

复杂空间载流管道系统流固耦合动力学模型及其验证

陈果^{1,*}, 罗云², 郑其辉², 侯民利², 蒲柳²

1. 南京航空航天大学 民航学院, 江苏 南京 210016

2. 成都飞机工业(集团)有限责任公司, 四川 成都 610092

摘要: 针对飞机复杂管路系统振动分析, 提出了一种复杂空间管道系统流固耦合动力学模型, 在模型中用梁单元对管道进行了离散, 每个节点考虑了 x, y, z 这 3 个方向的平动以及绕 x, y, z 这 3 个方向的转动, 共计 6 个自由度; 在单元中考虑了流固耦合效应, 计及了流体流速对管道振动的影响; 建立了管道与基础、管道与管道间的弹性连接, 以适应多个管道之间的耦合振动分析; 模型采用 Newmark- β 数值积分法获取系统响应。针对实际液压试验台的空间管路系统, 利用锤击法进行实验模态分析, 将本文模型的仿真结果与实验结果和商用有限元软件 ANSYS Workbench 的计算结果进行了分析比较, 验证了本文模型的正确性。最后, 仿真计算了流固耦合作用下流速对管道系统固有频率的影响规律。

关键词: 管道系统; 流固耦合动力学; 有限元; 模态分析; 数值仿真

中图分类号: V263.6; TB123; TP277

文献标识码: A

文章编号: 1000-6893(2013)03-0597-13

飞机管路系统, 主要用于燃油、滑油、液压油和空气等介质的输送, 是飞机系统的重要组成部分^[1-2]。管路会在外界或内部的周期性(或随机性)机械载荷、流体载荷作用下产生强迫振动; 也会因管路内部介质运动与管路运动相耦合形成自激振动, 从而导致管路的流动失稳。飞机管路系统通常是由一个导管或几根串联的导管构成, 或由两个以上的导管经三通管接头或卡箍相互连接在一起而构成的复杂系统, 其振动模态非常复杂。

飞机管路由振动引起的故障大致有振动疲劳和振动磨损两类。根据美国空军统计, 飞机元件故障总数中, 燃油、气压和液压方面的故障占 50%~60%, 从苏联几个机种的统计情况来看, 燃油、滑油、液压及气压的故障也占 50% 以上。另外, 据有关文献记载^[2], 在 1965—1966 两年中, 某些歼击机由于导管及管接头故障而失事的次数占

失事总数的 60%。在国内, 在新机研制过程中, 导管断裂及管接头漏油故障十分频繁。在飞机制造类故障中, 导管问题是故障的主体, 占制造类问题的 71%, 随着飞机数量的增加、部队训练强度的不断提高, 导管问题呈大幅度上升的态势, 目前已成为了飞机在部队使用中出现的最严重的技术问题, 其中液压管道故障最为突出, 占全部导管故障的 82.3%。

由此可见, 为了分析飞机复杂管路系统的振动机理, 发现由于振动而导致的管路系统故障, 需要建立合适的振动分析模型。但是目前关于管路系统流固耦合振动的研究工作主要是基于简单的直管^[9-12], 对于复杂的空间载流管道研究较少。然而, 实际的管路系统往往是由多根导管组成的复杂管路系统, 其模型更为复杂。现有的商用有限元软件可用于分析复杂的管路系统, 但是其针

收稿日期: 2012-02-22; 退修日期: 2012-08-27; 录用日期: 2012-10-18; 网络出版时间: 2012-12-07 11:15

网络出版地址: www.cnki.net/kcms/detail/11.1929.V.20121207.1115.001.html

基金项目: 成都飞机工业(集团)有限责任公司项目

* 通讯作者. Tel.: 025-84891850 E-mail: cgzyx@263.net

引用格式: Chen G, Luo Y, Zheng Q H, et al. Fluid-structure coupling dynamic model of complex spatial fluid-conveying pipe system and its verification. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2013, 34(3): 597-609. 陈果, 罗云, 郑其辉, 等. 复杂空间载流管道系统流固耦合动力学模型及其验证. *航空学报*, 2013, 34(3): 597-609.

对性不强,流固耦合计算效率较低。因此,本文针对实际的飞机复杂管路系统,基于有限元分析方法,建立一种复杂空间管道系统流固耦合动力学模型,研究复杂载流管路系统的振动特性。最后应用实验对模型进行了验证,并与 ANSYS 的计算结果进行了比较分析。

1 复杂载流空间管道系统流固耦合有限元模型

1.1 管道系统液-弹耦合模型

管路流固耦合振动及其稳定性分析自 20 世纪 70 年代以来一直是有关学者的研究热点,所采用的分析模型大体可分为两类^[1]:一类是液-弹耦合,其考虑具有定常流速的不可压缩流体与管路弯曲振动的耦合;另一类是声-弹耦合,其考虑可压缩流体的平面波动与管路结构振动的耦合。本文采用液-弹耦合分析方法建立复杂空间管路系统的耦合动力学模型。

对流体采用无黏、不可压缩的假设,对管路结构采用小变形、无阻尼的假设,分别计算流体和管路结构的动能和势能,并应用 Hamiltonian 原理可得如式(1)所示的自由振动方程。

$$\begin{cases} EI \frac{\partial^4 w_p}{\partial x^4} + v_f^2 m_f \frac{\partial^2 w_p}{\partial x^2} + 2m_f v_f \frac{\partial^2 w_p}{\partial x \partial t} + (m_f + m) \frac{\partial^2 w_p}{\partial t^2} = 0 \\ EI \frac{\partial^3 w_p}{\partial x^3} \delta w_p \Big|_0^1 = 0 \\ EI \frac{\partial^2 w_p}{\partial x^2} \delta w_p \Big|_0^1 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: w_p 为管路弯曲振动位移; v_f 为流体流速; m_f 为流体线密度; EI 为管路的抗弯刚度; x 为沿管轴线的坐标。与梁的弯曲振动方程相比,式(1)中多了两项:与流体流速成正比的项 $2m_f v_f \frac{\partial^2 w_p}{\partial x \partial t}$ 和与流体流速平方成正比的项 $v_f^2 m_f \frac{\partial^2 w_p}{\partial x^2}$ 。前者是由于流体与管路的相对运动引起的 Coriolis 力;后者是由于流体在瞬间弯曲管路内流动受到的离心力。

1.2 管道系统流固耦合有限元模型

采用梁单元对管路系统进行有限元离散,考虑梁单元的转动惯量和剪切变形,可以得到对应

的有限元模型为

$$\mathbf{M}_T \ddot{\mathbf{X}} + \mathbf{G}_T \dot{\mathbf{X}} + [\mathbf{K}_T + (-\mathbf{K}_{vT})] \mathbf{X} = \mathbf{0} \quad (2)$$

式中: \mathbf{M}_T 为按梁单元质量矩阵组装而成的系统总质量矩阵; \mathbf{K}_T 为按梁单元刚度矩阵组装而成的系统总刚度矩阵; \mathbf{G}_T 为由流速引起的陀螺效应矩阵; \mathbf{K}_{vT} 为流速引起的系统刚度改变矩阵; \mathbf{X} 为系统的广义位移向量。

1.2.1 局部坐标系下的单元矩阵

建立如图 1 所示^[13]的坐标系,其中 $Oxyz$ 为局部坐标系, x 为管道轴向。变形状态下,任意截面相对于固定坐标系的位置按以下方法确定:横截面沿轴向 x 的位移为 u ,沿 y 向的位移为 v ,沿 z 向的位移为 w ,绕 x 向的转角为 ϕ ,绕 y 向的转角为 ψ ,绕 z 向的转角为 θ 。总体坐标系为 $Ox'y'z'$ 。管道轴向与总体坐标 x' 轴、 y' 轴、 z' 轴的夹角分别为 α 、 β 、 γ 。

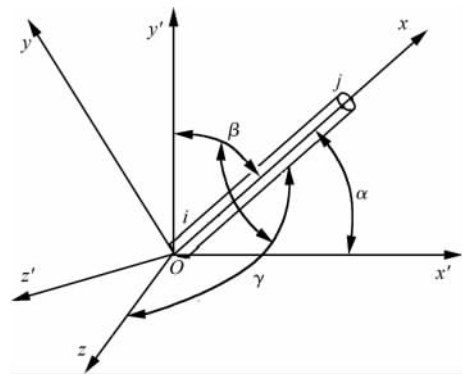


图 1 管单元局部坐标系与系统整体坐标系

Fig. 1 Local coordinates of the pipe unit and integral coordinates of system

单元由节点 i 和节点 j 组成,节点 i 的坐标为 $\mathbf{a}_i = [u_i \ v_i \ w_i \ \phi_i \ \psi_i \ \theta_i]^T$,节点 j 的坐标为 $\mathbf{a}_j = [u_j \ v_j \ w_j \ \phi_j \ \psi_j \ \theta_j]^T$ 。设单元弹性模量为 E ,剪切模量为 G ,泊松比为 μ ,内径为 d ,外径为 D ,长度为 L ,则可以得到梁单元相关特征量:

① 截面惯性矩为

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$$

② 截面极惯性矩为

$$J = 2I = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$$

③ 横截面面积为

$$A = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$$

式中:

$$K_{Z1} = \frac{AL^2}{I}; K_{Z2} = \frac{GJL^2}{EI}$$

$$K_{B1} = \frac{12}{1+\phi_s}; K_{B2} = \frac{4+\phi_s}{1+\phi_s}L^2$$

$$K_{B3} = \frac{2-\phi_s}{1+\phi_s}L^2; K_{B4} = \frac{6}{1+\phi_s}L$$

3) 局部坐标下流速引起的直管单元陀螺效

$$\mathbf{G}_{ii} = \begin{bmatrix} 0 & & & & & \\ 0 & & 0 & & & \\ 0 & & 0 & & & \\ 0 & & 0 & & & \\ 0 & & 0 & & & \\ 0 & & 0 & & & \\ 0 & -\frac{1}{(1+\phi_s)^2} \left(\frac{1}{5} + \frac{11}{30}\phi_s + \frac{\phi_s^2}{6} \right) & & & & \end{bmatrix} \begin{array}{l} \text{Antisymmetry} \\ \\ \\ \\ \\ \\ \frac{l}{(1+\phi_s)^2} \left(\frac{1}{5} + \frac{11}{30}\phi_s + \frac{\phi_s^2}{6} \right) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \quad (6)$$

$$\mathbf{G}_{ji} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \Omega_7 & 0 & 0 & 0 & -\Omega_8 \\ 0 & 0 & \Omega_7 & 0 & \Omega_8 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\Omega_9 & 0 & \Omega_{10} & 0 \\ 0 & \Omega_9 & 0 & 0 & 0 & \Omega_{10} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\Omega_7 = -\frac{1}{(1+\phi_s)^2} (1 + \phi_s + \phi_s^2)$$

$$\Omega_8 = \frac{l}{(1+\phi_s)^2} \left(\frac{1}{5} + \frac{7}{60}\phi_s + \frac{5}{12}\phi_s^2 \right)$$

$$\Omega_9 = \frac{l}{(1+\phi_s)^2} \left(\frac{1}{5} + \frac{37}{30}\phi_s + \frac{1}{6}\phi_s^2 \right)$$

$$\Omega_{10} = \frac{l^2}{(1+\phi_s)^2} \left(\frac{1}{30} + \frac{\phi_s}{30} \right)$$

式中: l 为直管单元的长度。

$$\mathbf{G}_{jj} = \begin{bmatrix} 0 & & & & & \\ 0 & & 0 & & & \\ 0 & & 0 & & & \\ 0 & & 0 & & & \\ 0 & & 0 & & & \\ 0 & & 0 & & & \\ 0 & -\frac{1}{(1+\phi_s)^2} \left(\frac{1}{5} + \frac{11}{30}\phi_s + \frac{\phi_s^2}{6} \right) & & & & \end{bmatrix} \begin{array}{l} \text{Antisymmetry} \\ \\ \\ \\ \\ \\ \frac{1}{(1+\phi_s)^2} \left(\frac{1}{5} + \frac{11}{30}\phi_s + \frac{\phi_s^2}{6} \right) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{array} \quad (8)$$

② 流速引起的直管单元的系统刚度改变矩阵为

$$-\mathbf{K}_v^e = -\rho_f A_f V^2 \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{vii} & \mathbf{K}_{vij} \\ \mathbf{K}_{vji} & \mathbf{K}_{vjj} \end{bmatrix} \quad (9)$$

式中: $\mathbf{K}_{vij} = \mathbf{K}_{vji}^T$

应矩阵和系统刚度改变矩阵

① 流速引起的陀螺效应矩阵为

$$\mathbf{G}^e = \rho_f A_f V \begin{bmatrix} \mathbf{G}_{ii} & \mathbf{G}_{ij} \\ \mathbf{G}_{ji} & \mathbf{G}_{jj} \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中: ρ_f 为流体密度; A_f 为管道内流体横截面积; V 为流速; $\mathbf{G}_{ij} = -\mathbf{G}_{ji}^T$

1.2.2 坐标变换

前文中建立了局部坐标系下的单元质量矩阵和单元刚度矩阵,管道单元的截面惯性主轴方向为局部坐标系的 x 轴方向,对于空间管道而言,由于管道单元的走向不同,因而每个管道单元采用的局部坐标系的方向也不相同,因此在进行结构整体分析时,尚须把局部坐标系中的单元刚度矩阵 \mathbf{K} 和单元质量矩阵 \mathbf{M} 变换成总体坐标系的单元刚度矩阵 \mathbf{K}' 和单元质量矩阵 \mathbf{M}' ,以便建立整个管系的总刚度和总质量矩阵。空间管单元在总体坐标系中的单元刚度和单元质量矩阵为

$$\begin{cases} \mathbf{K}' = \mathbf{T}^T \mathbf{K} \mathbf{T} \\ \mathbf{M}' = \mathbf{T}^T \mathbf{M} \mathbf{T} \end{cases} \quad (13)$$

式中:变换矩阵为

$$\begin{cases} \mathbf{T} = \begin{bmatrix} \lambda & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda \end{bmatrix} \\ \boldsymbol{\lambda} = \begin{bmatrix} l_1 & m_1 & n_1 \\ l_2 & m_2 & n_2 \\ l_3 & m_3 & n_3 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (14)$$

式中: $\boldsymbol{\lambda}$ 为方向余弦矩阵; l_1, m_1, n_1 分别为局部坐标系的 x 轴与整体坐标系的 x', y', z' 轴夹角的余弦值;同样 l_2, m_2, n_2 分别为局部坐标系的 y 轴与整体坐标系的 x', y', z' 轴夹角的余弦值; l_3, m_3, n_3 分别为局部坐标系的 z 轴与整体坐标系的 x', y', z' 轴夹角的余弦值。

若一直管单元节点 i 和 j 相对于整体坐标分别为 (x_i, y_i, z_i) 和 (x_j, y_j, z_j) ,则单元长度为

$$l = \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2 + (z_i - z_j)^2} \quad (15)$$

管局部坐标系的 x 轴与整体坐标系的 x', y', z' 轴夹角的余弦为

$$\begin{cases} l_1 = \cos \alpha = \frac{x_j - x_i}{l} \\ m_1 = \cos \beta = \frac{y_j - y_i}{l} \\ n_1 = \cos \gamma = \frac{z_j - z_i}{l} \end{cases} \quad (16)$$

但是仅仅由两个端点的坐标还不能完全确定管在空间的位置,因为相同的节点 i, j 直管,其截

面形心主轴仍可有不同的方向。为确定管在空间的确切位置,还需要在管轴线外再取一点 k ,以确定其形心主轴的方向。如果管上找不到合适的点,可用一个假想的点代替。可以设点 k 相对于整体坐标系的坐标为 (x_k, y_k, z_k) ; 设 $\mathbf{V}_1 = [l_1 \ m_1 \ n_1]^T$ 为沿直管局部坐标系 x 向的单位向量; 设 $\mathbf{V}_k = [0 \ 1 \ 0]^T$ 为假想点 k 的单位向量。则沿直管局部坐标系 z 向的单位向量为

$$\mathbf{V}_3 = [l_3 \ m_3 \ n_3]^T = \frac{\mathbf{V}_1 \times \mathbf{V}_k}{|\mathbf{V}_1 \times \mathbf{V}_k|} \quad (17)$$

两个向量的叉积由行列式给出:

$$|\mathbf{u} \times \mathbf{v}| = \begin{vmatrix} i & j & k \\ u_x & u_y & u_z \\ v_x & v_y & v_z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} u_y v_z - v_y u_z \\ u_z v_x - u_x v_z \\ u_x v_y - v_x u_y \end{vmatrix}$$

最后,沿直管局部坐标 y 向的单位向量为

$$\mathbf{V}_2 = [l_2 \ m_2 \ n_2]^T = \frac{\mathbf{V}_3 \times \mathbf{V}_1}{|\mathbf{V}_3 \times \mathbf{V}_1|} \quad (18)$$

令 $h = \sqrt{\cos^2 \alpha + \cos^2 \gamma}$, 可以得到方向余弦矩阵为

$$\boldsymbol{\lambda} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & \cos \beta & \cos \gamma \\ \frac{-\cos \alpha \cos \beta}{h} & h & \frac{-\cos \lambda \cos \beta}{h} \\ \frac{-\cos \gamma}{h} & 0 & \frac{\cos \alpha}{h} \end{bmatrix}$$

当 $h=0$ 时,则

$$\boldsymbol{\lambda} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (19)$$

1.2.3 阻尼矩阵的计算

本文将整体坐标下的阻尼矩阵 \mathbf{C}' 假设为比例阻尼,即 $\mathbf{C}' = \alpha_0 \mathbf{M}' + \alpha_1 \mathbf{K}'$, 其中, α_0 和 α_1 为常数,可以得到第 i 阶阻尼比为

$$\xi_i = \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha_0}{\omega_i} + \alpha_1 \omega_i \right) \quad (20)$$

式中: ω_i 为第 i 阶固有频率。

显然,通过模态实验得到转子任意两阶固有频率和阻尼比,即可解出 α_0 和 α_1 , 并进而得到系统比例阻尼系数矩阵 \mathbf{C}' 。

1.2.4 管道-基础间弹性支承

对于管道与基础间的弹性连接 PB_k ($k=1, 2, \dots, N$), 设管道第 i 个节点与基础用弹性支承

相连:支承的连接线刚度为 k_{P_x} 、 k_{P_y} 和 k_{P_z} ;连接角刚度为 k_{AP_x} 、 k_{AP_y} 和 k_{AP_z} 。连接线阻尼为 c_{P_x} 、 c_{P_y} 和 c_{P_z} ;角阻尼为 c_{AP_x} 、 c_{AP_y} 、 c_{AP_z} 。设管道第 i 个节点的线位移为 x_{Pi} 、 y_{Pi} 和 z_{Pi} ;角位移为 \dot{x}_{APi} 、 \dot{y}_{APi} 和 \dot{z}_{APi} 。线速度为 \dot{x}_{Pi} 、 \dot{y}_{Pi} 和 \dot{z}_{Pi} ;角速度为 \dot{x}_{APi} 、 \dot{y}_{APi} 和 \dot{z}_{APi} 。则作用在管道节点 i 上的力 F_{Pxi} 、 F_{Pyi} 、 F_{Pzi} 和力矩 M_{Pxi} 、 M_{Pyi} 、 M_{Pzi} 为

$$\begin{cases} F_{Pxi} = -k_{P_x}x_{Pi} - c_{P_x}\dot{x}_{Pi} \\ F_{Pyi} = -k_{P_y}y_{Pi} - c_{P_y}\dot{y}_{Pi} \\ F_{Pzi} = -k_{P_z}z_{Pi} - c_{P_z}\dot{z}_{Pi} \\ M_{Pxi} = -k_{AP_x}\dot{x}_{APi} - c_{AP_x}\dot{x}_{APi} \\ M_{Pyi} = -k_{AP_y}\dot{y}_{APi} - c_{AP_y}\dot{y}_{APi} \\ M_{Pzi} = -k_{AP_z}\dot{z}_{APi} - c_{AP_z}\dot{z}_{APi} \end{cases} \quad (21)$$

1.2.5 管道-管道间的弹性连接

对于管道间的弹性连接 PP_k ($k=1, 2, \dots, N$), 设管道 1 第 i 个节点与管道 2 第 j 个节点用卡箍相连:卡箍的连接线刚度为 k_r ,角刚度为 k_a ;径向阻尼为 c_r ,角向阻尼为 c_a ;设管道 1 第 i 个节点的位移为 x_{1i} 、 y_{1i} 、 z_{1i} 、 \dot{x}_{A1i} 、 \dot{y}_{A1i} 、 \dot{z}_{A1i} ;速度为 \dot{x}_{1i} 、 \dot{y}_{1i} 、 \dot{z}_{1i} 、 \dot{x}_{A1i} 、 \dot{y}_{A1i} 、 \dot{z}_{A1i} ;管道 2 第 j 个节点的位移为 x_{2j} 、 y_{2j} 、 z_{2j} 、 \dot{x}_{A2j} 、 \dot{y}_{A2j} 、 \dot{z}_{A2j} ;速度为 \dot{x}_{2j} 、 \dot{y}_{2j} 、 \dot{z}_{2j} 、 \dot{x}_{A2j} 、 \dot{y}_{A2j} 、 \dot{z}_{A2j} 。则作用在管道 1 节点 i 上的力和力矩 F_{1xi} 、 F_{1yi} 、 F_{1zi} 、 M_{1xi} 、 M_{1yi} 、 M_{1zi} 以及作用在管道 2 节点 j 上的力和力矩 F_{2xj} 、 F_{2yj} 、 F_{2zj} 、 M_{2xj} 、 M_{2yj} 、 M_{2zj} 为

$$\begin{cases} F_{1xi} = k_r(x_{2j} - x_{1i}) + c_r(\dot{x}_{2j} - \dot{x}_{1i}) \\ F_{1yi} = k_r(y_{2j} - y_{1i}) + c_r(\dot{y}_{2j} - \dot{y}_{1i}) \\ F_{1zi} = k_r(z_{2j} - z_{1i}) + c_r(\dot{z}_{2j} - \dot{z}_{1i}) \\ M_{1xi} = k_a(x_{A2j} - x_{A1i}) + c_a(\dot{x}_{A2j} - \dot{x}_{A1i}) \\ M_{1yi} = k_a(y_{A2j} - y_{A1i}) + c_a(\dot{y}_{A2j} - \dot{y}_{A1i}) \\ M_{1zi} = k_a(z_{A2j} - z_{A1i}) + c_a(\dot{z}_{A2j} - \dot{z}_{A1i}) \end{cases} \quad (22)$$

$$\begin{cases} F_{2xj} = -F_{1xi} \\ F_{2yj} = -F_{1yi} \\ F_{2zj} = -F_{1zi} \\ M_{2xj} = -M_{1xi} \\ M_{2yj} = -M_{1yi} \\ M_{2zj} = -M_{1zi} \end{cases} \quad (23)$$

1.3 管道应力分析

如图 1 所示,在直管单元的局部坐标系中,单

元由节点 i 和节点 j 组成,节点 i 的坐标为 $\mathbf{a}_i = [u_i \ v_i \ w_i \ \phi_i \ \psi_i \ \theta_i]^T$;节点 j 的坐标为 $\mathbf{a}_j = [u_j \ v_j \ w_j \ \phi_j \ \psi_j \ \theta_j]^T$,设

$$\mathbf{a}^e = \begin{bmatrix} \mathbf{a}_i \\ \mathbf{a}_j \end{bmatrix} \quad (24)$$

单元内的位移为

$$\begin{cases} u = N_1 u_i + N_4 u_j \\ v = N_2 v_i + N_3 \theta_i + N_5 v_j + N_6 \theta_j \\ w = N_2 w_i + N_3 \phi_i + N_5 w_j + N_6 \phi_j \\ \phi = N_1 \phi_i + N_4 \phi_j \end{cases} \quad (25)$$

式中:

$$\begin{cases} N_1 = 1 - \frac{x}{l}; N_2 = 1 - \frac{3}{l^2}x^2 + \frac{2}{l^3}x^3 \\ N_3 = -x + \frac{2}{l}x^2 - \frac{1}{l^2}x^3; N_4 = \frac{x}{l} \\ N_5 = \frac{3}{l^2}x^2 - \frac{2}{l^3}x^3; N_6 = \frac{1}{l}x^2 - \frac{1}{l^2}x^3 \end{cases}$$

则单元的位移向量为

$$\mathbf{u}^e = [u \ v \ w \ \phi]^T = \mathbf{N}_i \mathbf{a}_i + \mathbf{N}_j \mathbf{a}_j = [\mathbf{N}_i \ \mathbf{N}_j] \begin{bmatrix} \mathbf{a}_i \\ \mathbf{a}_j \end{bmatrix} = \mathbf{N} \mathbf{a}^e \quad (26)$$

式中:

$$\mathbf{N}_i = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_2 & 0 & 0 & 0 & N_3 \\ 0 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & N_1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{N}_j = \begin{bmatrix} N_4 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_5 & 0 & 0 & 0 & N_6 \\ 0 & 0 & N_5 & 0 & N_6 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & N_4 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

单元内应变为

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \left[\frac{du}{dx} \ \frac{d^2v}{dx^2} \ \frac{d^2w}{dx^2} \ \frac{d\phi}{dx} \right]^T = \mathbf{L} \mathbf{u}^e = \mathbf{L} [u \ v \ w \ \phi]^T = [\mathbf{B}_i \ \mathbf{B}_j] \mathbf{a}^e = \mathbf{B} \mathbf{a}^e \quad (27)$$

式中:

$$\mathbf{L} = \begin{bmatrix} \frac{d}{dx} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{d}{dx^2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{d}{dx^2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{d}{dx} \end{bmatrix}$$

$$B_i = LN_i = \begin{bmatrix} a_i & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_i & 0 & 0 & 0 & c_i \\ 0 & 0 & b_i & 0 & c_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_i & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_j = LN_j = \begin{bmatrix} a_j & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & b_j & 0 & 0 & 0 & c_j \\ 0 & 0 & b_j & 0 & c_j & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_j & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$a_i = -a_j = -\frac{1}{l}; b_i = -b_j = -\frac{6}{l^2} + \frac{12}{l^3}x$$

$$c_i = \frac{4}{l} - \frac{6}{l^2}x; c_j = \frac{2}{l} - \frac{6}{l^2}x$$

令 $D = \begin{bmatrix} EA & 0 & 0 & 0 \\ 0 & EI & 0 & 0 \\ 0 & 0 & EI & 0 \\ 0 & 0 & 0 & GJ \end{bmatrix}$, 则各截面内力为

$$F^e = [N_x \ M_z \ M_y \ T_x]^T = D\epsilon \quad (28)$$

综上所述,求单元各截面应力的步骤^[14]如下所述:

1) 得到总体坐标系下单元节点位移向量为

$$a'^e = \begin{bmatrix} a_i \\ a_j \end{bmatrix}$$

2) 得到局部坐标系下单元节点位移向量为

$$a^e = \begin{bmatrix} \lambda & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda \end{bmatrix} a'^e = \begin{bmatrix} a_i \\ a_j \end{bmatrix}$$

3) 得到各截面应变矩阵 B 。

4) 得到应变为 $\epsilon = Ba^e$ 。

5) 得到各截面内力为

$$F^e = [N_x \ M_z \ M_y \ T_x]^T = D\epsilon$$

6) 计算各截面应力。其中 N_x, M_z, M_y 和 T_x 分别为管道轴向拉力、绕 z 轴的力矩、绕 y 轴的力矩和绕 x 轴的扭矩。由材料力学计算公式不难计算出截面中的应力。

1.4 管道系统流固耦合有限元模型求解

本文采用 Newmark- β 法,通过直接数值积分来求取有限元复杂空间管道流固耦合系统的动力响应,其求解流程如图 2 所示。

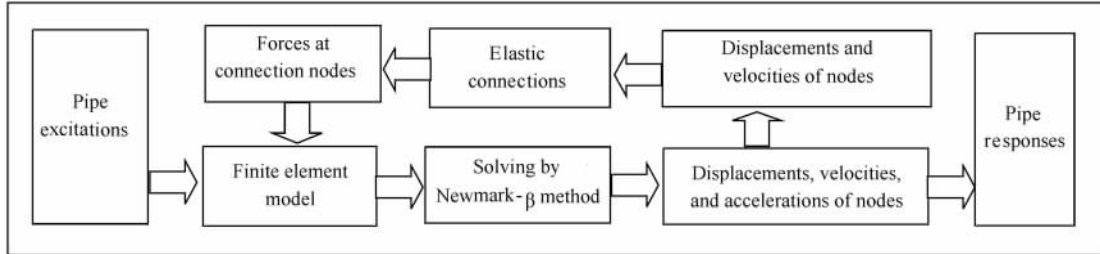
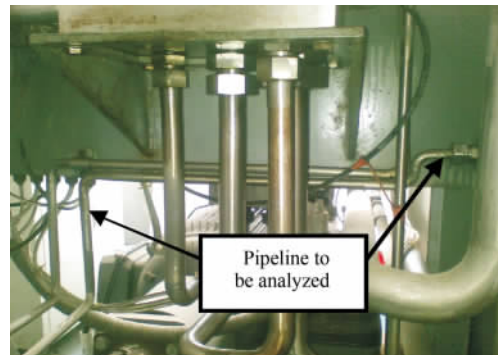


图 2 复杂空间管道流固耦合动力学模型的求解流程

Fig. 2 Flowchart of analysis of complex spacial pipeline fluid-structure coupling dynamic model

2 基于飞机液压试验台模态试验的模型验证

针对飞机液压系统试验台(如图 3(a)所示)的一段空间管道进行分析,该试验台由上海敏泰科技有限公司研制,由马鞍山市博威液压机械制作有限责任公司维修和改造。试验台采用液压油作为流体介质,压力达到 21 MPa 以上,能够给飞机液压系统提供液源。本文选取了该试验台的一段空间管道,其三维实体模型如图 3(b)所示,该段管道除两端固定外,没有其他约束。



(a) Physical pipeline of hydraulic test-bed

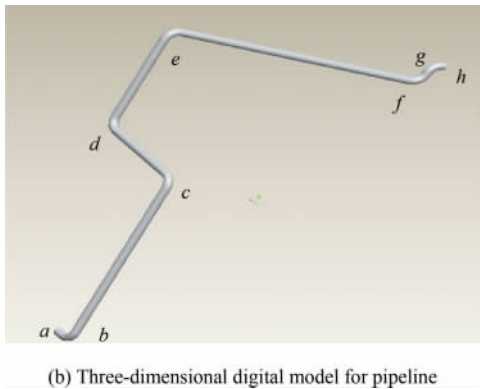


图3 液压试验台管道实物图及其三维数字模型

Fig. 3 Physical pipeline of hydraulic test-bed and its three-dimensional digital model

管道外径 $D=14$ mm, 内径 $d=10$ mm, 密度 $\rho=4\ 000$ kg/m³, 弹性模量为 $E=70$ GPa, 泊松比为 $\mu=0.3$ 。模型控制点坐标如表 1 所示。

表 1 管道模型控制点坐标

Table 1 Coordinates of control points of pipeline model

Coordinates	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>
<i>x</i> /mm	0	-40	-40	170
<i>y</i> /mm	0	0	340	340
<i>z</i> /mm	0	0	0	0
Coordinates	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	<i>h</i>
<i>x</i> /mm	170	170	170	170
<i>y</i> /mm	540	540	580	580
<i>z</i> /mm	0	440	440	460

首先通过力锤敲击法, 用模态实验获取液压系统管道固有频率。选取 x 、 y 、 z 这 3 个方向分别进行敲击, 同时加速度传感器也沿 3 个方向采集加速度信号, 如图 4 所示。每个方向在同一点进行 3 次敲击。表 2 为对应的管道模型通过有限元离散后的节点分布。对比敲击实验, 可以大致看出, x 方向敲击点为节点 11, 测试点为节点 7; y 方向敲击点为节点 13, 测试点为节点 16; z 方向敲击点为节点 5, 测试点为节点 10。为了模拟管道两端固定的边界条件, 在模型中设定节点 1 和节点 38 与基础在 x 、 y 、 z 这 3 个方向的连接线刚度为 1×10^8 N/m, 绕 x 、 y 、 z 这 3 个方向的角刚度为 1×10^3 N · m/rad。

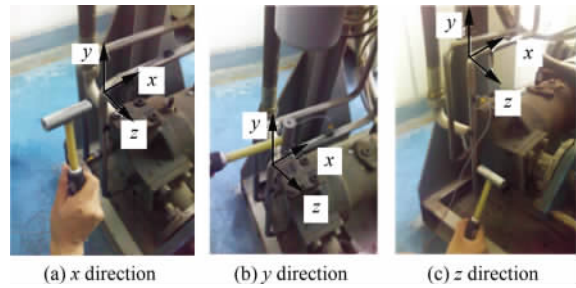


图 4 x 、 y 、 z 方向的敲击响应试验

Fig. 4 Impulse response experiments in x , y and z directions

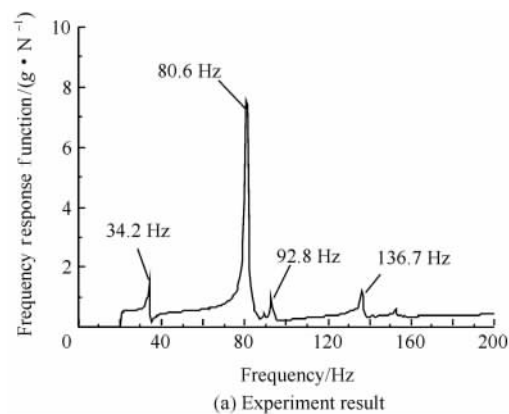
表 2 管道模型有限元节点分布

Table 2 Pipeline model finite element node distribution

Pipeline segment	<i>ab</i>	<i>bc</i>	<i>cd</i>	<i>de</i>	<i>ef</i>	<i>fg</i>	<i>gh</i>
Node range	1-3	3-12	12-18	18-24	24-36	36-37	37-38

通过计算, 得出 x 、 y 、 z 这 3 个方向锤击实验的敲击点和测试点之间的加速度频响函数, 分别如图 5(a)、图 6(a) 和图 7(a) 所示。利用本文计算模型, 在敲击点施加脉冲激励, 通过数值积分得到对应测试点的响应加速度, 通过同样的计算得到敲击点和测试点之间的加速度频率响应函数, 分别如图 5(b)、图 6(b) 和图 7(b) 所示。可以看出, 实验和仿真达到了很好的一致性, 充分表明了本文计算模型的正确有效性。

为了进一步验证本文模型的正确性, 表 3 比较了液压试验台空间管道的前 5 阶固有频率实验结果, 同时与本文计算结果和 ANSYS 软件的计算结果^[15]进行了比较, 其中 ANSYS 软件采用的



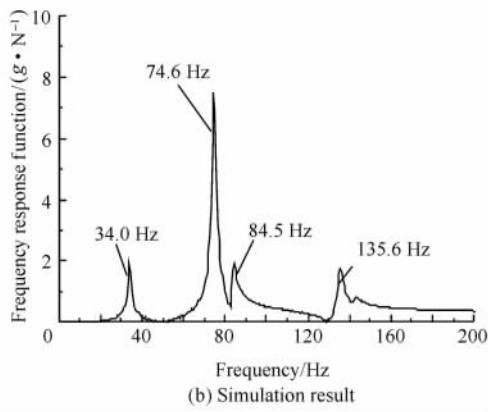


图 5 x 方向敲击频率响应函数比较

Fig 5 Comparison of frequency response functions obtained by hamming in x direction

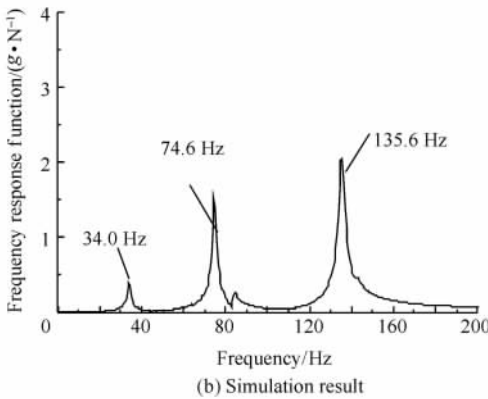
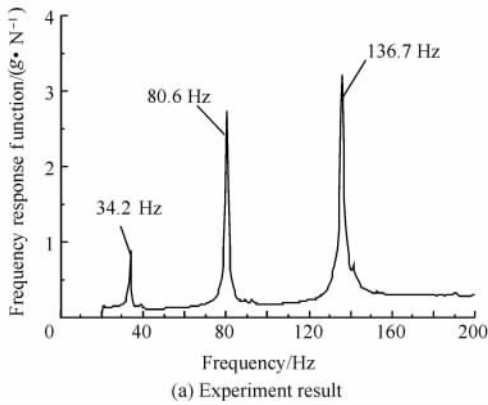


图 6 y 方向敲击频率响应函数比较

Fig 6 Comparison of frequency response functions obtained by hamming in y direction

是实体单元模型, 计算效率远低于本文模型。从计算结果来看, 本文模型的计算结果与实验达到了较好的一致性, 误差均在 10% 以内, 尤其是第 1 阶和第 4 阶固有频率比 ANSYS 软件的计算结果具有更高的吻合度。

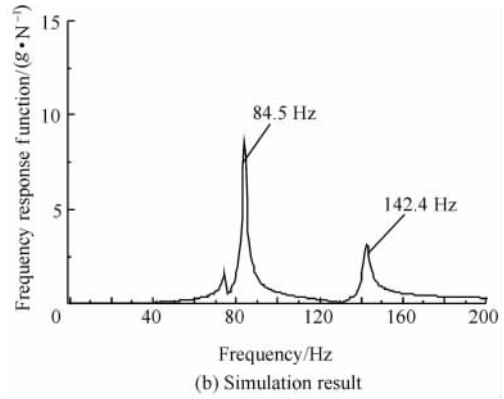
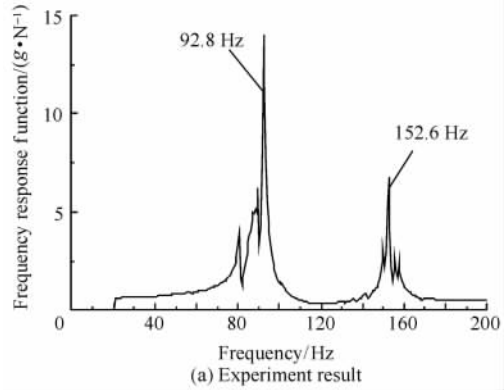


图 7 z 方向敲击频率响应函数比较

Fig 7 Comparison of frequency response functions obtained by hamming in z direction

表 3 各阶固有频率的实验和模拟结果对比
Table 3 Comparisons of natural frequencies between experimental results and simulation results

Order	Natural frequency/Hz		Absolute error with experiment results/%	Natural frequency calculated in this paper/Hz	Absolute error with experiment results/%
	Experiment	ANSYS			
1st	34.18	36.11	5.6	34.01	0.5
2nd	80.57	79.61	1.2	74.61	7.4
3rd	92.16	89.86	2.5	84.52	8.3
4th	136.70	142.70	4.4	135.60	0.8
5th	152.60	151.60	0.7	142.40	6.7

3 流速对系统固有频率的影响

从管道系统有限元方程可以看出, 流速降低了系统的总刚度。当流速增加时, 由流速引起的系统刚度 K_v 不断增加。理论上, 当 K_v 在

数值上等于系统刚度 K 时,系统的总刚度将为零,表现在特征值上就是流速使得系统的某阶特征值降低为零,此时对应的流速即为失稳流速。

针对本文液压试验台管道系统,建立了空间管道流固耦合动力学模型,仿真计算了流速从 0 m/s 到 300 m/s 变化时,系统前 5 阶固有频率的变化情况,其变化趋势图如图 8(a) 所示。

从图中可以看出,当流速达到 105 m/s 时,第 1 阶失稳;当流速达到 150 m/s 时,第 2 阶失稳;当流速达到 180 m/s 时,第 3 阶失稳;当流速达到 210 m/s 时,第 4 阶失稳;当流速达到 255 m/s 时,第 5 阶失稳。图 8(b) 为 ANSYS 软件的计算结果,对比图 8(a) 和图 8(b),可以看出 ANSYS 软件与本文计算结果非常接近,由此可见,仿真计算结果充分验证了本文模型的合理性。

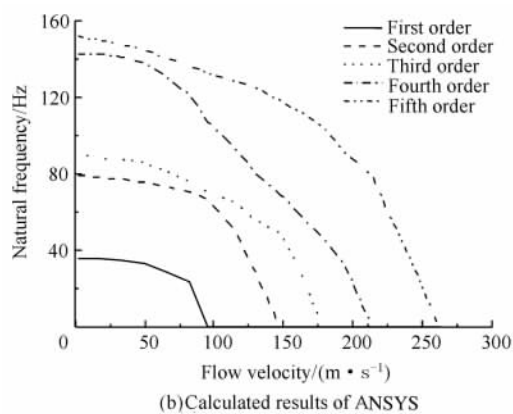
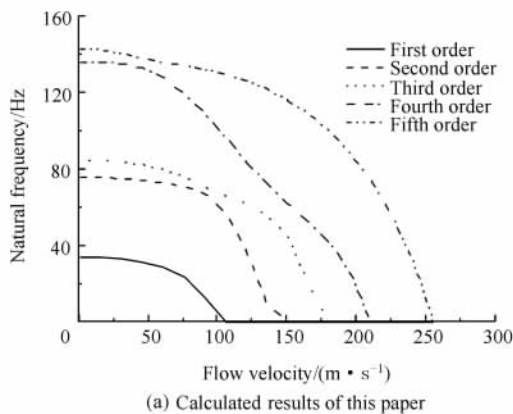


图 8 流速对管道系统固有频率的影响

Fig. 8 Effect of flow velocity on natural frequencies of pipeline system

4 结 论

1) 针对飞机复杂管路系统,利用有限元方法,建立了复杂空间管道系统流固耦合动力学模型,模型考虑了 x 、 y 、 z 这 3 个方向的平动和绕 3 个方向的转动自由度,基于液-弹耦合模型考虑了流体流速对系统振动特性的影响。利用 Newmark- β 法进行直接数值积分获取了系统响应。

2) 以飞机液压试验台的管道系统为研究对象,基于本文方法,建立了空间管道系统流固耦合动力学模型,利用锤击法对实际管道系统进行了模态试验,同时结合 ANSYS 软件的计算结果,与本文方法的计算结果进行了比较,结果充分表明了本文模型的正确有效性。

3) 以飞机液压试验台的管道系统为研究对象,仿真计算了流体流速从 0 m/s 到 300 m/s 变化时,系统前 5 阶固有频率的变化情况,得到了各阶失稳流速,并与 ANSYS 计算结果进行了比较,结果表明了本文模型的合理性。

致 谢

感谢王晶、杨飞益和赵文涛等在实验方面和 ANSYS 软件计算方面所做的协助工作。

参 考 文 献

- [1] Xu E J. The preliminary study on the integrity requirements of the aero-engine vessel structural. *Aeroengine*, 1994 (3): 53-62. (in Chinese)
许锴俊. 航空发动机导管结构完整性要求的初步研究. *航空发动机*, 1994 (3): 53-62.
- [2] Aero-engine Design Manual Total Editorial Committee. *Aero-engine design manual (the 19th volume): rotor dynamics and machine vibration*. Beijing: Aviation Industry Press, 2000: 208-226. (in Chinese)
航空发动机设计手册总编委会. *航空发动机设计手册 (第 19 分册) 转子动力学及整机振动*. 北京: 航空工业出版社, 2000: 208-226.
- [3] Li L, Yu L F. The research trends of fluid-solid coupling vibration problems of piping system. *Chinese Journal of Applied Mechanics*, 1997, 14(3): 40-48. (in Chinese)
李琳, 喻立凡. 管道及管路系统流固耦合振动问题的研究动态. *应用力学学报*, 1997, 14(3): 40-48.
- [4] Chieu C T. *Bending vibration of a pipe line containing flow fluid*. Taipei: Taipei Institute of Technology, 1963.
- [5] Paidoussis M P, Issid N T. *Dynamic stability of pipes*

- conveying fluid. *Journal of Sound and Vibration*, 1974, 33(3): 267-294.
- [6] Jin J D, Yang X D, Zou G S. Stability and critical flow velocity of supported pipes conveying fluid. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2006, 42(11): 131-136. (in Chinese)
金基铎, 杨晓东, 邹光胜. 两端支承输流管道的稳定性和临界流速分析. *机械工程学报*, 2006, 42(11): 131-136.
- [7] Chen Z X, Zhang W H. Stability analysis of simple pipe system conveying fluid. *Journal of Vibration Engineering*, 1998, 11(1): 38-45. (in Chinese)
陈正翔, 张维衡. 简单输液管系的稳定性分析. *振动工程学报*, 1998, 11(1): 38-45.
- [8] Wang S Z, Liu Y L, Huang W H. Research of solid-liquid coupling dynamics of pipe convey fluid. *Applied of Mathematics and Mechanics*, 1998, 19(11): 51-55. (in Chinese)
王世忠, 刘玉兰, 黄文虎. 输送流体管道的固-液耦合动力研究. *应用数学和力学*, 1998, 19(11): 51-55.
- [9] Dang X Q, Huang Y L. Vibration of pipe in engineering. *Mechanics and Engineering*, 1993, 15(4): 9-16. (in Chinese)
党锡淇, 黄幼玲. 工程中的管道振动问题. *力学与实践*, 1993, 15(4): 9-16.
- [10] Tijsseling A S. Fluid-structure interaction in liquid-filled pipe systems; a review. *Journal of Fluids and Structures*, 1996, 10(2): 109-146.
- [11] Paidoussis M P, Li G X. Pipe conveying fluid; a model dynamical problem. *Journal of Fluids and Structures*, 1993, 7(2): 137-204.
- [12] Fuller C R. Sound radiation from an infinite elastic cylinder with dual-wave propagation-intensity distribution. *Journal of Sound and Vibration*, 1988, 122(3): 479-490.
- [13] Xu L Q. Vibration research of marine conveying fluid pipeline system. Wuhan: Wuhan University of Technology, 2009: 16-30. (in Chinese)
徐丽琼. 船舶输流管道系统的振动研究. 武汉: 武汉理工大学, 2009: 16-30
- [14] Tang Y J. Stress analysis of pressure piping. Beijing: China Petrochemical Press, 2010: 144-168. (in Chinese)
唐永进. 压力管道应力分析. 北京: 中国石化出版社, 2010: 144-168.
- [15] Yang F Y, Chen G, Zhao W T. Model analysis of aircraft hydraulic pipe system and its experimental verification. *Aeronautical Computing Technique*, 2011, 41(4): 17-20. (in Chinese)
杨飞益, 陈果, 赵文涛. 飞机液压系统管道三维动力特性分析与实验验证. *航空计算技术*, 2011, 41(4): 17-20.

作者简介:

陈果 男, 博士, 教授, 博士生导师。主要研究方向: 航空发动机状态监测与故障诊断、智能诊断与专家系统、机器学习与知识获取、图像处理及模式识别、非线性转子动力学等领域研究。

Tel: 025-84891850

E-mail: cgzyx@263.net

罗云 男, 学士, 成都飞机工业(集团)有限责任公司副总工艺师、研究员。主要研究方向: 飞机制造工艺。

郑其辉 男, 学士, 成都飞机工业(集团)有限责任公司副总工程师、研究员。主要研究方向: 飞机制造。

侯民利 男, 学士, 成都飞机工业(集团)有限责任公司高级工程师。主要研究方向: 飞机制造。

蒲柳 男, 学士, 成都飞机工业(集团)有限责任公司高级工程师。主要研究方向: 飞机结构振动测试与分析。

Fluid-structure Coupling Dynamic Model of Complex Spatial Fluid-conveying Pipe System and Its Verification

CHEN Guo¹ * , LUO Yun² , ZHENG Qihui² , HOU Minli² , PU Liu²

1. *College of Civil Aviation, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China*

2. *Chengdu Aircraft Industrial (Group) Co., Ltd., Chengdu 610092, China*

Abstract: For the vibration analysis of complex aircraft pipe systems, a spatial fluid-structure coupling dynamic model is proposed. In this model the finite element method is adopted, the pipe is modeled using the beam element, and a node has 6 degrees of freedom, which includes the movements along and around the x , y and z directions. The fluid-structure coupling effect is considered, and the effect of fluid flow speed on the structure vibration is analyzed. The connections between the pipe and the base, and the connections between two pipes are considered in order to model the coupling vibration for a multi-pipe. The dynamic responses are obtained through direct numerical integration by using the Newmark- β method. The pipe vibrations due to base excitations, pressure fluctuation, and the fluid-structure coupling effect are also analyzed. The spatial pipe system of a practical hydraulic test stand is used to verify the new model. An experimental modal analysis is carried out by the hammering method. The spatial pipe model is modeled by the new method proposed in this paper, and the computation results are compared with the experimental results and those of the commercial finite software ANSYS Workbench. The results show the validity and the effectiveness of the new model. Finally, the effect of the fluid speed on the pipe system natural frequencies is simulated.

Key words: pipe system; fluid-structure coupling dynamics; finite element; modal analysis; numerical simulation