橡胶金属复合低频隔振器的设计及静态特性分析

李 吉,曾 瑞*,王建维

(大连大学 振动噪声研究所,辽宁 大连 116622)

摘要:设计了一种基于压杆大挠度弯曲变形理论的橡胶金属复合准零刚度隔振器,建立了原理模型和有限元模型, 得出了静态力学特性。仿真结果表明,复合区域金属骨架厚度是影响负刚度特性的主要因素,设计的隔振器能够提供良 好的低频隔振效果。

关键词:橡胶;金属骨架;隔振器;低频;静态特性
 中图分类号:TB535;TQ330.7;TQ336.4⁺2
 文献标志码:A
 文章编号:1000-890X(2018)-0000-05

随着工业现代化的迅猛发展,超精密加工和 精密测量技术对工作环境以及国防船舶对振动噪 声的要求越来越高。外界环境的微小振动将大大 降低超精密仪器的加工精度,甚至致使测量无法进 行。潜艇、船舶等封闭空间对外的振动信号传播更 离不开隔振元件。因此精密仪器的隔振性能直接 影响其使用性能。隔振性能的主要影响因素为隔 振系统的固有频率和阻尼比,其中固有频率最重 要,降低固有频率可显著提高系统的隔振能力^[1]。 传统的隔振系统能很好地对中高频带进行隔离,但 因存在静承载力与低刚度之间的矛盾,很难再降低 系统的固有频率。准零刚度隔振器一直是低频隔 振领域的研究热点,其优点为静承载能力强、结构 变形小、系统固有频率低和隔振频带宽。准零刚 度隔振器一般是通过负刚度元件降低正刚度元件 的刚度,通过并联组合隔振器。徐道临等^[2]利用负 刚度蝶形橡胶和正刚度的竖直橡胶柱并联,设计 了一种准零刚度隔振器,通过理论推导和仿真分 析得出准零刚度隔振效率远高于传统隔振方法。 李吉等[3]利用负压空气和橡胶拉伸产生正刚度并 联,设计了一种新型的准零刚度隔振器,并分析了 其静态特性。X.T.Sun等^[4]采用多机构系统设计 了可同时在3个方向实现准零刚度的隔振系统,并 采用简谐波激励方式分析其非线性刚度和阻尼特

作者简介:李吉(1959—),男,辽宁大连人,大连大学教授,博 士,主要从事振动噪声的研究。

*通信联系人(1722286166@qq.com)

性。X. Gao等^[5]根据固液耦合思想,设计了一种低动刚度的隔振器,验证其在低频作用下的振动静态偏差较小。高双等^[6]利用两端受压的欧拉梁为负刚度机构与正刚度线性弹簧并联,组成一个准零刚度隔振系统,并分析系统参数对隔振能的影响。这些方式虽然能有效降低系统的固有频率,但大多结构复杂,加工和安装困难,造价昂贵,难以在实际工程中得到广泛应用。

本工作根据压杆的大挠度理论,设计一种橡胶金属杆复合隔振器。利用Abaqus软件分析其静态特性,并对其结构参数的特性进行分析。

1 橡胶金属杆复合隔振器的设计

隔振器的低频特性是通过橡胶金属复合圆环 柱受压弯曲变形产生负刚度和正刚度矩形橡胶块 并联实现的。本研究的低频隔振器主要由上连接 钢板、下连接钢板、壁上带通孔的橡胶圆环柱、橡 胶-金属骨架、矩形橡胶块和矩形钢板组成,模型 设计如图1所示。隔振器模型橡胶金属复合圆环柱 是准零刚度隔振器设计的重要组成部分,首先借鉴 压杆大挠度变形失稳理论进行设计,橡胶金属复合 圆环柱屈挠提供轴向负刚度,矩形橡胶块提供正刚 度,在平衡位置时能够获得较低的固有频率。

2 橡胶金属复合圆环柱的设计

2.1 负刚度实现的原理

一端固定、一端自由长度为L的压杆,受到轴 心大于其临界载荷的力P,由原点O沿杆轴线量距

基金项目:国家自然科学基金资助项目(5127506)

则









(b) 三维模型

1一上连接钢板;2一壁上带通孔的橡胶圆环柱;3一矩形橡胶块; 4--矩形钢板;5--橡胶-金属骨架;6--下连接钢板。

图1 隔振器设计模型



则屈挠曲线精确微分方程如下:

$$EI\frac{\mathrm{d}\theta}{\mathrm{d}S} = -Py \tag{1}$$

式中,EI为抗弯刚度, θ 为轴向载荷运动S距离时与 该点轴线的夹角。

对上述微分方程求解得到如下方程[7]:

$$L = \frac{1}{k} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\mathrm{d}\phi}{\sqrt{1 - p^2 \sin^2 \phi}} = \frac{1}{k} K(p^2)$$
(2)

$$x = 2L - \frac{2}{k}E(p^2) \tag{3}$$

$$k = \sqrt{\frac{EI}{P}}$$
$$p = \sin(\alpha/2)$$

其中

式中,p和o为简化运算时引入的参数,k为等效刚 度,α为轴向载荷在初始位置时与初始位置点轴线 的夹角,K(p²)和E(p²)分别为第一类和第二类完 全椭圆积分。

$$\Leftrightarrow \qquad \sin(\frac{\theta}{2}) = p\sin\phi \quad (0 \le \phi \le \frac{\pi}{2})$$

$$K(p^{2}) = \int_{0}^{2} \frac{\mathrm{d}\phi}{\sqrt{1 - p^{2}\sin^{2}\phi}}$$
(4)

$$E(p^{2}) = \int_{0}^{\frac{1}{2}} \sqrt{1 - p^{2} \sin^{2} \phi} \, \mathrm{d}\phi \tag{5}$$

联立式(2)和(3)以及 $P_c = \pi^2 EI/4L^2$,得到该 压杆受大于临界载荷时轴向载荷P/P。(无量纲形 式)、轴向压缩位移量x/L(无量纲形式)与p之间的 关系:

$$\frac{P}{P_{\rm c}} = \frac{4K^2(p^2)}{\pi^2}$$
(6)

$$\frac{x}{L} = 2\left[1 - \frac{E(p^2)}{K(p^2)}\right]$$
(7)

通过查椭圆积分表^[8],各值计算结果见表1。

表1 无量纲载荷和位移计算结果

$\alpha/\left(^{\circ} ight)$	$K(p^2)$	$E(p^2)$	$P/P_{\rm c}$	x/L
0	1.5707963	1.5707963	1.000 000 0	0.000 000 0
10	1.5737921	1.567 809 1	1.0038180	0.007 603 3
20	1.582 842 8	1.558 887 2	1.015 396 9	0.030 269 1
30	1.598 142 0	1.544 150 5	1.035 120 7	0.067 567 8
40	1.620 025 9	1.5237992	1.063 663 3	0.118 796 5
50	1.648 995 2	1.498 114 9	1.102 044 3	0.182 996 7
60	1.6857504	1.4674622	1.1517197	0.258 980 5

由表1可知,当载荷大于临界力的时候,压杆 能够在较大范围内获得较低的刚度。这些都是在 理想压杆的情况下,实际上难免有初弯曲、压力偏 心和材料不均匀,这些缺陷使得压杆很早出现弯 曲变形,失稳后获得负刚度特性。而这种负刚度 很难用一个表达式表达出来,因此采用有限元方 法求解负刚度特性。

2.2 有限元模型

准确的橡胶本构模型对于橡胶隔振器的有限 元仿真至关重要。橡胶材料的非线性特性可以用 超弹性模型来描述,本研究采用Mooney-Rivlin 模 型^[9],如式(8):

 $U = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + D_1(J - 1)^2 \quad (8)$ 式中,U为应变能密度函数;参数C10,C01和D1可以通 过单轴或双轴拉伸试验获得;1,和1,分别为橡胶第一 和第二偏应变量;J为变形前后弹性体积变化。通过 拉伸试验获得的名义应力(σ_n)和名义应变(ε_n)通过 式(9)和(10)可获得真实应力(σ_t)和真实应变(ε_t):

$$\varepsilon_{\rm t} = \ln(1 + \varepsilon_{\rm n})$$
 (9)

 $\sigma_{t} = \sigma_{n}(1 + \varepsilon_{n})$ (10) 通过对试验数据进行拟合可以获得各系数 值,选取参数为 C_{10} =3.21 MPa, C_{01} =0.78 MPa, D_{1} =0。

有限元软件Abaqus中的Composite Section能 够很好地模拟橡胶圆环柱和金属骨架复合区域, 其中金属材料选择高弹性钢60Si2Mn合金,弹性 模量为206 GPa,屈服强度为1 375 MPa,泊松比为 0.29。隔振器刚度特性分析时,厚度方向上的尺 寸远小于其他方向的尺寸,在忽略沿厚度方向上 的应力时,可以用壳单元模拟。隔振器的计算模 型如图3所示,共定义4 060个S4R单元、1 104个S3 单元。隔振器的主要技术指标如下:金属骨架高 度 110 mm,宽度 10 mm,壁厚 1 mm,圆环柱 壁厚度 8 mm,橡胶壁上通孔曲线半径 80 mm, 两曲线水平最大距离 40 mm,竖直最大距离 110 mm。



图 网派命访具计异保

2.3 刚度特性分析

对有限元模型施加负载过程中,由于本模型 会呈现负刚度特性,加力载荷会出现跳跃现象,即 负刚度部分的位移捕捉不到,因此采用位移载荷 法,位移施加范围为0~10 mm。下连接钢板约束 6个自由度,上连接钢板约束5个自由度,通过采集 加载点的位移和作用反力得到载荷-位移曲线如 图4所示,刚度-位移曲线如图5所示。可以看出, 橡胶金属复合圆环柱在位移为3.42 mm处有最大 负刚度-272 117 N•m⁻¹,因此,可以在此位置提 供一个正刚度大于272 117 N•m⁻¹的弹性元件,这 样就能使隔振系统获得较低的固有频率。

2.4 刚度特性的影响

采用仿真计算模型探究不同参数对橡胶金属 复合圆环柱载荷-位移关系的影响,结果如图6-9





由图6—9可知:影响橡胶金属圆环柱刚度的 主要因素是金属骨架的壁厚,其厚度越大,最大负 刚度越大,说明与正刚度的弹性元件并联后承载 能力增大;橡胶金属圆环柱的壁厚、复合区域金属 骨架的宽度中5条曲线变化趋于一致,说明这两种 结构参数对刚度变化几乎无影响;橡胶金属圆环 柱上通孔曲线半径对刚度有一定的影响,但比金 属骨架壁厚的影响小。







图7 不同金属骨架壁厚的载荷-位移曲线



图8 不同通孔曲线半径的载荷-位移曲线

3 准零刚度系统的模拟分析

准零刚度隔振系统的载荷-位移曲线和刚度-位移曲线分别如图10和11所示。在平衡位置,有 限元分析得到的系统实际刚度为3 908 N•m⁻¹,相



图9 不同复合区域金属骨架宽度的载荷-位移曲线



图10 准零刚度隔振系统载荷-位移曲线

当于竖直橡胶刚度的1.4%。采用有限元方法获得 绝对的零刚度是不容易的,系统组合刚度在平衡 点处能降到正刚度的2%以下(接近零刚度),符合 工程设计要求。

不同位移、载荷下的固有频率见表2。其中固 有频率(f)根据下式计算:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

式中,m为等效载荷的质量。

低频一般指频率为2~5 Hz,超低频一般指固 有频率低于2 Hz。由表2可知,位移1~10 mm为良 好的低频工作区间,在2.28~3.42 mm工作区间, 隔振效果尤其出色。

4 结论

利用橡胶良好的弹性,将压杆大挠度变形理 论引入隔振系统,在理论分析的基础上,设计了一 种结构简单、安装方便、价格便宜、隔振效果好的 准零刚度隔振器,通过有限元分析验证了理论推





导的正确性。仿真结果表明,所设计的隔振器能 够获得较低的固有频率,实现低频隔振。

参考文献:

[1] Singiresu S R. Mechanical Vibrations[M]. New York: Pearson

表2	表2 不同位移和载荷下的固有频率				
位移/mm	载荷/N	刚度/(N・m ⁻¹)	固有频率/Hz		
0.68	4 266	480 468	5.29		
1.01	4 371	255 396	3.81		
1.52	4 459	122 046	2.61		
2.28	4 492	4 510	0.50		
3.42	4 495	3 908	0.46		
4.56	4 500	98 102	2.33		
5.70	4 655	159 673	2.92		
6.83	4 864	200 147	3.20		
8.54	5 248	242 932	3.39		
10.00	5 625	274 276	3.48		
Education, Inc., 2009.					

[2] 徐道临,周杰,周加喜,等.蝶形橡胶准零刚度隔振器设计及特性分

析[J]. 湖南大学学报(自然科学版),2015,42(8):22-28.

[3] 李吉,盛国才,王建维.负压空气橡胶隔振性研究[J].橡胶工业, 2017,64(7):418-421.

[4] Sun X T, Jing X J. Multi-direction Vibration Isolation with Quasizero Stiffness by Employing Geometrical Nonlinearity[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015 (62–63) : 149–163.

- [5] Gao X, Chen Q. Static and Dynamic Analysis of a High Static and Low Dynamic Stiffness Vibration Isolator Utilising the Solid and Liquid Mixture[J]. Engineering Structures, 2015, 99:205–213.
- [6] 高双,朱翔,谌宗琦,等.基于欧拉梁的准零刚度隔振系统动力特性 分析[J].中国机械工程,2016,27(21):2869-2876.
- [7] 许冉. 欧拉压杆隔振系统低频宽带隔振机理研究[D]. 武汉:华中科 技大学,2015.
- [8] 张善杰,金建铭.特殊函数计算手册[M].南京:南京大学出版社, 2011:378-383.
- [9] Ted Belytschko, Wing Kam Liu, Brian Moran. Nonlinear Finite Element for Continua and Structures[M]. New York: John Wiley & Sons, Ltd, 2001.

收稿日期:2017-11-21

Design and Static Characteristics Analysis on Rubber/Metal Composite Low Frequency Vibration Isolator

LI Ji, ZENG Rui, WANG Jianwei

(Dalian University, Dalian 116622, China)

Abstract: A rubber/metal composite quasi-zero stiffness vibration isolator was designed based on the large deflection bending theory of the compression bar, the principle model and finite element model were established, and the static mechanical properties were obtained. The simulation results showed that the thickness of the metal skeleton in the composite region was the main factor affecting the negative stiffness characteristics. The designed vibration isolator could provide good low frequency vibration isolation effect.

Key words: rubber; vibration isolator; static characteristics