液氧输送管路中阀控瞬变的数值计算

陈 勇[1], 李隆键[1], 程 静[2]

(1. 重庆大学 动力工程学院,400030 重庆; 2. 西昌卫星发射中心技术部,615000 四川 西昌)

摘 要: 为了预测航天器液氧输送系统中阀控动作产生的水力瞬变,考虑非稳态摩阻和波纹管弹性形变的影响,建立输送硬管、波纹软管、液氧贮罐及控制阀的数学模型,并利用求解一阶偏微分方程的特征线法和求解一元二次非线性方程的线性理论法对管路阀控瞬变进行数值计算. 通过变化计算条件,讨论不同阀特性、阀动作指数和动作时间对瞬变过程的影响. 计算结果表明:采用调节阀进行阀控动作产生的压力波动明显比截止阀小,调节阀比截止阀更容易控制液氧输送总量精度;延长调节阀关阀时间能够有效降低水击压力,延长截止阀关阀时间更多地表现为延长第一个水击波到达的时间,而不是水击压力的降低;阀动作指数 $m = 1.0$ 的调节阀采用快开慢关方案对瞬变过程控制最有利.

关键词: 阀控; 瞬变; 特征线法; 阀特性; 阀动作指数; 阀动作时间

中图分类号: TK72 **文献标志码**: A **文章编号**: 0367-6234(2013)09-0075-07

Numerical computation of hydraulic transients in valve operating processes of LO_2 delivery pipes

CHEN Yong[1], LI Longjian[1], CHENG Jing[2]

(1. College of Power Engineering, Chongqing University, 400030 Chongqing, China;
Technology Department of Xichang Satellite Launch Center, 615000 Xichang, Sichuan, China)

Abstract: To predict hydraulic transients of operating processes of control valve of LO_2 delivery pipes for space vehicle, mathematical models of rigid pipe, corrugated pipe, LO_2 tank and control valve were established on consideration of the influences of unsteady friction and corrugated pipe elastic deformation, numerical computation was carried out by method of characteristics to solve first order partial differential equation and method of linear theory to solve second order non-linear equation with single variable. Different influence to transient flow is discussed by changing flow characteristic, motion index and motion time of control valve. Calculations show that pressure surge in transient flow caused by operation of valve with equal percentage flow characteristic (VWEPFC) is significantly weaker than that of valve with quick opening flow characteristic (VWQOFC). The total accuracy of LO_2 delivery is more easily controlled on operation of VWEPFC opposite to VWQOFC. Extending the closing time of VWEPFC could reduce the pressure surge efficiently, but the effect of extending the closing time of VWQOFC is mainly delayed arrival time rather than reduction of water hammer wave. Valve motion index of VWEPFC equal 1.0 and fast-opening along with slow-closing program is optimum to transient control of LO_2 delivery pipes.

Key words: valve operations; transients; method of characteristics; valve inherent flow characteristic; valve motion index; valve motion time

以液氢、液氧为燃料的航天器推进剂输送系统在开、关阀等阀控动作过程中,不可避免要涉及到瞬变流问题,而瞬变流的控制直接关系到系统的安全性和可靠性. 液氧因其密度远大于液氢,在阀控动作过程中产生的水击压力要大于液氢,对阀控要求更高. 同时液氧属于低温流体,其管路组成又明显区别于常温流体. 因此液氧输送系统的瞬变流问题是系统设计和控制程序制定必须考虑

收稿日期: 2012-07-23.
基金项目: 国家航天科技创新项目(51317050206).
作者简介: 陈 勇(1977—),男,工程师;
李隆键(1965—),男,教授,博士生导师.
通信作者: 陈 勇,chen_xslc@163.com.

的重点问题之一. 对处于设计阶段的液氧输送系统,不可能通过试验方式获得其瞬变表现,通过数值计算预测其瞬变过程是重要的途径之一. 阀控是低温推进剂输送管路控制的主要方面,阀控动作也一直是管路系统瞬变控制的热点问题,文献[1]介绍了不带波纹管的液氢输送系统水击数值计算问题. 文献[2]联合波动方程和阀方程进行了管路水击优化控制研究,文献[3]介绍了阀门特性和阀执行机构动作速度对带泵站的复杂管路系统压力的优化控制问题. 目前,对于低温液体输送管路的数值研究的报道很为少见. 由于低温液体输送系统存在大量波纹软管、波纹补偿以及管路由大量短管组成等特殊性,准确计算阀控引起的瞬变是一个难点.

本文通过变化液氧输送管路中最常用两种特性阀门的动作指数和动作时间条件,综合考虑了非稳态摩阻和波纹软管对水力瞬变的影响,数值预测了一条液氧输送管路在几种阀控条件下的瞬变过程,并通过对比分析提出优化方案,为液氧输送系统的瞬变控制提供参考.

1 系统的物理模型和计算方法

1.1 系统组成

液氧输送系统包括贮槽、真空多层绝热硬管、真空多层软管、控制阀、、流量计等,管路通径从 75 ~250 mm 不等. 真空多层绝热硬管由短钢管串联组合而成,钢管一端固定,一端自由伸缩,钢管之间采用波纹补偿连接. 真空多层绝热软管长度一般分为 1.5 和 3 m 两种,每隔一定距离或在弯头处或设置一根波纹软管. 文中以通径为 150 mm 的液氧输送管路为例进行计算,包括液氧贮槽、真空多层绝热硬管、真空多层绝热软管和控制阀 4 种决定系统瞬变的主要部件,管路总长 420 m,其中波纹软管总长 31.5 m,如图 1 所示. G1、G2 分别为上、下游液氧贮罐,V 为末端控制阀, p_1、p_2、f 分别为末端阀前压力、阀后压力和管路末端流量.

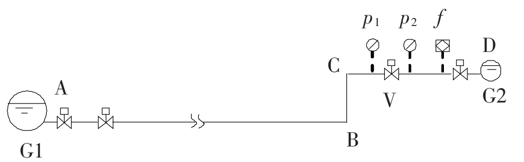


图 1 液氧输送管路示意图

1.2 物理模型及计算方法

1.2.1 真空多层绝热硬管物理模型及计算方法

真空多层绝热硬管中液氧瞬变流问题属于有压管道的非恒定流问题. 阀控动作时,压力和流速等流动参数变化很快,而传热过程很慢,快慢过程同时进行计算在仿真上属于刚性问题,因此不考虑传热的影响. 液氧在管路内的流速一般不超过 5 m/s,而压力波在硬管中的波速为几百 m/s,忽略一维管流瞬变流动控制方程中的对流项,以压力 p 和质量流率 $\dot{m}$ 表示的硬管内瞬变流动的控制方程为[4]

$$\begin{cases}\dfrac{\partial p}{\partial x}+\dfrac{1}{A}\dfrac{\partial \dot{m}}{\partial t}+\rho g\sin\alpha+\dfrac{f}{2D\rho A^2}|\dot{m}|\dot{m}=0,\\[2mm] \dfrac{\partial p}{\partial t}+\dfrac{a^2}{A}\dfrac{\partial \dot{m}}{\partial x}=0.\end{cases}\tag{1}$$

其中:ρ 为液体密度;g 为重力加速度;x 为沿管长的流向坐标;A 为管道横截面积,$A=A(x,t)$;α 为管道轴线即 x 的正方向与水平面的夹角,高度沿 x 方向增加时 α 为正;p 为管截面平均压力,$p=p(x,t)$;$\dot{m}$ 为管截面质量流率,$\dot{m}=\rho A v$,v 为管截面平均流速,$v=v(x,t)$; a 为压力波波速;f 为摩擦阻力因数.

一维管道瞬变流动数值计算结果的精确性与摩擦阻力因数 f 密切相关. 摩擦阻力因数 f 决定于摩擦阻力模型. 当前管道的摩阻模型有半稳摩阻模型和非稳摩阻模型两种[5]. 半稳摩阻模型认为瞬时黏性切应力与稳态黏性切应力相等. 非稳摩阻模型发展起来以前,通常以半稳摩阻模型计算瞬变过程,这种替代对黏度较大的流体或快速瞬变过程,计算与实验差距较大. 对于非稳摩阻模型,当前主要包括两类. 一类是基于瞬时加速度的 Brunone 模型,Brunone 模型考虑时变加速度和位变加速度对摩阻的影响,将摩阻与流体特性联系起来,对非稳湍流有很好的适用性, 在高 Re 数流态模拟上得到广泛应用;另一类是以 Zielke 模型为代表的加权函数模型. Zielke 模型认为非稳层流摩阻是流动加速度和历史加速度变化的一个加权函数. Zielke 模型在 $Re<10\,000$ 的范围内具有很好的模拟效果,但因没有考虑对流项的影响,对强对流条件下的瞬变模拟容易产生误差[6].

虽然液氧的黏度较低,但由于液氧管路较长,存在关阀等快瞬过程,且液氧流动中的 $Re>10\,000$,因此文中选择基于瞬时加速度的摩阻模型进行计算. 以质量流率表示的瞬时加速度模型(MIAB)的非稳摩阻因数的表达式[7]为

$$f=f_{\mathrm{q}}+\frac{kD\rho A}{|\dot{m}|\dot{m}}\left[\frac{\partial \dot{m}}{\partial t}+\Phi a\frac{\partial \dot{m}}{\partial x}\right].\tag{2}$$

式中:f_{q} 为 Darchy-Weisbach 摩擦因数,液氧为牛顿流体, 对 $Re\leqslant 2\,320$ 的层流,$f_{\mathrm{q}}=64/Re$; 对 $Re>2\,320$ 的紊流, 按 Colebrook-White 公式计算. $k=0.5\sqrt{C^*}$; $Re\leqslant 2\,320$, $C^*=0.047\,6$;$Re>$

2 320，$C^* = 7.41Re^{-\log(14.3/Re^{0.05})}$[8]. $\Phi = \mathrm{sign}(V\times\partial V/\partial x)$ 当 $V\times\partial V/\partial x\geqslant 0$ 时，$\Phi=+1$；当 $V\times\partial V/\partial x<0$ 时，$\Phi=-1$.

当前，数值求解有压管道的非恒定流问题最广泛的方法是特征线法[9]. 特征线法是利用特征线将偏微分方程转化为常微分方程进行求解. 以下求解一维管流非恒定流动的方法是根据文献[7]、文献[10]推导而得.

将式(2)代入方程(1)，并令 $A'=A/(1+0.5k)$，$a'=a/(1+0.5k)^{1/2}$，$k'=0.5k/(1+0.5k)^{1/2}$，整理得

$$\begin{cases}\dfrac{\partial p}{\partial x}+\dfrac{1}{A'}\dfrac{\partial\dot m}{\partial t}+\rho g\sin\alpha+\dfrac{f_q}{2D\rho A^2}|\dot m|\dot m+\\ \quad k'/A'\Phi a'\partial\dot m/\partial x=0,\\ \dfrac{\partial p}{\partial t}+\dfrac{(a')^2}{A'}\dfrac{\partial\dot m}{\partial x}=0.\end{cases}\tag{3}$$

将方程组(3)中两式进行线性组合，并令 $\psi_p=1+0.25k(1-\Phi)$，$\psi_n=1+0.25k(1+\Phi)$，得到相容性方程：

$$\begin{cases}\mathrm{d}p+\dfrac{1+0.5k}{\psi_p}\dfrac{a}{A}\mathrm{d}\dot m+\rho g\sin\alpha\cdot\dfrac{a}{\psi_p}\mathrm{d}t+\\ \quad f_q/(2D\rho A^2)|\dot m|\dot m\cdot a/\psi_p\mathrm{d}t=0,\\ \dfrac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}=\dfrac{a}{1+0.25k(1-\Phi)};\end{cases}\tag{4}$$

$$\begin{cases}\mathrm{d}p-\dfrac{1+0.5k}{\psi_n}\dfrac{a}{A}\mathrm{d}\dot m-\rho g\sin\alpha\cdot\dfrac{a}{\psi_n}\mathrm{d}t-\\ \quad f_q/(2D\rho A^2)|\dot m|\dot m\cdot a/\psi_n\mathrm{d}t=0,\\ \dfrac{\mathrm{d}x}{\mathrm{d}t}=\dfrac{-a}{1+0.25k(1+\Phi)}.\end{cases}\tag{5}$$

式(4)、(5)的求解与符号 Φ 有关，取网格比 $\theta=\Delta t/\Delta x=1/a$，$\Phi=\pm1$ 对应的特征线差分网格如图 2(a)、(b)所示. 非线性摩擦项采用具有二阶精度的线性隐式近似，在特征线上积分即可获得对应的差分方程，其中 S、R 点通过插值法计算，即可求得 P 点的流动参数.

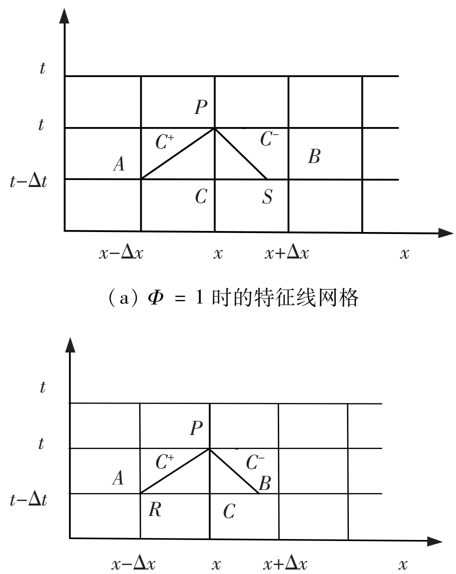
Φ 的符号通过如下方法来决定：当 P 点为内节点时，$\Phi=\mathrm{sign}[V_C\times(V_B-V_A)/(2\Delta x)]$；当 P 点为左边界节点时，$\Phi=\mathrm{sign}[V_B\times(V_B-V_C)/(\Delta x)]$；当 P 点为右边界节点时，$\Phi=\mathrm{sign}[V_A\times(V_C-V_A)/(\Delta x)]$.

1.2.2　波纹管的物理模型及计算方法

假定：1)在瞬变流动中，波纹软管长度可在弹性范围内自由伸缩，而波纹补偿则忽略其轴向伸长，只考虑其径向变形；2)波纹管及波纹补偿的变形均在弹性范围之内；3)忽略节点耦合，考虑泊松耦合的影响，根据质量守恒和动量守恒，建立波纹管内瞬变流动的控制方程：

$$\begin{cases}\dfrac{\delta\dot m}{\delta t}+v\dfrac{\delta\dot m}{\delta x}+A_i\dfrac{\delta p}{\delta x}+\dfrac{\zeta}{2\rho A_i\delta x}|\dot m|\dot m=0,\\ \dfrac{\delta p}{\delta t}+K'\cdot\dfrac{\delta\dot m}{\rho\cdot\Omega}=0.\end{cases}\tag{6}$$

式中：A_i 为以波纹管内直径 D_i 计算的横截面积；δx 为波距；Ω 为波纹管单波容积；ζ 为单波阻力系数；K' 为波纹管有效体积弹性模数，表示流体和波纹体积变化的弹性影响.



(a) $\Phi=1$ 时的特征线网格

(b) $\Phi=-1$ 时的特征线网格

图 2　求解 MIAB 非稳摩阻模型的特征线网格

对于波纹管的有效体积弹性模数，鉴于波纹管波高远小于内径，在径向应变中波高的应变大大小于半径的应变，因此认为波纹管产生轴向变形时，波峰和波谷同时且以相同的增量径向扩张，而波纹之间的压差导致轴向伸长，则可通过波峰处的周向应变计算半径变化，通过轴向刚度计算单波长度变化，得到波纹管有效体积弹性模数的计算式如式(7)：

$$K'=K_lK_s/(K_s+K_l).\tag{7}$$

式中：K_l 为液氧的体积弹性模量；K_s 为波纹管弹性模量，$K_s=-\Omega/W$.

其中

$$W=\frac{K_rq^2D_m^2}{4A_{cu}E}\cdot\pi\cdot(R_o+R_i)+\left[\frac{\pi}{3}(R_o-R_i-\frac{q}{2})^2+\pi(R_i+\frac{q}{4})(R_o-R_i-\frac{q}{2})+\pi R_i^2\right]\cdot\frac{S_e}{f_{iu}},$$

$$\Omega=\pi\left(R_o-\frac{q}{4}\right)^2\cdot\frac{q}{2}+\pi^2\left(R_o-\frac{q}{4}\right)\cdot\left(\frac{q}{4}\right)^2+\frac{4\pi}{3}\left(\frac{q}{4}\right)^3+\pi\left(R_i+\frac{q}{4}\right)^2\cdot\frac{q}{2}-\left[\pi^2\left(R_i+\frac{q}{4}\right)\cdot(q/4)^2-4\pi/3(q/4)^3\right].$$

式中：R_o 为波纹管外半径；R_i 为波纹管内半径；q

为波距；K_r 为周向应力系数；A_{cu} 为单个波纹的金属横截面面积，$A_{cu} = n\delta(0.571q + 2h)$；$E$ 为管材在介质温度下的杨氏弹性模量；D_m 为波纹管平均直径，$D_m = D_b + h + n\delta$；D_b 为波纹管直边段内径，$D_b = D_o$；h 为波高；δ 为波纹管壁厚；n 为厚度为 δ 的波纹管层数；f_{iu} 为波纹管单波轴向弹性刚度，且 $f_{iu} = (1.7D_m E\delta^3 n)/(h^3 C_f)$，$C_f$ 为波纹管单波轴向弹性刚度的修正系数[11]

通过流场数值模拟建立波纹补偿及波纹管单波阻力系数随流速的变化关系. 流场计算时，利用单波周期性边界条件和 RNGk－ε 双方程模型，动量方程、湍动能方程、耗散率方程均采用二阶迎风差分格式；选择 simple 算法，采用强化壁面函数处理和 y plus 自适应网格加密技术，控制残差 $\varepsilon \leqslant 10^{-6}$，并要求数值计算结果与网格无关.

管路中波纹补偿长度很短，而且直线安装，两端固定，发生瞬变流时，波纹补偿沿轴线方向几乎没有伸缩变形，只有径向膨胀. 计算中，将波纹补偿作为局部阻力元件处理.

而波纹软管的数学模型通过等效转化后，可以利用特征线法求解.

令 $\Omega = A_e\delta x$，$\zeta = f_e\delta x/D_i$，$a_e^2 = A_i/A_e \cdot K'/\rho$，式(6) 变为

$$\begin{cases}\dfrac{\delta p}{\delta x} + \dfrac{1}{A_i}\dfrac{\delta \dot{m}}{\delta t} + \dfrac{f_e}{2D_i\rho A_i^2}\mid \dot{m}\mid \dot{m} = 0,\\[2mm] \dfrac{\delta p}{\delta t} + a_e^2 \cdot \dfrac{\delta \dot{m}}{A_i\delta x} = 0.\end{cases} \tag{8}$$

式(8)与以内径为 D_i 的等径管道的瞬变控制方程(1) 形式相同，其求解方法与利用特征线法求解一维管道瞬变流动控制方程相同，不同的是此时 f_e 为一确定数值，而不是表达式. 取网格比 $\theta = \Delta t/\Delta x = 1/a$，数值求解该方程组恒稳定.

1.2.3 液氧贮罐物理模型及计算方法

假定液流方向从上游流向下游为正，贮罐出、入口 P 点处压力为

$$p_P = \rho g H(t) + p_0(t) \mp \zeta/(2g\rho^2A^2)\mid \dot{m}_P\mid \dot{m}_P. \tag{9}$$

式中：“－”号适用贮罐位于管道上游，“＋”号适用贮罐位于管路下游，$H(t)$、$p_0(t)$ 分别为 t 时刻贮罐液面高度和气枕压力，ζ 为贮罐出口处的局部阻力系数，A 为贮罐出入口管道横截面积，ρ 为液体密度，g 为重力加速度.

式(9)求解过程以上游贮罐为例，由贮罐出口 P 点压力平衡方程(9) 和 P 点下游管段的负特征线相容方程

$$C^-: p_P = C_M + B_B\dot{m}_P, \tag{10}$$

得到任意第 n 时间步的一元二次型方程

$$\zeta/(2\rho A^2)\mid \dot{m}_P\mid \dot{m}_P + B_B\dot{m}_P + [C_M - (\rho g H(n\Delta t) + p_0(n\Delta t))] = 0. \tag{11}$$

式(10)、(11)中，C_M 为负特征压力线，由与 P 点下游相邻节点 S 的管道特性及点 S 在 $(n-1)\Delta t$ 时刻的流动参数按式

$$C_M = p_S - B_S\dot{m}_S + \rho g a_S\Delta t\sin\alpha + R_S\mid \dot{m}_S\mid \dot{m}_S$$

计算，$R = (f_q a\Delta t)/(2\rho DA^2)$ 表示节点所在管段的阻力系数；$B = a/A$ 表示节点所在管段的特征阻抗. $\rho g H(t)$、$p_0(t)$ 分别由 $n\Delta t$ 时刻贮罐液位高度和液面气枕体力计算. 式(11) 可以用线性理论法[12] 求解. 方法是使阻力损失项线性化：

$$\zeta/(2\rho A^2)\mid \dot{m}_p^k\mid \dot{m}_p^k \approx \zeta/(2\rho A^2)\mid \dot{m}_p^{k-1}\mid \dot{m}_p^k,$$

形成迭代方程：

$$\dot{m}_p^k = -C/(B_B + \zeta/(2\rho A^2)\mid \dot{m}_p^{k-1}\mid),$$

$C = [C_M - (\rho g H(n\Delta t) + p_0(n\Delta t))]$，$k$ 为迭代次数.

1.2.4 控制阀的物理模型及计算方法

管路中阀流控制方程为

$$p_i - p_o - \zeta(\tau)/(2\rho A_D^2)\mid \dot{m}\mid \dot{m} = 0. \tag{12}$$

式中：p_i 为阀上游入口压力；p_o 为阀下游出口压力；$(p_i - p_o)$ 是流体通过阀门时压力的瞬时降落；$\dot{m}$ 为阀门开度为 τ 时从入口到出口的质量流率；A_D 为以阀门公称通径计算的截面积；$\zeta(\tau)$ 为门开度为 τ 时的阻力系数.

阀门局部阻力系数 ζ 决定于开度 τ 下流道的几何形状、流道壁面的相对粗糙度和雷诺数. 因受局部障碍的强烈扰动，阀内流体在较小雷诺数时就已进入湍流粗糙区，雷诺数的变化对湍动程度的实际影响很小，可以认为阀门局部阻力系数 ζ 只取决于开度，与 Re 无关.

根据阀门流量系数的定义[13]，可以得到任意开度 τ 下阀门的局部阻力系数：

$$\zeta(\tau) = 2\Delta p_e A_D^2/[\rho_e[K_v(1)\cdot f(R,\tau)]^2].$$

其中：$\Delta p_e = 100$ kPa；$\rho_e = 1\,000$ kg/m^3；$K_v(1)$ 表示开度为 100% 时的阀门流量系数，单位为 t/h；$f(R,\tau)$ 为阀门的特性.

快开特性阀：$f(R,\tau) = R^{-1}\sqrt{1 + (R^2 - 1)\tau}$；

等百分比特性阀：$f(R,\tau) = R^{(\tau-1)}$.

其中：R 为阀门可调比. $R = q_{v\max}/q_{v\min}$. 阀杆行程 $l = 0$ 时，$q_v = q_{v\min}$；阀杆行程最大，即 $l = L$ 时，$q_v = q_{v\max}$. $\tau = l/L$. 阀门在开闭过程中，开度 τ 是时间的函数，关阀时，$\tau = (1 - t/t_c)^m$，开阀时，$\tau = (t/t_o)^m$. t_c 和 t_o 分别是关阀和开阀时间，m 是阀动作过程中开度与时间的关系指数即阀动作

指数.

求解控制阀瞬变流的方法是将式(12)与阀门进出口连接管道的特征线相容方程联合,整理得到一元二次方程:

$$C_p - C_M - (B_A + B_B)\dot{m} - \frac{\zeta(\tau)}{2\rho A_D^2} | \dot{m} | \dot{m} = 0. \quad (13)$$

式中:C_p 为正特征压力线,由与 P 点上游相邻节点 A 的管道特性及点 A 在$(n-1)\Delta t$ 时刻的流动参数计算. 式(13) 同样可通过线性理论法求解.

当液氧管路组成、布局、组件尺寸和流动特性、边界压力及液氧物性等参数确定后,即可对管路压力和质量流率进行求解.

2　模型验证

按照上述建模及求解方法,对具有试验数据的某液氧输送管路进行关阀瞬变计算. 稳态下液氧流速为 2.3 m/s,在 0 时刻关闭管路始端控制阀,阀门特性为快开特性,阀动作指数 $m = 2.0$,关阀时间 t_c 为 4 s. 管路中部监测瞬变压力. 计算结果与试验数据对比如图 3 所示. 由图 3 可知,计算数据与测试数据基本吻合,实测与计算所得波峰波谷的相位基本一致,说明按照前文所述方法进行瞬变预测具有一定的精确度和可信度.

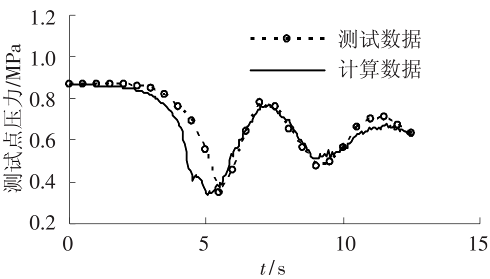


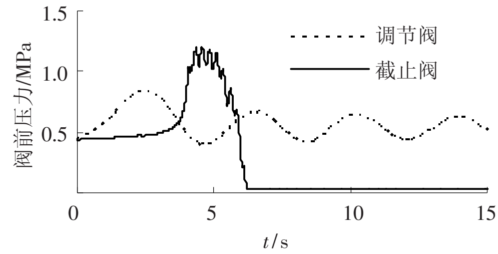
图 3　计算数据与实测数据对比

3　阀控瞬变数值计算的条件及结果

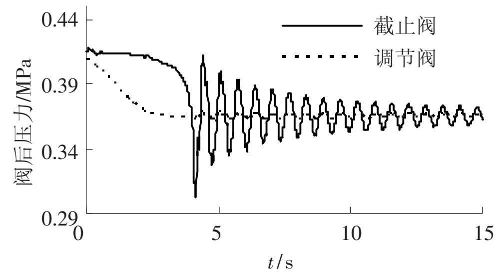
计算条件:上游贮罐液面到参考面高差 6 m,液面压力 0.6 MPa,下游贮罐液面到参考面高差 34 m,液面压力 0.11 MPa. 管内液氧温度 80 K,对应饱和蒸汽压 30.120 kPa,初始恒定流状态下,管内单相液氧流动. 瞬变过程中,当管内压力低于饱和蒸汽压即发生液柱分离. 管路末端控制阀公称通径 DN100,可调比 R 为 50,额定流量系数为 160. 变化阀门特性、阀动作指数和动作时间,讨论对阀控动瞬变的影响. 计算过程中取时间步长 $\Delta t = 0.001$ s,网格比 $\theta = \Delta t / \Delta x = 1/a$,控制相对误差 $\varepsilon \leqslant 5 \times 10^{-4}$.

3.1　阀门特性对瞬变过程的影响

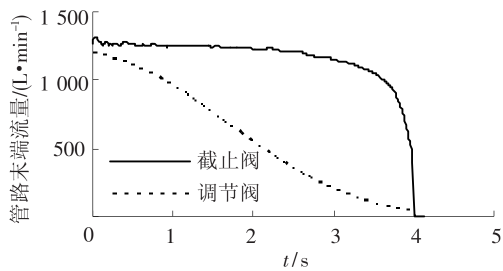
对控制阀进行关阀和开阀瞬变计算,$t_c/t_o = 4$ s, $m = 1.0$;阀门分别为等百分比调节阀(简称调节阀)和快开截止阀(简称截止阀). 阀门从 0 时刻开始动作. 计算得到的主要瞬变过程如图 4 和图 5 所示.



(a) 阀前瞬变压力



(b) 阀后瞬变压力



(c) 管路末端瞬变流量

图 4　管路末端控制阀关阀引起的管路末端流量瞬变

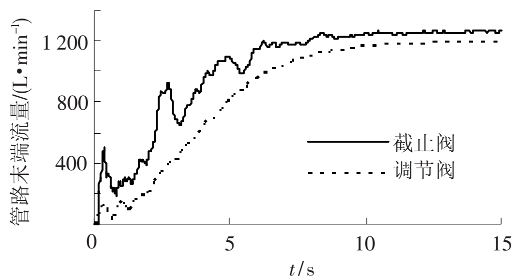


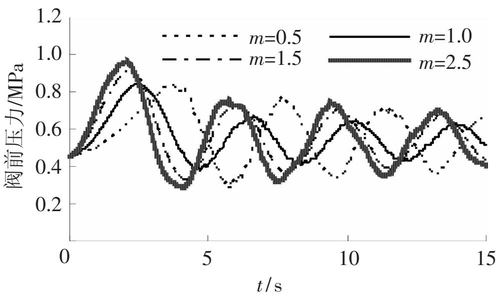
图 5　管路末端控制阀开阀引起的管路末端流量瞬变

图 4、图 5 表明,调节阀进行阀控动作产生的波动明显比截止阀小,调节阀能够有效控制水击压力. 调节阀关闭过程中,阀前水击压力最高为 0.8 MPa. 而截止阀关闭过程中,阀前产生了 1.2 MPa 的水击压力. 调节阀关阀过程中,通过阀门的流量均匀减小. 截止阀关阀过程中,前 3 s 流量只减少约 10%,在关阀的最后 1 s,流量迅速从 1 140 L/min降低到 0. 关阀过程中流量均匀减少是调节阀能够有效抑制关阀水击的原因. 通过积分计算,关阀的 4 s 时间内通过调节阀的总流量是 38.6 L,通过截止阀的流量是 78.1 L. 很明显采用调节阀比采用截止阀更容易控制液氧输送总量

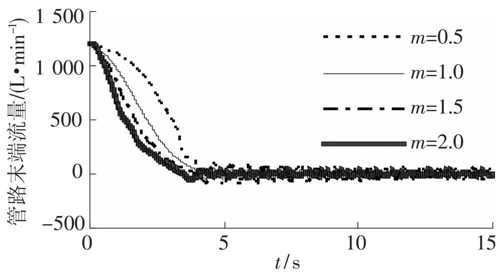
精度. 开阀过程中,通过调节阀的流量呈均匀上升状态,过渡过程平稳缓和. 由于阀门本身的阻力相对整条管路的阻力很小,开启阀门不能立即提升管路流量,在开阀过程提升管路流量的速度上,截止阀并不比调节阀具有明显优势.

3.2　阀动作指数对瞬变过程的影响

图 6、7 是管路末端调节阀动作时,阀指数 m 分别为 0.5、1.0、1.5、2.0, t_c/t_o = 4 s 时计算到得瞬变过程. m = 0.5, 表示关阀动作先慢后快,开阀动作先快后慢; m = 1.0 表示开、关过程中阀杆匀速动作; m = 1.5 和 2.0 表示关阀动作先快后慢,开阀时则相反.



(a) 阀前压力瞬变



(b) 管路末端流量瞬变

图 6　管路末端调节阀不同阀指数下关阀引起的瞬变

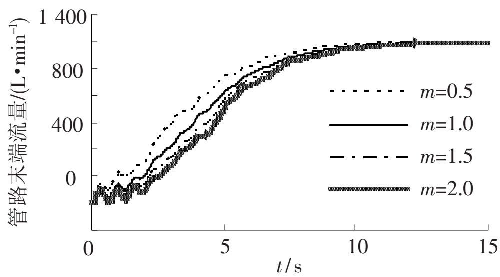
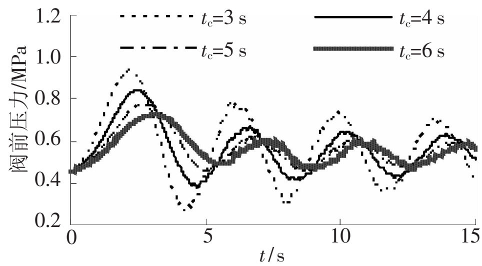


图 7　不同阀指数下末端调节阀开阀引起的流量瞬变

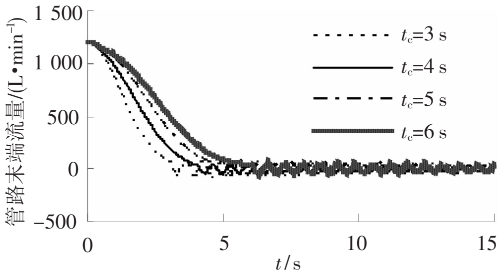
计算表明, $m \geqslant 1.0$ 时,阀动作指数越大,阀前压力波动幅度越大. 当 m = 0.5 时,其瞬变曲线表现出与其余三者截然不同的行为,阀门关闭产生的阀前压力比 m = 2.0 时小,但比 m = 1.0 时大,与 m = 1.5 时相当. m = 1.0 时,阀前压力波动最平缓. 阀门关闭期间通过阀门的流量: m = 0.5 时为 52 L; m = 1.0 时为 33 L; m = 1.5 时为 31 L; m = 2.0 时为 26 L. m = 0.5 的流量要远远大于其余三者. 关阀指数越大,通过阀门的流量越少,理论上越有利于制氧输送总量精度的控制. 但指数增大带来的总流量精度控制并不显著,当总量精度控制在 100 L 以下时,优化调节阀关阀指数对总流量精度控制的贡献可以忽略. 综合考虑压力波动和输送总量精度控制因素,在 0.5、1.0、1.5、2.0 几种调节阀指数中,采用 m = 1.0 的方案对瞬变过程控制最有利.

3.3　阀动作时间对瞬变过程的影响

图 8 ~ 10 为 m = 1.0 条件下,阀门动作时间 t_c 变化时,管路末端控制阀开、关阀动作对瞬变过程的影响. 预测表明,阀动作时间越长,引起的压力波动越小.

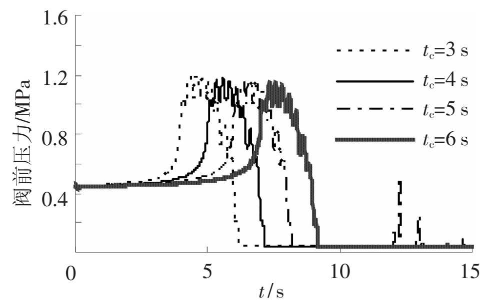


(a) 阀前压力瞬变

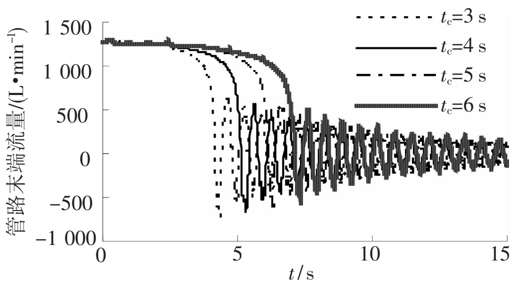


(b) 管路末端流量瞬变

图 8　末端调节阀不同关阀时间下关阀瞬变



(a) 阀前压力瞬变



(b) 管路末端流量瞬变

图 9　管路末端截止阀不同关闭时间下引起的关阀瞬变

对调节阀,变化阀动作时间对水击压力波幅值影响很大,延长关阀时间,可以有效降低阀前水

击压力,关阀时间从 3 s 延长到 6 s,最高水击压力从 0. 92 MPa 降低到 0. 71 MPa,降低水 0. 21 MPa. 延长关阀时间在大幅降低水击压力的同时,也延长了第一个水击波到达的时间.

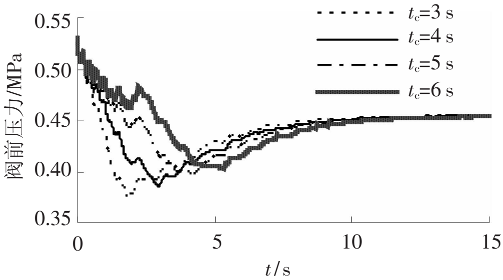


图 10　末端调节阀不同开阀时间下开阀引起的阀前压力瞬变

末端截止阀关闭时,关阀时间从 4 s 延长到 7 s,最高水击压力从 1. 19 MPa 降低到 1. 14 MPa,只降低了 0. 05 MPa. 对截止阀,延长关阀时间更多地表现为延长第一个水击波到达的时间,而不是水击压力的降低.

对末端调节阀,随着关阀时间的延长,关阀期间通过阀门的总流量缓慢增大. 在不同关阀时间下从阀门开始动作到完全关闭,通过阀门的流量依次为: t_c = 3 s 时为 33 L;4 s 时为 39 L;5 s 时为 47 L;6 s 时为 56 L. 如果输送总量控制精度为 100 L,则均在总流量控制精度范围内.

对末端截止阀,关阀期间通过阀门的流量随着关阀时间的延长急剧增加,从阀门开始动作到完全关闭,通过阀门的流量依次为: t_c = 4 s 时为 78 L;5 s 时为 97 L;6 s 时为 117 L;7 s 时为136 L. 当关阀时间为 6 s 时,关阀期间通过阀门的总量就超过了 100 L 的控制精度要求. 因此,末端截止阀延长关闭时间对输送精度控制不利.

末端调节阀开启时,开启时间越短,阀前压力降低得越快,阀后压力也上升得越快,管路末端流量也增加得越快. 在几种阀动作时间方案下,阀前压力均没有降低到液氧汽化压力. 在开阀后 10 s 时间内,通过阀门的总液氧量依次为: t_o = 2 s 时为 133 L;3 s 时为 126 L;4 s 时为 117 L;5 s 时为 106 L. 开阀时间越短,通过的液氧量就越大,每提前 1 s,液氧的流量提升约 8%.

这说明,对文中所计算的液氧输送系统,管路末端调节阀应当采用快开慢关方案.

4　结　论

1)液氧输送系统中,调节阀对瞬变的控制要远优于截止阀. 采用调节阀能够有效控制水击压力和抑制压力波动. 开阀时,采用快开特性截止阀并不比采用等百分比调节阀更快提升管路流量.

2)阀动作指数对调节阀的瞬变影响很大. 在 m = 0. 5、1. 0、1. 5、2. 0 几种指数方案中,采用 m = 1. 0 的阀动作指数对瞬变过程控制最有利.

3)对调节阀,变化阀动作时间对水击压力波幅值影响很大;对截止阀,延长关阀时间不但不能有效降低水击压力,反而大大增加了关阀期间通过阀门的流量,不利于液氧输送总量精度的控制.

4)在液氧输送系统中,调节阀控制方案应当采用快开慢关方案.

参考文献

[1] 刘智照,丁鹏飞,田青亚. 液氢加注系统水击问题数值分析[J]. 导弹与航天运载技术,2010(4):10 – 12.

[2] CAO Huizhe, HE Zhihong, HE Zhongyi. Analytic research on the wave process and optimal control of water hammer in pipes[J]. Engineering Mechanics, 2008,25(6): 22 – 26.

[3] BROYLES J W, SHIRT R W. Dynamic simulation as a tool for optimizing pressure control valve performance [C]//Proceedings of the International Pipeline Conference. Calgary, Alta, Canada: ASME, 2002: 1057 – 1066.

[4] CHAUDHRY M H. 实用水力过渡过程[M]. 成都:四川省水力发电工程学会,1985:21 – 25.

[5] GHIDAOUI M S, ZHAO Ming, MCLNNIS D A. A review of water hammer theory and practice[J]. Applied Mechanics Reviews, 2005,58(1):49 – 53.

[6] 江春波,焦云乔,李丹. 有压管道的非恒定摩阻模型[J]. 清华大学学报,2009,49(3):347 – 350.

[7] VITKOVSKY J P, BERGAN A T, SIMPSON A R, *et al*. Systematic evaluation of one-dimensional unsteady friction models in simple pipelines[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2006(6):696 – 708.

[8] JERKO S, SENKA M, NELIDA C Z. Nonconservative formulation of unsteady pipe flow models [J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2010(8):483 – 492.

[9] WYLIE B E, STREETER V L. 瞬变流 [M]. 北京:水力电力出版社, 1983:25 – 48.

[10] REDDY P H, WALTER R M, CHAUDHRY M H. Estimation of decay coefficients for unsteady fricton for instantaneous acceleration-based models[J]. Journal of Hydraulic Engineering, 2012(3):260 – 271.

[11] 中国国家标准化管理委员会. GB/T12777 – 2008 金属波纹管膨胀节通用技术条件[S]. 北京:中国标准出版社,2008:24 – 25.

[12] 赵洪宾. 给水管网系统理论与分析[M]. 北京:中国建筑工业出版社, 2003:75 – 77.

[13] 陆培文. 调节阀实用技术[M]. 北京:机械工业出版社, 2007:126 – 128.

（**编辑**　杨　波）