

压力管道流固耦合振动特性分析

陈香林, 周文禄

(北京航天动力研究所, 北京 100076)

摘 要: 压力管道系统中存在流体和结构之间的耦合振动。因此, 在研究压力管道的动态特性时, 应考虑管内流体对管道结构动态特性的影响。本文以某动力系统空间管路为研究对象, 采用 Galerkin 法对导管-流体组成的耦合系统进行有限元离散, 建立耦合系统控制方程。在此基础上, 用考虑初应力刚度的有限元法, 对导管充压前、后的振动特性进行了数值计算, 详细分析了流固耦合作用对导管结构振动特性的影响, 并与试验结果进行了比较分析。结果表明, 流固耦合作用对导管模态振型的影响很小, 但对导管各阶固有频率有不同程度的影响。

关键词: 压力管道; 流固耦合; 有限元法; 振动特性

中图分类号: V434

文献标识码: A

文章编号: (2007) 05-0027-05

Vibration characteristic analysis of pressure pipes with fluid-structure interaction

Chen Xianglin, Zhou Wenlu

(Beijing Aerospace Propulsion Institute, Beijing 100076, China)

Abstract: There are coupling vibrations between fluid and pressure pipes. So when a research on dynamic characteristics of pressure pipes is performed, the influences of the fluid should be considered. For the spatial pressure pipes, a coupling system is discretized by using Galerkin method. The governing equations of the vibration are developed with consideration of the influences of the initial stress on the vibration characteristics of pressure pipes. Dynamic characteristics of pressure pipes are simulated and the influences of the fluid-structure interaction on the vibration characteristics of the pipes are comparatively analyzed with FEM. The results show that fluid-structure interaction has slight effect on modal shapes of pipes, but more effect on eigenfrequencies of the pipes.

Key words: pressure pipe; fluid-structure interaction; finite element method; vibration characteristics

收稿日期: 2007-05-10; 修回日期: 2007-06-14。

作者简介: 陈香林 (1975—), 男, 工程师, 研究领域为轨、姿控发动机设计。

1 引言

在运载器发射和飞行过程中, 动力系统中的压力管道由于受到各种各样的激振力作用而产生剧烈振动。长时间的振动可能会导致管道结构发生疲劳破坏, 尤其是当激振力频率与压力管道的固有频率相等或相近而产生共振时, 管道因动应力过大而极易发生断裂破坏。因此, 为了避免在发动机工作过程中管路系统产生共振现象, 有必要对动力系统中各种压力管道的动态特性进行全面分析, 以提高动力系统的安全性和可靠性。

压力管道内流体的流动会诱发管道振动, 而管道的振动又会影响流体的运动状态, 即压力管道系统中存在流体和结构之间的耦合振动^[1]。因此, 在计算压力管道的动态特性时, 应考虑管内流体对管道结构动态特性的影响。目前广泛应用于压力管道耦合振动特性分析的数值算法主要有特征线法^[2]、有限元法^[3]、传递矩阵法^[4]。文献 [5] 利用传递矩阵法讨论了平面管系模态频率与模态振型, 现有的利用传递矩阵研究管路的方法主要是针对直管, 而对空间管路的研究还不够深入。本文以某动力系统中的一个导管为研究对象, 采用考虑初应力刚度的有限元法, 对导管充压前、后的动力特性进行了数值计算, 详细分析了流固耦合作用对导管结构动态特性的影响, 并与试验结果进行了比较分析, 为动力系统的管路设计提供理论参考和试验依据。

2 系统控制方程

设流体为可压缩理想流体, 导管为线弹性结构, 从导管振动方程和流体压力波动方程出发, 采用 Galerkin 法^[6]对导管-流体组成的耦合系统进行有限元离散, 可导出分析所需的系统控制方程。系统基本方程及边界条件为:

$$\text{导管} \quad \sigma_{ij} + f_i = \rho_i \ddot{u}_i \quad (1)$$

$$\text{流体} \quad p_{,ii} - \frac{1}{c_0^2} \ddot{p} = 0 \quad (2)$$

$$\text{固体边界} \quad \sigma_{ij} n_j = \bar{T}_i, \quad u_i = \bar{u}_i \quad (3)$$

$$\text{流体边界} \quad \frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad (4)$$

$$\text{耦合边界} \quad \frac{\partial p}{\partial n} + \rho_f \ddot{u}_n = 0, \quad \sigma_{ij} n_j = p n_i \quad (5)$$

式中, σ_{ij} 为导管应力张量; u_i 为结构振动加速度分量; f_i 为体积力分量; ρ_i 为导管质量密度; p 为声压; c_0 为声波在流体介质中的传播速度; \bar{T}_i 为结构已知面力分量; \bar{u}_i 为结构已知位移分量; u_n 为结构法向加速度; n 为边界法线方向; ρ_f 为流体质量密度。在公式 (1) 和公式 (2) 中分别引入导管位移变分 δu 和流体压力变分 δp , 并在整个计算域内积分可得:

$$\int_{V_s} (\delta u_{ij} \sigma_{ij} - \delta u_i f_i + \delta u_i \rho_i \ddot{u}_i) dV - \int_{\Gamma_s} \delta u_i \bar{T}_i d\Gamma - \int_{\Gamma_s} \delta u_i p n_i d\Gamma = 0 \quad (6)$$

$$\int_{V_f} \left(\frac{1}{c_0^2} \delta p \ddot{p} + \delta p_{,i} p_{,i} \right) dV + \int_{\Gamma_s} \delta p \rho_f \ddot{u}_n d\Gamma = 0 \quad (7)$$

式中, V_s 为固体域; V_f 为流体域; Γ_s 为结构面力已知边界; Γ_s 为流固耦合边界。采用位移场模式和压力场函数分别对固体域和流体域进行离散, 即设

$$u = \bar{N} u^{(e)} \quad (8)$$

$$p = N p^{(e)} \quad (9)$$

式中, \bar{N} , N 分别为结构单元位移和流体单元压力的形函数向量; $u^{(e)}$, $p^{(e)}$ 分别为单元节点位移和压力向量。把公式 (8) 和公式 (9) 分别代入公式 (6) 和公式 (7) 中, 并由 δp 和 δu 的任意性可得流固耦合系统的振动控制方程:

$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ \rho_f R & M_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u} \\ \ddot{p} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & -R^T \\ 0 & K_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_s \\ 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

其中, M_s 为结构质量矩阵; M_f 为流体等效质量矩阵; K_s 为结构刚度矩阵; K_f 为流体等效刚度矩阵; R 为流固耦合矩阵; F_s 为结构外载荷向量。

在耦合条件下, 为了考虑静压力对导管动力特性的影响, 可以通过在结构面上附加一个初应力刚度矩阵来实现。为此, 根据几何非线性问题中的有限变形理论^[7], 采用 Lagrange 坐标系中的增量位能原理, 建立其相应的有限元列式, 把这些影响因素转换成结构的初应力刚度矩阵, 并将其依次叠加到结构的刚度矩阵上, 最后形成考虑静压力作用的流固耦合系统自由振动控制方程:

$$\begin{bmatrix} M_i & 0 \\ \rho_f R & M_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u} \\ \ddot{p} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_i + K_f & -R^T \\ 0 & K_f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

式中, K_i 为初应力刚度矩阵。

用非对称广义 Lanczos 法对由式 (11) 所描述的耦合动力系统作特性分析, 可得到有压状态下导管的动力特性。

3 数值计算及比较分析

鉴于动力系统的复杂性, 本文选用一根典型的弯管进行分析。根据导管的实际尺寸 (外径为 $\varphi 6$, 通径为 $\varphi 4$)、安装位置及工作条件, 建立其流固耦合有限元模型。用六面体实体单元对导管几何模型进行网格划分, 结构和流体单元均采用 8 节点三维等参元, 所建模型如图 1、图 2、图 3 所示。计算时认为导管作微幅振动, 将所有的流体单元分为两类: 一类是与导管内表面相接触的单元, 这些单元的节点具有三个位移自由度和一个压力自由度; 另一类是未与结构面相接触的单元, 这些单元的节点只有一个压力自由度。导管材料参数为: 弹性模量 $E=1.98 \times 10^{11} \text{Pa}$; 密度 $\rho=7.85 \text{g/cm}^3$; 泊松比 $\mu=0.3$; 流体设为可压缩理想流体, 其力学特性可由流体密度和流体介质中的声速来描述, 常温条件下的材料参数见表 1。导管边界条件: 根据导管的安装条件和受力情况假定两端固支, 中间卡箍处假定 X 向与 Y 向完全约束, 而 Z 向 (导管轴向) 放松, 并定义流体单元和固体单元的耦合面及这些面上的压力、位移变量之间的关系。

3.1 计算结果

采用非对称广义 Lanczos 法对导管充压前、后的振动特性进行计算, 得到前 8 阶固有频率见表 2。导管充压前、后的部分模态振型如图 4 所示。图 5、图 6 为模态试验所得到的在充压前、后导管不同测点的频响函数图。



图 1 导管几何模型
Fig.1 Geometry model of the pipe



图 2 空管局部分元模型
Fig.2 Partial FEM model of the pipe



图 3 导管局部流固耦合模型
Fig.3 Partial FEM model of the pipe with fluid

表 1 流体材料参数表 (常温)

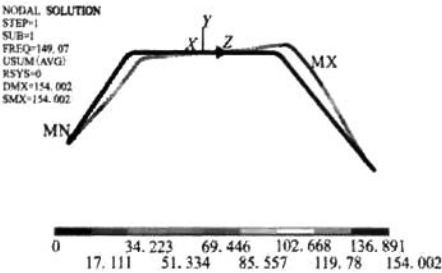
Tab.1 Material parameters of fluid

	2.1MPa		23MPa	
	密度 kg/m ³	音速 m/s	密度 kg/m ³	音速 m/s
空气	2.49×10 ⁻³	3.45×10 ²	2.73×10 ⁻⁴	3.45×10 ²
水	1×10 ⁻³	1.46×10 ³	1.04×10 ⁻³	1.48×10 ³

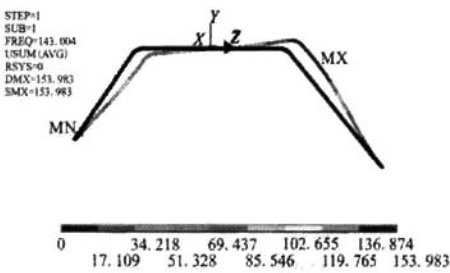
表 2 充压前、后导管前 8 阶固有频率表 (单位: Hz)

Tab.2 First eight eigenfrequencies of pipes with and without pressures (Unit: Hz)

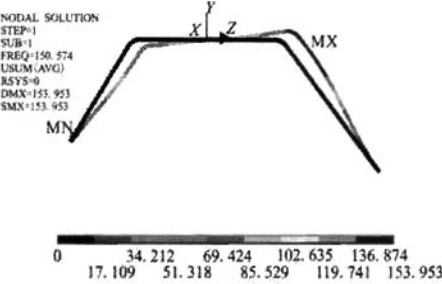
阶次	充压前 固有频率	充液后固有频率(2.1MPa)		充气后固有频率(2.1MPa)		充气后固有频率(23MPa)	
		计算值	降低百分比/%	计算值	降低百分比/%	计算值	降低百分比/%
1	149.07	143.41	3.8	150.35	0.9	161.85	8.6
2	197.09	190.92	3.1	200.15	1.5	223.16	13.2
3	241.70	234.20	3.1	245.55	1.6	274.65	13.6
4	414.16	396.78	4.2	415.95	0.4	432.20	4.3
5	490.69	474.25	3.4	493.22	0.5	516.24	5.2
6	505.40	487.14	3.6	510.66	1.0	549.93	7.0
7	591.29	567.25	4.1	594.71	0.6	619.66	4.8
8	853.46	814.10	4.6	856.46	0.4	890.54	4.3



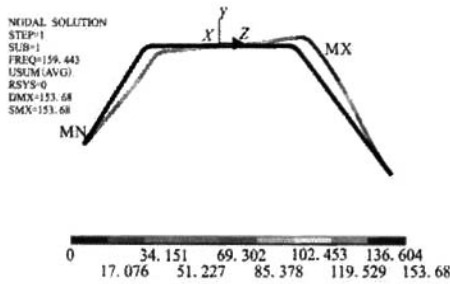
(a) 充压前导管振型



(b) 充液 (2.1MPa) 后导管振型



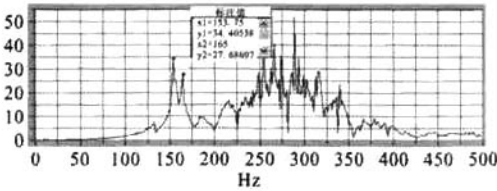
(c) 充气 (2.1MPa) 后导管振型



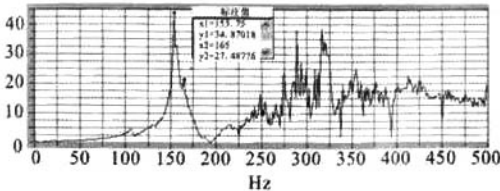
(d) 充气 (23MPa) 后导管振型

图 4 充压前、后导管第 1 阶模态振型

Fig.4 First modal shapes of pipes with and without pressures



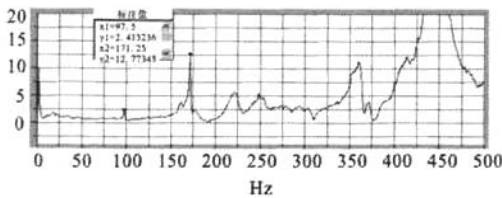
(a) 导管根部 (卡箍处) 频响函数图



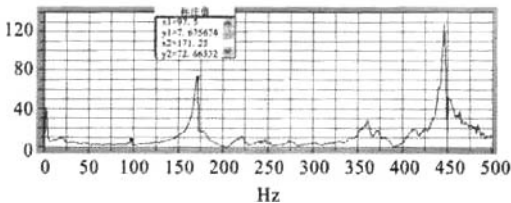
(b) 导管中部频响函数图

图 5 充压前导管不同测点频响函数图

Fig 5 Frequency response of various testing points



(a) 导管根部(卡箍处)频响函数图



(b) 导管中部频响函数图

图6 充气(23MPa)后导管不同测点频响函数图

Fig 6 Frequency response of various testing points of air-filled pipes

3.2 比较分析

由计算结果并对照图例可以看出:

(1) 由表2可知, 由于压力管道中存在流固耦合作用的影响, 使得导管充液后的固有频率较空管频率有不同程度的降低, 但变化不大, 基本在3.5%左右。

(2) 由表2可知, 在2.1MPa压力下, 充气导管的固有频率与空管频率相比有所增加, 但变化很小, 基本在1%左右。这一方面由于2.1MPa的压力使得导管刚度有所增加, 固有频率相应有所增加; 另一方面是由于充气导管受附加质量的影响, 固有频率相应有所降低, 但由于导管密度远大于气体密度, 其流固耦合作用的影响很小。计算表明可以忽略流固耦合作用的影响。

(3) 由表2可知, 在23MPa压力下, 充气导管的固有频率较空管频率有不同程度的增加。这一方面由于23MPa的压力使得导管的刚度相对增加较大, 频率相应有所增加; 另一方面是由于充气导管受附加质量的影响, 频率相应有所降低, 但综合附加刚度和附加质量的影响, 导管各阶模态频率有不同程度的增加, 且有的频率变化较大。

(4) 由图4可以看出, 导管在充压前、后状态下的模态振型基本保持不变, 说明初应力和流固耦合作用对导管模态振型影响较小。

(5) 由图5、图6可看出, 导管充气(23MPa)前、后的固有频率分别为153.8 Hz和171.3 Hz, 频率增加11.4%, 这与计算结果基本一致。由此说明本文的模型相对合理、方法基本正确。

4 结论

本文采用考虑初应力刚度的有限元法, 对导管流固耦合动态特性进行了计算分析。结果表明, 导管充气、充液前后模态振型变化不大, 充气、充液对导管模态振型影响较小; 导管充气(2.1MP)前后, 各阶固有频率相当; 导管充气(23MP)后, 各阶固有频率有不同程度的增加, 且有的频率变化较大; 充液后, 频率有所降低, 但降幅不大。

参考文献:

- [1] 张立翔, 杨柯. 流体结构互动理论及其应用 [M]. 北京: 科学出版社, 2004.
- [2] Lesmez M W, Wiggert D C, Hatfield F J. Modal analysis of vibrations in liquid-filled piping-systems [J]. ASME J Fluids Eng, 1990, 112: 311~318.
- [3] 王世忠, 于石声, 赵阳. 流体输送管道的固液耦合特性 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2002, 34(2): 241~244.
- [4] Yang Ke, Li Q S, Zhang Lixiang. Longitudinal vibration analysis of multi-span liquid-filled pipelines with rigid constraints [J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 273: 125~147.
- [5] 张智勇, 沈荣瀛, 王强. 充液管道系统的模态分析 [J]. 固体力学学报, 2001, 22 (2): 143~149.
- [6] 王勖成. 有限单元法 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
- [7] 刘正兴, 孙雁, 谢守国. 计算固体力学 [M]. 上海: 上海交通大学出版社, 2000.

(编辑: 王建喜)