

文章编号:1000-8055(2011)12-2834-07

火箭贮箱增压系统起动关闭过程压力冲击计算

王 翀, 郭媛媛, 梁国柱

(北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100191)

摘 要: 为研究火箭贮箱增压系统起动、关闭瞬变过程中压力冲击的产生过程和传播规律,采用可应用于多种气体计算的拉格朗日坐标下的一维非定常气体运动方程有限差分格式求解管路流动,管路元件由反映其动态过程的常微分方程数值求解,气体摩擦损失使用准稳态公式计算.采用 B-B(Beattie-Bridgeman)方程描述真实气体热力学关系.对某增压系统模型起动、关闭中包括压力冲击在内的动态过程进行了计算.计算表明:起动过程中,压力冲击变化大,压力振荡周期短、频率高、衰减迅速;关闭过程中,压力冲击变化小,压力振荡周期长、频率低、衰减缓慢.两种过程中都出现了高于气瓶增压压力的冲击压力峰值.数学模型和方法在火箭贮箱增压系统瞬变过程的计算中显示了较好的有效性.

关 键 词: 运载火箭; 贮箱增压系统; 压力冲击; 数值模拟; 真实气体

中图分类号: V434.23

文献标志码: A

Simulation of pressure shock during start and shutdown operation of rocket tank pressurization system

WANG Chong, GUO Yuan-yuan, LIANG Guo-zhu

(School of Astronautics,

Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China)

Abstract: For the purpose of researching into the engendering and diffusing of the pressure shock during the starting and the shutting of the rocket tank pressurization system, one-dimensional nonsteady finite difference equations under the Lagrange reference frame were built to simulate the gas flow in the pipes, and ordinary differential equations were calculated numerically based on the dynamic processes of the components, while the frictional loss was computed with a quasi-steady formula. The B-B (Beattie-Bridgeman) function was used to simulate the real-gas effect. The results were presented for the unsteady processes of a representative pressurization system, including the pressure shock that appeared during the starting and shutting operation. It is shown that the pressure shock during the starting changes with large amplitude and the pressure oscillation have shorter period, higher frequency, and rapidly cause of attenuation, while the pressure shock and oscillation changes reversely during the shutting operation. During both the operations, the pressure peak appeared was higher than the pressure in the bottle. The mathematical model and calculating method are validated to be effective in the calculation of the dynamic process of the rocket tank pressurization system.

Key words: launch vehicle; tank pressurization system; pressure shock; numerical simulation; real gas

收稿日期:2011-01-13; 修订日期:2011-03-14

作者简介:王翀(1984—),男,北京人,博士生,主要从事贮箱增压系统仿真研究.

增压系统是运载火箭推进系统的重要组成部分,其正常工作关系到推进剂的稳定供应和发动机的正常运行,因此近年来国内外普遍开展了针对增压系统的仿真研究. NASA(美国国家航空航天局)马歇尔航天飞行中心开发了用于模拟复杂流体管路系统工作过程的计算程序 GFSSP,并应用该程序进行了液体火箭发动机氦气增压系统的全过程工作仿真^[1]. Hedayat 等人利用火箭发动机动态仿真程序(rocets)对 X-34 的氦气增压系统在正常工作和阀门失效情况下的压力变化进行了计算^[2-4]. 陈阳等利用刘昆、张育林等提出的有限元状态空间模型对液体火箭发动机试车台的稳定工况进行了仿真^[5]. 但上述工作主要针对的是系统定常或参数变化较慢的准定常工作状态. 而对系统启动或关闭过程中的压力冲击现象(类似于液体管路的水击)的研究则很少见于文献.

启动或关闭过程中的压力冲击是贮箱增压系统正常工作的隐患. 一旦冲击压力超过管路元件的承受能力,则会造成元件的损坏、工作不正常甚至完全失效. 目前液体管路水击方面的研究较多,但气体管路中的水击现象在影响因素和计算方法等方面有不同的特点^[6],不能直接借鉴液体水击现象的研究方法和结论.

李文绚、金保侠介绍了一种拉格朗日坐标下的一维非定常气体运动方程及其计算格式^[7]. 郭媛媛等采用该方法对包含减压器的增压系统工作过程的动态参数变化进行了仿真^[8],计算证明该格式对一维管路流动问题是有效的. 本文在这一研究的基础上,进一步改进计算方法和模型,对某增压系统模型启动、关闭过程中的压力冲击过程进行研究,并尝试建立计算增压系统启动、关闭过程压力冲击及管路参数变化的可靠方法.

1 计算模型的建立

1.1 增压系统方案

图 1 为某增压系统方案示意图. 工作气体为常温(288.15 K)氦气,电磁阀上游增压压力为 35

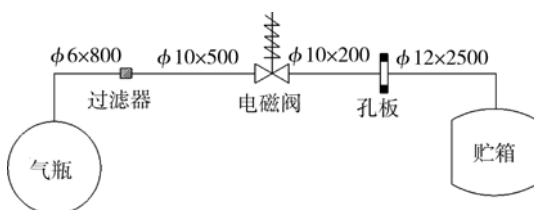


图 1 增压系统示意图

Fig. 1 Sketch map of the pressurization system

MPa,电磁阀下游初始压力为 0.34 MPa. 各段管路长度尺寸如图 1 中所示.

1.2 管路流动模型

采用拉格朗日形式的气体动力学方程组,这种形式的优点在于可以更准确地计算接触间断^[7],并且可以自然推广到管路中存在不同种类气体(流体)的情况. 由于瞬变过程发生时间很短,忽略传热的影响. 等截面绝热管流的质量、动量、能量和热力学补充方程分别为

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{\rho} \right) = \frac{\partial v}{\partial s}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial s} + f_r$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(e + \frac{v^2}{2} \right) = -\frac{\partial}{\partial s} (pv)$$

$$p = p(\rho, T)$$

$$e = e(p, T)$$

(1)

方程建立在时间坐标 t 和质量坐标 s 上. 为描述各质点的空间坐标 x 的变化,增加方程

$$\frac{\partial x}{\partial t} = v \quad (2)$$

经推导可得到非散度形式的连续方程差分格式^[7]:

$$\frac{\partial x}{\partial s} = \frac{1}{\rho} \quad (3)$$

利用动量方程可以把能量方程进一步变形为

$$\frac{\partial e}{\partial t} = -p \frac{\partial v}{\partial s} - v \cdot f_r \quad (4)$$

其中 v, ρ, p, e, T 分别为气体流速、密度、压强、单位质量内能和温度; f_r 为单位质量气体受到的壁面摩擦力,采用准稳态计算式^[9]

$$f_r = -\lambda \frac{v \cdot |v|}{2d} \quad (5)$$

式中的负号表示摩擦力的方向与速度方向相反,其中

$$Re \leq 2000 : \lambda = \frac{64}{Re};$$

$$Re > 2000 : \lambda = 0.11 \left[\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right]^{0.25}$$

式中 d 为管道直径, λ 为沿程损失系数, Re 为管路流动的雷诺数, Δ 为管壁粗糙度. 以上计算式得到的摩擦系数略小于非稳态的实际状况,但在长径比大于 20 的情况下,这一差别很小.

1.3 热力学补充方程

在气体压力较高的情况下,采用完全气体状态方程描述气体热力学过程误差较大,不能满足

工程需要^[10],为此本文采用 B-B(Beattie-Bridgeman)方程^[11]作为热力学补充方程

$$p = \left[\frac{R}{V} + \frac{RB_0}{V^2} - \frac{RB_0b}{V^3} \right] T - \left[\frac{Rc}{V^2} + \frac{RB_0c}{V^3} + \frac{RB_0bc}{V^4} \right] T^{-2} - \frac{A_0}{V^2} + \frac{aA_0}{V^3} \quad (6)$$

其中 R 为气体常数, V 为气体摩尔体积, A_0, B_0, a, b, c 为与气体种类有关的常数. B-B 方程能够较准确地描述气体在高压、低温条件下的热力学关系,满足工程需要.

1.4 管路元件模型

对管路元件建立描述其工作特点的关系式或对时间变量的常微分方程. 管路元件模型有两种基本物理模型组成.

1) 节流孔模型

给定前后压力、密度下的节流孔质量流率 $\dot{m}$

$$\dot{m} = \mu AK \sqrt{p_1 \rho_1} \quad (7)$$

其中 μ 为流量系数, A 为流通面积, p_1 和 ρ_1 为上游总压和总密度(上游速度较小时,可以用静压和静密度近似代替), K 值与下游和上游压力比 p_2/p_1 有关.

在亚临界流动,即 $1 \geq \frac{p_2}{p_1} \geq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ 时,

$$K = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (8)$$

临界或超临界流动,即 $\frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ 时,

$$K = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma+1} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{2}{\gamma-1}}} \quad (9)$$

2) 体积空间模型

设空间内的气体流速近似为 0 且参数分布均匀,考虑出、入口气体流动与空间体积变化率,没有机械功交换的能量方程和连续方程为

$$\left. \begin{aligned} \frac{dE}{dt} &= e_{in} \dot{m}_{in} + p_{in} v_{in} A_{in} - e_{out} \dot{m}_{out} - p_{out} v_{out} A_{out} \\ \frac{dm}{dt} &= \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

其中下标 in 表示入口(上游)参数, out 表示出口(下游)参数, v 为气体流速, A 为出、入口截面积, e 为流入、流出的单位质量气体的能量(包含气体的动能和内能,对马赫数小于 0.3 的情况,可用内能代替), $\dot{m} = \rho v A$ 为质量流率, E 为体积空

间内气体的能量(内能), m 为体积空间内气体质量

$$\begin{aligned} E &= u \rho V \\ m &= \rho V \end{aligned} \quad (11)$$

其中 V 为气体空间体积,对于单位质量的内能 $u = E \cdot (\rho V)^{-1}$,有

$$\frac{du}{dt} = \frac{1}{\rho V} \frac{dE}{dt} - \frac{u}{\rho} \frac{d\rho}{dt} - \frac{u}{V} \frac{dV}{dt} \quad (12)$$

对体积空间内气体密度 $\rho = mV^{-1}$,有

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{dm}{Vdt} - \frac{m}{V^2} \frac{dV}{dt} = \frac{dm}{Vdt} - \frac{\rho}{V} \frac{dV}{dt} \quad (13)$$

故得到体积空间单位质量气体能量方程与连续方程

$$\left. \begin{aligned} \frac{du}{dt} &= -\frac{u}{\rho} \frac{d\rho}{dt} - \frac{u}{V} \frac{dV}{dt} + \frac{1}{\rho V} (e_{in} \dot{m}_{in} + p_{in} v_{in} A_{in} - e_{out} \dot{m}_{out} - p_{out} v_{out} A_{out}) \\ \frac{d\rho}{dt} &= \frac{1}{V} (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}) - \frac{\rho}{V} \frac{dV}{dt} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

以上方程与热力学补充方程联立可得体积空间内的气体压力、温度.

不同管路元件经过简化可由这两种基本模型的组合进行描述. 高压气瓶和推进剂贮箱采用只有出口或入口的体积模型;孔板、电磁阀采用节流孔后接一个体积空间的组合模型;三通、过滤器采用体积空间模型. 模型的出、入口条件由对应管路的边界给定.

1.5 管路网格处理

在建立增压系统整体模型时,将用上述模型描述的管路元件(气瓶、过滤器、电磁阀等)看作分布在管路中位置坐标固定的点,而以这些点为边界把管道系统划分为若干等截面管路,利用元件模型方程计算各边界点的参数,从而设定管路计算的边界条件.

对各段管路中的气体,引入有限差分网格,网格建立在拉格朗日质量坐标 s 上, $h_j = s_{j+1} - s_j$ 为网格步长,下标 j 为网格结点编号. 由于初始状态下各管路内气体均匀分布,初始网格采用空间均匀生成. 速度网格函数及质点欧拉坐标定义在整结点上,记为 v_j, x_j , 压力、密度、内能和温度网格函数定义在半整结点上($j=0, 1, 2, 3, \dots, N$).

由于拉格朗日形式气体动力学方程组建立在质量坐标上,空间坐标随气体运动,因此存在网格

点流出管路或新的气体质点流入管路,从而需要在每一时间步修正各段管路网络的边界结点.以管路左侧边界(入口)为例,记 $\dot{m}_0 = \rho_0 v_0 A_0$ 为入口质量流率,其正负由速度方向决定, qm_0 为累计流入管路的气体质量,初值为 0, X_0 为管路入口的空间坐标, H_0 为质量步长判断标准(根据计算需要给定).此后每一时间步 τ 后,累加计算 qm_0 ,即 $qm_0 = qm_0 + \dot{m}_0 \cdot \tau$,并按以下步骤处理:①判断是否满足 $qm_0 \geq H_0$,若满足(此时必为气体流入管路),则在管路入口处增加一个结点作为管路的第一个结点,编号为 0,令 $h_0 = qm_0$, qm_0 变为初值 0,下一时间步开始重新累加,网格处理完毕;②若不满足前述条件,判断是否满足 $x_0 < X_0$.若满足,即第一个结点的空间坐标小于物理管路入口的空间位置时(此时必为气体流出管路),则去掉入口结点,原来的第二个结点作为入口结点,令 $qm_0 = \frac{x_1 - X_0}{x_1 - x_0} h_0$,下一时间步开始在这一基础上继续累加,网格处理完毕;③若前两个条件都不满足,则不对网格进行处理.管路右侧边界(出口)的处理与之类似,不再赘述.

1.6 模型方程的离散与解法

建立管路流动方程的有限差分格式

$$\begin{aligned} \frac{x_{j+1}^i - x_j^i}{h_j^i} &= \frac{1}{\rho_{j+\frac{1}{2}}^i} \\ \frac{v_j^{i+1} - v_j^i}{\tau^i} &= - \frac{p_{j+\frac{1}{2}}^{i+1} + p_{j+\frac{1}{2}}^i - p_{j-\frac{1}{2}}^{i+1} - p_{j-\frac{1}{2}}^i}{2h_j^i} + f_{rj}^i \\ \frac{e_{j+\frac{1}{2}}^{i+1} - e_{j+\frac{1}{2}}^i}{\tau^i} &= \\ &- \frac{p_{j+\frac{1}{2}}^{i+1} + p_{j+\frac{1}{2}}^i}{2} \cdot \frac{v_{j+1}^{i+1} + v_{j+1}^i - v_j^{i+1} - v_j^i}{2h_j^i} - v_j^i \cdot f_{rj}^i \\ \frac{x_j^{i+1} - x_j^i}{\tau^i} &= \frac{v_j^{i+1} + v_j^i}{2} \end{aligned} \quad (15)$$

格式为空间中心差分,隐式时间格式,精度 (τ^2, h^2) . 隐式求解采用单时间步推进的牛顿迭代法,具体解法和稳定性分析可参考文献[7].

管路元件常微分方程采用 4 阶显式 Runge-Kutta 法求解,与求解管路流动方程的时间步长保持一致.

1.7 计算流程

根据上述算法编写了计算程序,计算流程如图 2 所示.

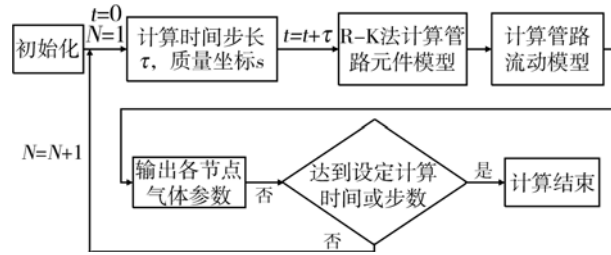


图 2 程序计算流程

Fig. 2 Flow chart of the simulation program

2 计算结果及分析

基于电磁阀单机的启动、关闭过程的模拟计算结果^[10],本文取电磁阀阀芯在开启、关闭过程中的运动延迟时间(即电磁阀阀芯从关闭/打开状态开始运动到完全打开/关闭的时间)分别为 0.4 ms 和 10 ms,且阀芯开度 h (电磁阀流通面积与最大流通面积之比)呈线性变化.同时计算了电磁阀瞬间打开、关闭的过程作为对比.

2.1 系统启动过程

启动过程中,冲击压力主要产生于节流孔板处,图 3 给出了计算得到的孔板处压力变化曲线.从图 3 中可以看出启动过程中孔板前的压力 p_{K1} 变化经历快速升高、振荡、稳定几个阶段;而孔板后 p_{K2} 的压力基本平稳,说明孔板有隔离上游压力脉动、保护下游元件的作用.

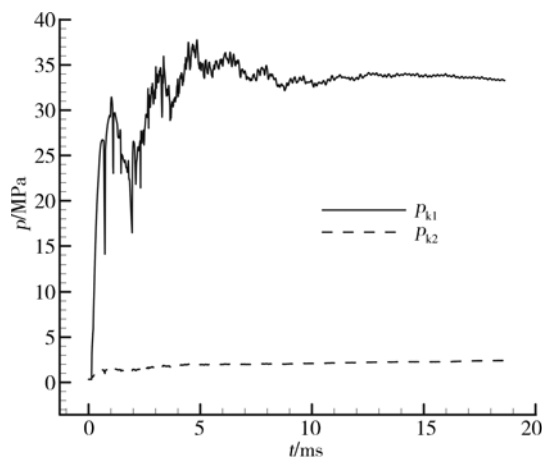
孔板前压力的快速升高是电磁阀打开后形成的激波到达孔板的结果,压力突跃(激波到达孔板引起的)数值不超过 5 MPa(如图 3(b)中区域 a 所示),并不起主要贡献,初始冲击压力达到 27 MPa,整个压力上升过程主要是激波后的高速气流被孔板截流滞止产生的.

振荡过程的形成,是由于压力波在孔板上游管路中不断反射,如图 3(b)所示,压力振荡存在不同的周期,产生于较近的元件间反射的压力振荡周期较短,而反之亦然.振荡周期与管路长度成正比而和波速(即声速)成反比.由于电磁阀的节流效应会将孔板上游反射的压缩波再次反射为膨胀波(膨胀波后会紧跟一道压缩波),孔板和电磁阀间的 200 mm 长的管路中产生最短周期的振荡成分(图 3(b), T_1),周期约为 0.34 ms,频率约为 3 kHz.孔板前压力在振荡过程中达到冲击压力峰值约 38 MPa,超过气瓶增压压力约 8.6%.

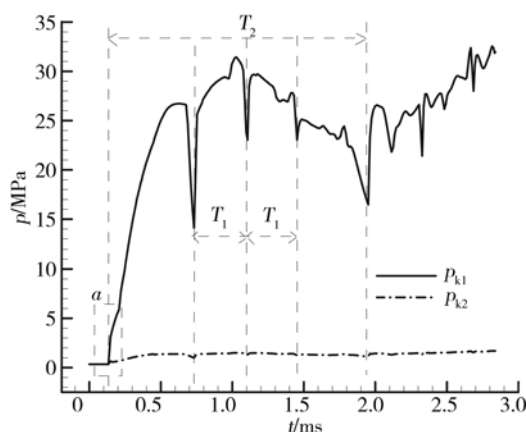
由于气体流动损失,振荡过程逐渐减弱,同时由于气体不断高速流动,孔板上游存在压力振荡的气体被“吹出”孔板前管路,使得增压系统在起

动 15 ms 后进入稳定工作状态,此时孔板前的工作压力约 33.5 MPa,孔板后压力约 2 MPa.

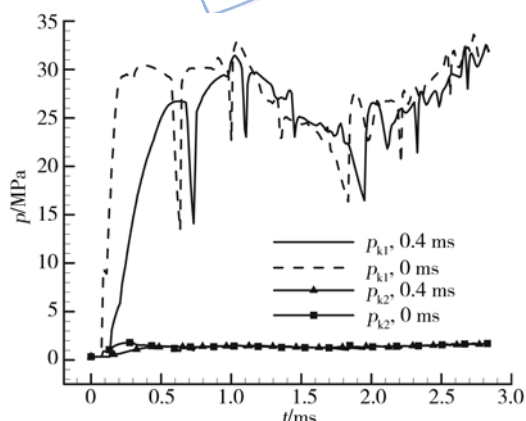
计算得到了电磁阀动作时间为 0 ms 和 0.4 ms 的初始冲击压力比较曲线,如图 3(c)所示.电



(a) 电磁阀动作时间: 0.4 ms



(b) 电磁阀动作时间: 0.4 ms(局部放大)



(c) 电磁阀动作时间: 0.4 ms 和 0 ms

p_{k1} —孔板前压力; p_{k2} —孔板后压力

p_{k1} —inlet; p_{k2} —outlet

图 3 起动过程孔板前后压力变化

Fig. 3 Pressure on both sides of the orifice during the starting operation

磁阀瞬间打开(0 ms)情况下,阀门后的初始冲击压力波强度较高,到达孔板后,孔板处的初始冲击压力峰值更高(31 MPa),上升时间更短;而随后两者的变化规律基本一致,振荡过程峰值同样为 38 MPa,0 ms 情况下,孔板后压力上升较快,但很快稳定,随后的变化与 0.4 ms 时一致.

由于电磁阀与孔板间管路较短,起动过程中会受到孔板的压力峰值的影响;起动过程中电磁阀前后的压力变化如图 4 所示.从图中可以看出阀门打开后,随着下游压力建立,电磁阀前压力 p_{N1} 和电磁阀后压力 p_{V1} 很快趋于一致,电磁阀迅速转入全通状态,此后其入、出口压力变化规律与孔板入口处一致.

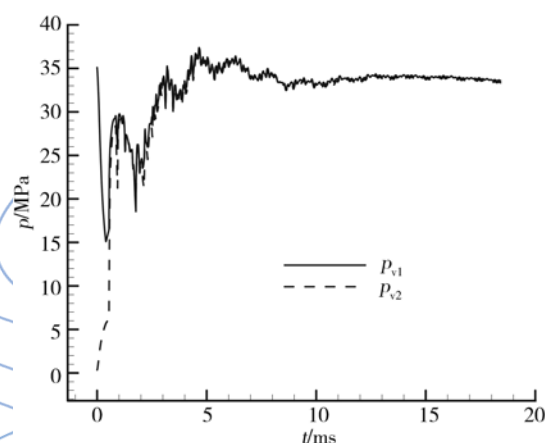


图 4 起动过程电磁阀前后压力变化

(动作时间 0.4 ms)

Fig. 4 Pressure on both sides of the solenoid valve during the starting operation (solenoid valve delay time: 0.4 ms)

计算结果显示,系统起动过程的冲击压力产生于孔板入口,压力振动周期与管路长度和波速(即声速)密切相关;电磁阀动作延迟时间越短,冲击压力的上升过程越剧烈,峰值越高.因此管路长度、动作元件运动规律等因素会对系统起动过程的压力变化规律造成较大的影响.

2.2 系统关闭过程

系统关闭过程的计算在系统起动过程计算之后进行,即电磁阀打开 35 ms 后,此时增压系统处于稳定工作状态,电磁阀前气体工作压力约 33.5 MPa,流速约 39 m/s,如图 5(a)所示.

关闭过程中,冲击压力主要产生于电磁阀处,图 5 所示为计算得到的电磁阀压力变化曲线.电磁阀关闭过程的最初阶段,上下游压力并未发生

变化,因为此时电磁阀流通面积较大,尚未在管路中产生节流作用.随着阀门开度逐渐减小,气流受到阻碍,形成初始冲击压力,该初始冲击压力形成关闭过程中的压力峰值约 38 MPa,与启动过程相似.计算中考虑了电磁阀的关闭不是瞬间完成的,而是有一个 10 ms 的持续过程,因而冲击压力的产生是平滑上升的,而不是台阶状的突跃.

电磁阀瞬间关闭情况下的计算结果如图 5 (b)所示,此时电磁阀前的冲击压力产生台阶状突跃,压力峰值为 40 MPa,大大高于 10 ms 情况,且变化更加剧烈.从计算结果看,增加电磁阀阀芯关闭动作时间可以有效减小系统关闭过程中电磁阀受到的压力冲击.图 5 中所示两种电磁阀动作时间下的电磁阀后压力变化趋势基本一致,只是动作时间 10 ms 时,电磁阀后压力下降过程存在延迟,即在阀门接近完全关闭而不是开始关闭时发生,而动作时间 0 ms 时则不存在延迟.

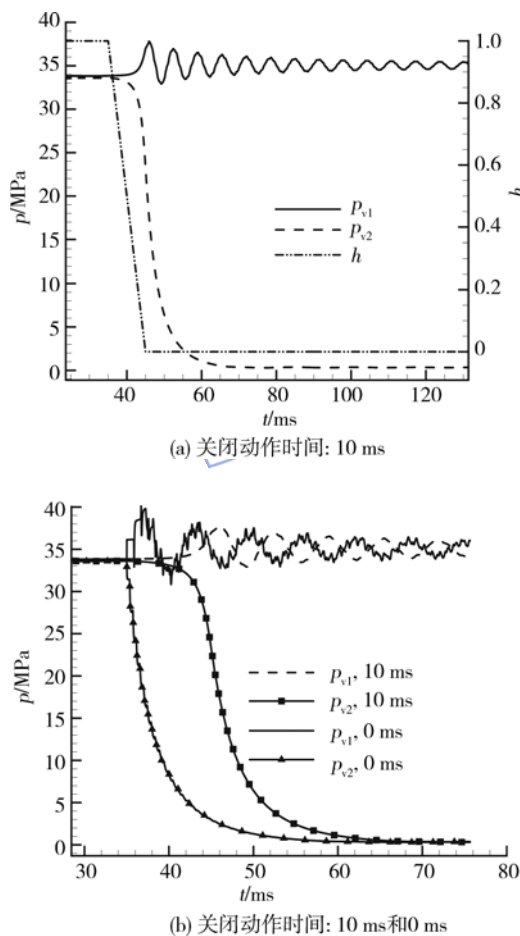


图 5 电磁阀关闭前后压力变化

Fig. 5 Pressure on both side of the solenoid valve during the shutdown operation

电磁阀完全关闭后,电磁阀上游管路中存在压力振荡过程主要是由气体流入(管路气体压力低于气瓶压力时)、流出(管路气体压力高于气瓶压力时)上游管路所引起的,与传统水击理论对相关过程的描述相似^[6].考虑动作延迟时间时,冲击压力产生过程较平缓,压力振荡呈现逐渐衰减的正弦波形,不存在压力波在管路元件间的明显反射,振荡周期长(约为 6.5 ms),频率低(约 154 Hz).而电磁阀瞬间关闭情况下,由于压力变化剧烈,电磁阀前产生较强的压缩波,在与过滤器间 500 mm 的管路中反射,可以观察到叠加在频率 154 Hz 的宏观振荡过程上的周期约 0.8 ms,频率 1.25 kHz 的振荡成分.由于计算中考虑了气体摩擦损失,压力振荡逐渐衰减;但此时电磁阀前管路的宏观流动已停止,气体流速很低,相比启动过程,电磁阀关闭后系统达到稳定工况所需的时间要长得多,大于 100 ms.

3 结 论

本文针对运载火箭贮箱增压系统启动、关闭的瞬变过程,给出了一种拉格朗日格坐标下气体管路的一维非定常气体流动模型;针对不同管路元件,建立了相应的数学模型.对某增压系统模型的计算结果表明以上方法可以有效计算启动、关闭以及稳定工作过程中增压系统的工作状态和瞬变过程.

研究表明系统启动、关闭的动态过程中均会出现峰值高于气瓶增压压力的压力冲击过程.启动过程中,孔板入口的压力冲击过程变化较快,压力波在管路元件间反射和传播,压力振荡过程周期短频率高,振荡衰减迅速,系统很快进入稳定工作状态;关闭过程中,压力冲击出现在电磁阀入口,压力振荡周期长频率低,且振荡衰减较慢,系统需要更长时间才能重新进入稳定状态.在启动过程中,虽然冲击压力峰值高于上游气瓶压力,但经历时间很短因此可能不会对孔板的强度造成大的影响;而关闭过程中的冲击压力峰值较高,经历时间较长,可能对电磁阀的强度造成影响,在强度设计中应加以考虑.

电磁阀瞬间打开/关闭和考虑实际动作时间两种情况结果的对比表明,电磁阀动作延迟时间越长,气体流动变化越慢,冲击压力的强度越小,对防止压力冲击对孔板和电磁阀等元件的破坏越有利.因此增压系统设计中,应在满足响应特性的前提下适当增加电磁阀等运动元件的动作时间.

参考文献:

- [1] Holt K, Majumdar A, Steadman T. Numerical modeling and test data comparison of propulsion test article helium pressurization system[R]. AIAA-2000-3719-862, 2000.
- [2] Hedayat A, Steadman T E, Brown T M, et al. Pressurization, pneumatic, and vent subsystems of X-34 main propulsion system[R]. AIAA-1998-3519, 1998.
- [3] Hedayat A, Knight K C, Champion R H Jr. Transient analysis of pressurization and pneumatic subsystem of the X-34 main propulsion system [R]. NASA Reports N20000093952, 2000.
- [4] Hedayat A, Knight K C, Champion R H. Transient analysis of X-34 pressurization system [R]. NASA Reports N19990009082, 1999.
- [5] 陈阳, 高芳, 张振鹏, 等. 液体火箭发动机试验台贮箱增压系统模块化仿真[J]. 航空动力学报, 2005, 20(2): 339-344.
CHEN Yang, GAO Fang, ZHANG Zhenpeng, et al. Modular simulation for tank pressurization system of LRE test-bed[J]. Journal of Aerospace Power, 2005, 20(2): 339-344. (in Chinese).
- [6] 怀利, 斯特里特. 瞬变流[M]. 清华大学流体传动与控制教研组, 译. 北京: 水利水电出版社, 1982.
- [7] 李文绚, 金保侠. 气体动力学计算方法[M]. 北京: 机械工业出版社, 1990.
- [8] 郭媛媛, 梁国柱. 运载火箭增压气路系统启动过程计算[C]//中国航天第三专业信息网第二十七届年会论文集. 沈阳: 中国航天第三专业信息网, 2006: 112-117.
- [9] 华绍曾, 杨学宁. 实用流体阻力手册[M]. 北京: 国防工业出版社, 1985.
- [10] 巫志华, 郭歌, 李亮, 等. 一种用于真实气体流动的数值计算方法[J]. 西安交通大学学报, 2006, 40(5): 510-513.
WU Zhihua, GUO Ge, LI Liang, et al. Numerical method for real gas flows[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2006, 40(5): 510-513. (in Chinese).
- [11] 田立楠. 物性手册查用基础[M]. 武汉: 湖北科学技术出版社, 1985.
- [12] 陈亮, 梁国柱. 基于 AMESim 的电磁阀动态响应特性仿真研究 [C]//第二届液体火箭(导弹)动力系统仿真优化技术研讨会论文集. 北京: 北京宇航系统工程研究所, 2009: 105-112.