

不同结构参数的钢丝绳隔振器抗冲击性能研究*

田浩男, 单光坤, 闫明, 孔祥希

(沈阳工业大学机械工程学院 沈阳, 110870)

摘要 传统的钢丝绳隔振器设计依赖大量试验数据, 新产品开发成本高且测试周期长。为解决此工程问题, 首先, 通过空间坐标系变换建立三次螺旋的钢丝绳隔振器空间轨迹方程, 并利用 Matlab 及 Pro/E 软件得到钢丝绳各芯丝空间曲线及等效钢丝绳隔振器三维模型; 其次, 针对不同结构参数的钢丝绳隔振器, 利用 ABAQUS 分析并计算了等效冲击刚度和冲击损耗因子, 通过冲击试验对仿真结果进行验证。研究表明: 截面直径对等效冲击刚度的影响最为显著; 螺旋直径对冲击损耗因子的影响最显著; 等效冲击刚度和冲击损耗因子与几何结构参数皆呈非线性关系。试验数据表明, 仿真结果的误差不超过 10%。该研究结论可为抗冲击钢丝绳隔振器的设计和制造提供理论指导。

关键词 钢丝绳隔振器; 抗冲击; 结构参数; 等效冲击刚度; 冲击损耗因子

中图分类号 TH122; TH123

引言

航空和军事设施的工作环境复杂, 需要冲击衰减、高结构阻尼以及低共振放大等高性能的隔振器。钢丝绳隔振器作为典型的非线性隔振器^[1], 因其良好的刚度、阻尼特性被广泛应用在各种工程领域中。其结构参数对其抗冲击特性具有重要影响, 不合理的结构参数会使隔振设备遭受二次冲击, 甚至造成隔振设备损坏。国内外学者对钢丝绳隔振器的动态特性进行了大量研究^[2]。文献[3]针对圆弧弯曲钢丝绳运用 Pro/E 软件建立了二次螺旋的圆弧弯曲钢丝绳几何模型。文献[4]建立了一个简化的鼓型多芯钢丝绳隔振器有限元模型, 为获得垂直静态刚度进行压缩载荷的有限元分析。Lu 等^[5]建立一个简化的有限元模型, 研究压缩荷载作用下的钢丝绳隔振器静刚度特性。以上研究中的模型无法准确描述三次螺旋的钢丝绳隔振器空间轨迹。

钢丝绳隔振器是通过钢丝绳多次螺旋捻制而成, 较直段钢丝绳或圆弧钢丝绳而言, 其空间轨迹更为复杂, 很难通过理论计算得到钢丝绳隔振器刚度。因此, 学者们开展了试验研究。Rashidi 等^[6]研究了多芯钢丝绳隔振器在准静态单调加载下的压缩特性条件, 给出了高度和宽度变化对其静态特性的影响。

Balaji 等^[7]搭建了试验台, 研究了多芯钢丝绳隔振器的垂向静刚度。

随着工业智能化向微型和巨型方向发展, 且新型隔振材料不断涌现, 对隔振器的设计和制造提出了更高要求。然而传统钢丝绳隔振器的设计和制造需要大量试验数据, 不同材料和尺寸的隔振器设计周期长、成本高, 且试验样本尺寸受试验设备有效空间的限制。为探索以上问题的解决方法, 笔者以由 6×7IWS 钢丝绳捻制而成的 T 型钢丝绳隔振器为例, 对钢丝绳隔振器的抗冲击特性进行研究。推导具有三次螺旋的钢丝绳隔振器空间轨迹方程, 利用联合仿真方法研究结构参数对钢丝绳隔振器抗冲击特性的影响, 为钢丝绳隔振器的设计、制造和选型提供了理论依据。

1 钢丝绳隔振器模型建立

1.1 空间轨迹计算

如图 1 所示, T 型钢丝绳隔振器由上夹板、下夹板和绳圈构成, 其结构参数如表 1 所示。基于钢丝绳隔振器的几何结构建立空间坐标系如图 2 所示。一次螺旋坐标系为 $Oxyz$, Oz 为钢丝绳螺旋回轮的轴线, 芯股芯丝的起始点 S 在 Oxy 平面内, 且在 Oy 轴延长线上; 二次螺旋坐标系为 $Sx_1y_1z_1$, Sz_1 与 Oz 平

* 辽宁省“兴辽英才计划”资助项目(XLYC1802077); 国防科技创新特区资助项目(2016300TS00600201); 青年科学基金资助项目(51705337)

收稿日期: 2021-03-29; 修回日期: 2021-05-19



图 1 T 型钢丝绳隔振器

Fig.1 T-type wire rope isolator

表 1 T 型钢丝绳隔振器结构参数

Tab.1 Structural parameters of T-type wire rope isolator

结构	参 数
芯股芯丝	螺旋半径 R_1/mm
	螺旋角 γ/rad
	导程 h/mm
芯股侧丝	螺旋半径 r_2/mm
	螺旋角 $\theta/\text{弧度}$ (相对于芯股芯丝)
	捻制角 α/rad
侧股芯丝	螺旋半径 r_3/mm
	螺旋角 $\varphi_j/\text{弧度}$ (相对于芯股芯丝)
	捻制角 α/rad
侧股侧丝	螺旋半径 r_4/mm
	螺旋角 $\Psi_j/\text{弧度}$ (相对于侧股芯丝)
	捻制角 β/rad

j 为钢丝绳绳股层序号

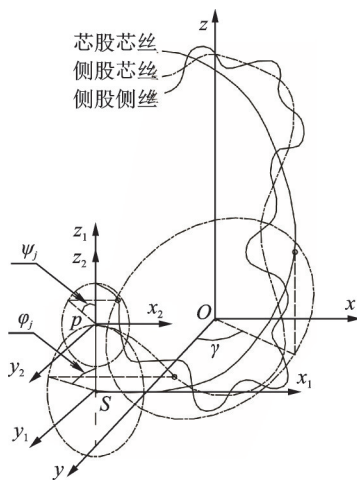


图 2 空间坐标系

Fig.2 Spatial coordinate system

行, Sy_1 与 Oy 平行; 三次螺旋坐标系 $Px_2y_2z_2$, P 点为侧股芯丝的起始点, Pz_2 与 Oz 平行, Py_2 与 Oy 平行。

利用空间坐标变换方法^[8]计算钢丝绳隔振器的空间轨迹。芯股芯丝中心线在 $Oxyz$ 坐标系内, 是以 $S(0, R_1, 1, 0)$ 为起始点绕 Oz 轴逆时针旋转 γ 角, $\gamma \in (0, 2\pi)$ 所得到的圆弧曲线。

芯股芯丝中心线参数方程为

$$\begin{cases} x = R_1 \cos \gamma \\ y = R_1 \sin \gamma \\ z = h\gamma/2\pi \end{cases} \quad (1)$$

芯股侧丝参数方程为

$$\begin{cases} x = (R_1 + r_2 \sin \theta) \cos \gamma \\ y = (R_1 + r_2 \sin \theta) \sin \gamma \\ z = r_2 \cos \theta + h\gamma/2\pi \end{cases} \quad (2)$$

侧股芯丝的参数方程为

$$\begin{cases} x = R_1 \cos \gamma + r_3 \cos \gamma \sin(\theta + (i-1)2\pi/m) \\ y = R_1 \sin \gamma + r_3 \sin \gamma \sin(\theta + (i-1)2\pi/m) \\ z = r_3 \cos(\theta + (i-1)2\pi/m) + h\gamma/2\pi \end{cases} \quad (3)$$

其中: m 为侧丝数; i 表示第 i 根侧丝。

侧股侧丝中心线参数方程为

$$\begin{cases} x = [R_1 + (r_4 + r_3 \cos \varphi) \sin \theta - r_3 \cos \beta \cos \theta \sin \varphi] \cos \gamma - r_3 \sin \varphi \sin \beta \sin \gamma \\ y = [R_1 + (r_4 + r_3 \cos \varphi) \sin \theta - r_3 \cos \beta \cos \theta \sin \varphi] \sin \gamma - r_3 \sin \varphi \sin \beta \cos \gamma \\ z = (r_4 + r_3 \cos \varphi) \cos \theta + r_3 \cos \beta \sin \theta \sin \varphi + h\gamma/2\pi \end{cases} \quad (4)$$

1.2 几何模型建立

在 Matlab 软件中对式(1)~(4)所表示的 4 种曲线的参数方程进行编程, 建立空间曲线。图 3 为 4 种曲线的中心线轨迹。

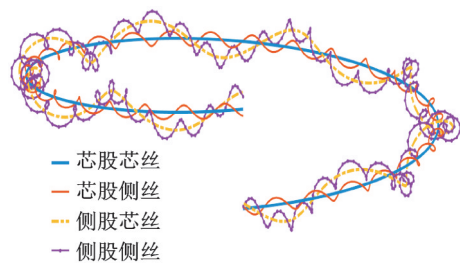


图 3 中心线轨迹

Fig.3 Centerline locus

从图 3 可以看出, 芯股侧丝与侧股芯丝都以芯股芯丝为中心进行缠绕, 侧股侧丝是以侧股芯丝为中心进行缠绕, 钢丝中心线轨迹合理, 整体呈空间螺旋缠绕。将 Matlab 中的中心线轨迹导入 Pro/E 软件, 建立钢丝绳隔振器三维模型, 其截面如图 4 所示。图 4 中①表示一根绳股, 由 6 根侧股侧丝和 1 根侧股芯丝组成。

用 Pro/E 软件建立三维模型时, 为了减小装配

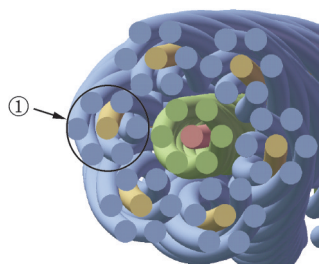


图4 钢丝绳三维模型截面

Fig.4 3D model section of wire rope isolator

间隙带来的仿真误差,将模型简化为7根股丝缠绕的模型,图5为等效三维模型截面,此时图4中①所示的绳股简化为图5中的②。

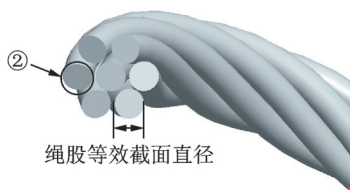


图5 等效三维模型截面

Fig.5 Equivalent 3D model section

1.3 有限元模型建立

将钢丝绳隔振器三维模型导入 ABAQUS 有限元软件中。材料参数^[9]为:钢丝绳弹性模量 $E=1.96 \times 10^{11}$, 剪切模量 $G=8.53 \times 10^{10}$ Pa, 泊松比 $\mu=0.3$, 屈服极限 $\sigma_s=1\ 540$ MPa。定义单元类型为八结点线性六面体单元 C3D8R, 选用合适的间距布种, 利用 Hypermesh 进行网格划分。

1.3.1 载荷

一艘载设备质量为 4 kg, 舰船承受的冲击载荷范围为 0~4.8 kN, 根据德国 BV043—85 冲击标准, 舰载设备冲击载荷常采用正负双半正弦波时域信号^[10], 冲击载荷函数见式(5), 其参数如表 2 所示。

表 2 冲击载荷参数

Tab.2 Parameters of shock load

参数	定义	数值
$A_1/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	正波加速度峰值	1 200
$A_2/(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$	负波加速度峰值	80
t_1/ms	正波脉宽	7
t_2/ms	负波脉宽	105

加载函数为

$$A(t) = \begin{cases} A_1 \sin(2\pi f_1 t) & (t \leq t_1) \\ -A_2 \sin(2\pi f_2 t) & (t_1 < t \leq t_2) \\ 0 & (t_2 < t) \end{cases} \quad (5)$$

其中:正波频率 f_1 为 $2t_1$ 的倒数;负波频率 f_2 为 $2t_2$ 的倒数。

1.3.2 接触设置及边界条件

在股间接触属性设置中,采用表面与表面接触的方式。为了模拟实际情况下的摩擦阻尼,在利用 ABAQUS 的接触属性中对股丝间的接触面设置了静摩擦与动摩擦的接触属性。其中,静摩擦因数取 0.2,动摩擦因数取 0.15,衰减指数取 $0.02^{[9]}$ 。隔振器下夹板的下表面与基础上表面采用面与面接触的相互作用方式,力学约束选择罚接触方式。有限元模型约束及加载位置如图 6 所示,在模型上夹板上表面施加 40N 恒力模拟被隔振设备,基础的下表面采取完全约束,并设置为刚体,模型下夹板的下表面施加沿 x 轴方向加速度激励^[11]。分析采用显示动力学模拟冲击过程,图 7 为钢丝绳隔振器有限元模型与基础冲击碰撞后的位移响应。

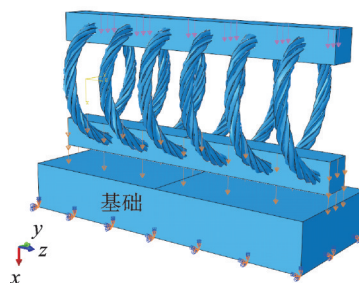


图6 有限元模型约束及加载位置

Fig.6 Finite element model constraint and loading position

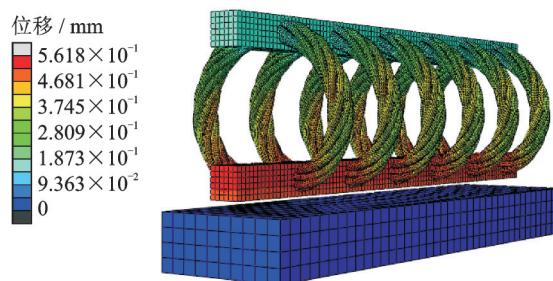


图7 载荷作用下的位移响应

Fig.7 Displacement response under load

2 抗冲击性能分析

2.1 结构参数对位移响应的影响

为满足工程要求,设计 6×7 IWS 型号钢丝绳捻制的 T 型钢丝绳隔振器,隔振器具有 6 匝绳圈。选

择导程、钢丝绳绳股等效截面直径(以下简称截面直径)和钢丝绳螺旋直径这 3 个结构参数,每个参数选取 5 组尺寸。表 3 为钢丝绳隔振器的结构参数。由有限元仿真分析得到不同几何结构参数组合下,隔振器位移响应曲线和冲击力-变形迟滞回线。图 8~10 分别为导程组、截面直径组和螺旋直径组的位移响应曲线。

表 3 钢丝绳隔振器的结构参数
Tab.3 Structural parameters of wire rope isolator

参数	数值
导程/mm	10,15,18,20,22
截面直径/mm	2,2.33,2.67,3,3.33
螺旋直径/mm	40,45,50,55,60

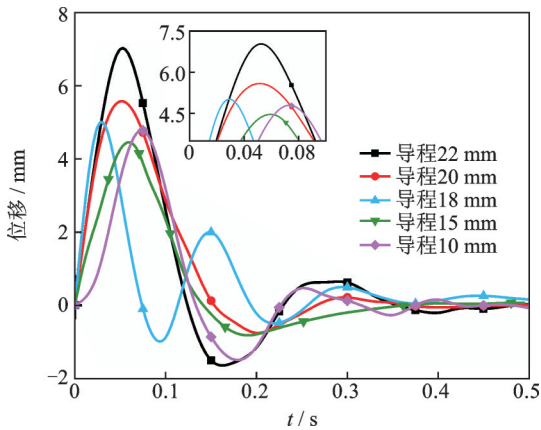


图 8 导程组位移响应曲线

Fig.8 Displacement response curve of lead group

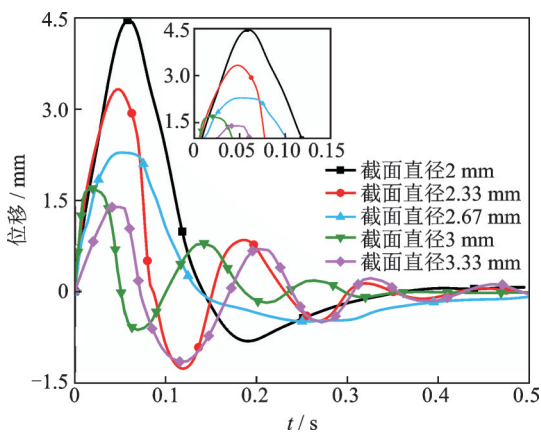


图 9 截面直径组位移响应曲线

Fig.9 Displacement response curve of section diameter group

由图 8 可以看出:导程为 18 mm 时,系统响应最快(从 0 s 到第 1 个峰值所用时间最少);导程为 22 mm 时,系统的最大冲击位移最大,其值为 7.04 mm;导程为 15 mm 时,最大冲击位移与螺旋直径之比最小,其值为 0.09,与其余对照组相比此时系

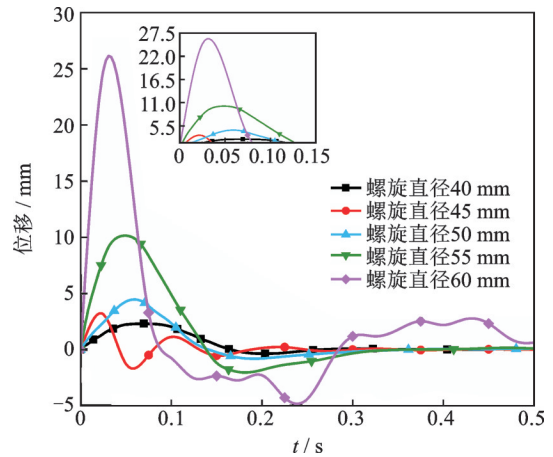


图 10 螺旋直径组位移响应曲线

Fig.10 Displacement response curve of spiral diameter group

统最安全。随着导程的增大,最大冲击位移基本上呈增大趋势。

由图 9 可以看出:截面直径的大小对系统响应快慢影响较小;截面直径为 2 mm 时,系统的最大冲击位移最大,其值为 4.5 mm;截面直径为 3.33 mm 时,最大冲击位移与螺旋直径之比最小,其值为 0.028,与其余对照组相比此时系统最安全。随着截面直径的增大,最大冲击位移呈减小趋势。

由图 10 可以看出:螺旋直径为 45 mm 时,系统响应最快;螺旋直径为 60 mm 时,系统的最大冲击位移最大,其值为 25.9 mm。出现位移波动表明结构不稳定。螺旋直径为 40 mm 时,最大冲击位移与螺旋直径之比最小,其值为 0.045,与其余对照组相比此时系统最安全。随着螺旋直径的增大,最大冲击位移呈增大趋势。

2.2 结构参数对冲击性能参数的影响

根据 GJB 15168—2013《振动与冲击隔离器静、动态性能测试方法》规定,冲击力-变形迟滞回线可以得到最大传递力 F_m 和最大弹性力 F_t , 等效冲击刚度 K 为最大弹性力与最大冲击位移的比值;冲击传递率 T_A 为系统输出加速度与输入加速度之比;冲击损耗因子体现抗冲击系统的耗能能力,其表达式为

$$\eta = F_d/F_t = \sqrt{F_m^2 - F_t^2}/F_t \quad (6)$$

其中: F_d 为阻尼力。

图 11 为冲击力-变形迟滞回线。以导程-截面直径-螺旋直径的组合形式作为组号的冲击性能参数如表 4 所示。由图 11 和表 4 可以看出:①随着导程增加,等效冲击刚度减小,冲击损耗因子增大,阻尼力增大,滞回曲线的面积缓慢增加;②随着截面直径

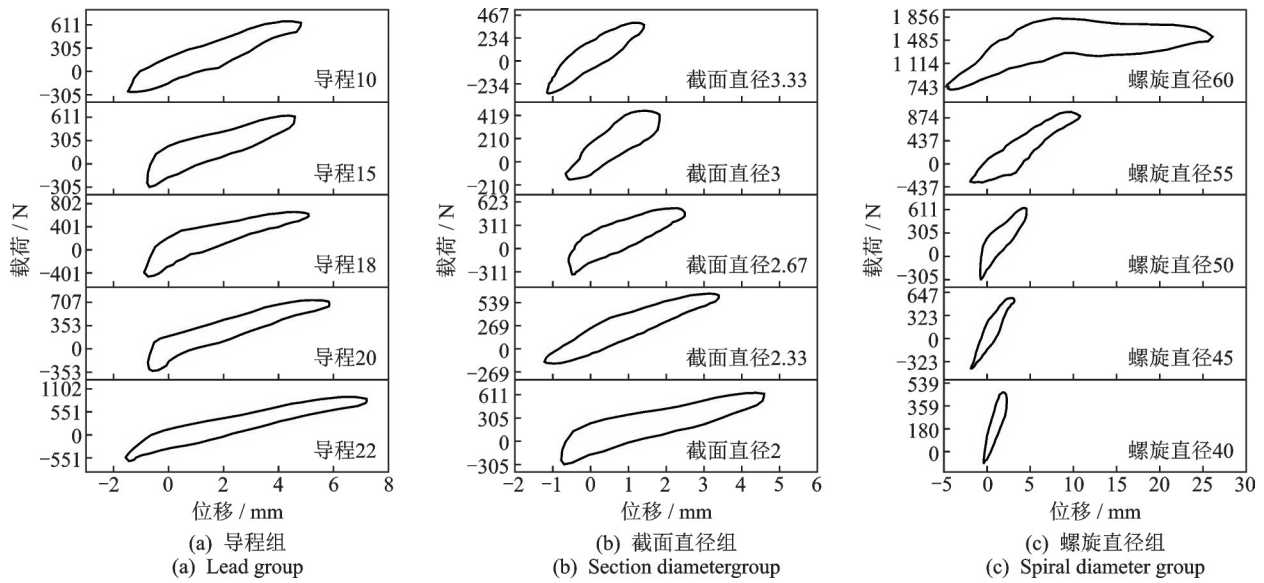


图 11 冲击力-变形迟滞回线

Fig.11 Hysteretic curve of shock force - deformation

表 4 冲击性能参数

Tab.4 Parameters of shock performance

组号	最大传递力 F_m/N	最大弹性力 F/N	等效冲击刚度 $K/(N \cdot mm^{-1})$	传递率 $T_A/\%$	冲击损耗因子 η	阻尼力 F_d/N
10-2-50	661.3	571.2	119	13.8	0.583	333.2
15-2-50	628	544.5	121	13.1	0.575	312.9
18-2-50	676	585.3	118	14.1	0.578	338.2
20-2-50	727.6	616	110	15.1	0.629	387.2
22-2-50	914	742	105.4	19	0.719	533.7
15-2.33-50	648	567.8	172	13.5	0.56	312.3
15-2.67-50	515.4	455.4	198	10.7	0.53	241.3
15-3-50	440.1	392.7	231	9.2	0.506	198.7
15-3.33-50	396	362.6	259	8.2	0.439	159.2
15-2-40	482	434	192	10	0.483	209.7
15-2-45	579.4	513.5	163	12.1	0.523	268.4
15-2-55	980.6	782	78.2	20.4	0.757	591.7
15-2-60	1 908.8	1 217.3	47	39.7	1.208	1 470.3

增大,等效冲击刚度增大,冲击损耗因子减小,阻尼力减小,滞回曲线的面积减小;③随着螺旋直径增加,等效冲击刚度减小,冲击损耗因子增大,阻尼力增大,滞回曲线的面积显著增加。

钢丝绳隔振系统中的阻尼力主要由股丝间的内摩擦力提供^[12],阻尼力 F_d 体现了内摩擦力产生的摩擦阻力的数值变化。方案中 15-3.33-50 组的阻尼力最小,其值为 159.2 N;15-2-60 组的阻尼力最大,其值为 1 470.3 N。滞回曲线的面积反映了系统耗能的大小,方案中 15-2-40 组的滞回耗能最小;15-2-60 组的滞回耗能最大。随着结构参数的改变,冲击损

耗因子、摩擦阻力和系统耗能的变化趋势一致。等效冲击刚度和冲击损耗因子与几何结构参数皆呈非线性关系。

根据以上规律,在钢丝绳隔振器的设计、生产以及选型工作中,可优先通过调整影响程度高的参数来提高隔振性能。

3 试验验证

选取导程为 15 mm,螺旋直径为 50 mm,截面直径分别为 2 mm 和 2.33 mm 的 2 个钢丝绳隔振器进行试验研究。将隔振器下端固定在 SY10-500 跌落

冲击试验台上,隔振器上端装夹 4 kg 的负载(模拟被隔振设备),对冲击平台进行加载,其载荷形式如式(5)所示,载荷参数见表 2。搭建的冲击试验装置如图 12 所示。对比试验与仿真数据,得到位移对比曲线和滞回对比曲线分别如图 13,14 所示。表 5 为抗冲击性能参数的对比。

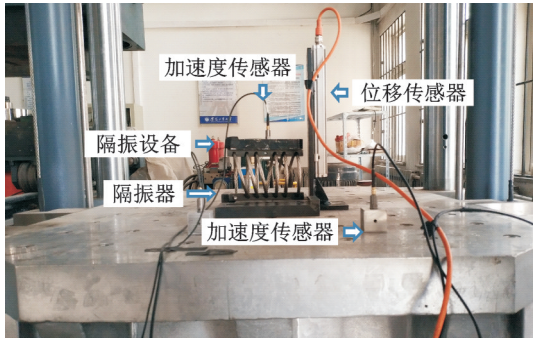


图 12 冲击试验装置
Fig.12 Shock test device

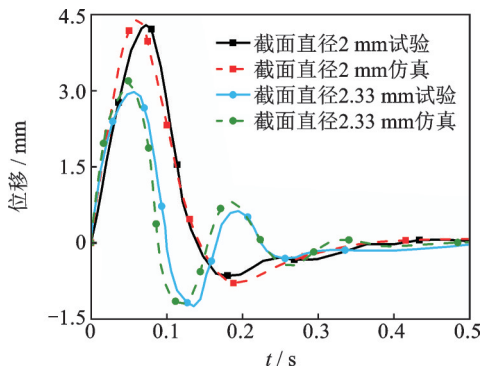


图 13 试验与仿真位移对比曲线
Fig.13 Displacement comparison between test and simulation

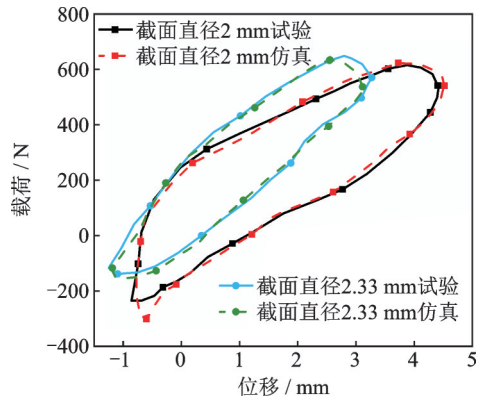


图 14 试验与仿真滞回对比曲线
Fig.14 Hysteretic curve comparison between test and simulation

由图 13 可以看出:试验结果与仿真结果在系统响应时间和最大冲击位移方面趋势基本一致。因为试验数据采集有一定的延迟,所以试验结果均滞后于仿真结果。由图 14 可知,2 组数据的试验与仿真得到的滞回曲线面积十分接近。

由表 5 可以看出:试验得到的等效冲击刚度略大于仿真结果,冲击损耗因子略小于仿真结果。分析产生此结果的主要原因是捻制成型的钢丝绳隔振器的截面形状有一定程度的椭圆化,抵抗冲击变形的能力增强,使试验得到的等效冲击刚度略大于仿真结果;钢丝绳隔振器在试验过程中存在微小的横滚和剪切运动,使得在拉压方向冲击损耗因子略小于仿真结果。各项冲击性能参数的仿真与试验结果的相对误差均小于 10%,验证了仿真结果的可靠性。

表 5 冲击性能参数对比

Tab.5 Shock performance parameters comparison

组号	项目	试验	仿真	相对误差/%
15-2-50	最大传递力 F_m/N	613	628	2.45
	最大弹性力 F_i/N	542	544.5	0.5
	等效冲击刚度 $K/(N \cdot mm^{-1})$	123	121	1.6
	冲击损耗因子 η	0.536	0.575	7.3
15-2.33-50	最大传递力 F_m/N	655	648	3.5
	最大弹性力 F_i/N	576	567.8	4.1
	等效冲击刚度 $K/(N \cdot mm^{-1})$	180	172	1.15
	冲击损耗因子 η	0.541	0.56	3.5

4 结论

1) 基于空间坐标变换理论,计算了钢丝绳隔振

器三次螺旋的轨迹方程,研究了各股丝的空间位置关系,建立了钢丝绳隔振器三维模型。

2) 这种联合仿真的分析方法与试验结果对比

吻合度较高,相对误差在10%以内,在一定程度上可以有效替代试验研究工作,从而降低钢丝绳隔振器的设计成本,缩短设计周期。

3) 截面直径是等效冲击刚度最显著的影响因素,螺旋直径是冲击损耗因子最显著的影响因素,在设计工作中合理选取截面直径和螺旋直径可有效提高系统的等效冲击刚度和冲击损耗因子。

参 考 文 献

- [1] 刘盼盼. 被动及半主动隔振系统的抗冲击特性研究[D]. 南京:南京航空航天大学,2019.
- [2] 张春辉,卢凯田,张磊,等. 钢丝绳隔振器的力学性能研究综述[J]. 兵器装备工程学报,2020,41(3):231-236.
ZHANG Chunhui, LU Kaitian, ZHANG Lei, et al. Literature review of mechanical of wire rope isolators[J]. Journal of Ordnance Equipment Engineering, 2020, 41(3): 231-236.(in Chinese)
- [3] 郭卫,路正雄,张武. 基于Pro/E的圆弧弯曲钢丝绳建模理论及几何实现[J]. 中国机械工程,2015,26(17):2363-2368.
GUO Wei, LU Zhengxiong, ZHANG Wu, et al. Geometric modeling theory of bent wire rope based on Pro/E[J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(17): 2363-2368.(in Chinese)
- [4] CAO X, WU W. The establishment of a mechanics model of multi-strand wire rope subjected to bending load with finite element simulation and experimental verification[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2018(142/143): 289-303.
- [5] LU X F, ZHU X L. Research of numerical simulation method on vertical stiffness of polycal wire rope isolator[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2018, 32(6): 2541-2549.
- [6] RASHIDI S, ZIAEI-RAD S. Experimental and numerical vibration analysis of wire rope isolators under quasi-static and dynamic loadings [J]. Engineering Structures, 2017, 148: 328-339.
- [7] BALAJI P S, MOUSSA L, KHANDOKER N, et al. Experimental study on vertical static stiffnesses of polycal wire rope isolators [J]. Materials Science and Engineering, 2017, 217(1):1-8.
- [8] WANG L Y, LIU G L. Application of variable projection method based on gram-schmidt orthogonalization in spatial cartesian coordinate transformation model [J]. KSCE Journal of Civil Engineering, 2019, 23(12): 5194-5200.
- [9] 白勇,孙国威,惠胜利,等. 冰荷载作用下钢带柔性管力学性能研究[J]. 船舶力学,2021,25(3):342-350.
BAI Yong, SUN Guowei, HUI Shengli, et al. Mechanical behavior of metallic strip flexible pipe subjected to ice load [J]. Journal of Ship Mechanics, 2021, 25(3): 342-350.(in Chinese)
- [10] 王鹏,闫明,张春辉,等. 液压限位隔离系统的抗冲击性能研究[J]. 振动、测试与诊断,2020,40(5):963-968.
WANG Peng, YAN Ming, ZHANG Chunhui, et al. Shock resistance of vibration isolation system with hydraulic displacement [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2020, 40(5): 963-968.(in Chinese)
- [11] 刘波. 冲击加速度传感器在冲击载荷下的失效分析[D]. 北京:中国工程物理研究院,2017.
- [12] 万叶青,范立民,齐煜. 钢丝绳隔振器非线性特性分析[J]. 振动与冲击,2007(7):46-49.
WAN Yeqing, FAN Limin, QI Yu. Nonlinear characteristics analysis for steel wire isolators [J]. Journal of Vibration and Shock, 2007(7): 46-49.(in Chinese)



第一作者简介:田浩男,男,1994年11月生,硕士。主要研究方向为振动、冲击及寿命预测。曾发表《孔隙式隔振系统非线性阻尼特性》(《沈阳工业大学学报》2020年第42卷第6期)等论文。
E-mail:1035272015@qq.com

通信作者简介:单光坤,女,1968年1月生,博士、副教授。主要研究方向为机械故障监测及诊断。
E-mail:shangk@sut.edu.cn