

预紧垫层结构振动环境下层间转动试验^{*}

温金鹏¹, 万方美¹, 薛江¹, 沈展鹏¹, 李斌²

(1. 中国工程物理研究院总体工程研究所 绵阳, 621999)

(2. 西北工业大学航空学院 西安, 710072)

摘要 振动环境下预紧回转体结构的层间相对转动滑移问题, 一直是困扰工程设计领域的难题。为研究预紧回转体结构在振动环境下的层间转动现象, 笔者设计了多层回转体预紧垫层结构, 并基于 Hamilton 原理建立了该结构的动力学模型, 分析了该类结构发生转动现象的机理。在此基础上, 开展了振动环境下试验件层间转动试验, 获得了确定的层间转动现象, 并通过调整结构参数研究了振动量级、振动频率、预紧载荷和偏心结构等因素对层间转动的影响。试验结果验证了理论的正确性, 深化了预紧回转体结构层间相对转动机理的认识可为该类结构的防转设计提供支撑。

关键词 预紧; 层间转动; 振动试验; 黏弹性材料

中图分类号 TH113; TB123

引言

多层回转体预紧组合结构是在不同直径的回转体层间填充黏弹性垫层材料, 通过加载装置压缩垫层使各层之间产生预紧力以实现对各层部件抱紧防松。在振动环境下, 各回转体与垫层之间会发生相对滑移、接触分离等失稳现象, 这些现象的出现将导致产品的功能达不到设计要求, 甚至整个产品失效报废。因此, 研究预紧回转体结构的层间转动特性, 防止其在使用过程中发生失效, 具有重要的工程意义。

预紧回转体层间相对转动现象本质上是结构界面的一类黏滞-滑移运动。该类现象引起了科研人员广泛的研究兴趣, 国外学者针对预紧螺栓螺帽界面、层合板结构等简单系统或构件^[1-7]从理论、试验等方面开展了一系列的研究, 为结构层间界面黏滞-滑移现象的深入认识和分析提供了基础, 但对于更为复杂的预紧回转体层间相对转动研究则少见报道。

中国工程物理研究院联合高校针对预紧回转体层间相对转动问题开展了初步研究, 主要集中于致转因素和层间转动判据的研究。肖世富等^[8]、沈展鹏等^[9]针对预紧偏心垫层结构, 分别建立了系统的

运动方程, 数值分析了系统参数对转动滑移响应的影响。刘占芳等^[10]分析了单周期谐波激励下预紧量、黏性因素、激励频率对结构动力学特性和接触状态的影响。王飞等^[11]针对振动环境下过盈装配圆柱结构, 通过定义最小滑移偏心距作为预紧有效性的判据, 初步探索了一种防转有效性的分析方法。

上述研究主要是针对局部接触的垫层预紧结构, 从定性及理论分析的角度获得了单向激励载荷下预紧结构致转因素和层间转动判据的初步认识。为通过试验分析两向激励载荷下预紧回转体结构的致转因素, 了解振动环境下各层间转动因素对层间转动特性的影响, 笔者设计了能对预紧载荷和结构偏心进行调节的预紧垫层结构振动试验装置, 并基于 Hamilton 原理建立了该结构的动力学模型, 分析了该类结构发生转动现象的机理。通过开展不同振动量级下结构的层间转动特性试验研究, 分析了激励频率、预紧载荷、结构偏心 and 垫层模量等因素对层间转动特性的影响规律。

1 试验件设计

为研究预紧回转体在两向振动载荷下的层间相对滑移转动, 设计了如图 1 所示的含垫层横向振动试验件。该试验件由外壳、内壳、黏弹性阻尼材料

^{*} 国家自然科学基金青年基金资助项目(11602253); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(3102014KYJD015)
收稿日期: 2016-10-19; 修回日期: 2016-12-12

(硅泡沫垫层)、填充橡胶阻尼材料的 U 形板簧、底座等组成。试验时试件通过底座与振动台面联接,在振动载荷作用下,两个互相垂直的板簧将振动载荷转化为两向正交的激励载荷,试件内外壳体之间可以产生绕壳体轴线的相对滑移与转动,从而获得激励载荷与层间转动轴线相垂直的层间转动现象。进行试验时内壳与外壳之间初始间隙为 3 mm,通过调节垫层厚度改变结构预紧载荷。同时通过改变板簧刚度研究偏心载荷对层间相对滑移转动的影响。不同厚度板簧的刚度特性如表 1 所示。

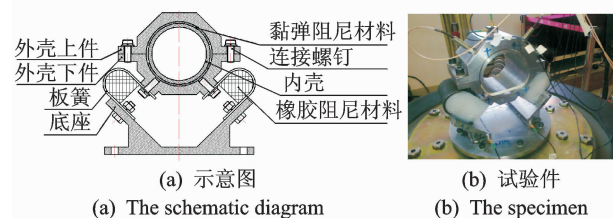


图 1 横向振动试验件

Fig. 1 The transverse vibration specimen

表 1 不同型号板簧的刚度特性

Tab. 1 The stiffness properties of various leaf springs

板簧	1#	2#	3#	4#
厚度/mm	2	3	4	5
刚度/(N·mm ⁻¹)	115.2	324.8	424.4	1076.0

2 预紧垫层结构层间转动参数分析

对图 1 所示的横向振动试验件进行简化,假设垫层与内壳粘合,与外壳之间预紧接触,即只在外壳与垫层之间的界面发生滑移转动。假设外壳为刚性支撑,内壳受到水平和垂直方向的简谐激励载荷,并在载荷作用下发生扭转。以偏心形式描述该类结构的不对称性,将内壳分为均匀部分和偏心部分:均匀部分总质量为 m_1 ;偏心部分简化为集中质量形式,偏心质量为 m ,偏心距为 e ,偏心角为 θ_0 ,如图 2(a) 所示。

在以上假设下,仅需考虑层间相对滑移的失稳问题,不考虑接触分离情况,因此给出 4 个动力学自由度。第 1 个自由度为内壳相对粘弹性垫层外侧的转角 θ ,即弹性变形扭转角,如图 2(b) 所示。第 2 个自由度为粘弹性垫层外侧相对外壳的转角为 α ,即层间界面滑移扭转角,如图 2(c) 所示。还有两个自由度分别为水平和垂直方向的平动自由度。其他相关参数的物理意义见表 2。

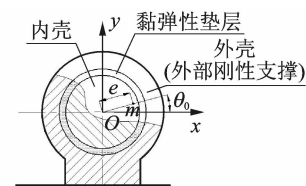
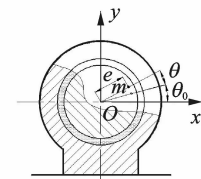
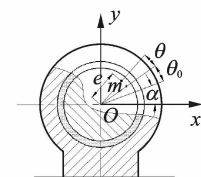
(a) 初始试验件
(a) Initial specimen(b) 带弹性扭转角 θ 的试验件
(b) The specimen with elasticity torsion angle θ (c) 带弹性扭转角 θ 与滑移转角 α 的试验件
(c) The specimen with elasticity torsion angle θ and slippage angle α

图 2 横向振动作用下试验件简化示意图

Fig. 2 The simplify schematic diagram of the specimen under transverse vibration

表 2 不同变量的物理意义

Tab. 2 The physical meanings of various parameters

变量	物理意义	变量	物理意义
m	内壳偏心质量	e	内壳偏心距
m_1	内壳均匀部分总质量	m_2	黏弹性垫层的质量
J_1	内壳中心转动惯量	θ	内壳相对垫层外侧的转角
θ_0	内壳初始偏心角	α	黏弹性垫层外侧相对刚性支撑的转角
K	黏弹性垫层转动刚度	C	黏弹性垫层黏性阻尼
J_2	黏弹性垫层中心转动惯量	M_f	垫层与外壳的摩擦力矩
y_0	内壳竖直方向的位移		

该系统的动能、势能及广义力所做虚功可表示为

$$\begin{cases}
 E_k = (m_1 + m_2 + m) \frac{\dot{x}_0^2 + \dot{y}_0^2}{2} + \\
 \quad \frac{1}{2} (J_1 + me^2) (\dot{\alpha} + \dot{\theta})^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\alpha}^2 - \\
 \quad me\dot{x}_0 (\dot{\alpha} + \dot{\theta}) \sin(\alpha + \theta + \theta_0) + \\
 \quad me\dot{y}_0 (\dot{\alpha} + \dot{\theta}) \cos(\alpha + \theta + \theta_0) \\
 E_p = \frac{1}{2} K \theta^2 \\
 \delta W = -F_x \delta x_0 - F_y \delta y_0 - C \dot{\theta} \delta \theta - M_f \operatorname{sgn}(\dot{\alpha}) \delta \alpha
 \end{cases}
 \quad (1)$$

基于 Hamilton 原理,对于任意的 t_0 与 t_1 ,得

$$\delta \Pi = \int_{t_0}^{t_1} (\delta E_k - \delta E_p + \delta W) dt = 0 \quad (2)$$

其中: $\delta \Pi = 0$ 表示系统的机械能守恒。

将式(1)代入式(2)中,可知 $\delta \alpha$ 和 $\delta \theta$ 前的系数和分别为零,故

$$\begin{cases} (J_1 + me^2) (\ddot{\alpha} + \ddot{\theta}) + C\dot{\theta} + K\theta = \\ me\ddot{x}_0 \sin(\alpha + \theta + \theta_0) - me\ddot{y}_0 \cos(\alpha + \theta + \theta_0) \\ (J_1 + J_2 + me^2) \ddot{\alpha} + (J_1 + me^2) \ddot{\theta} = \\ me\ddot{x}_0 \sin(\alpha + \theta + \theta_0) - \\ me\ddot{y}_0 \cos(\alpha + \theta + \theta_0) - M_f \text{sgn}(\dot{\alpha}) \end{cases} \quad (3)$$

假设施加水平和竖直方向的同频简谐激励

$$\begin{cases} \ddot{x}_0 = A \sin \varphi \sin \Omega t \\ \ddot{y}_0 = A \cos \varphi \sin \Omega t \end{cases} \quad (4)$$

将式(4)代入式(3),得到双轴加载下系统的振动控制方程,式(3)可改写为

$$\begin{cases} (J_1 + me^2) (\ddot{\alpha} + \ddot{\theta}) + C\dot{\theta} + K\theta = \\ -meA \cos(\alpha + \theta + \theta_0 - \varphi) \sin(\Omega t) \\ (J_1 + J_2 + me^2) \ddot{\alpha} + (J_1 + me^2) \ddot{\theta} = \\ -meA \cos(\alpha + \theta + \theta_0 - \varphi) \sin(\Omega t) - M_f \text{sgn}(\dot{\alpha}) \\ \dot{\alpha} \neq 0 \\ \dot{\alpha} \equiv 0 \\ \alpha(t) = \tilde{\alpha} \end{cases} \quad (5)$$

对横向振动试件进行参数影响分析。横向振动试验件的主要参数如下。

1) 内壳的外径 $R=49$ mm,内径 $r=43$ mm,长度 $L_1=100$ mm,密度 $\rho_1=7.8$ g/cm³。

2) 垫层采用沿周向对称裱糊方式,垫层厚度 $t_2=3.5$ mm,长度 $L_2=126$ mm,总宽度 $W=24.5$ mm,密度 $\rho_2=0.59$ g/cm³。

3) 由试验测得垫层在 100 Hz 附近的剪切模量为 $G=0.42$ MPa,损耗因子 $\eta=0.102$ 6。

4) 装配预紧力为 $N=300$ N,激励频率 $f=69.89$ Hz,激励加速度幅值 $A=22$ g。

假设由于结构非对称以及激励过程中载荷的不对称所引起的偏心质量 $m=6$ kg,偏心距离 $e=0.12$ mm,初始偏心角 $\theta_0=0^\circ$,试验装配产生的初始弹性扭转角为 -5° 。

为了考察基础激励的幅值、频率、偏心质量、垫层材料的剪切模量等参数对系统滑移的影响,固定其他参数,分别计算各参数变化时系统的滑移角度绝对值,如图 3 所示。

从图 3 可看出,首先,各个参数的取值大小直接影响着系统是否滑移,当某个参数增大或减小到特

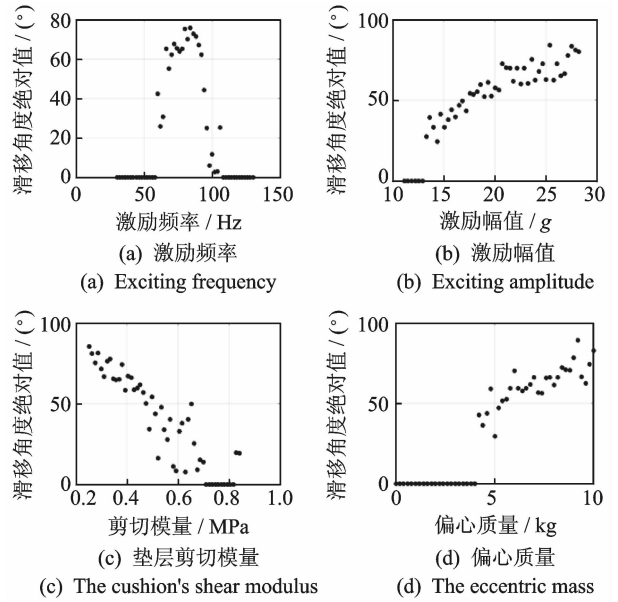


图 3 参数变化对转动滑移的影响

Fig. 3 The influence of varying parameters on interlayer rotation

定值后,系统不会发生滑移。其次,虽然滑移量的大小呈现出一定的随机性,但随参数变化的大致趋势还是比较清晰的。随着激励幅值、偏心质量的增大或者垫层剪切模量的减小,到达特定值后滑移量会从零发生突跃并继续增大。随着激励频率的增大,系统从无滑移到有滑移最终又变为无滑移。

3 横向振动试验件层间转动试验系统

基于预紧垫层结构层间转动参数分析获得的认识,对横向振动试验件分别开展正弦与随机振动试验,研究预紧力、激励频率、偏心载荷等因素对结构层间相对转动的影响。

振动试验系统如图 4 所示。在试件上布置了 2 个加速度传感器(图 5),分别测量试件左右对称位置的振动响应。在试件底部布置了 4 个控制传感器,采用 4 点平均控制的方式开展振动试验。



图 4 多层回转体结构振动试验系统

Fig. 4 The vibration experiment system of multi-layer cylindrical structure

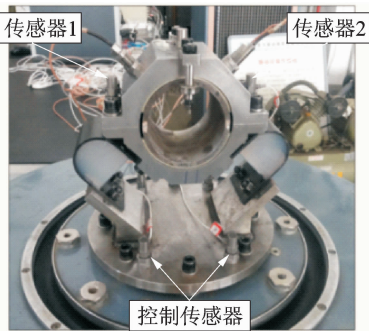


图 5 传感器布置

Fig. 5 The sensor layout

4 正弦激励下试验件层间转动试验

在对试件开展正式试验前,首先通过正弦扫频试验(20~500 Hz)确定试件的共振频率,然后对试件进行一阶共振频率和某一非共振频率的正弦振动试验,研究共振频率对试件层间转动的影响。正弦振动试验共进行了 6 种工况,试验结果如表 3 与图 6 所示。表中加速度响应数值均为横向振动试验件在振动环境下发生层间转动时的振动量级临界值。

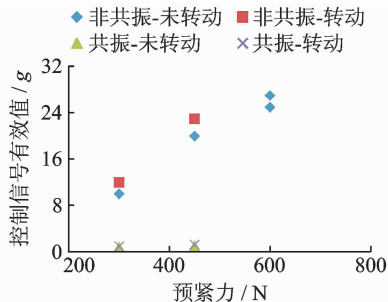
表 3 垫层厚度为 5 mm 时正弦激励的试验结果

Tab. 3 The sine excitation experiment result with 5 mm cushion

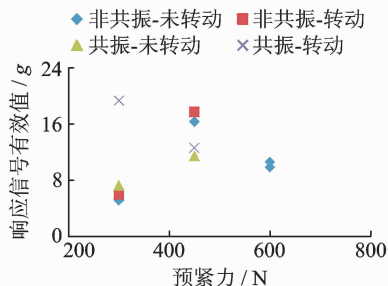
激励状态	工况	预紧力理论值/N	激励频率/Hz	控制信号幅值/g	响应信号幅值/g
共振	1	600	44.05	4	板簧断裂
	2	450	43.77	1.2	12.43
	3	300	43.75	0.9	18.22
非共振	4	600	71.42	27	未转动
	5	450	65.64	23	12.18
	6	300	65.55	12	4.37

正弦激励试验结合图 3(a),(b)理论分析结果表明,预紧力越大,发生层间相对转动所需的外界激励载荷越大。预紧力相同时,在共振频率下试件发生相对转动时所需外界激励载荷要明显小于非共振频率,即在共振频率下试件更容易发生相对转动。从系统力学特性分析,当激励频率与系统的共振频率相差较大时,传递到内壳的能量就会衰减到很小,因而不发生滑移;当两者相等时,传递到其中的能量最大,滑移量也最大。

同时,共振与非共振频率激励下结构发生层间转动时其响应均在同一量级,表明在共振与非共振频率激励下内壳发生层间转动所需的能量相同,与



(a) The control channel



(b) The response channel

图 6 垫层厚度为 5 mm 时正弦激励试验结果

Fig. 6 The sine excitation experiment result with 5 mm cushion

其在振动环境下结构的响应直接相关,结构的响应越大,越容易发生层间转动现象。

5 随机振动试验

开展随机振动试验时,系统与测点布置同正弦振动试验,振动试验时按照图 7 给出的随机振动加速度功率谱密度曲线进行。其中:dB/oct 为分贝每倍频程;G 值根据试验情况进行调整。

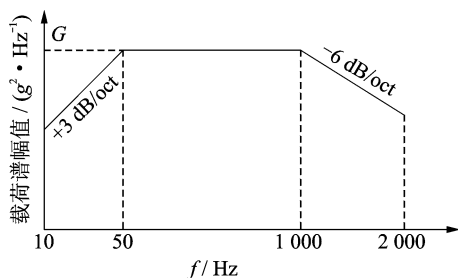


图 7 随机振动功率谱密度曲线

Fig. 7 Random vibration power spectral density (PSD) curve

5.1 预紧力对层间转动的影响

开展不同预紧力的随机振动试验时,左右板簧厚度均为 3 mm,通过改变裱糊面积实现预紧力的

调节。试验结果如表 4 与图 8 所示。

表 4 不同预紧力对层间转动的影响

Tab. 4 The influence of various pre-tightened force on inter-layer rotation

工况	垫层厚度/mm	预紧力/N	振动量级/ $(g^2 \cdot Hz^{-1})$	控制信号有效值/g	响应信号有效值/g
1	3.5	750	0.270	18.15	18.81
2		600	0.140	13.02	19.20
3		450	0.060	8.86	10.96
4		300	0.014	4.29	5.40

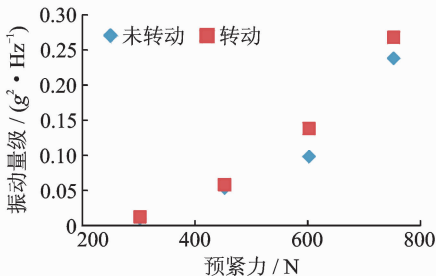


图 8 不同预紧力对层间转动的影响

Fig. 8 The influence of various pre-tightened force on interlayer rotation

由表 4 与图 8 结合理论分析结果可得,随着预紧力的增加,垫层与外壳间的摩擦力增大,相当于滑梯判据的要求提高,为克服更大的摩擦力矩,结构发生层间转动需要的外界激励增大。

5.2 垫层模量对层间转动的影响

不同厚度硅泡沫垫层力-位移曲线表明:垫层压缩量越大,其对应的模量呈非线性增大。因此开展垫层模量对层间转动的影响研究时,在保持预紧力不变条件下,通过调整垫层厚度实现垫层模量的改变。

开展不同垫层模量的随机振动试验时,左右板簧厚度均为 3 mm,通过增加垫层厚度,同时减小裱糊面积确保不同垫层厚度横向振动试验件的预紧力相同。试验结果如表 5 与图 9 所示。

表 5 不同垫层厚度对层间转动的影响

Tab. 5 The influence of various cushion thickness on interlayer rotation

工况	垫层厚度/mm	预紧力/N	振动量级/ $(g^2 \cdot Hz^{-1})$	控制信号有效值/g	响应信号有效值/g
1	3.5	300	0.014	4.29	5.40
2	4		0.021	5.41	6.26
3	4.5		0.040	7.35	7.57
4	5		0.085	10.44	11.59

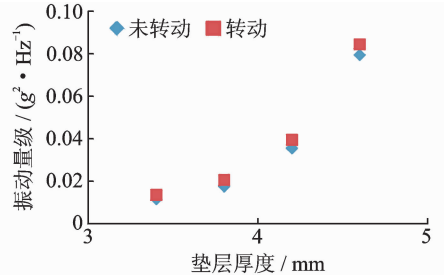


图 9 预紧力为 300 N 时垫层厚度对层间转动的影响

Fig. 9 The influence of various cushion thickness on interlayer rotation with 300 N pre-tightened force

结合表 5、图 9 与理论分析结果(图 3(c))可见,随着垫层厚度与压缩量的增加,垫层模量增大,垫层弹性扭转的阻尼相应增大,弹性扭转的机械能减小。如果扭矩不足以克服摩擦力矩,就会停止滑移,因此结构发生层间转动需要的外界激励增大。

在试验中发现,横向振动试验件在临界值附近进行激励时,是否发生相对转动存在一定的随机因素,以工况 3 为例,垫层厚度为 4.5 mm,预紧力约 300 N,加载方式及数据记录如表 6 所示。部分传感器测得的信号如图 10~图 11 所示。

表 6 工况 3 加载方式及数据记录

Tab. 6 The loading mode and data records of working condition 3

加载步长	振动量级/ $(g^2 \cdot Hz^{-1})$	数据记录	是否转动
1	0.032	工况 3-1	否
2	0.036	工况 3-2	否
3	0.040	工况 3-3	否
		工况 3-4	是

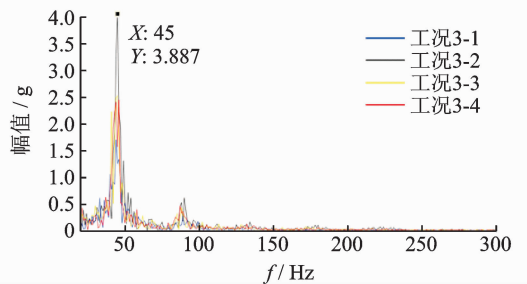


图 10 工况 3 加速度传感器 1 不同振动量级激励下的频谱

Fig. 10 The spectrum amplitude under different excitation load of acceleration sensor 1 with working condition 3

从表 6 可以看出,试验过程中,当振动量级为 $0.040 g^2/Hz$ 时,工况 3-3 未发生转动;但相同条件下,工况 3-4 开始发生转动,说明当振动量级为

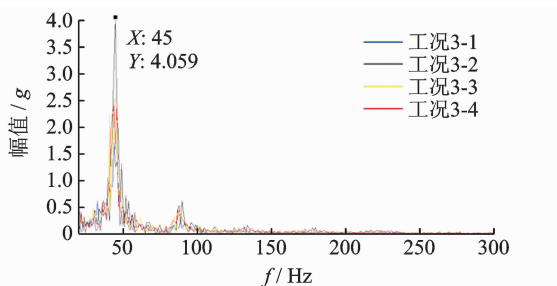


图 11 工况 3 加速度传感器 2 不同振动量级激励下的频谱

Fig. 11 The spectrum amplitude under different excitation load of acceleration sensor 2 with working condition 3

0.040 g^2/Hz 时结构处于发生层间转动的临界值。该现象表明横向振动试验件在临界值附近的层间转动现象不但与其振动量级相关,还与其初始状态以及其他随机因素有关。

从图 10~图 11 中可看出,工况 3 横向振动试验件在左右板簧厚度一致的条件下,基础激励振动量级从 0.032 g^2/Hz 增大至 0.040 g^2/Hz 时,加速度传感器 1 与 2 测得的频域信号始终存在较大差值,表明在振动试验过程中由结构不对称与载荷不对称引起的偏心载荷始终存在。

同时,工况 3 中无论在结构发生转动前还是转动过程中,加速度传感器测得的试验件在随机振动环境下其响应的频率成分主要集中在 45 Hz 左右,其他频率成分不明显,并且该频率与结构的共振频率相吻合。这表明结构在随机激励时,其响应主要分布在共振频率附近,其他频率成分贡献较小。

5.3 偏心载荷对层间转动的影响

在横向振动试验件上施加不同程度的偏心载荷可以通过分别改变试验件两边板簧的刚度来实现。改变横向振动试验件左板簧厚度为 3 mm,右板簧厚度为 4 mm,预紧力理论值约为 450 N。该工况的加载方式及数据记录如表 7 所示。

表 7 偏心载荷加载方式及数据记录

Tab. 7 The loading mode and data records of eccentric loads

加载步长	振动量级/($g^2 \cdot \text{Hz}^{-1}$)	是否转动
1	0.02	否
2	0.025	否
3	0.03	否
4	0.035	是

为更加清楚认识偏心载荷对横向振动试验件层间转动的影响,开展了一系列不同程度偏心载荷的

层间转动试验,测试结果如表 8 与图 12 所示,其中预紧力(理论值)均为 450 N。

表 8 偏心载荷对层间转动的影响

Tab. 8 The influence of eccentric loads on interlayer rotation

工况	左板簧厚度/mm	右板簧厚度/mm	左右板簧刚度比($g^2 \cdot \text{Hz}^{-1}$)	振动量级/有效值/g	控制信号有效值/g	响应信号有效值/g
1		3	0.35	0.105	11.44	8.27
2	2	4	0.27	0.11	12.07	6.09
3		5	0.11	0.10	11.21	5.14

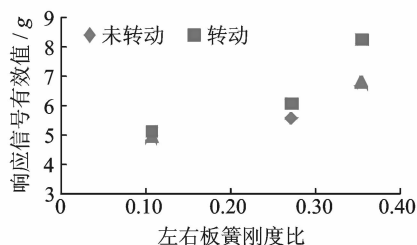


图 12 不同程度偏心载荷对层间转动的影响

Fig. 12 The influence of eccentric loads on interlayer rotation

由表 8、图 12 结合图 3(d)理论分析结果可以看出,偏心载荷(或偏心质量)越大,结构越容易发生层间转动现象。从系统的力学特性分析,当偏心载荷(或偏心质量)增大时,内壳获得的能量增大,易发生滑移,且获得能量愈多滑移量愈多。

6 结束语

根据振动环境下多层回转壳结构层间转动特点的分析,笔者设计了预紧垫层结构试验件,基于 Hamilton 原理建立了该结构的动力学模型,并分析了该类结构发生转动现象的机理;在此基础上开展了正弦振动和随机振动试验,研究了预紧力、振动量级、频率和偏心载荷等因素对层间转动现象发生的影响。

1) 层间转动现象随参数变化的规律比较清晰,但临界值附近的转动现象呈现一定的随机性。

2) 在同一预紧力下,在共振频率下试件发生相对转动时所需外界载荷要明显小于非共振频率,在共振频率下试件更容易发生层间相对转动。

3) 在共振频率下与非共振频率下发生层间转动时其结构的响应均处于同一量级,层间转动与试验件的响应直接相关。结构的响应越大,越容易发生层间转动现象。

4) 增大结构的预紧力、增加垫层模量、减小结

构受到的偏心载荷,均可有效阻止层间转动现象的发生。

该文的研究成果可为工程上含垫层预紧结构防转设计及初始预紧载荷的制定提供相关支持。

参 考 文 献

- [1] Mahesh S, Hanan J C, Üstündag E, et al. Shear-lag model for a single fiber metal matrix composite with an elasto-plastic matrix and a slipping interface[J]. International Journal of Solids and Structures, 2004, 41: 4197-4218.
- [2] Chris W. Slip-stick motion in harmonic oscillator chains subject to coulomb friction[J]. Tribology International, 2006, 39: 490-495.
- [3] Yang X J, Nassar S. Analytical and experimental investigation of self-loosening of preloaded cap screw fasteners [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2011, 133(3): 1-8.
- [4] Hamid M S, Kourosh H S, Khosro N T. Stick-slip vibration of layered structures undergoing large deflection and dry friction at the interface[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2013, 135(6):1-12.
- [5] Fang Hongbin, Xu Jian. Stick-slip effect in a vibration-driven system with dry friction: sliding bifurcations and optimization[J]. Journal of Applied Mechanics, 2014, 81(5): 1-10.
- [6] Nicholas V, Chien M L, Hamad K, et al. Draft: stick-slip motions of a rotor-stator system[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2014, 136(2): 1-8.
- [7] Al-abri O S, Pervez T, Al-Hiddabi S A, et al. Analytical model for stick-slip phenomenon in solid tubular expansion[J]. Journal of Petroleum Science and Engineering, 2015, 125: 218-233.
- [8] 肖世富,沈展鹏,陈学前,等. 一类预紧偏心垫层结构的动态特性与稳定性分析[J]. 中国机械工程, 2012, 23(19): 2290-2296.
Xiao Shifu, Shen Zhanpeng, Chen Xueqian, et al. Study on dynamic behavior and stability of an eccentric pretightened cushion structure [J]. China Mechanical Engineering, 2012, 23(19): 2290-2296. (in Chinese)
- [9] 沈展鹏,胡绍全,肖世富,等. 预紧偏心垫层结构初值不确定性对转动滑移的影响研究[J]. 科学技术与工程, 2012, 12(18): 4336-4341.
Shen Zhanpeng, Hu Shaoquan, Xiao Shifu, et al. Study on the influence of initial value uncertainty upon an eccentric pre-tightened cushion structure[J]. Science Technology and Engineering, 2012, 12(18): 4336-4341. (in Chinese)
- [10] 刘占芳,王江,张华. 带预紧硅泡沫垫层减振结构的动力特性[J]. 中国机械工程, 2007, 18(14): 1668-1672.
Liu Zhanfang, Wang Jiang, Zhang Hua. Dynamics property of structure with pre-tightening silicone rubber cushion[J]. China Mechanical Engineering, 2007, 18(14): 1668-1672. (in Chinese)
- [11] 王飞,庄苗,万方美,等. 振动环境下过盈装配圆柱结构预紧防转判据研究[J]. 振动与冲击, 2015, 34(8): 187-192.
Wang Fei, Zhuang Zhuo, Wan Fangmei, et al. Interference preload anti-rotation validity criterion for cylinder assemblies under vibration environment[J]. Journal of Vibration and Shock, 2015, 34(8): 187-192. (in Chinese)



第一作者简介:温金鹏,男,1985年1月生,博士、副研究员。主要研究方向为结构动力学与动态破坏分析。曾发表《Study on cushioning characteristics of soft landing airbag with elastic fabric》(《International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics》2010, Vol. 33, No. 3-4)等论文
E-mail: 401wenjp@caep.cn

通信作者简介:薛江,男,1972年9月生,高级工程师。主要研究方向为机械设计制造。
E-mail: xuej@caep.cn