

工装约束下火箭舱段壳体的结构振动特性研究*

韩 飞^{1,2}, 任全彬¹, 苏明慧¹

(1. 固体火箭发动机燃烧、热结构与内流场国防科技重点实验室 西安, 710025)

(2. 西安交通大学航天航空学院 西安, 710049)

摘要 将地面试验中卡环工装对舱段壳的影响转化为弹性边界条件下圆柱壳耦合结构的振动问题,通过卡环工装与圆柱壳接触建模计算得到工装作用于舱段壳的法向约束刚度,并采用增补函数的方法构建了工装约束边界条件下圆柱壳耦合结构的振动理论分析模型。结果表明:本研究模型能够反映卡环工装对于舱段壳振动特性的影响,理论计算结果与试验测试结果的变化趋势基本一致;在卡环工装的约束下,舱段壳的低频振动受到显著抑制,工装的约束刚度及其在舱段壳上的夹持位置对于舱段壳振动特性具有较大影响。

关键词 卡环工装;圆柱面接触;法向接触刚度;弹性边界;结构振动

中图分类号 TJ203

引 言

火箭在进行飞行试验前必须经历多项地面试验考核与验证,如开展箭头振动冲击试验考核箭上设备的力学环境适应性等。在地面振动试验实施过程中,通过卡环等工装将参试舱段固定在振动台上,然而火箭飞行过程中,其外部边界并未受到约束。卡环工装的约束势必会对舱段壳体结构振动特性造成影响,从而影响地面试验的有效性与正确性。

针对天地边界条件的差异问题,国内学者开展了大量研究工作。刘青林^[1]针对飞行器自由边界地面模拟试验方法,提出了柔性悬挂-多点激励试验方案,即采用柔性悬挂系统模拟自由边界条件,采用多个激振器同时对一个试件施加振动载荷,以提供飞行振动环境模拟试验的真实性。何永昌等^[2]基于模态应变能法,开展了地面试验约束状态和空中自由飞行状态模态一致性研究,提出了地面试验最佳约束点的选择方法。如能进一步实现对地面试验工装边界条件影响的定量化剥离,则能够使型号研制初期制定科学有效的环境条件成为可能,同时也是进一步开展天地相关性^[3-4]等研究的重要环节。这一问题可进一步抽象为弹性约束边界下耦合圆柱壳结构的振动问题。Li^[5]针对经典理论中梁位移函数表达式在表征弹性边界时的计算误差较大的问题,提

出余弦级数与增补函数的组合形式的方法。这一方法被国内外学者广泛借鉴与推广,并成功应用于梁、板等多种典型结构的振动问题研究^[6-7]。张安付^[8]使用三角函数组合型的增补函数,建立了一般边界条件下圆柱壳的振动分析模型,并将外部约束边界转化为轴向、切向、径向(法向)及扭转共 4 组环形分布的约束弹簧,仿真结果表明,法向约束刚度对圆柱壳振动特性的影响更为显著。

赵广等^[9]以 Hertz 接触理论为基础,建立了圆柱面的法向接触刚度模型,研究结果表明,法向接触刚度随着接触力的增加而增加。赵韩等^[10]优化了两圆柱壳结合面的法向接触刚度分形模型,得到增大圆柱壳半径、减小材料弹性模量可使法向接触刚度增加等结论。陈雷等^[11]针对地面台架试验卡环与鱼雷舱段壳体的法向接触刚度问题,使用 ABAQUS 软件进行了数值仿真,发现由于卡环与舱段壳体材料弹性模量的差异,产生若干接触分离区,引起结构局部接触应力突变,法向接触刚度在圆周方向上非均匀分布。

笔者首先建立工装约束边界的有限元模型,获取壳体与卡环接触区域的应力应变及等效约束刚度,将工装对舱段壳的约束转化为弹性边界条件下舱段壳体的振动问题,并采用增补函数方法构建耦合圆柱壳结构振动分析模型,研究工装约束边界条

* 陕西省博士后科研资助项目(2018BSHGZZHQYXMZZ19);中国科学院太空应用重点实验室开放基金资助项目(LSU-KFJJ-2018-05)

收稿日期:2020-11-22;修回日期:2021-02-22

件的影响规律。

1 法向接触刚度分析模型

图1所示的卡环工装分为卡环与底座两部分,底座与试验台之间可视为固连。上卡环与下底座之间通过若干螺栓连接紧固,对螺栓施加相应大小的预紧力矩,实现对火箭舱段的约束固定。

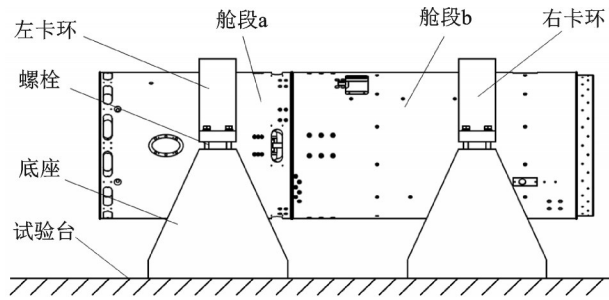


图1 地面试验卡环工装示意图

Fig.1 Sketch of the clasp frock in ground test

工装及壳体均为铝合金材料,壳体基本壁厚为3 mm,工装内侧毛毡厚度为2 mm,4组紧固螺栓处各施加120 N·m的预紧力矩,在给定螺栓拧紧力矩情况下,通过式(1)可计算得到螺栓预紧力

$$F = M/KD \quad (1)$$

其中: F 为螺栓预紧力; M 为预紧力矩; K 为预紧力矩系数,计算中取 $K=0.2$; D 为螺栓直径。

对舱段壳的局部细节特征进行简化处理,在ANSYS有限元软件中建立单段圆柱壳与卡环工装的接触分析模型,计算得到法向接触应力云图及法向位移云图,分别如图2、图3所示。进一步提取接触区域所有节点的接触应力与位移数据,其圆周方向分布如图4、图5所示。舱段壳体应力及变形在圆周方向上并非均匀分布,靠近卡环端部区域内节点的接触应力及变形明显增大,且靠近上卡环端部区域的受力情况更为恶劣。其中,图3所示竖直向上记为 0° ,卡环工装与舱段壳在 $82^\circ \sim 98^\circ$ 以及 $-98^\circ \sim -82^\circ$ 区域内未直接接触,因此该区域内无数据。

根据舱段壳的应力及位移数据,按照式(2)计算圆柱壳受到的法向接触刚度

$$k = S \sum_{i=1}^N \frac{\sigma_i}{Nx_i} \quad (2)$$

其中: k 为法向约束刚度; S 为舱段壳与工装接触面积; σ_i 为节点接触应力; N 为圆柱壳在接触区域内节点总数; x_i 为各节点的法向位移。

卡环工装与圆柱壳法向接触刚度在圆周方向上的分布如图6所示,可以看出,不同圆周角度对应的法向约束刚度略有不同,但大小均在 10^7 N/m以上,其中仅 $-77^\circ \sim -50^\circ$ 及 $50^\circ \sim 77^\circ$ 范围内,法向接触刚度小于 5×10^7 N/m。

根据文献[12]的研究结论,随着弹性约束刚度的增加,圆柱壳的固有频率呈现先增大后保持稳定的趋势,即当法向约束刚度增大到一定程度后,其对于圆柱壳振动特性的影响相对较小。为便于后续理论建模计算,本研究将卡环对舱段壳的约束刚度视为沿圆周方向均匀分布,以图6所示曲线的平均值对理论模型中的法向约束刚度进行赋值,并在参数影响分析中对这一近似处理方法的有效性进行验证。

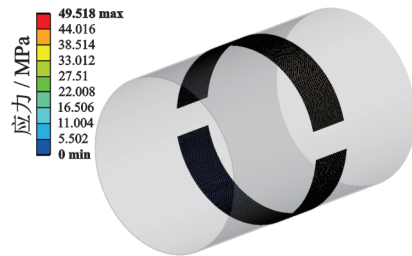


图2 法向接触应力云图

Fig.2 Normal contact stress contour

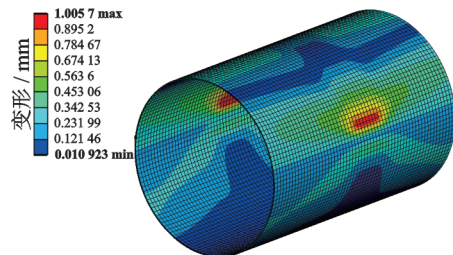


图3 舱段壳体法向变形云图

Fig.3 Normal displacement contour of the cabin shell

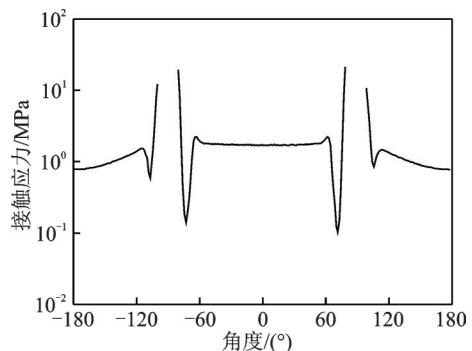


图4 法向平均接触应力

Fig.4 Average normal contact stress

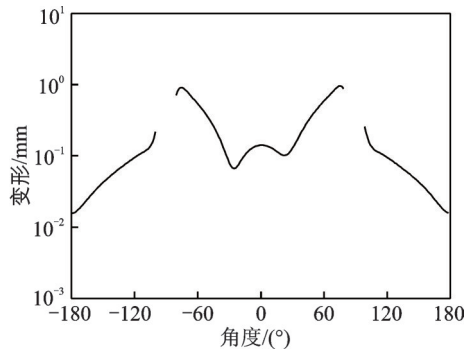


图5 舱段壳法向平均位移图

Fig.5 Average normal displacement

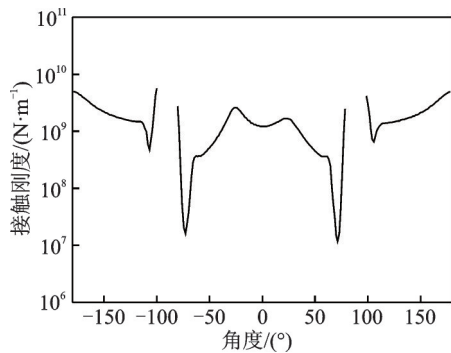


图6 法向接触刚度曲线

Fig.6 Normal contact stiffness curve

2 弹性约束边界条件下舱段壳的振动分析模型

以图1所示模型为例,在2组卡环工装的约束作用下,可进一步拆分为4段圆柱壳组成的耦合结构,如图7所示。4段圆柱壳的长度分别为 l_1, l_2, l_3 和 l_4 ,厚度 h 、外径 R 及材料参数保持一致。耦合结构受到来自外界基础的沿圆周方向均匀分布的弹性约束,其中径向约束刚度分别为 k_1 和 k_2 。

根据力、弯矩平衡条件以及位移、转角连续条件,可得4段圆柱壳的边界方程。

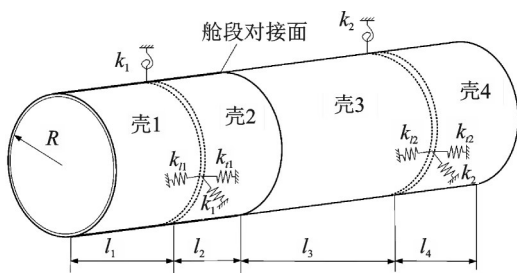


图7 弹性边界条件下圆柱壳耦合结构示意图

Fig.7 Sketch of the coupled shells with elastic boundary restraints

壳1的边界方程可以表示为

$$\left\{ \begin{array}{l} N_1|_{x=0} = 0 \\ T_1|_{x=0} = 0 \\ S_1|_{x=0} = 0 \\ M_1|_{x=0} = 0 \\ k_{l1}u_1(x, \theta)|_{x=l_1} = -N_1|_{x=l_1} + N_2|_{x=0} \\ u_1(x, \theta)|_{x=l_1} = u_2(x, \theta)|_{x=0} \\ k_{l1}v_1(x, \theta)|_{x=l_1} = -T_1|_{x=l_1} + T_2|_{x=0} \\ v_1(x, \theta)|_{x=l_1} = v_2(x, \theta)|_{x=0} \\ k_1w_1(x, \theta)|_{x=l_1} = -S_1|_{x=l_1} + S_2|_{x=0} \\ w_1(x, \theta)|_{x=l_1} = w_2(x, \theta)|_{x=0} \\ K_1\varphi_1(x, \theta)|_{x=l_1} = M_1|_{x=l_1} - M_2|_{x=0} \\ \varphi_1(x, \theta)|_{x=l_1} = \varphi_2(x, \theta)|_{x=0} \end{array} \right. \quad (3)$$

壳2的边界方程可以表示为

$$\left\{ \begin{array}{l} k_{l1}u_2(x, \theta)|_{x=0} = N_2|_{x=0} - N_1|_{x=l_1} \\ u_2(x, \theta)|_{x=0} = u_1(x, \theta)|_{x=l_1} \\ k_{l1}v_2(x, \theta)|_{x=0} = T_2|_{x=0} - T_1|_{x=l_1} \\ v_2(x, \theta)|_{x=0} = v_1(x, \theta)|_{x=l_1} \\ k_1w_2(x, \theta)|_{x=0} = S_2|_{x=0} - S_1|_{x=l_1} \\ w_2(x, \theta)|_{x=0} = w_1(x, \theta)|_{x=l_1} \\ K_1(x, \theta)|_{x=0} = -M_2|_{x=0} + M_1|_{x=l_1} \\ \varphi_2(x, \theta)|_{x=0} = \varphi_1(x, \theta)|_{x=l_1} \\ N_2|_{x=l_2} = N_3|_{x=0} \\ \varphi_2(x, \theta)|_{x=l_2} = \varphi_3(x, \theta)|_{x=0} \\ T_2|_{x=l_2} = T_3|_{x=0} \\ v_2(x, \theta)|_{x=l_2} = v_3(x, \theta)|_{x=0} \\ S_2|_{x=l_2} = S_3|_{x=0} \\ w_2(x, \theta)|_{x=l_2} = w_3(x, \theta)|_{x=0} \\ M_2|_{x=l_2} = M_3|_{x=0} \\ \varphi_2(x, \theta)|_{x=l_2} = \varphi_3(x, \theta)|_{x=0} \end{array} \right. \quad (4)$$

壳3的边界方程可以表示为

$$\left\{ \begin{aligned}
 &N_3|_{x=0} = N_2|_{x=l_2} \\
 &u_3(x, \theta)|_{x=0} = u_2(x, \theta)|_{x=l_2} \\
 &T_3|_{x=0} = T_2|_{x=l_2} \\
 &v_3(x, \theta)|_{x=0} = v_2(x, \theta)|_{x=l_2} \\
 &S_3|_{x=0} = S_2|_{x=l_2} \\
 &w_3(x, \theta)|_{x=0} = w_2(x, \theta)|_{x=l_2} \\
 &M_3|_{x=0} = M_2|_{x=l_2} \\
 &\varphi_3(x, \theta)|_{x=0} = \varphi_2(x, \theta)|_{x=l_2} \\
 &k_{l_2}u_3(x, \theta)|_{x=l_3} = N_3|_{x=l_3} - N_4|_{x=0} \\
 &u_3(x, \theta)|_{x=l_3} = u_4(x, \theta)|_{x=0} \\
 &k_{l_2}v_3(x, \theta)|_{x=l_3} = T_3|_{x=l_3} - T_4|_{x=0} \\
 &v_3(x, \theta)|_{x=l_3} = v_4(x, \theta)|_{x=0} \\
 &k_2w_3(x, \theta)|_{x=l_3} = S_3|_{x=l_3} - S_4|_{x=0} \\
 &w_3(x, \theta)|_{x=l_3} = w_4(x, \theta)|_{x=0} \\
 &K_2\varphi_3(x, \theta)|_{x=l_3} = M_4|_{x=0} - M_3|_{x=l_3} \\
 &\varphi_3(x, \theta)|_{x=l_3} = \varphi_4(x, \theta)|_{x=0}
 \end{aligned} \right. \quad (5)$$

壳 4 的边界方程可以表示为

$$\left\{ \begin{aligned}
 &k_{l_2}u_4(x, \theta)|_{x=0} = -N_4|_{x=0} + N_3|_{x=l_3} \\
 &u_4(x, \theta)|_{x=0} = u_3(x, \theta)|_{x=l_3} \\
 &k_{l_2}v_4(x, \theta)|_{x=0} = -T_4|_{x=0} + T_3|_{x=l_3} \\
 &v_4(x, \theta)|_{x=0} = v_3(x, \theta)|_{x=l_3} \\
 &k_{l_2}w_4(x, \theta)|_{x=0} = -S_4|_{x=0} + S_3|_{x=l_3} \\
 &w_4(x, \theta)|_{x=0} = w_3(x, \theta)|_{x=l_3} \\
 &K_2\varphi_4(x, \theta)|_{x=0} = M_4|_{x=0} - M_3|_{x=l_3} \\
 &\varphi_4(x, \theta)|_{x=0} = \varphi_3(x, \theta)|_{x=l_3} \\
 &N_4|_{x=l_4} = 0 \\
 &T_4|_{x=l_4} = 0 \\
 &S_4|_{x=l_4} = 0 \\
 &M_4|_{x=l_4} = 0
 \end{aligned} \right. \quad (6)$$

其中： $u_i, v_i, w_i (i=1, 2, 3, 4)$ 分别为第 i 段圆柱壳的轴向、环向和径向位移； $\varphi_i = \partial w_i(x, \theta)/\partial x$ 为绕环向的角位移； N_i, T_i, S_i, M_i 分别为第 i 段圆柱壳的轴向薄膜力、环向薄膜力、横向剪切力和弯矩。

$$N_{ix} = B \frac{\partial u_i}{\partial x} + B \frac{\nu}{R} \frac{\partial v_i}{\partial x} - \frac{D}{R} \frac{\partial^2 v_i}{\partial x^2} + B \frac{\nu}{R} w_i \quad (7)$$

$$T_{ix} = \frac{B(1-\nu)}{2R} \frac{\partial u_i}{\partial \theta} + \frac{B(1-\nu)}{2} \frac{\partial v_i}{\partial x} + \frac{3D(1-\nu_i)}{2R^2} \frac{\partial v_i}{\partial x} - \frac{3D(1-\nu)}{2R^2} \frac{\partial^2 w_i}{\partial \theta \partial x} \quad (8)$$

$$S_{ix} = -\frac{D}{R} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} + \frac{D(1-\nu)}{2R^3} \frac{\partial^2 u_i}{\partial \theta^2} - \frac{D(3-\nu)}{2R^2} \frac{\partial^2 v_i}{\partial \theta \partial x} + \frac{D(2-\nu)}{R^2} \frac{\partial^3 w_i}{\partial \theta^2 \partial x} + D \frac{\partial^3 w_i}{\partial x^3} \quad (9)$$

$$M_{ix} = -\frac{D}{R} \frac{\partial u_i}{\partial x} - D \frac{\nu}{R^2} \frac{\partial v_i}{\partial \theta} + D \frac{\nu}{R^2} \frac{\partial^2 w_i}{\partial \theta^2} + D \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} \quad (10)$$

其中： D, B, ν 分别为圆柱壳的弯曲刚度、拉伸刚度以及泊松比。

各段圆柱壳轴向、环向、径向的位移可以表示为余弦级数与增补函数的形式

$$\left\{ \begin{aligned}
 &u_i(x, \theta) = \sum_{n=0}^N \left[\sum_{m=0}^M U_{imn} \cos \lambda_{im} x + \sum_{l=1}^2 c_{im}^l \zeta_i^l(x) \right] \cos n\theta \\
 &v_i(x, \theta) = \sum_{n=0}^N \left[\sum_{m=0}^M V_{imn} \cos \lambda_{im} x + \sum_{l=1}^2 d_{im}^l \zeta_i^l(x) \right] \sin n\theta \\
 &w_i(x, \theta) = \sum_{n=0}^N \left[\sum_{m=0}^M W_{imn} \cos \lambda_{im} x + \sum_{l=1}^4 g_{im}^l \xi_i^l(x) \right] \cos n\theta
 \end{aligned} \right. \quad (11)$$

其中： M 为轴向模态数 m 的截断项数； N 为环向模态数 n 的截断项数； $\lambda_{im} = m\pi/a_i; i=1, 2, 3, 4$ 。

增补函数采用三角函数的组合形式^[9]

$$\begin{aligned}
 &[\zeta_i^1(x) \quad \zeta_i^2(x)]^T = \\
 &A_1 \left[\sin\left(\frac{\pi x}{2a_i}\right) \quad \cos\left(\frac{\pi x}{2a_i}\right) \quad \sin\left(\frac{3\pi x}{2a_i}\right) \quad \cos\left(\frac{3\pi x}{2a_i}\right) \right]^T
 \end{aligned} \quad (12)$$

$$\begin{aligned}
 &[\xi_i^1(x) \quad \xi_i^2(x) \quad \xi_i^3(x) \quad \xi_i^4(x)]^T = \\
 &A_2 \left[\sin\left(\frac{\pi x}{2a_i}\right) \quad \cos\left(\frac{\pi x}{2a_i}\right) \quad \sin\left(\frac{3\pi x}{2a_i}\right) \quad \cos\left(\frac{3\pi x}{2a_i}\right) \right]^T
 \end{aligned} \quad (13)$$

其中： A_1 为任意 2×4 行满秩非零矩阵； A_2 为任意 4×4 满秩非零矩阵。

将式(9)代入式(2)、式(3)中,并沿环向进行积分运算,得到共计 $16 \times (M+1) \times (N+1)$ 个边界方程,整理为矩阵形式如下

$$Hp = Qa \quad (14)$$

$$p = [p_1 \ p_2 \ p_3 \ p_4]^T \quad (15)$$

$$a = [a_1 \ a_2 \ a_3 \ a_4]^T \quad (16)$$

其中:矩阵 a, p 为式(11)~(13)中未知系数的集合。

根据 Flügge 理论^[13],各段圆柱壳的运动方程可以表示为

$$\left\{ \begin{aligned} & R^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} + (1+\gamma) \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 u_i}{\partial \theta^2} + R \frac{1+\nu}{2} \frac{\partial^2 v_i}{\partial \theta \partial x} + \\ & \nu R \frac{\partial w_i}{\partial x} - \gamma R^3 \frac{\partial^3 w_i}{\partial x^3} + \gamma R \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^3 w_i}{\partial \theta^2 \partial x} + \\ & \frac{f_{ix} R^2}{B} - \frac{R^2 \rho h}{B} \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} \\ & R \frac{1+\nu}{2} \frac{\partial^2 u_i}{\partial \theta \partial x} + \frac{\partial^2 v_i}{\partial \theta^2} + R^2 \frac{1-\nu}{2} (1+3\gamma) \frac{\partial^2 v_i}{\partial x^2} + \\ & \frac{\partial w_i}{\partial \theta} - \gamma R^2 \frac{3-\nu}{2} \frac{\partial^3 w_i}{\partial \theta \partial x^2} + \frac{f_{i\theta} R^2}{B} - \frac{R^2 \rho h}{B} \frac{\partial^2 v_i}{\partial t^2} \\ & \nu R \frac{\partial u_i}{\partial x} - \gamma R^3 \frac{\partial^3 u_i}{\partial x^3} + \gamma R \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^3 u_i}{\partial \theta^2 \partial x} + (1+\gamma) w_i + \\ & \frac{\partial v_i}{\partial \theta} - R^2 \gamma \frac{3-\nu}{2} \frac{\partial^3 v_i}{\partial \theta \partial x^2} + \gamma R^4 \frac{\partial^4 w_i}{\partial x^4} + \gamma \frac{\partial^4 w_i}{\partial \theta^4} + \\ & 2\gamma \frac{\partial^2 w_i}{\partial \theta^2} + 2\gamma R^2 \frac{\partial^2 w_i}{\partial \theta^2 \partial x^2} - \frac{f_{ir} R^2}{B} - \frac{R^2 \rho h}{B} \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} \end{aligned} \right. \quad (17)$$

其中: $\gamma=2h^2/12R^2$; ρ 为圆柱壳的材料密度; $f_{ix}, f_{i\theta}, f_{ir}$ 分别为第 i 段圆柱壳在轴向、环向及径向上受到的点力。

将式(14)代入式(17),通过积分运算消去各段圆柱壳运动方程等号两端含有 x 和 θ 的项,得到与空间坐标无关的控制方程组,整理为矩阵形式

$$Ka + Sp - \omega^2(Ma + Tp) = F \quad (18)$$

其中: K, M, S, T 均为已知矩阵; $F = [F_1 \ F_2 \ F_3 \ F_4]^T$ 为激励力矩阵。

各元素的表达式为

$$F_i = \begin{bmatrix} -f_{ix} \cos \lambda_m x_{i0} \cos n\theta_{i0} R^2 / B_i \\ f_{i\theta} \cos \lambda_m x_{i1} \sin n\theta_{i1} R^2 / B_i \\ f_{ir} \cos \lambda_m x_{i2} \cos n\theta_{i2} R^2 / B_i \end{bmatrix}^T \quad (i=1, 2, 3, 4) \quad (19)$$

将式(12)代入式(17)消去矢量 p ,得到圆柱壳耦合结构的振动方程为

$$[\bar{K} - \omega^2 \bar{M}] a = F \quad (20)$$

其中: $\bar{K} = K + SH^{-1}Q$; $\bar{M} = M + TH^{-1}Q$ 。

3 试验验证

由于图1所示实际结构的复杂性及理论建模过程中的近似处理,理论模型难以完全逼近实际结构

的细节特征。鉴于本研究关注的重点在于工装约束边界相对自由边界条件的影响,即不同边界条件下结构振动响应的相对值,因此以该项指标进行试验设计并对理论方法进行评判。

针对图1所示组合舱段,分别开展自由边界、工装约束边界下激振器稳态激励测试,其中自由边界条件采用弹性橡皮绳吊挂的方式进行模拟。由多通道数据采集/分析仪发出白噪声信号,经功率放大器输入至激振器,经激振杆及阻抗头对舱段壳体进行径向激励。在舱段壳体外壁粘贴加速度传感器,用于拾取结构径向的振动响应;由阻抗头采集激励位置的力信号,对振动响应进行力归一化处理,即单位力激励下结构加速度测点处的稳态振动响应,并按照能量平均的方式,得到各结构的平均振动响应

$$\bar{a} = \sqrt{\sum_{j=1}^N a_j^2 / N} \quad (21)$$

其中: \bar{a} 为结构平均振动加速度; a_j 为结构第 j 个测点的振动加速度; N 为结构测点布置数目。

按照式(22)得到不同边界条件下舱段壳振动响应的差值

$$T = 20 \lg \frac{a_{\text{free}}}{a_{\text{cons}}} \quad (22)$$

其中: a_{free} 与 a_{cons} 分别表示自由边界、工装约束边界条件下舱段壳的归一化平均振动响应。

试验测试与本研究方法所得计算结果对比如图8所示,其中试验测试结果在200 Hz频段以下的信噪比较低,未予给出。可以看出,理论计算结果与试验测试结果随频率变化的趋势基本一致。在工装约束边界作用下,舱段壳体在2 kHz以下的振动受到显著抑制。

4 参数影响分析

仿真计算中,舱段壳 a, b 的轴向长度分别为0.4 m和0.6 m,壁厚均为3 mm,材料均为铝合金,弹性模量 $E=7.1 \times 10^{10}$ Pa,密度 $\rho=2800$ kg/m³,泊松比 $\nu=0.33$ 。左卡环距离舱段 a 左边界0.3 m,2组卡环间距 $\Delta d=0.5$ m,左卡环与右卡环对壳体的径向约束刚度分别记为 k_1 和 k_2 。

4.1 工装约束刚度的影响

保持卡环与舱段壳的相对位置关系不变,同时改变前、后卡环的法向接触刚度大小,所得各段壳平均振动响应对比曲线如图9所示。随着前、后工装约束刚度的同时增大,舱段壳的模式频率向高频发生明显偏移,对于舱段壳的低频振动特性影响非常

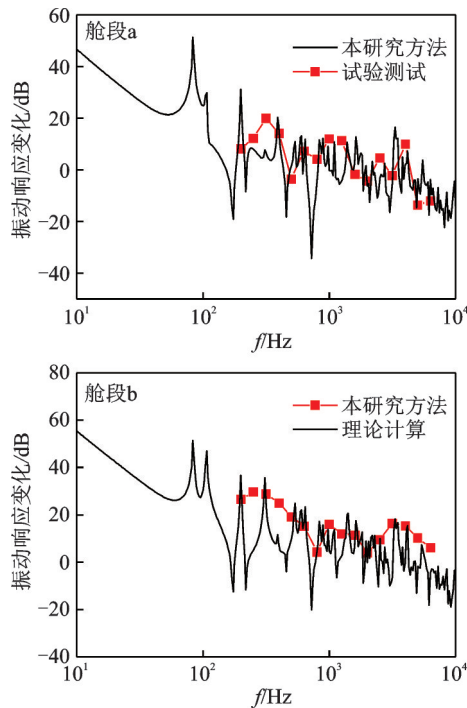


图 8 仿真结果与试验结果对比
Fig.8 Vibration response comparison

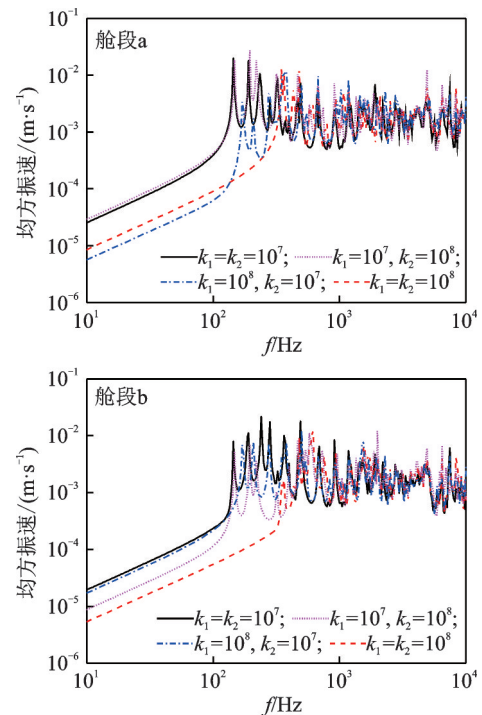


图 10 法向接触刚度一致性的影响
Fig.10 Influence of the stiffness consistency

显著。当约束刚度增大至 10^8 N/m 时,影响效果逐渐减小,表明本研究方法处理法向接触刚度在圆周方向分布不均匀时的措施是合理的。

图 10 进一步给出了分别单独改变前、后工装约束刚度的情况下,各段壳的振动响应对比曲线。当法向约束刚度不足,即 $k_1=k_2=10^7 \text{ N/m}$ 时,舱段壳

的振动特性对于直接施加在壳体上的工装约束边界刚度更为敏感;当法向约束刚度足够大,即 $k_1=k_2=10^8 \text{ N/m}$ 时,任意卡环工装约束刚度的降低都会导致 2 个舱段壳低频振动特性的显著改变。通常情况下,法向接触刚度大小与接触力大小正相关。因此,在地面试验卡环工装与舱段壳体加持紧固时,需明确力矩大小,以确保试验边界条件的有效性。

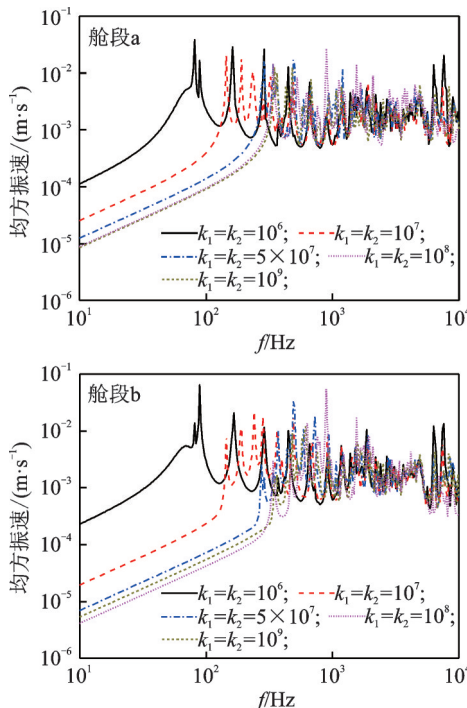


图 9 法向接触刚度的影响
Fig.9 Influence of the normal contact stiffness

4.2 工装间距的影响

保持左卡环位置、激励力幅值及作用位置、工装约束刚度不变,仅改变前、后卡环的间距 Δd ,其对舱段壳 b 振动响应的影响如图 11 所示。

当 $\Delta d=0.7 \text{ m}$ 时,表示右卡环恰处于舱段壳 b 的右边界。由图 11 可知,卡环间距对舱段壳 b 的振动特性影响较为复杂,当间距在 $0.4\sim 0.6 \text{ m}$ 范围内

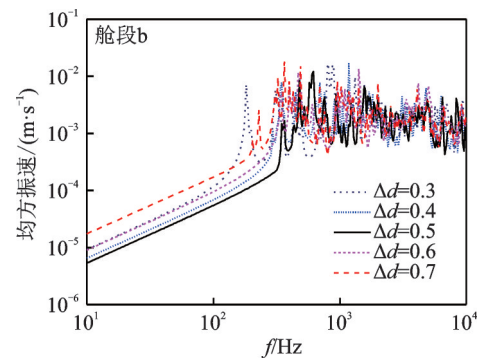


图 11 卡环间距的影响
Fig.11 Influence of the spacing between two clasps

变动时,其影响相对较小;但是当间距进一步改变,无论增大还是减小,工装约束边界对于结构低频振动的抑制作用都将减弱。

在工程实际中,舱段内部的组件布局是固定的,振动控制曲线等试验条件也是明确的,此时卡环工装作用在舱段上的约束刚度和夹持位置等因素对于舱段壳振动特性的影响将会非常显著。在进行地面试验时,应重点确保上述两项参数保持一致,进而提高地面试验的有效性。

5 结 论

1) 本研究模型能够反映卡环工装对于舱段壳振动特性的影响,理论计算结果与试验测试结果的变化趋势基本一致。

2) 在卡环工装的约束下,舱段壳的低频振动受到显著抑制,工装的约束刚度及其在舱段壳上的夹持位置对于舱段壳振动特性具有较大影响。

参 考 文 献

- [1] 刘青林,陈颖,田光明,等. 导弹飞行振动环境地面模拟试验方法[J]. 装备环境工程, 2016, 13(5):68-75.
LIU Qinglin, CHEN Ying, TIAN Guangming, et al. Laboratory test methods of vibration environment for the flying missiles[J]. Equipment Environmental Engineering, 2016, 13(5):68-75. (in Chinese)
- [2] 何永昌,李建军,吴炜. 战术导弹自由飞环境与试验台环境模态一致性研究[J]. 计算机测量与控制, 2015, 23(4): 1259-1262.
HE Yongchang, LI Jianjun, WU Wei. Research on consistency of modal of airborne under free environment and test environment [J]. Computer Measurement & Control, 2015, 23(4): 1259-1262. (in Chinese)
- [3] 赵保平,孙建亮,蔡骏文,等. 航天动力学环境的最新进展与技术展望[J]. 装备环境工程, 2015, 12(3):8-14.
ZHAO Baoping, SUN Jianliang, CAI Junwen, et al. Recent development and prospect of astrodynamics environmental technology [J]. Equipment Environmental Engineering, 2015, 12(3):8-14. (in Chinese)
- [4] 韩丽,秦朝红,张忠,等. 复杂结构振动试验有效性分析[J]. 强度与环境, 2013, 13(8):1-6.
HAN Li, QIN Zhaohong, ZHANG Zhong, et al. Validation analysis of complex structure vibration experiments [J]. Structural and Environment Engineering, 2013, 13(8):1-6. (in Chinese)
- [5] LI W L. Free vibrations of beams with general boundary conditions [J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 237(4): 709-725.
- [6] 薛开,王久法,王威远,等. 耦合板在任意弹性边界条件下的自由振动分析[J]. 振动与冲击, 2013, 32(22): 178-182.
XUE Kai, WANG Jiufa, WANG Weiyuan, et al. Free vibration analysis of coupled rectangular plates with general elastic boundary conditions [J]. Journal of Vibration and Shock, 2013, 32(22): 178-182. (in Chinese)
- [7] 曾军才,王久法,姚望,等. 正交各向异性矩形板的自由振动特性分析[J]. 振动与冲击, 2015, 34(24): 123-127.
ZENG Juncai, WANG Jiufa, YAO Wang, et al. Free vibration characteristics of orthotropic rectangular plates [J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(24): 123-127. (in Chinese)
- [8] 张安付. 弹性约束边界条件下耦合结构振动特性研究[D]. 西安:西北工业大学, 2015.
- [9] 赵广,苏钧聪,韩清凯,等. 圆柱面接触刚度建模与仿真[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2015, 43(12): 21-26.
ZHAO Guang, SU Juncong, HAN Qingkai, et al. Modeling and simulation of cylindrical surface contact stiffness [J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology (Natural Science Edition), 2015, 43(12): 21-26. (in Chinese)
- [10] 赵韩,陈奇,黄康. 两圆柱体结合面的法向接触刚度分形模型[J]. 机械工程学报, 2011, 47(7): 53-58.
ZHAO Han, CHEN Qi, HUANG Kang. Fractal model of normal contact stiffness between two cylinders' joint interfaces [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(7): 53-58. (in Chinese)
- [11] 陈雷,王敏庆. 鱼雷壳体与试验台架的接触刚度分析[J]. 机械科学与技术, 2013, 32(7): 996-1000.
CHEN Lei, WANG Mingqing. Analysis of contact stiffness between test platform and torpedo shell [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2013, 32(7): 996-1000. (in Chinese)
- [12] 杨永宝,危银涛. 弹性基础上正交各向异性圆柱壳的自由振动[J]. 工程力学, 2018, 35(4):24-32.
YANG Yongbao, WEI Yintao. Free vibration of thin-walled orthotropic cylindrical shell on elastic foundation [J]. Engineering Mechanics, 2018, 35(4): 24-32. (in Chinese)
- [13] DYM C L. Some new results for the vibrations of circular cylinders [J]. Journal of Sound and Vibration, 1973, 29(2): 189-205.



第一作者简介:韩飞,男,1988年9月生,高级工程师。主要研究方向为火箭结构总体设计。曾发表《基于子结构导纳法的UUV动力舱参数化建模研究》(《西北工业大学学报》2016年第34卷第1期)等论文。

E-mail:npu_hanfei@163.com