

航空液压管路流固耦合振动传递矩阵模型分析^①

郭长虹^{②*} 郭海鑫* 权凌霄^{③****} 李东* 焦宗夏**

(* 燕山大学机械工程学院 秦皇岛 066004)

(** 北京航空航天大学自动化科学与电气工程学院 北京 100083)

(*** 中国航发北京航科发动机控制系统科技有限公司 北京 102200)

摘 要 将国产大飞机 C919 的一段多弯曲液压管路,按弯曲结构分为多个分段,基于目前公认的液压管路流固耦合 14-方程分析了各段之间的关系,采用传递矩阵法创建了该段管路的完整传递矩阵动力学模型。进一步,基于 Matlab 软件编程求解该动力学模型的偏微分方程组,分析该管路在正常飞行振动载荷及功能冲击载荷作用下的流固耦合振动,得到其在 3 个方向激励下的轴向速度频域响应,并通过实验验证了该数学模型的分析结果。研究表明:3 个方向激励下的响应频率相同,仅响应幅值会有所不同;管路在低频处的振动幅值较大,说明低频振动更为剧烈,更易引发谐振失效,在管路设计时要予以重视;所建立的传递矩阵动力学模型及其求解算法准确度均较高,误差最大仅为 4.5%。

关键词 航空液压管路,流固耦合,动力学方程,传递矩阵法,频域响应

0 引 言

飞机液压管路起着传输液压动力的作用,是飞行安全的关键保障之一。据统计,液压管路失效占飞机元件类故障的 52% 以上,其中,流固耦合振动是其失效的主要原因之一^[1,2]。随着飞机液压系统向高速高压高功重比方向发展,管路振动频率范围、幅值及动态应力都会明显增大。同时,对于工况更为恶劣的一些机身特定位置,其振动更为复杂。比如,当进行位姿控制时,机翼管路存在较大的机体变形,在加速度、突风等载荷作用下,其振动会更加强烈^[3]。因此,对于飞机液压管路振动机理及控制仍有很多研究要做。

有限元法是分析流固耦合常用的方法,但是其计算耗时耗力,一旦管路设计发生改变,管路的整体模型都需要重新建立,而矩阵运算只需改变若干参

数,相对有限元法更加快速简捷。本文着重展开矩阵运算方法的研究。近年来,国内外学者针对管路流固耦合振动进行了大量研究^[4]。Kutin^[5]将流体流速引起的动载荷加入到流固耦合振动模型中,获得了更为精确的振动响应。Tijsseling^[6]在 4-方程管路流固耦合振动模型中加入壁厚参数,得到了厚壁管路振动模型,结果表明,该模型更适用于直径与壁厚比值小于 2 的输流管路。Cesana^[7]等对两根同轴管路的水锤响应进行分析,并通过实验验证了仿真精度。欧阳小平^[8,9]针对航空管路利用特征线法求解了 4-方程模型,得到管路振动时域响应,以评估管路应力状态。柳贡民、李艳华等^[10-12]对分支管路流固耦合振动进行了大量研究,得到了任意形状分支管路的频域解。李鑫等^[13]基于系统特征阻抗,利用粒子群优化算法在限定范围内优化卡箍位置,使在激振源频率点的特征阻抗加权和降到最低,从而达到充液管道振动衰减的目的。权凌霄等^[14]对航

① 973 计划(2014CB046400)和国家自然科学基金(51375423,51505410)资助项目。

② 女,1977 年生,博士,副教授;研究方向:仿生式液压管路流固耦合振动研究;联系人,e-mail:guochanghong@ysu.edu.cn

③ 通信作者,E-mail: lingxiao@ysu.edu.cn

(收稿日期:2017-07-17)

空液压管路中的膨胀环进行详细研究,分析了膨胀环参数对管路频域特性的影响,研究结果对膨胀环设计具有一定的参考意义。上述研究为管路流固耦合振动机理及振动控制研究奠定了很好的理论和技术基础。

受空间限制,航空液压管路存在大量的三维弯曲,其振动机理与直管路相比,也较为复杂。虽然近年来随着数字化设计技术的快速发展,航空液压管路的结构布局更为合理,很大程度上减少了弯管数量,但是仍然较为常见。国产大飞机 C919、ARJ21-700 的液压管路系统中,80% 以上的单根管路都存在 3 个以上的弯曲段,而发动机吊挂、起落架等部位的比例更高。

本文针对国产大飞机 C919 一段多弯曲液压管路进行研究,根据弯曲结构将其分为多个分段,基于流固耦合 14-方程,分析各个分段之间的关系,采用传递矩阵法建立该段管路的流固耦合动力学模型,分析其在正常飞行振动载荷及功能冲击载荷下的振动特性,验证模型精度。

1 多弯曲液压管路流固耦合振动建模

振动特性是指在外加周期载荷作用下,振动体的位移、速度及加速度等的变化规律。航空液压管路同时包含流体和固体两种介质,存在流固耦合作用,其振动特性更为复杂。

1.1 翼尖管路几何模型

图 1 所示为国产大飞机 C919 左侧机翼翼尖的一段液压管路几何模型。

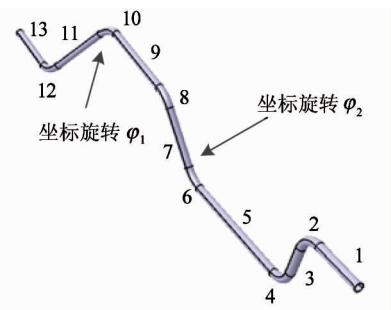


图 1 C919 飞机左侧机翼翼尖位置管路几何模型

该段管路为三维空间多弯曲管路,由 13 个分段组成,包括 7 个直管段和 6 个弯曲管段。

1.2 液压管路 14-方程流固耦合动力学模型

液压管路流固耦合主要包括泊松耦合、摩擦耦合、连接耦合及 Bourdon 耦合^[15,16]。泊松耦合反映流体和固体变形之间的相互作用,几乎适用于所有管路;摩擦耦合适用于高速或流动状态复杂的管路;连接耦合适用于带有连接接头或者变径结构的管路;Bourdon 耦合适用于弯曲管段处截面形状不是圆形的弯曲管路,一方面管路弯曲改变流体流动方向和状态,另一方面,非圆形截面引起该处压力梯度变化,进而对管路产生拉直效应。液压管路 14-方程完整地考虑了管路各自由度上的激励力与管路之间的动力学关系,是最为成熟的液压管路流固耦合模型^[17-19]。

图 2 所示为管路(长度为 l)的微元段受力模型。其中, z 轴与管路的轴线方向相切, x 轴垂直于管路所在的平面, y 轴垂直于 x - z 平面。 p_s 为液体介质压力, v 为液体流速, f 为管路沿坐标轴方向运动时受到的作用力, M 为管路扭转运动受到的作用力矩, u 为管路直线运动的位移, ψ 为管路扭转运动的角位移, s 为微分算子。

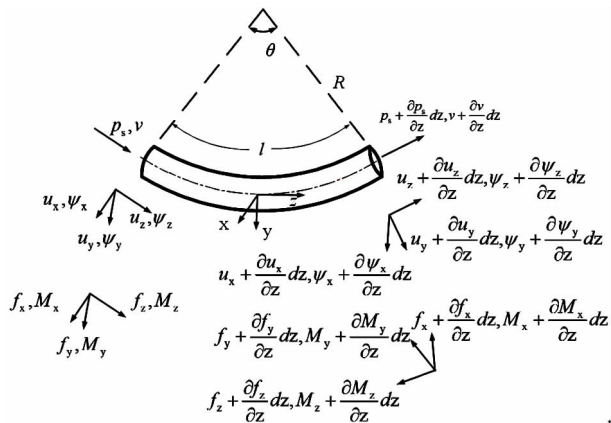


图 2 弯管微元受力示意图

本文在假设管路内流体为层流状态前提下,建立液压管路流固耦合 14-方程如下。

(1) 管路轴向动力学方程:

$$\frac{\partial p_s}{\partial z} = -\rho_f \frac{\partial v}{\partial t} - \frac{2\tau_0}{R\rho_f} \quad (1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{K^*} \frac{\partial p_s}{\partial t} + 2v \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial z} - \frac{\dot{u}_y}{R} \quad (2)$$

$$\frac{\partial f_z}{\partial z} = A_p \rho_p \frac{\partial \dot{u}_z}{\partial t} - \frac{f_y}{R} \quad (3)$$

$$\frac{\partial \dot{u}_z}{\partial z} = \frac{\partial f_z}{EA_p \partial t} - \frac{v r}{E e} \frac{\partial p_s}{\partial t} - \frac{\dot{u}_y}{R} \quad (4)$$

以上方程给出了压差及泊松耦合、摩擦耦合作用下,管路轴向动力学关系及流体流动规律。

(2) y - z 平面内管路横向动力学方程:

$$\frac{\partial f_y}{\partial z} = (\rho_f A_f + \rho_p A_p) \frac{\partial \dot{u}_y}{\partial t} + \frac{f_z}{R} - \frac{A_f}{R} p_s \quad (5)$$

$$\frac{\partial \dot{u}_y}{\partial z} = \frac{1}{k^2 G A_p} \frac{\partial f_y}{\partial t} - \dot{\psi}_x + \frac{\dot{u}_z}{R}, k^2 = 2 \frac{1+v}{4+3\nu} \quad (6)$$

$$\frac{\partial M_x}{\partial z} = (\rho_p I_p + \rho_f I_f) \frac{\partial \dot{\psi}_x}{\partial t} + f_y \quad (7)$$

$$\frac{\partial \dot{\psi}_x}{\partial z} = \frac{1}{EI_p / ff} \frac{\partial M_x}{\partial t}, ff = 1.65 r^2 / e R \quad (8)$$

(3) x - z 平面内管路横向动力学方程:

$$\frac{\partial f_x}{\partial z} = (\rho_f A_f + \rho_p A_p) \frac{\partial \dot{u}_x}{\partial t} \quad (9)$$

$$\frac{\partial \dot{u}_x}{\partial z} = \frac{1}{k^2 G A_p} \frac{\partial f_x}{\partial t} + \dot{\psi}_y, k^2 = 2 \frac{1+v}{4+3\nu} \quad (10)$$

$$\frac{\partial M_y}{\partial z} = (\rho_p I_p + \rho_f I_f) \frac{\partial \dot{\psi}_y}{\partial t} - f_x + \frac{M_z}{R} \quad (11)$$

$$\frac{\partial \dot{\psi}_y}{\partial z} = \frac{1}{EI_p / ff} \frac{\partial M_y}{\partial t} + \frac{\dot{\psi}_z}{R}, ff = 1.65 r^2 / e R \quad (12)$$

x - z 平面与 x - z 平面内的管路及流体动力学行为沿着轴线对称,式(5)~式(12)反映了泊松耦合作用下,两个平面内管路及流体的相互作用规律。

(4) 管路扭转动力学方程:

$$\frac{\partial M_z}{\partial z} = \rho_p J_p \frac{\partial \dot{\psi}_z}{\partial t} - \frac{M_y}{R} \quad (13)$$

$$\frac{\partial \dot{\psi}_z}{\partial z} = \frac{1}{G J_p} \frac{\partial M_z}{\partial t} - \frac{\dot{\psi}_y}{R}, G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (14)$$

其中, $\frac{1}{K^*} = \frac{1}{K} + (1-\nu^2) \frac{2r}{Ee}$, 下角标 f 表示该变量为流体变量,下角标 p 表示该变量为管路变量, ρ 为介质密度, τ_0 为流体剪切力, R 为管路弯曲半径, r 为管路半径, I 为管路截面惯性矩, J 为管路转动惯量, e 为管路壁厚, K 为管路材料体积模量, A 为管路截面积, E 为管路材料弹性模量, ν 为管路材料泊松比, k 为管路材料剪切系数, G 为管路材料剪切模量, ff 为管路材料弹性修正因子。对于上述方程,当 $R \rightarrow \infty$ 时,即为直管流固耦合动力学方程。

1.3 管路动力学模型的频域解耦

在时域内直接求解上述方程难度较大,因此可以将其进行拉普拉斯变换,然后在频域内求解。首先将上述方程组改写为

$$\mathbf{A} \frac{\partial \Phi(z, t)}{\partial t} + \mathbf{B} \frac{\partial \Phi(z, t)}{\partial z} + \mathbf{C} \Phi(z, t) = \mathbf{r}(z, t) \quad (15)$$

其中,矩阵 $\mathbf{A}$ 为对时间微分的常数项,表示各变量对时间的变化梯度。 $\mathbf{B}$ 为对空间微分常数项,表示各变量对空间的变化梯度。 $\mathbf{C}$ 包含摩擦因数和结构粘性阻尼,当采用层流模型时, $\mathbf{C}$ 为常矩阵。向量 $\mathbf{r}(z, t)$ 为管路承受的外部强迫激励,对于自由振动系统该向量为零。 $\Phi(z, t)$ 是由沿着轴线方向上的流体及管路动力学参数组成的向量,其具体形式为

$$\Phi(z, t) = (P, V, \dot{u}_z, f_z, \dot{u}_y, f_y, \dot{\psi}_x, M_x, \dot{u}_x f_x, \dot{\psi}_y, M_y, \dot{\psi}_z, M_z)^T \quad (16)$$

对式(15)进行拉氏变换,在初始状态时,令 $\mathbf{r}(z, t) = 0$, 此时管路不受外部激励作用,得到其拉氏变换后的液压管路液固耦合数学模型为

$$s \bar{\mathbf{A}}(s) \bar{\Phi}(z, s) + \mathbf{B} \frac{\partial \bar{\Phi}(z, s)}{\partial z} = 0 \quad (17)$$

其中, $\bar{\mathbf{A}} = \mathbf{A} + \mathbf{C}/s$ 。

在 14 维向量空间中任一向量均可由各元素线性无关的 14 维向量线性表示,即

$$\bar{\Phi}(z, s) = \mathbf{S}(s) \bar{\eta}(z, s) \quad (18)$$

由于上述 14 个方程线性无关,因此其系数矩阵满秩,故满足求逆条件,将式(18)代入式(17)中,消去 $\bar{\Phi}(z, s)$, 得到

$$s \bar{\eta}(z, s) + \mathbf{A}(s) \frac{\partial \bar{\eta}(z, s)}{\partial z} = 0 \quad (19)$$

其中, $\mathbf{A}(s) = \mathbf{S}^{-1}(s) \bar{\mathbf{A}}^{-1}(s) \mathbf{B} \mathbf{S}(s)$ 为 $\bar{\mathbf{A}}^{-1}(s) \mathbf{B}$ 的特征值矩阵,而 $\mathbf{S}$ 为对应的特征向量矩阵。

由于 $\mathbf{A}$ 为对角阵,因此式(19)为 14 个独立方程,其解为

$$\bar{\eta}(z, s) = \mathbf{E}(z, s) \bar{\eta}(0, s) \quad (20)$$

其中, $\mathbf{E}(z, s) = \text{diag}\left(\text{exp}\left(\frac{sz}{\lambda_1(s)}\right), \dots, \text{exp}\left(\frac{sz}{\lambda_n(s)}\right)\right)$, $\lambda_1, \dots, \lambda_n$ 为 $\bar{\mathbf{A}}$ 的特征值。

将式(20)代入式(18)中,得到式(17)的解为

$$\bar{\Phi}(z, s) = \mathbf{M}(z, s) \bar{\Phi}_0(0, s) \quad (21)$$

其中, $\boldsymbol{M}(z,s) = \boldsymbol{S}(s)\boldsymbol{E}(z,s)\boldsymbol{S}^{-1}(s)$ 为管路传递矩阵。

1.4 翼尖液压管路传递矩阵

图 1 所示的翼尖位置液压管路由多段直管及弯管组成,因此,需要计算每段管路的传递矩阵,然后建立其整体传递矩阵,即

$$\boldsymbol{M}_{all}(z,s) = \boldsymbol{M}_{13}(L_{13},s)\boldsymbol{N}_{12}(s)\boldsymbol{M}_{12}(L_{12},s)\cdots \boldsymbol{N}_1(s)\boldsymbol{M}_1(L_1,s) \tag{22}$$

其中, $\boldsymbol{N}_i(s)$ 为点传递矩阵,当管路截面和材料不变

时为单位阵。由于管段 9 轴线与管段 11、12 及 13 的轴线异面,因此,计算时需要进行坐标变换,管段 5 与上述情况相同,坐标变换关系为

$$\begin{cases} \overline{\boldsymbol{\Phi}}_{10}(0,s) = \boldsymbol{R}_9(s)\overline{\boldsymbol{\Phi}}_9(L_9,s) \\ \overline{\boldsymbol{\Phi}}_6(0,s) = \boldsymbol{R}_5(s)\overline{\boldsymbol{\Phi}}_5(L_5,s) \end{cases} \tag{23}$$

其中, $\boldsymbol{R}_9(s)$ 与 $\boldsymbol{R}_5(s)$ 为坐标旋转矩阵,坐标旋转矩阵最早由 Davidson 等^[20] 应用在三维弯管模型,其式为

$R =$

1

1

1

1

cosφ

cosφ

cosφ

cosφ

sinφ

sinφ

-sinφ

-sinφ

-sinφ

-sinφ

-sinφ

sinφ

sinφ

cosφ

cosφ

cosφ

cosφ

cosφ

cosφ

1

1

其中, φ 为坐标旋转角度。

于是,得到图 1 所示管路的全局传递矩阵为

$$\boldsymbol{M}_{all}(z,s) = \boldsymbol{M}_{13}(L_{13},s)\cdots\boldsymbol{M}_{10}(L_{10},s)\boldsymbol{R}_9(s)\boldsymbol{M}_9(L_9,s) \cdots\boldsymbol{M}_6(L_6,s)\boldsymbol{R}_5(s)\boldsymbol{M}_5(L_5,s)\cdots\boldsymbol{M}_1(L_1,s) \tag{24}$$

进而得管路中任一点的状态变量向量为

$$\overline{\boldsymbol{\Phi}}(z,s) = \boldsymbol{M}_{all}(z,s)\overline{\boldsymbol{\Phi}}(0,s) \tag{25}$$

2 多弯曲液压管路振动特性的数学求解

依据《新型涡扇支线飞机项目技术规定》,针对图 1 管路进行正常飞行振动环境分析及功能冲击分析。管路及流体的参数如表 1 所示。

表 1 管路和流体参数

参数名称	数值	单位	参数名称	数值	单位
L1	157.374	mm	泊松比 ν	0.33	
L3	63.417	mm	弯曲角度 θ	60	°
L5	115.549	mm	坐标旋转角度 φ_1	35.54	°
L7	56.802	mm	坐标旋转角度 φ_2	17.81	°
L9	147.961	mm	管路质量 m	0.125	kg
L11	141.711	mm	两端堵头质量 $m_0、m_L$	0.05	kg
L13	86.531	mm	弯曲半径 R	41.22	mm
壁厚 e	0.66	mm	管路内经 r	5.69	mm
弹性模量 E	70	GPa	管路密度	2700	kg/m ³
体积模量 K	1.5	GPa	流体密度	990	kg/m ³

管路在固支状态下,可以认为两端的线性刚度和扭转刚度为某极大值 (1e13), 其边界矩阵为

$$\mathbf{D}_i(s) = \begin{bmatrix} 0, 1, -1, 0 \\ -A_f, 0, \pm 1e13, 1 \\ & \pm 1e13, 1, 0, 0 \\ & & 0, 0, 0, 1 \\ & & & \pm 1e13, 1, 0, 0 \\ & & & & 0, 0, 0, 1 \\ & & & & & 0, 1 \end{bmatrix} \quad (26)$$

其中, i 为 0 或 1。 $i=0$, 表示管路激励端的边界矩阵, 1e13 的符号为“+”, m_0 为激励端堵头质量。 $i=1$, 表示管路末端的边界矩阵, 1e13 的符号为“-”, m_1 为管路末端堵头质量, k 为约束的线性刚度, T 为扭转刚度。 当管路为自由约束时, k 及 T 的值为 0。

2.1 正常飞行振动激励载荷分析

航空液压管路设计标准 (HB6442-90) 规定了正常飞行振动的随机振动量值。 本节计算中, 管路一端固支, 一端自由, 并受到来自约束的激振作用。 从航标中得出, 外翼在飞机正常飞行时受到的最大加速度载荷表达式为 $63.2 \sin(500t) \text{ m/s}^2$ 。 将该激励进行拉氏变换得

$$Q = 63.2 \times \frac{500}{s^2 + 500^2} = \frac{31600}{s^2 + 250000} \quad (27)$$

结合管路和堵头质量得到管路激励力, 当激励施加于管路 z 轴向时, 其激励力向量为

$$\begin{cases} \mathbf{Q}_0(s) = [0 & \frac{7110}{(s^2 + 250000)} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0]^T \\ \mathbf{Q}_L(s) = [0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0]^T \end{cases}$$

其他两个方向的激励向量可根据牛顿第二定律进行确定, 在此不再赘述。 计算时, 激励端为固定约束在管路两端有

$$\begin{cases} \mathbf{D}_0(s) \bar{\Phi}(0, s) = \mathbf{Q}_0(s), \\ \mathbf{D}_1(s) \bar{\Phi}(L, s) = \mathbf{Q}_L(s). \end{cases} \quad (28)$$

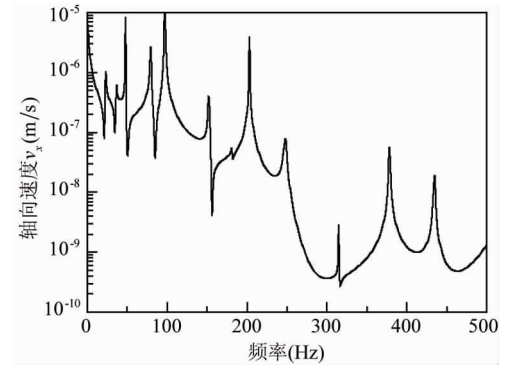
结合式 (23) 可以得到

$$\bar{\Phi}(0, s) = \bar{\mathbf{D}}(s) \mathbf{Q}(s) \quad (29)$$

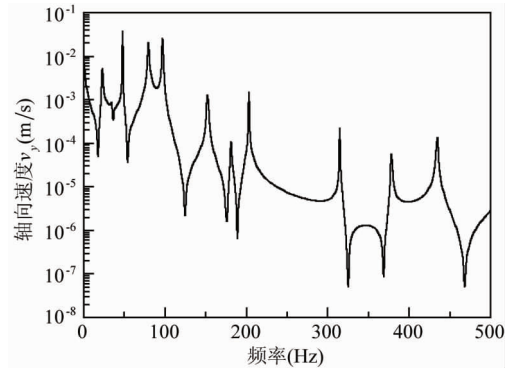
其中,

$$\bar{\mathbf{D}}(s) = \begin{bmatrix} \mathbf{D}_0(s) \\ \mathbf{D}_1(s) \mathbf{M}(L, s) \end{bmatrix}, \mathbf{Q}(s) = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_0(s) \\ \mathbf{Q}_L(s) \end{bmatrix}$$

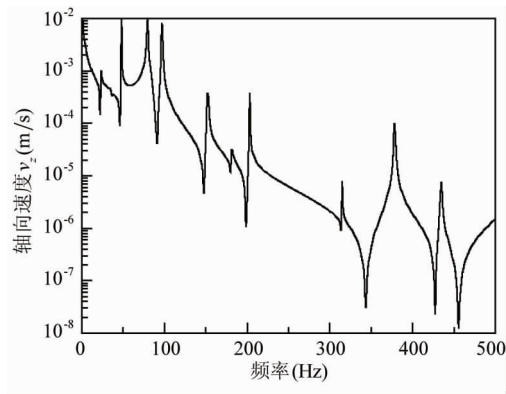
在此基础上, 以上述载荷作为激励, 采用 Matlab 软件编程求解得到距激励端 130mm 处轴向速度频域响应如图 3 所示。



(a) x 轴向的轴向速度响应



(b) y 轴向的轴向速度响应



(c) z 轴向的轴向速度响应

图 3 管路距激励端 130mm 处轴向速度频域响应

可以看出, 不同的激励方向管路的频域响应峰值所对应的频率值不变, 说明当外界激励频率相同时, 其频域响应的频率与激励方向无关, 但是频率响

应幅值有所不同。

2.2 功能冲击分析

机载设备功能冲击能够考核设备在正常着陆和突风冲击环境条件下能否满足功能要求。冲击激励波波形为后峰锯齿波,如图4所示。图中, D 为脉冲时间, A 为脉冲加速度峰值, T_1 为常用冲击实验台冲击控制时间, T_2 为振动台脉冲控制时间,其中 D 、 A 值由《全机振动、冲击环境技术要求》确定,本文其值分别取11ms和6g。

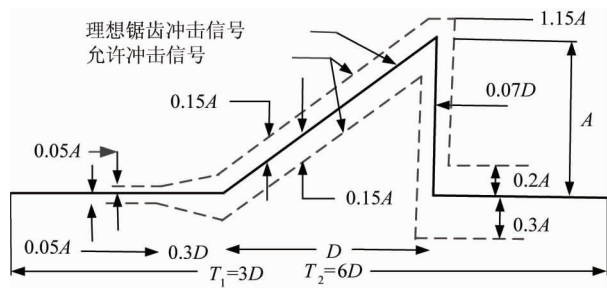


图4 功能冲击激励

根据图4可以得到冲击表达式为

$$Q(t) = \frac{6g}{D} [t(t-3D) - t(t-4D) - 1(t-4D)D] \quad (30)$$

将其进行拉氏变换得

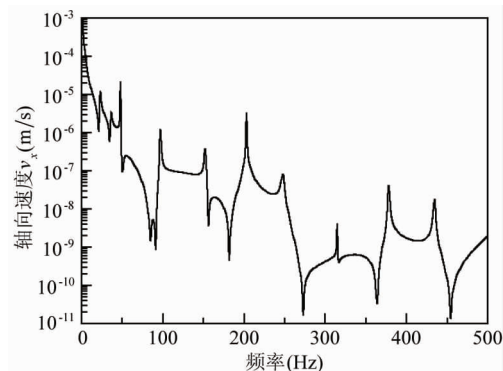
$$Q(s) = \frac{6g}{D} \left(\frac{1}{s^2} e^{-3Ds} - e^{-4Ds} \frac{1}{s^2} - \frac{D}{s} e^{-4Ds} \right) \quad (31)$$

在该工况下,设定管路两端为自由状态,将激励分别施加在管段1的3个轴向,得到激励端轴向速度响应如图5所示。

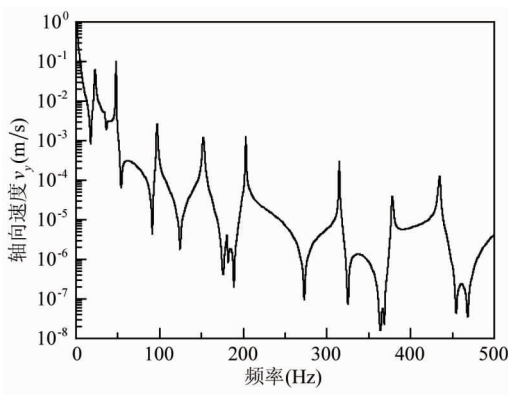
可以看出,冲击激励下,200Hz以下的响应幅值较高,同样的结论也可以从图3中得到。说明飞机机翼位置管路在受到外部激励时,低频范围内的振动具有更高的能量。因此,管路的低频振动更为剧烈,在进行机翼位置管路设计时,要充分考虑管路低频振动,避免谐振失效。

3 实验研究

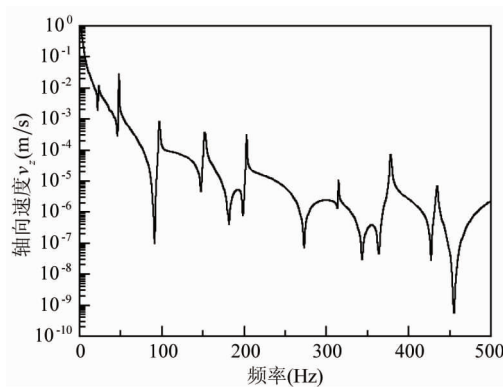
激振器能够对液压管路进行单点准确加载,载荷频率及幅值均可准确控制。本文实验所采用的激振设备如图6所示。



(a) x轴向的轴向速度响应



(b) y轴向的轴向速度响应



(c) z轴向的轴向速度响应

图5 激励在三个轴向时管路激励端轴向速度响应



(a) 模态激振器



(b) 功率放大器

图6 模态激振器

图 6(a) 为苏试实验仪器股份有限公司生产的模态激振器, 型号为 MS-100, 最大激振力为 100N, 最大振幅 10mm, 频率范围 0 ~ 4kHz。图 6(b) 为配套的 LA-200 线性功率放大器。数据采集使用 NI CompactRIO 系统。

3.1 正常飞行振动环境实验

图 7 所示为对管路进行 3 个方向模态激振实验的管路安装实物图。激振器由绳索吊装在安装架上, 传感器安装在距激振器 130 mm 处, 管路内部充满 YH-10 航空油, 管路一端通过夹具与激振器固连, 另一端通过绳索悬挂。由于激振器的质量为 16kg, 远大于管路质量, 可认为该端为固支状态。

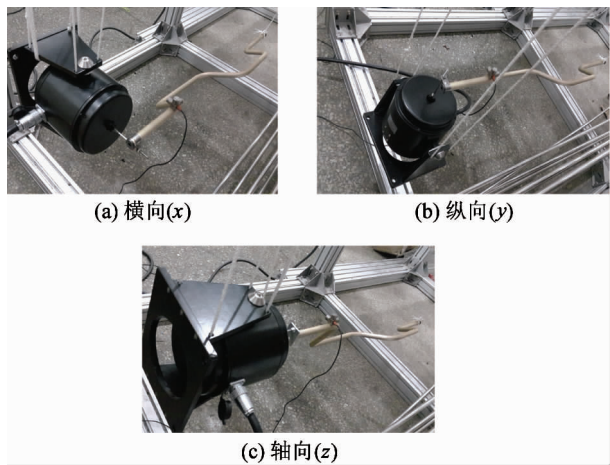


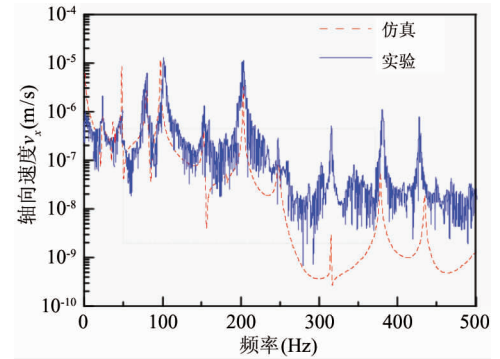
图 7 正常飞行振动环境实验

施加功能实验量值振动激励, 得到管路 3 个方向激励时的轴向振动加速度响应, 再通过离散积分得到轴向速度响应, 将实验结果同仿真结果对比, 如图 8 所示。

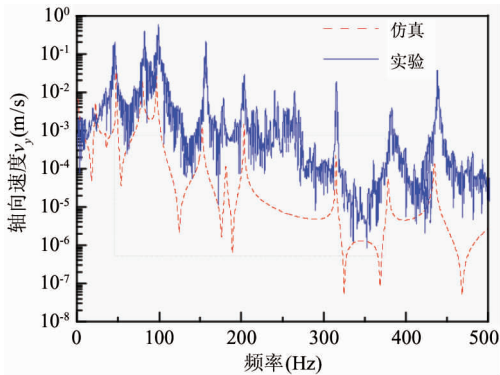
可以看出, 响应在低频时的幅值较高, 说明低频振动更为强烈。表 2 所示为实验及仿真的前 4 阶峰值响应频率。

表 2 前 4 阶峰值响应频率

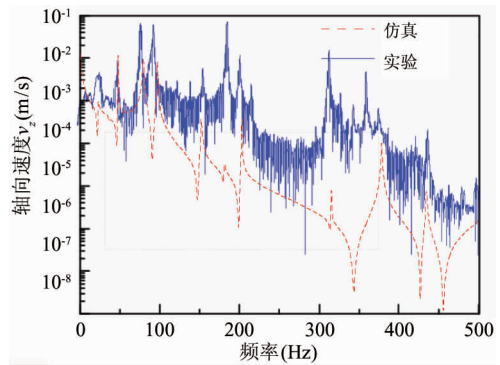
阶次	仿真	实验	误差
一阶	23Hz	22Hz	4.5%
二阶	35Hz	34Hz	2.94%
三阶	48Hz	46Hz	4.16%
四阶	80Hz	77Hz	3.75%



(a) x 方向激振时轴向速度响应



(b) y 方向激振时轴向速度响应



(c) z 方向激振时轴向速度响应

图 8 正常飞行振动环境实验结果与仿真结果对比

可以看出, 实验与仿真的结果误差在 5% 以内, 认为实验与仿真的结果基本一致。存在误差是由于螺纹与密封圈等影响了系统的刚度及阻尼。

3.2 功能冲击实验

对管路进行功能冲击实验时, 管路两端由绳索悬挂于空中以保证两端为自由状态。激振器与管路不直接接触, 只提供瞬间激励。实验与仿真结果对比如图 9 所示。

表 3 前 4 阶峰值响应频率

阶次	仿真	实验	误差
一阶	23Hz	22Hz	4.5%
二阶	35Hz	34Hz	2.94%
三阶	48Hz	46Hz	4.35%
四阶	80Hz	78Hz	1.28%

4 结 论

本文针对分段弯曲液压管路的流固耦合振动展开研究,采用传统 14-方程流固耦合动力学模型和传递矩阵法,建立国产大飞机 C919 左侧机翼一段液压管路的流固耦合动力学传递矩阵模型,分别采用仿真和实验的方法对该段管路的频域响应进行分析,得到如下结论。

(1) 利用成熟的 14-方程模型对管路进行分析,得到的固有频率值最大误差为 4.5%。在以此类计算为参考时,要在计算结果基础上增减误差,得到各阶频率区间,以此来判断设计合理性。

(2) 计算结果中,各阶固有频率对应的响应幅值与实验结果相差较大,因此不能以计算结果作为振动量值的参考。

参考文献

[1] Li B H, Gao H S, Liu Y S, et al. Transient response analysis of multi-span pipe conveying fluid[J]. *Journal of Vibration and Control*, 2012, 19(14) : 2164-2176

[2] Sievers J, Keckmann K, Pallas-Moner G, et al. Structural mechanical and thermal hydraulic aspects on the behavior of crack like leaks in piping[J]. *Progress in Nuclear Energy*, 2015, 84: 18-23

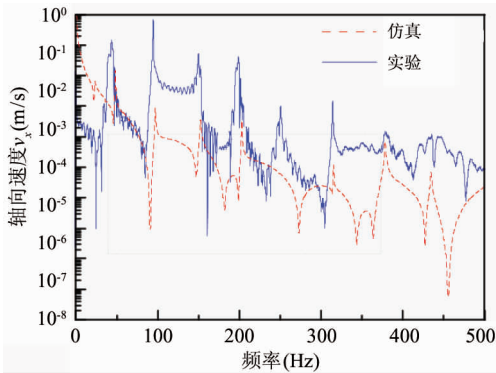
[3] Li X, Wang S P. Flow field and pressure loss analysis of junction and its structure optimization of aircraft hydraulic pipe system[J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2013, 26(4) : 1080-1092

[4] 权凌霄, 孔祥东, 俞滨, 等. 液压管路流固耦合振动机理及控制研究现状与发展[J]. *机械工程学报*, 2015, 51(18) : 175-183

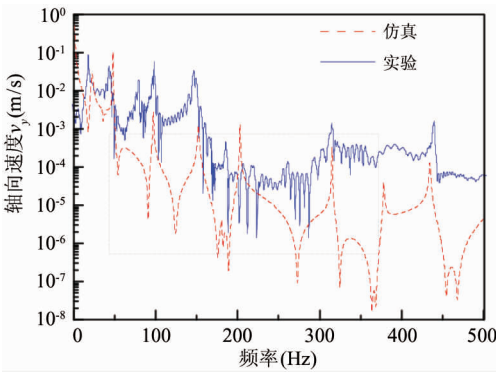
[5] Kutin J, Bajsić I. Fluid-dynamic loading of pipes conveying fluid with a laminar mean-flow velocity profile[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2014, 50: 171-183

[6] Tijsseling A S. Water hammer with fluid-structure interaction in thick-walled pipes[J]. *Computers and Structures*, 2007, 85: 844-851

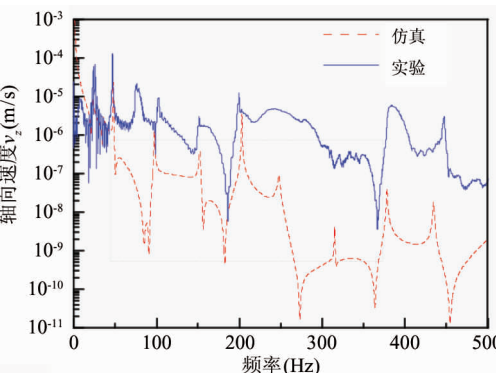
[7] Cesana P, Bitter N. Modeling and analysis of water-



(a) x 方向激励时轴向速度响应



(b) y 方向激励时轴向速度响应



(c) z 方向激励时轴向速度响应

图 9 功能冲击实验结果与仿真结果对比

可以看出,冲击激励时低频振动幅值较大。表 3 为实验及仿真得到前 4 阶峰值响应频率。

可以看出,实验与仿真的结果误差在 5% 以内,认为实验与仿真的结果基本一致。存在误差是由于螺纹与密封圈等影响了系统的刚度及阻尼。

综合前文的分析可以看出,仿真能够较好地揭示实际情况,说明其在进行分析时具有一定的参考价值,可为管路的分析设计提供理论支撑。

- hammer in coaxial pipes[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2014, 51: 226-239
- [8] Ouyang X P, Gao F, Yang H Y. Two-dimensional stress analysis of the aircraft hydraulic system pipeline [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 2012, 226 (5): 532-539
- [9] Ouyang X P, Gao F, Yang H Y. Modal analysis of the aircraft hydraulic-system pipeline [J]. *Journal of Aircraft*, 2012, 49(4): 1168-1174
- [10] Li S J, Liu G M, Kong W T. Vibration analysis of pipes conveying fluid by transfer matrix method [J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2014, 266: 78-88
- [11] 柳贡民, 李艳华, 朱卫华. 分支管流固耦合振动的频域解析解[J]. *振动与冲击*, 2010, 29(7): 33-37
- [12] Liu G M, Li S J, Li Y H, et al. Vibration analysis of pipelines with arbitrary branches by absorbing transfer matrix method [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2013, 332: 6519-6536
- [13] 李鑫, 王少萍. 基于卡箍优化布局的飞机液压管路减振分析[J]. *振动与冲击*, 2013, 32(1): 14-20
- [14] 权凌霄, 李东, 刘嵩, 等. 膨胀环频域特性影响因素分析[J]. *浙江大学学报(工学版)*, 2016, 50(6): 18-85
- [15] Mirzaei M, Najafi M, Niasari H. Experimental and numerical analysis of dynamic rupture of steel pipes under internal high-speed moving pressures [J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2015, 80: 27-36
- [16] Xu Y Z, Johnston D N, Jiao Z X, et al. Frequency modelling and solution of fluid-structure interaction in complex pipelines [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2014, 333: 2800-2822
- [17] Li S J, Karney B W, Liu G M. FSI research in pipeline systems: a review of the literature [J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2015, 57: 277-297
- [18] Li S J, Liu G M, Kong W T. Vibration analysis of pipes conveying fluid by transfer matrix method [J]. *Nuclear Engineering and Design*, 2014, 266: 78-88
- [19] Wood D J, Chao S P. Effect of pipeline junctions on water hammer surges [J]. *Transportation Engineering Journal*, 2014, 97: 441-457
- [20] Davidson L C, Samsury D R. Liquid-structure coupling in curved pipes- II [J]. *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, 1981, 103(1): 43-49

Fluid-solid coupling vibration transfer matrix model analysis of aviation hydraulic pipeline

Guo Changhong^{*}, Guo Haixin^{*}, Quan Lingxiao^{****}, Li Dong^{*}, Jiao Zongxia^{**}

(^{*} College of Mechanical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao 066004)

(^{**} School of Automation Science and Electrical Engineering, Beihang University, Beijing 100083)

(^{***} Beijing Aerospace Engine Control System Technology Limited Company, Beijing 102200)

Abstract

A section of multi-bending hydraulic pipeline of the domestic large aircraft C919 is divided into multiple subsections according to the curved structure, the relationship between the subsections is analyzed based on the currently shared fluid-solid coupling equation-14 for hydraulic pipelines, and a complete dynamical model for transfer matrixes for the section of the pipeline is established by using the transfer matrix method. Then, the system of partial differential equation of the model is solved based on Matlab programming, and the pipeline's fluid-solid coupling vibration under normal flight vibration load and functional impact load is analyzed, thus the frequency domain response in the axial velocity under three-direction excitation is obtained. The results of the model analysis are verified by experiment. The experiment shows that the respective response frequencies under three directions of excitation are the same, only the amplitudes of the response are different. Furthermore, the vibration amplitude of the pipeline at low-frequency is larger, which indicates that the low frequency vibration is more intense, and which is more likely to trigger resonant failure. The proposed transfer matrix dynamic model and its solution algorithm have high accuracy, and the maximum error is only 4.5%.

Key words: aviation hydraulic pipeline, fluid-solid coupling, kinetic equation, transfer matrix method, frequency domain response