

液体火箭增压输送系统多学科动力学研究

刘靖东^{①②*}, 隋国发^①, 娄路亮^②, 宋笔锋^①

① 西北工业大学, 西安 710072;

② 北京宇航系统工程研究所, 北京 100076

* E-mail: <mailto:liu-j-dy@sohu.com>

收稿日期: 2008-08-08; 接受日期: 2008-11-23

摘要 通过多学科动力学建模方法研究, 首先建立了平台供气系统机械、气动与控制动力学特征模型, 并对不同工况下系统动态性能进行数值仿真, 着重研究调压压力、系统阻尼、充压方式、管路特性等对系统动态稳定性的影响, 为系统动态稳定性分析及稳定性改进提高提供指导; 最后结合某型号飞行过程中增压系统故障问题, 建立了冷氦增压系统机械、气动、电磁、热与控制多学科动力学仿真分析模型, 通过系统流量及压降分析进行故障定位, 进一步探讨多学科动力学仿真在增压输送系统中的应用。

关键词

运载火箭
增压输送系统
多学科动力学
建模仿真

多学科动力学分析已成为当前研究热点, 特别是在航天航空领域动态特性要求较高的专业领域。液体火箭增压输送系统及相关供气系统作为一个多学科系统, 普遍存在着机械、气动、热、电磁等环节, 涉及结构、流体、热、电、磁、控制等诸多学科, 因此要全面研究系统动态特性必须全面考虑机、液、热、电、磁、控制等耦合的多学科动力学模型^[1-4]。

当前增压输送系统设计分析多停留于静态特性计算阶段, 难以解决动态问题频繁出现的局面, 如活门鸣叫问题、低压振动问题、POGO 振动问题等, 为此有必要开展多学科系统级动力学研究, 从系统层面寻找解决问题的思路。本文以平台供气系统动力学研究、冷氦增压系统多学科动力学研究为例, 探讨多学科动力学仿真技术在增压输送系统中的应用。

1 动力学特征方程

1.1 机械系统动力学方程

增压输送系统涉及机械系统中的惯性元件、弹性元件和阻尼元件。惯性元件保持能量, 主要指结构运动件质量; 弹性元件存储能量, 主要包括弹簧、波纹

管、膜片、膜盒等; 阻尼元件以热形式消耗能量, 包括 O 形阻尼环、金属橡胶阻尼器等。增压输送系统元件受导向机构约束, 大多只沿一个方向运动, 因此可以简化为一维质量弹簧阻尼动力学方程

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t), \quad (1)$$

其中, $x(t)$ 为位移, $F(t)$ 为外力, M 为质量, C 为粘性阻尼系数, K 为弹簧刚度。

1.2 气动系统动力学方程

假定气动系统工作介质为理想气体, 气体流过限流位置时流动等熵; 气腔内压力场、温度场均匀分布; 忽略粘性阻力及引力场的影响。孔口等熵出流质量流量如下式所示, 孔板类型不同、流动工况不同则流量系数不同,

$$\dot{m} = f\left(\frac{p_2}{p_1}, A\right) = \begin{cases} \frac{\alpha A p_1 B}{\sqrt{T_1}} \varphi\left(\frac{p_2}{p_1}\right), & \frac{p_2}{p_1} > \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \\ \frac{\alpha A p_1 C}{\sqrt{T_1}}, & \frac{p_2}{p_1} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}, \end{cases} \quad (2)$$

其中, $\varphi\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \sqrt{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}}$, $B = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}}$,

$C = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2k}{R(k+1)}}$, k 为绝热系数, R 为气体常数,

α 为流量系数, A 为节流面积, p_1 为上游压力, p_2 为下游压力, T_1 为上游温度.

对于可变容积气容模型压力与温度的求解, 采用下式进行

$$\begin{aligned} \frac{dT}{dt} &= \frac{1}{mC_v} \left[\sum \dot{m}_i h_i - \sum \dot{m}_i \left(\int C_v dT \right) + \frac{dQ}{dt} - p \frac{dV}{dt} \right], \\ \frac{dp}{dt} &= \frac{1}{V} \left[\sum \dot{m}_i RT + mR \frac{dT}{dt} - p \frac{dV}{dt} \right], \end{aligned} \quad (3)$$

其中, T 为气容温度, p 为气容压力, V 为气容容积, $\dot{m}$ 为质量流量, Q 为热流量, C_v 为定容比热容, h 为气体焓值.

气动脉路模型由质量、动量、能量三大守恒定律确定

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} &= q_s, \\ \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial \rho u^2}{\partial x} + \frac{\partial p}{\partial x} &= -f \frac{u|u|}{2d}, \\ \frac{\partial \rho e}{\partial t} &= -p \frac{\partial u}{\partial x} + \Phi + \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - h_T (T - T_{out}), \end{aligned} \quad (4)$$

其中, e 为内能, Φ 为粘性力功, λ 为导热系数, h_T 为换热系数.

1.3 热系统动力学方程

热可以通过传导、对流及辐射方式实现传递, 由于热辐射只有在温差较大物体间才比较明显, 因此增压输送系统性能计算通常只考虑热传导和热对流 2 种方式. 对于气瓶充放气、长管道通气等过程, 准确计算热传递非常关键.

导热过程由傅里叶定律描述, 由于增压输送系统相关导热计算主要关心结构导热对压力、流量的影响, 因此可用一维稳态导热方程进行计算

$$q = -\lambda \frac{dT}{dx}, \quad (5)$$

其中, q 为热流密度, λ 为导热系数.

对流是流体宏观运动发生冷热流体掺混所引起

的热量传递, 对流过程必然伴随着导热现象, 对流换热过程由牛顿冷却公式确定

$$q = h\Delta T, \quad (6)$$

其中, h 为表面换热系数.

导热系数是表征材料导热性能的物性参数; 表面换热系数取决于流体物性、流速等, 同时与换热表面大小、形状、粗糙度等密切相关.

1.4 电路系统动力学方程

电路数学模型由基尔霍夫定律确定, 同其他系统一样, 电路系统数学模型由代数方程、微分方程等组成, 典型电阻电容电感系统的动力学方程如下

$$L\ddot{q}(t) + R\dot{q}(t) + \frac{1}{C}q(t) = e(t), \quad (7)$$

其中, $e(t)$ 为电压, $q(t)$ 为电荷, L 为电感, R 为电阻, C 为电容.

对电控类元件而言, 需要通过传感器实时采集压力等物理量信息, 进而转换成电路控制所需要的电流或电压, 但由于转换后的信号非常微弱, 不足以直接驱动如电磁阀类的调节机构, 通常采用运算放大器对电信号进行放大, 同时运算放大器参与电路控制系统加减、乘除、对数、积分、微分等数学运算, 电控类活门中就采用 PID 电路控制比例电磁阀来实现活门开度机械调节.

1.5 电磁系统动力学方程

电磁铁结构在液体火箭增压输送系统有着广泛的应用, 在设计电磁铁时通常按照其静态吸力特性来判断其工作特性, 要求在衔铁全部行程范围内, 静态吸力特性大于反力特性, 静态吸力特性由电磁铁线圈中电流稳态值决定, 而在磁系统运动过程中电流值不同于稳态值, 因此在同一衔铁位置动态吸力不同于静态吸力, 因此实际电器接通过程并不取决于静态特性, 而是动态特性, 即随时间变化的工作过程, 动态特性通常包括线圈电流 i 、电磁吸力 F_x 、线圈磁链 ψ 、运动部分位移 x 、速度 dx/dt 、加速度 d^2x/dt^2 随时间变化关系, 要设计高可靠、快速反应的电磁铁, 必须研究其动态过程.

电磁铁线圈回路方程为

$$u = iR + \frac{d\psi}{dt}, \quad \psi = f(i, x). \quad (8)$$

衔铁运动方程为

$$F_x = m \frac{d^2x}{dt^2} + F_f(x) + F_f(\frac{dx}{dt}). \tag{9}$$

对于线性磁路有

$$\psi = Li, F_x = 0.5i^2 \frac{dL}{dx}. \tag{10}$$

求解以上方程即可得到电磁铁动态特性，在实际直流电磁铁设计和工作中，在许多情况下需要改变其动作时间，为了减小动作时间可利用加速电路，如采用双吸引线圈或电容并接附加电阻等，延缓动作可采用电磁线圈并联电阻及串联电感等方法，利用相关电路系统动态方程，结合以上电磁铁动态方程即可得到不同情况下电磁铁的动态特性。

2 多学科动力学建模

AMESim建模方法采用集总参数方法，把系统不同功能单元进行模块分割，化分为机械、液压、气动、控制等模型库，用图形方式来描述系统中各元件相互关系，各模块图形采用工程领域的标准符号，形

象直观，可以顾“图”思义，因此系统AMESim动力学模型与系统功能原理图接近，可以方便设计人员根据系统工作原理搭建相应的动力学分析模型。AMESim能够在仿真过程中监控动力学方程特性的变化，并自动选择合适的求解算法以获得最佳结果，这使得工程设计人员更多地关注于物理原形向动力学特征模型的转换，而不必关心模型的数值特征及求解算法。

AMESim建模时通常假定气体流过阀口、孔板等限流位置时流动等熵，气容腔内压力场、温度场均匀分布，同时忽略密封比压影响、忽略粘性阻力及引力场影响，并把碰撞作用处理为大刚度大阻尼接触过程，能够充分考虑不同管路阻性、容性及惯性效应的影响，能够考虑不同磁路结构形式对电磁力影响，能够计算不同形式传热方式传热量。

3 平台供气系统动力学仿真分析

平台供气系统主要功能是为气浮陀螺仪表提供稳定压力，主要包括高压气瓶、充气单向活门、卸荷

表 1 AMESim 基本功能模块

有壳体无质量运动质量模块		有壳体有质量运动质量模块		无壳体有限位运动质量模块	
定刚度弹簧模块		定阻尼模块		弹簧阻尼模块	
变刚度弹簧模块		变阻尼模块		碰撞接触模块	
拉钩接触模块		带限位接触模块		变摩擦模块	
无壳体运动导向泄漏模块		无壳体运动挡板活塞		无壳体运动膜片模块	
有壳体运动导向泄漏		有壳体运动挡板活塞		有壳体运动膜片模块	
无壳体运动平板阀模块		无壳体运动锥阀模块		无壳体运动加载腔模块	
有壳体运动平板阀模块		有壳体运动锥阀模块		有壳体运动加载腔模块	
气瓶模块		可变容腔		定容容腔	
换热管道		恒温热源		压力温度源	
管路模块		孔板模块		函数控制	
函数输入		数值放大		信号控制	

开关、减压器、过滤器、稳压器等环节. 单向活门、卸荷开关作为高压气瓶充气装置, 对系统供气过程特性没有影响, 因此平台供气系统的特性就主要由减压器、过滤器、稳压器及连接管路所决定. 减压器和稳压器组成了平台供气两级减压系统, 减压器为一级减压元件, 稳压器为二级稳压元件.

减压器、稳压器在型号使用过程中存在着振动鸣叫问题, 振动鸣叫将导致稳压器出口压力波动超过平台精度允许范围, 给平台供气带来了一定的精度及安全隐患. 平台系统对供气压力精度要求较高, 允许波动范围只有 $\pm 2\%$, 因此一旦减压器、稳压器有一个环节出现问题就会造成供气压力精度下降, 严重的情况压力波动甚至超过 $\pm 5\%$ 以上, 从而影响平台调频精度, 小则影响入轨精度, 大则影响发射成败. 因此对包括减压器、稳压器在内的平台供气系统动态特性进行研究, 有着重要的工程应用价值.

减压器、稳压器作为平台供气系统最重要元件, 其工作原理是根据入口压力变化实时调节活门开度, 造成不同节流效果, 得到需要出口压力, 从而使系统处于动态平衡状态. 减压器属正向直接作用式, 稳压器属反向作用式结构, 主要都由阀瓣和阀座、主弹簧和副弹簧、敏感元件(膜片)等组成. 平台供气系统工作原理如图 1 所示, 减压器结构如图 2 所示, 稳压器结构如图 3 所示.

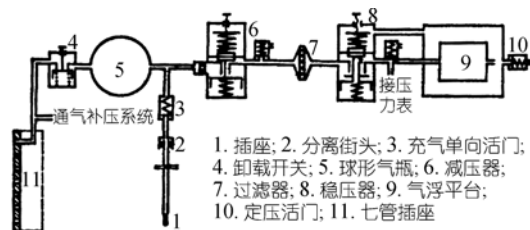


图 1 平台供气系统原理图

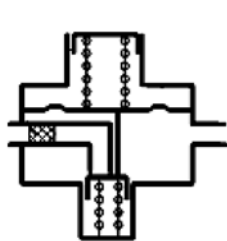


图 2 减压器示意图

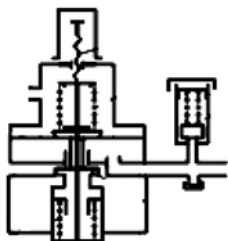


图 3 稳压器示意图

由于一般试验过程采用孔板结构来模拟平台负载, 同样系统 AMESim 模型中采用孔板模型来模拟平台负载, 同时采用函数输入方法来实现膜片结构非线性刚度随位移变化情况. 根据各功能原件关系连接以上基本模型, 分别搭建减压器模型、稳压器模型, 并添加气瓶、过滤器、模拟负载, 即可得到平台供气系统 AMESim 动力学模型(如图 4). 平台供气系统特性是大量因素相互作用的结果, 与系统阻尼、供气速度、连接管路、调压方式等因素有关, 下面分别对这些因素影响进行分析.

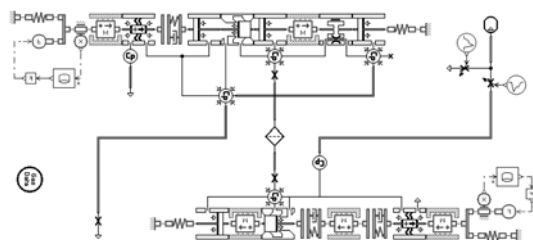


图 4 平台供气系统 AMESim 模型

3.1 调压压力影响分析

在某型号总装测试过程中, 稳压器出口压力调至约 0.2 MPa(表压)时出现异常响声, 压力回调后振动随即消失. 通过仿真可以发现, 在一定阻尼之下系统稳定性与调压压力密切相关, 图 5 给出了调压分别是 0.18、0.20 和 0.22 MPa 下出口压力与活门位移随时间变化情况, 可以看出在调压压力小于 0.18 MPa 时系统基本处于稳定状态, 一旦调压压力超过 0.20 MPa, 活门就开始振动, 而且调压压力越高振动越厉害, 这一过程与实际情况是一致的.

3.2 阻尼影响分析

调压压力变化导致振动的前提是系统阻尼小于稳定所需要阻尼, 为了说明阻尼影响对系统特性影响, 下面针对不同阻尼情况下连续调节过程系统动态特性进行仿真, 图 6 给出了相同调压方式下不同阻尼值时稳压器活门位移随时间变化情况, 图 6(a)阻尼较小, 图 6(b)阻尼较大, 仿真结果可以充分说明阻尼对系统特性影响很大; 而且对于振动工况下, 压力回调后振动也逐渐减小这一现象与实际过程也是完全吻合的.

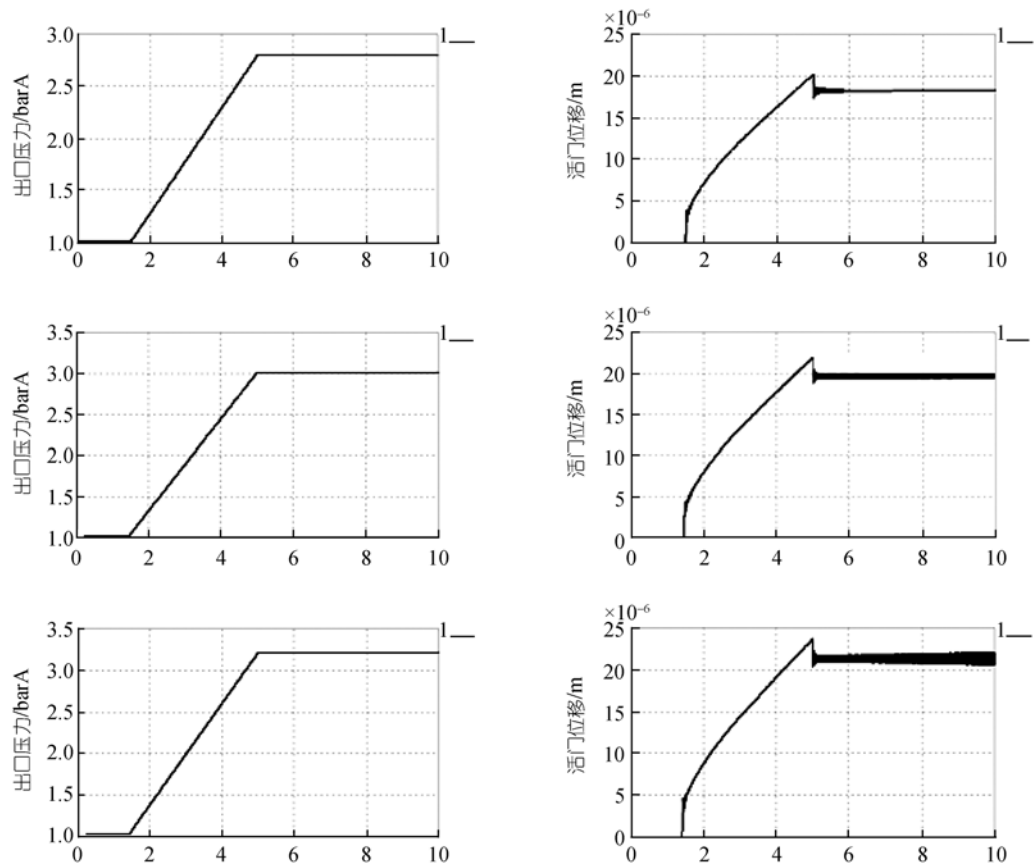


图5 不同调压值下活门稳压器出口压力及动态位移随时间变化情况

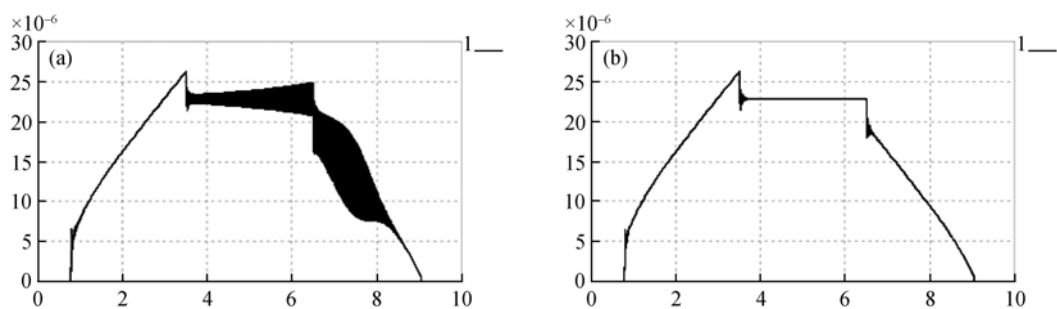


图6 不同阻尼值下稳压器活门动态位移随时间变化情况

3.3 供气速度影响分析

试验结果表明高压气瓶供气速度对减压器启动特性有很大影响, 往往初始启动冲击作用造成的系统振动可能诱发系统发生连续振动鸣叫现象. 针对不同供气速度下减压器启动特性进行仿真, 供气速度差异通过减压器上游开关开度变化来实现. 图7给出2种情况下减压器活门动态位移随时间变化情况, 实线表示开关在 1 s 完全开启, 虚线表示开关在 3 s 内完全开启. 可以看出 2 种开启速度下减压器启动

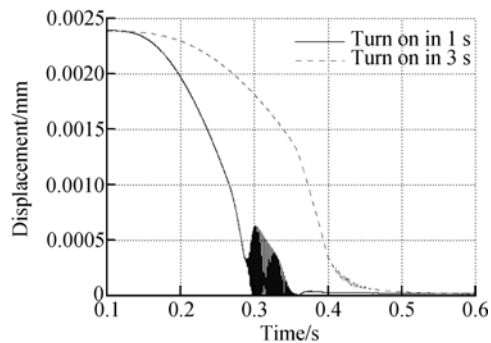


图7 供气速度对减压器启动特性影响

特性完全不同, 快速开启将导致减压器启动振动, 而缓慢开启时减压器则平稳启动.

3.4 管路特性影响分析

由于不同长度、不同直径管路的频率特性与整流效果不同, 造成了不同连接管路情况下减压器下游及稳压器上游的状态参数不同, 从而导致了平台供气系统特性的不同. 图 8 给出了减压器到过过滤器、过滤器到稳压器连接管路直径不同情况下稳压器活门动态位移随时间变化情况.

可以看出连接管路长度较短时, 稳压器活门出现振动现象, 随着长度的增加振动逐渐减小, 但总长超过 1.5 m 以后又趋于振动. 这是由于连接管路长度较短时, 减压器出口压力波动得不到有效整流, 造成

稳压器入口条件不断变化, 从而引起活门振动; 当管路长度过长时, 管路自身频率特性开始发挥作用, 进而可能与减压器出口压力波动发生谐振, 同样造成稳压器入口条件不断变化, 进而引起活门振动.

图 9 给出了减压器到过过滤器、过滤器到稳压器连接管路长度为 0.5 m+0.5 m、直径分别为 $\Phi 4$ 和 $\Phi 8$ mm 情况下稳压器活门动态位移随时间变化情况, 可以看出 $\Phi 4$ mm 管径下稳压器活门位移相对平稳, $\Phi 8$ mm 管径下活门开始出现小幅振动, 这是由于在满足流量要求前提下, 细管对扰动整流作用更大, 从而使得稳压器入口参数相对稳定.

以上分析表明, 目前存在于增压输送系统的问题, 特别是动态特性问题, 大多是系统各单机相互作用产生的问题, 因此难以从单机层面得到有效解决,

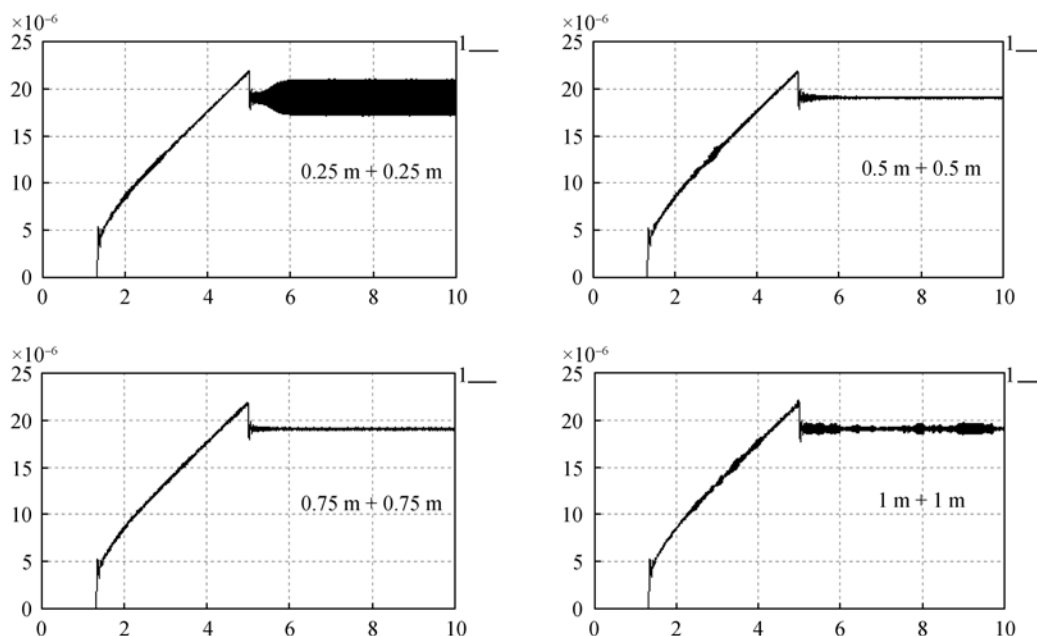


图 8 不同管路长度下稳压器活门动态位移随时间变化情况

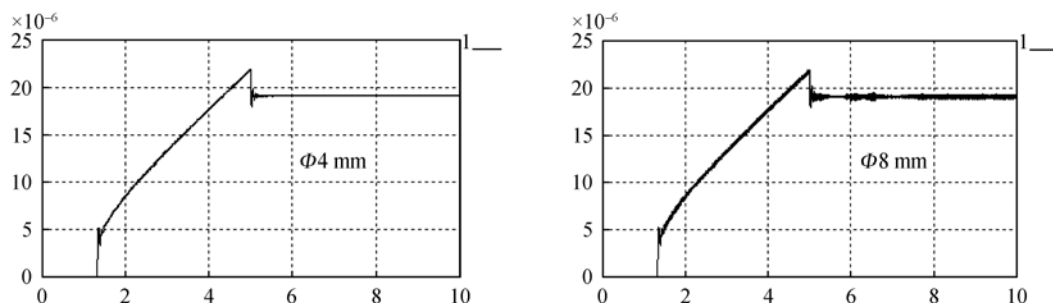


图 9 不同管路直径下稳压器活门动态位移随时间变化情况

必须从系统角度着眼, 准确建立系统相关各学科的动力学特征模型, 进行多学科系统级动力学研究. 下面通过对某型号飞行试验故障进行仿真, 进一步探讨多学科动力学仿真在火箭增压输送系统中的应用.

4 冷氢增压系统多学科动力学仿真分析

某型号飞行过程由于冷氢压力调节器失效, 造成冷氢增压系统无法给氧箱正常增压. 冷氢增压系统主要包括冷氢气瓶组、冷氢电磁阀、冷氢减压器、

氢加热器、压力调节器等单机产品(图10),下面通过建立冷氢增压系统多学科动力学特征模型(图11), 仿真分析该现象故障模式, 仿真模型涵盖机械、气动、热、电磁及控制等学科.

图12给出了压力调节器主活门完全卡滞、主膜片漏孔、主膜片撕裂、副膜片漏孔模式下贮箱压力及气瓶变化情况, k为主活门完全卡滞模式, zmd为主膜片撕裂模式, zmx为主膜片漏孔($\Phi 2$)模式, fm为副膜片漏孔($\Phi 2$)模式, flight为飞行遥测数据. 可以看出完

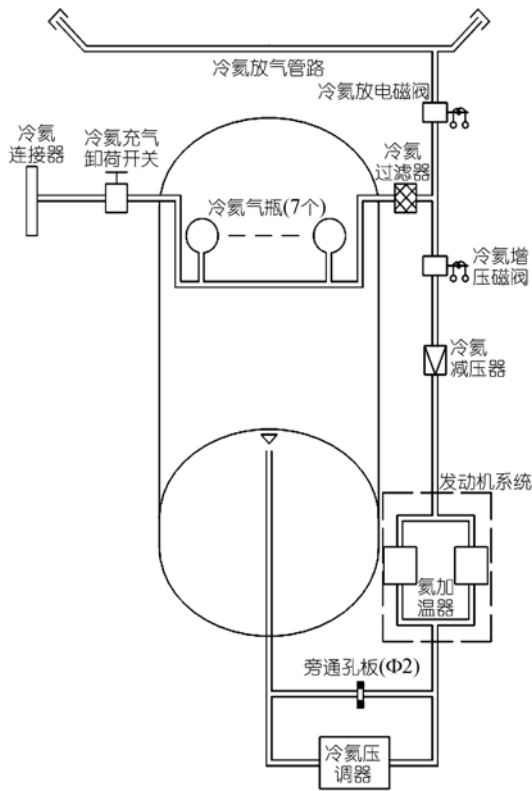


图 10 冷氢增压系统原理图

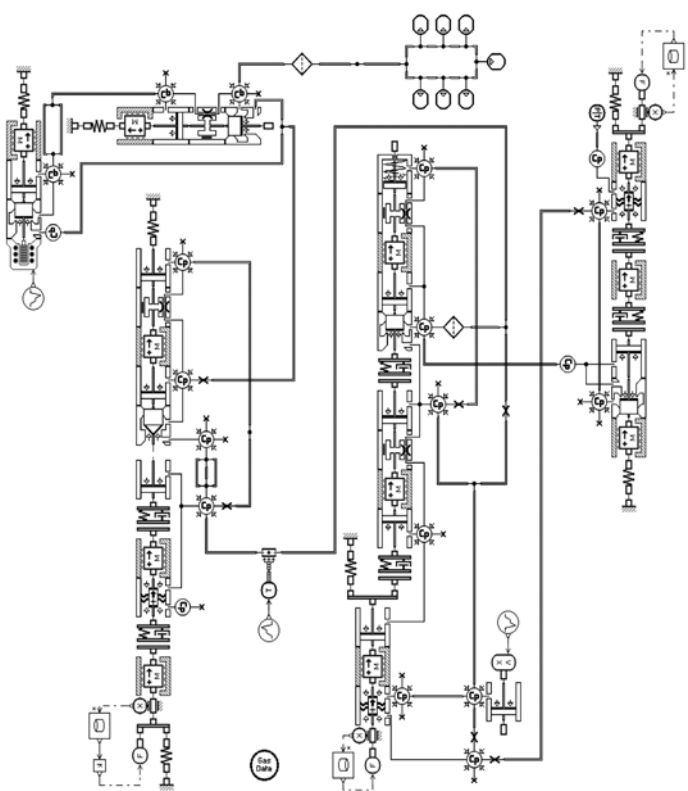


图 11 冷氢增压系统多学科动力学模型

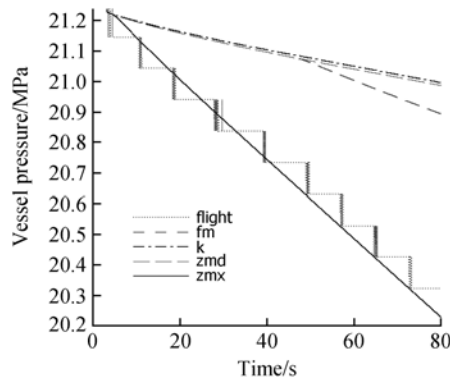
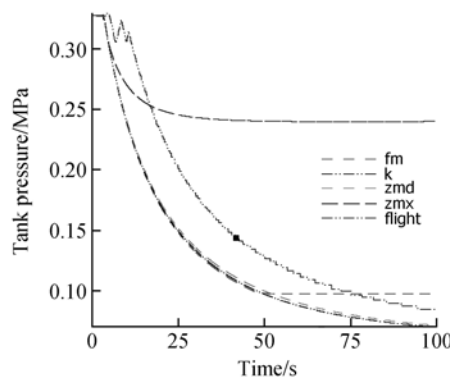


图 12 四种故障模式下气瓶压力与贮箱压力曲线



全卡滞、主膜片撕裂、副膜片漏孔模式气瓶压力相差较大,主膜片漏孔模式气瓶压力变化很接近,但贮箱压力相差较远,至于副膜片撕裂模式则对气瓶降压影响不大,但会使贮箱压力下降更低,因此从气瓶及贮箱压降可以排除这几种故障模式。

对于图 12 中的主膜片漏孔模式,可以看出气瓶压力下降比遥测数据稍快,但贮箱压力较高,此时活门有大约 0.25 mm 的开度,说明天上故障状态开度必定小于 0.25 mm。图 13 给出了 0.15 mm 开度下气瓶压力与贮箱压力对比曲线,可以看出该开度下气瓶与贮箱压力下降趋势与遥测数据较为接近,遥测数据气瓶压力在 80 s 内从 21.15 MPa 下降到了 20.22 MPa,而仿真结果气瓶压力从 21.2 MPa 下降到了 20.36 MPa,遥测数据贮箱压力在 80 s 之间从 0.31 MPa 下降到了 0.09 MPa,而仿真结果贮箱压力从 0.31 MPa 下降到了 0.12 MPa。由于仿真模型目前没有考虑贮箱内液氧推进剂对气枕气体的降温作用,考虑上温度影响,气瓶及贮箱压力必定有所降低。

通过以上仿真分析,可以确定压力调节器不可能发生无开度卡死、主膜片或副膜片破裂故障;此次飞行最大可能故障模式为压力调节器主活门卡滞,

卡滞开度约在 0.1~0.2 mm 之间。飞行试验后型号进行了归零分析,地面试验结果复现该故障模式,从而验证了仿真分析结果的正确性。

5 小结

增压输送系统中普遍存在机械、气动、热、电磁及控制等系统,要全面研究其态特性必须建立包括机、液、热、电、磁、控制等耦合在内的多学科动力学模型。增压输送系统动态特性是各环节多种因素相互影响的结果,且这些影响与具体工况紧密相关,因此单独考虑某一单机产品而不对其连接关系进行模化,往往会造成边界条件难以准确给定,不但影响到性能分析的正确性,而且难以保证系统整体性能的优化。

目前系统级多学科性能分析已经具备条件,从系统层面入手对整个增压输送系统进行整体建模分析成为当务之急。全面系统分析各关键因素对系统整体性能的影响,不但能够保证系统整体性能最优,而且可以从系统层面进行功能调整,规避或降低单机研制技术难度,同时提高系统可实现性与功能可靠性,从而降低系统研制成本。

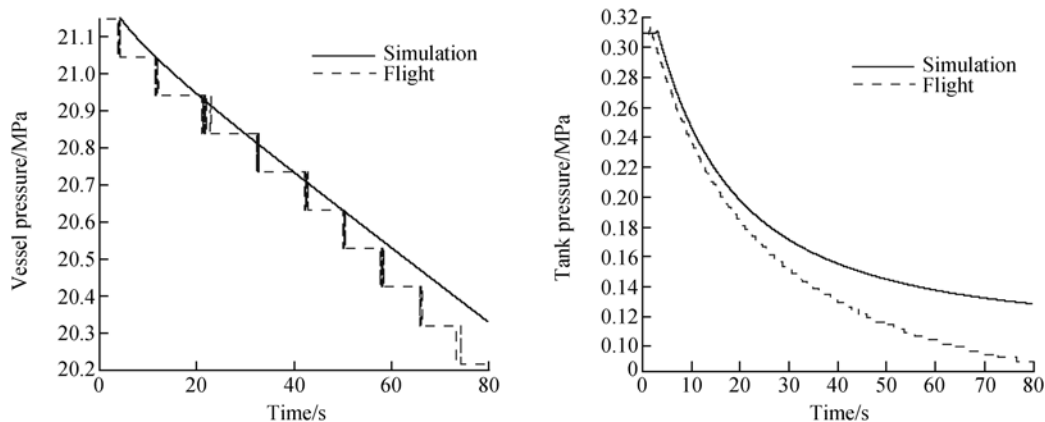


图 13 主活门 0.15 mm 开度贮箱压力与气瓶压力曲线

参考文献

- 1 Viktor S, Csaba HOS. Gas dynamic pipe flow effects in controlled pneumatic systems-a simulation study. *Periodica Polytech Ser Mech Eng*, 2001, 45(2): 239—250
- 2 Joe Z L, Chris T. Simulation of pressure pulsations in a gasoline injection system and development of an effective damping technology. *SAE 2005-01-1149*
- 3 Chen M, Zhang Y L. Dynamic characteristics of priming process in spacecraft propulsion system(I) theoretical model and simulation results. *J Propul Tech*, 2000, 21(2): 25228
- 4 Pricatt R P, Mayer E, Hermel J. Water hammer in a spacecraft propellant feed system. *J Propul Power*, 1992, 8(3): 5922597