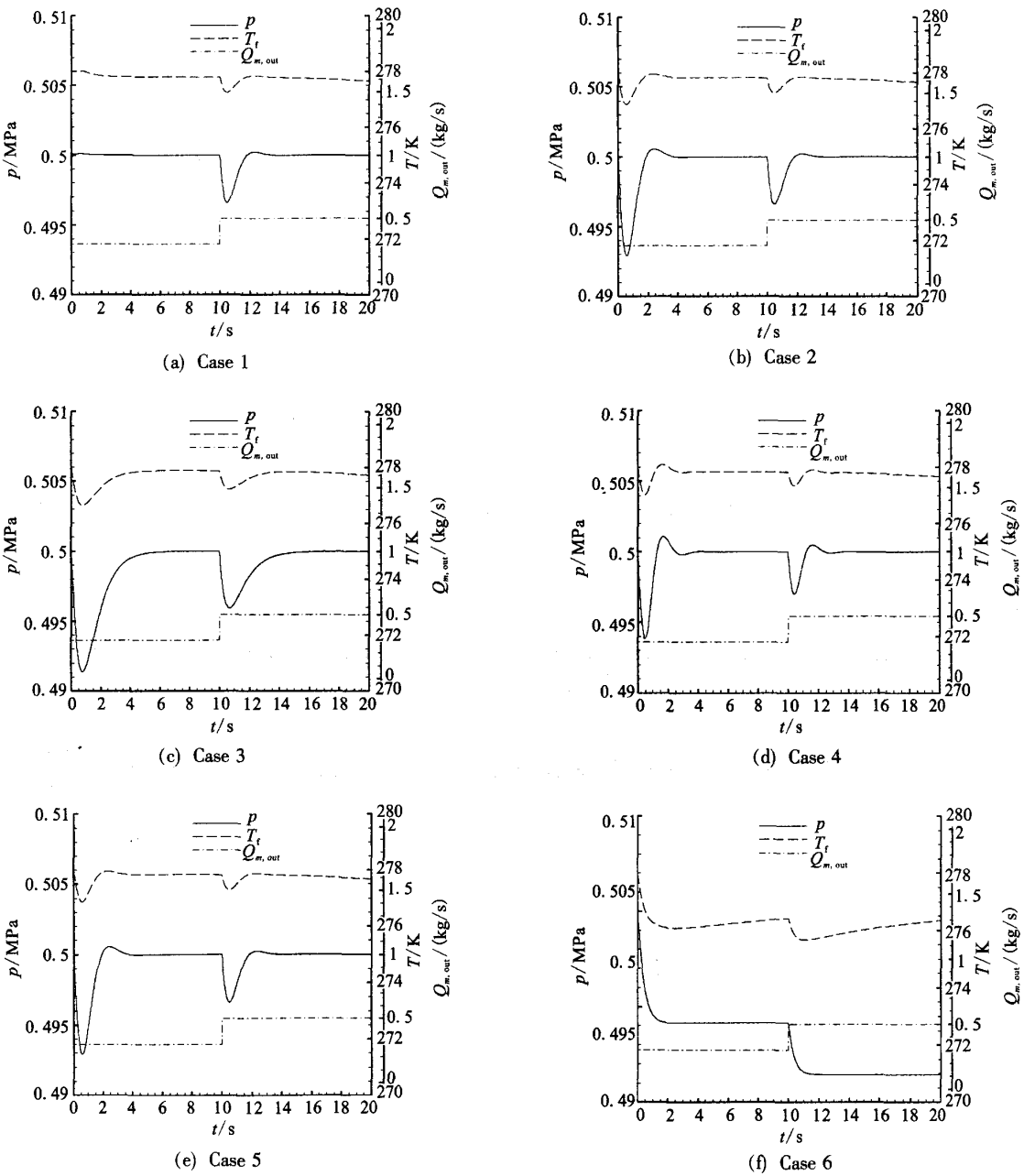


图 5 贮箱压强、温度、输出流量的响应曲线

Fig.5 Response curves of tank pressure, temperature and outlet flux

表 1 为不同参数设置情况下仿真所得控制效果的比较。其中，0.044MPa（表压）的初始控制气压强对应着 4.80mm 的调节阀阀芯初始开度。

图 5 为六个算例的计算结果曲线，从各图可

以看出，系统启动后随着贮箱流量的输出，箱压下降，偏差信号在每个采样时刻反馈到调节阀，使其开度逐渐增大并最终稳定在与贮箱输出流量相适应的位置，10s 时刻系统变工况后的响应过

程与阀芯初始开度为零时的启动过程相似。

从图 (a)、(b)可以看出,算例 1、2 的参数设置均可以使箱压在 2~4 秒内准确的恢复到给定值,算例 1 由于按照经验预置了与阀芯实际稳定开度相近的初始开度,因此启动过程更加平稳、迅速,算例 2 由于积分环节的作用存在一定的超调;图(c)显示采样周期变慢后,消除静差的过程变慢,但超调现象明显减弱;图(d)显示加大积分系数后,箱压消除静差的过程变快,但超调量有所增大;从图(e)可看出,由于贮箱有一定的体积容量,对阶跃激励的响应比较缓慢,因此微分环节对其响应曲线影响不大;算例 6 无积分环节,相当于比例调节器,图(f)显示虽然箱压也可以较快的重新达到稳态值,但与给定值之间存在着明显的静差并且无法消除,系统变工况后静差进一步增大。

6 结束语

气动薄膜调节阀建模和编程时采用了通用建模和编程方法,即按照一定的规则进行参数定义,仿真时只需要给出待仿真调节阀的参数输入文件,通过气动薄膜调节阀类型识别变量,程序即可对给定类型(正作用气关式、反作用气开式套筒阀)的调节阀进行仿真。

仿真结果表明,合理设计比例系数、积分系数并按照经验预置与阀芯额定开度相近的初始开度,可以保证箱压启动过程的平稳、迅速和准确性,而微分环节对贮箱增压系统的动态响应特性影响不大。实际应用中,由于受气动薄膜调节阀动作时间的制约,采样时间要慢些,对控制品质的评价不是基于恢复到某个确定的箱压给定值,而是基于给定的箱压范围,此外,根据需要还可配用空气安全阀、气动保位阀、阀位控制器等辅助元件,配用辅助元件后调节阀的控制原理有所改变,需要根据应用情况调整模型。

实际的液发地面热试车过程中,箱压的的扰动因素不仅仅包括本文所仿真的启动时的流量突增以及变工况时的流量突变,贮箱中低温推进剂

及壁面与增压气体之间复杂的非稳态传热传质过程、随着推进剂的消耗贮箱液位下降而可能导致的发动机泵前压强的下降、发动机系统的燃烧不稳定、气体减压阀阀芯开度的振荡等等,这些都是可能导致箱压波动的原因,因此有必要针对包括发动机在内的整个试车系统建立有效的仿真模型进行动态仿真研究,同时需要与试车测试结果进行对比以修正部件模型参数(例如阀门流量系数),并对 PID 控制算法进行参数整定,从而建立有效的 PID 控制机制以取得良好的控制品质。

对箱压控制系统的仿真不仅可以研究不同 PID 参数设置情况下的控制品质,而且可以通过分析仿真获得的细致的管网状态参数动态曲线和特定时刻的参数分布曲线研究系统的工作过程及各组件的作用,从而为实际试车提供监控依据。本文工作的不足是基于简化系统,因此这种应用目前局限于定性分析上,以后的工作是在针对实际试验台系统的应用中验证其仿真精度并通过修正模型经验参数提高其精度。

参考文献:

- [1] 付卫东,袁修干,梅志光.管路系统通过调节阀控制气体流动的动态数学模型建立[J].航空学报,1999,20.
- [2] 刘刚,方金春,雍歧卫.调节阀动态特性的数值模拟[J].阀门,2004,(4).
- [3] 屠珊,孙弼,毛靖儒.汽轮机 GX-1 型调节阀流动特性的试验与数值研究[J].西安交通大学学报,2003,37(11).
- [4] 屈念民.气动薄膜调节阀的工作原理与应用[J].仪器与未来,1991,11.
- [5] 张新闻.气动薄膜调节阀工作特性对调节系统的影响[J].电力建设,2003,24(7).
- [6] 陈阳,高芳,张黎辉,等.减压阀动态仿真的有限体积模型[J].推进技术,2006,27(1).
- [7] 张育林,刘昆,程谋森.液体火箭发动机动力学理论与应用[M].北京:科学出版社,2005.

(编辑:陈红霞)