

气动准零非线性隔振器的刚度特性与参数调控*

陈春¹, 高雪², 滕汉东²

(1. 中国石化销售股份有限公司华东分公司 扬州, 225002) (2. 南京航空航天大学航空学院 南京, 210016)

摘要 针对大载荷、低动态频率的机械装备的隔振需求, 提出了气动准零刚度非线性隔振技术方案, 利用气体负压为静载、波纹管结构提供动刚度, 实现了隔振装置的高静态低动态刚度特性。阐述了光滑型气动准零隔振器的结构及工作原理, 根据气体状态方程推导了隔振装置的非线性刚度理论模型。为了得到符合设计要求的刚度特性, 分别研究了气体占比与初始压强等参数对隔振装置刚度特性的调控规律, 发现了合理的气/液比例, 既可以实现较低的动态刚度, 同时起到大幅振动下位移限位的效果。探讨了过载加速度对隔振系统固有特性的影响, 研究发现, 过载的存在使得隔振静平衡位置偏离设计的平衡点, 因此其线性化系统固有频率会发生较明显的变化, 这是工程设计根据实际情况需要考量的一点。

关键词 低频; 重载; 准零刚度; 非线性动力学; 过载加速度

中图分类号 O322; TH113.1

引言

大载荷、低动态刚度是振动工程中寻求的一种理想隔振力学特性, 在工程中有广泛的应用价值。如导弹运输车辆、舰船动力设备、卫星及石油化工生产设备等重型装备^[1-3], 它们的显著特征是载重大, 存在低频固有振动。针对这些低频振动, 目前的主要隔振措施是通过降低固有频率来实现, 但低固有频率会导致隔振系统的支撑刚度不足, 造成线性隔振理论的固有矛盾, 即低频隔振与大承载能力无法兼顾, 所以在工业生产中被广泛采用的传统隔振装置, 如金属螺旋弹簧、板簧、橡胶等隔振器均存在该问题。空气弹簧因较好的低频隔振性能和承载能力被广泛应用于车辆的悬挂^[4-5]、舰船机组装备的隔振浮筏等, 其关键在于满足了高静态、低动态的非线性刚度特性。但空气弹簧的缺点在于其气密性差, 采用主动控制方案的空气弹簧会配置气源、位置监测装置等额外设备, 因此成本高, 需要较大的安装使用空间。

近年来, 非线性力学为隔振理论与工程应用开辟了新的研究思路, 兼具高静态和低动态非线性刚度特性的隔振技术成为研究的热点, 突破了低频隔振与支撑刚度不足的矛盾, 如准零非线性隔振^[6-10]。

这种刚度特性在负载静平衡附近的恢复力曲率较低, 具备低频甚至超低频的隔振能力, 在同等静变形条件下, 其载重能力远大于相同动态刚度的线性隔振器, 在新一代的潜艇减振降噪、航天器精密单机隔振方面具有重要的意义和应用价值。目前, 非线性准零隔振技术的实现主要是通过将负刚度机构和正刚度弹性部件并联结合, 从而产生高静低动的非线性刚度特性。负刚度产生机理一般分为 3 种: ①磁力非线性, 即相互吸引的非线性磁力抵消部分正刚度系统的弹性恢复力^[6-7]; ②屈曲结构, 如屈曲板、屈曲梁等也可实现高静低动的刚度特性^[8-9]; ③通过弹性元件的几何非线性构型^[10-11]。虽然目前准零刚度隔振技术在降低隔振频率方面表现出色, 但存在隔振装置的承载能力不足等问题, 而这又主要受限于实际振动环境的容许设计条件, 如安装空间狭小、隔振器重量轻等。因此, 针对工程中大载荷与低频隔振无法兼得的难点, 笔者提出了一种基于气-液-结构弹性耦合作用的非线性宽频隔振技术及其装置。该装置具备高静态、低动态的刚度特性, 能够降低固有频率, 进而降低隔振有效频带的起始频率, 并结合电磁主动控制方法可以进一步降低共振频带内的振动传递。

气动准零隔振技术依实现原理分为光滑型和非光滑型两种, 其中光滑型的隔振装置具有连续光滑

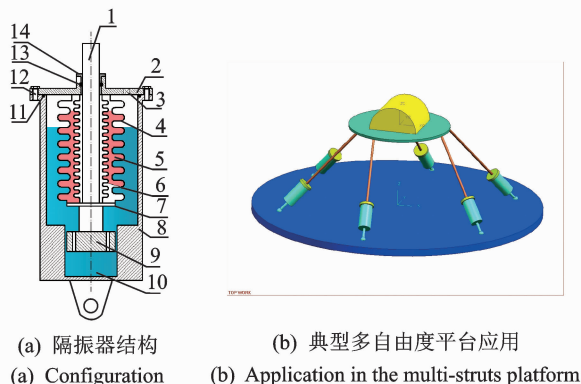
* 中央高校基本科研业务费专项基金资助项目(NS2019011)

收稿日期: 2020-03-30; 修回日期: 2020-04-15

的非线性刚度,而非光滑型的高静态、低动态刚度则是依赖分段式刚度来实现。不管对于哪一种,气动准零隔振装置与以空气为弹性介质的空气弹簧的不同之处在于:气动准零缸体内的压缩气体主要起静承载作用,并非动态振动环境下的弹性压缩储能,理想的设计状态下应以不变的静压为最佳,这与空气弹簧的需求完全不同,如文献[12]设计的一种依靠外界环境大气压提供静载的结构设计;而工作段的刚度则主要由波纹管的弹性产生,也因此实现了高静态(大承载)、低动态的刚度特性。笔者建立了气动准零隔振装置的理论刚度模型,并研究了隔振装置的物理参数对刚度特性的影响变化规律。

1 隔振器结构

图1给出了光滑型气动准零隔振器的原理结构及其在多自由度高维隔振平台系统中的应用。图1(b)所示的并联隔振平台为整星隔振、飞行器雷达隔振等装备的隔振构型。



(a) 隔振器结构
(a) Configuration
(b) 典型多自由度平台应用
(b) Application in the multi-struts platform

1-定向导杆;2-顶端密封端盖;3-充气阀;4-外层波纹管;5-油液;6-内层波纹管;7-底端盖;8-缸体;9-导向活塞;10-缸体油液;11-密封圈;12-紧固螺栓;13-橡胶圈;14-尼龙轴套

图1 气动准零隔振装置结构示意图

Fig. 1 The configuration for the pneumatic quasi-zero (PQZ) vibration isolator

该隔振装置的核心弹性元件为内、外两层波纹管形成的薄壁夹层容器,其内部为按照一定比例混合填充的气体和油液,气体为常压氮气,油液选为航空液压油,具备不可燃、不可压缩的特点。缸体内亦同样按照设计比例填充混合油气,气体为压力氮气,而油液仍为航空液压油,氮气气体压强高于波纹管容器内部气体压强,一般为3~6倍。对于图1所示结构的气动准零隔振装置,在未施加载荷作用时,波

纹管容器外部氮气与内部气体的压力差会导致波纹管本身处于预压缩状态。因此,当施加外载荷作用于隔振装置的作动杆以后,首先必须克服这个由压力差所导致的预压力,才能够使得波纹管夹层容器回归到静平衡状态。而隔振器的理论承载能力取决于波纹管夹层容器外部与内部气体的压力差与有效作用面积的乘积,因此,在有效面积不变的前提下,缸体内的气体压强一定程度上决定了隔振装置的承载能力,该压强可通过气阀进行调控。采用双层波纹管设计的主要原因是为了改善单层波纹管设计中在活塞处的气体动态密封性。

2 隔振器的刚度模型

为了研究方便,首先对隔振器的物理量进行标记。缸体氮气换成气液混合,设气体体积占缸体总体积的比例为 α ,若缸体体积为 V_0 ,则气体体积为 αV_0 。在波纹管夹层容器内,气体占比为 β ,设容器体积为 V_b ,则气体体积为 βV_b 。为了提升隔振器的承载性能,在隔振器两端夹持状态下,隔振器的气体腔室内可以预充一定的压力氮气 P_N ,其腔室内氮气体积为 V_0 。而夹具所需提供的外力为 $F_e = S_e(P_N - P_a)$,其中: P_a 为自然状态下波纹管内部油气压强; S_e 为气体压力差的有效作用面积。充压完毕释放以后,实际上整个波纹管结构及其内部气体处于预压缩状态,而笔者选取的位移原点为波纹管结构为原长状态。因此,在外力作用下,首先需一外力来克服预充压带来的预压力 F_e ,然后才能继续压缩隔振器。

在外力 F 作用下,存在以下力平衡关系

$$F - F_e = (P_{N1} - P_{L1})S_e + K_b x \quad (1)$$

其中: P_{N1} 为位移 x 处缸体腔体氮气的压强; P_{L1} 为此时波纹管内部油气的压强; S_e 为波纹管的有效面积; K_b 为波纹管容器结构的刚度。

由于 F_e 是一恒值,对上式求导得到

$$\frac{dF}{dx} = \left(\frac{dP_{N1}}{dx} - \frac{dP_{L1}}{dx} \right) S_e + K_b \quad (2)$$

以下分别推导 $\frac{dP_{N1}}{dx}$ 和 $\frac{dP_{L1}}{dx}$ 。对于缸体氮气,根据气体状态方程 $P_N V_0 = P_{N1}(V_0 - S_e x)$ 和体积关系 $V_0 = \alpha V_N$ 可以求得

$$\frac{dP_{N1}}{dx} = \frac{P_N V_0 S_e}{(V_0 - S_e x)^2} \quad (3)$$

对于波纹管容器内部的空气,气体状态方程为

$$P_a V_0 = P_{L1}(V_L + S_e x) \quad (4)$$

其中: V_L 为波纹管内部初始状态时的气体体积; $V_L = \beta V_b$, V_b 为波纹管容器自然状态下的总体积; β 为其占比。

根据式(4)得到

$$\frac{dP_{L1}}{dx} = -\frac{P_a V_L S_e}{(V_L + S_e x)^2} \quad (5)$$

将式(3)和式(5)代入式(2)以后,得刚度表达式

$$K(x) = \frac{dF}{dx} = \left[\frac{P_N V_0 S_e}{(V_0 - S_e x)^2} + \frac{P_a V_L S_e}{(V_L + S_e x)^2} \right] S_e + K_b \quad (6)$$

对式(6)积分,得到恢复力与位移关系为

$$F = \frac{P_N V_0 S_e}{V_0 - S_e x} - \frac{P_a V_L S_e}{V_L + S_e x} + K_b x \quad (7)$$

3 参数调控分析

3.1 气体占比 α 和 β 对恢复力的影响

缸体内部的气体占比 α 和波纹管内部的气体占比 β 是决定隔振装置性能的关键参数,图 2 给出了缸体内部氮气气体占比 α 对恢复力曲线的影响,可以看到隔振装置整体上呈现出较强的非线性特征:在位移零值附近,恢复力曲线斜率较小,即刚度较小,若施加载荷以后的静平衡点在该区间内,则具备低的动态刚度,因此在小幅振动下能够有效隔离较低频率的振动;而在远离原点处,恢复力曲线的斜率陡增,则可限制过大的幅值响应,起到缓冲防护的作用;对于车辆悬挂、空间搭载均是理想的刚度特性。但也注意到,过大的气体占比则无法使得隔振装置在压缩方向(坐标正方向)的恢复力曲线快速增大,这也会影响该方向的幅值限位效果。占比选取原则是不过度影响静平衡附近的恢复力曲率,又能够在远离静平衡位置时快速增长,起到限位作用。图 3 给出了气动准零隔振装置在不同位移处的刚度。

波纹管内部气体占比 β 则主要用于调控隔振装置在拉伸段(位移坐标负方向)的恢复力曲率,对压缩段的恢复力几乎没有影响,如图 4 所示。同样,气体占比 β 如果取值较大,则拉伸段刚度无法起到幅值限位效果。

由图 2 和图 4 可以看出,在位移零值处,恢复力并非为零,而是往上有一定程度的偏移,该偏移程度决定了隔振装置的零位移承载能力,偏移越大意味着隔振器的承载能力越强。这就解决了现有非线性隔振技术中因低刚度所造成的大静变形问题,即在较小的静变形位移下即可实现大承载,对于安装空

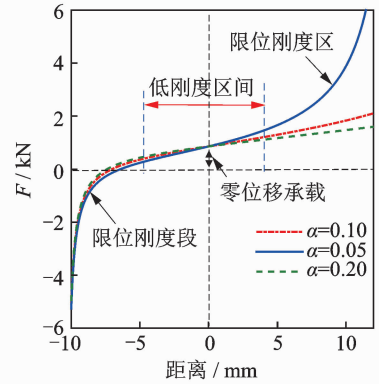


图 2 缸体内部氮气气体占比 α 对恢复力曲线的影响 ($\beta = 0.1, P_N = 0.5 \text{ MPa}$)

Fig. 2 The influence of the nitrogen proportion α in cylinder on elastic restoring force ($\beta = 0.1, P_N = 0.5 \text{ MPa}$)

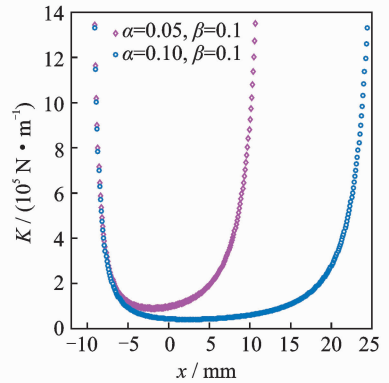


图 3 缸体内部氮气气体占比 α 对刚度值的影响 ($\beta = 0.1, P_N = 0.5 \text{ MPa}$)

Fig. 3 The influence of the nitrogen proportion α in cylinder on stiffness ($\beta = 0.1, P_N = 0.5 \text{ MPa}$)

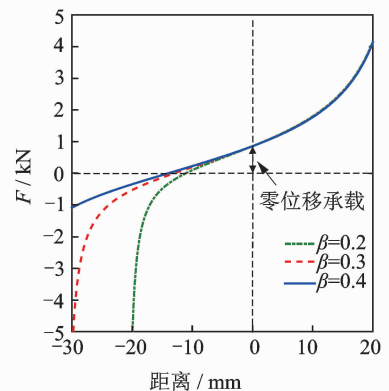


图 4 波纹管内部气体占比 β 对恢复力曲线的影响 ($\alpha = 0.1, P_N = 0.5 \text{ MPa}$)

Fig. 4 The influence of the gas proportion β in bellows on elastic restoring force ($\alpha = 0.1, P_N = 0.5 \text{ MPa}$)

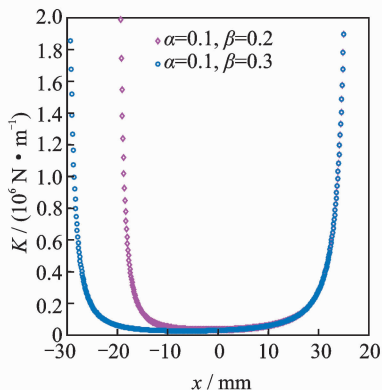


图5 波纹管内部气体占比 β 对刚度值的影响($\alpha=0.1$, $P_N=0.5$ MPa)

Fig. 5 The influence of the gas proportion β in bellows on stiffness($\alpha=0.1$, $P_N=0.5$ MPa)

间狭小有限的设备而言尤其有利。从实现原理上来看,这部分载重主要是由波纹管外部混合油气与内部气体压力所造成的负压力差“托浮”,并非依靠气体的压缩弹性。

结合图2和图4可以发现:波纹管内部气体占比影响着坐标左边,即隔振器拉伸时的非线性程度;缸体内部气体占比决定坐标右侧,即隔振器在压缩时的非线性程度。二者几乎是非耦合的,因此可以根据隔振目标需求,单独设计合理的气体占比 α 和 β 。

图6继续考察了缸体内部气体压强对隔振装置刚度特性的影响,发现该压强越大,隔振装置的承载能力就越高。如在外部油气压强 $P_N=0.5$ MPa时,在零值位移处即可承载890 N。

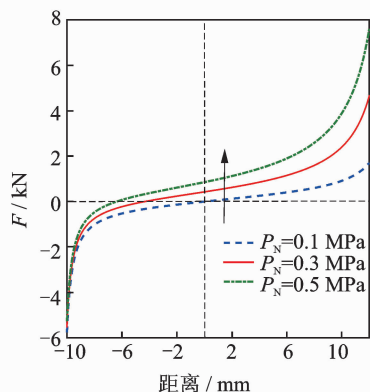


图6 缸体内部氮气压强对恢复力曲线的影响($\alpha=0.05$, $\beta=0.1$)

Fig. 6 The influence of the nitrogen pressure in cylinder on the elastic restoring force($\alpha=0.05$, $\beta=0.1$)

3.2 缸体气体弹性对低动态刚度的影响

理想情形下,气动准零非线性隔振缸体的氮气

主要起承载作用,而非弹性压缩变形。在该要求下,气体体积越大,则其在有限变形下产生的弹性就越小;但过大的气体体积占比又无法在许可幅值极限起到限位效果。所以在实际中,气体因体积压缩而产生的弹性恢复力仍不可完全忽视。下面探讨缸体内部气体压缩对零位移附近低动态刚度实际产生的影响。如图7所示,对于 $\alpha=0.3$ 的情形,仅由波纹管薄壁结构产生的弹性恢复力与隔振装置实际恢复力斜率接近,这表明因缸体内气体压缩而产生的弹性恢复力近乎可以忽略。对于 $\alpha=0.05$ 的情形,由于气体体积比例的缩小,在同等位移条件下,气体的弹性压缩性则更为明显,所以气体弹性压缩一定程度上会增大零位移处的整体刚度。这也意味着隔振装置的动刚度会有所增加,即隔振系统的固有频率会有有一定的提高。

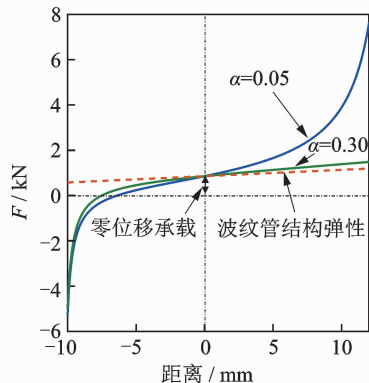


图7 缸体气体占比对刚度的影响

Fig. 7 The influence of the nitrogen pressure in cylinder on the operating stiffness near the equilibrium point

4 与线性隔振装置静变形的比对

在同等载重条件下,进行气动准零隔振装置与传统弹簧线性隔振器在静变形、动态响应和隔振性能方面的比对。对于载重100 kg、固有频率为5.5 Hz的情形,传统线性隔振器的静变形接近9 mm,而气动准零技术方案的静变形仅为1.2 mm,如图8所示。

对于20 Hz的旋转机械系统而言,由于隔振频率远大于固有频率5.5 Hz的 $\sqrt{2}$ 倍,因此其处在隔振有效区,通过图9和图10中对气动准零隔振器装置和线性隔振器的响应比对可以看出,二者响应几乎相同。这主要是因为在该激励频率下,系统响应幅值较小,气动准零隔振装置的非线性未充分体现;而在大幅振动情形下,如共振频段(6 Hz)内,气动准零隔振装置的位移幅值响应则远小于线性隔振

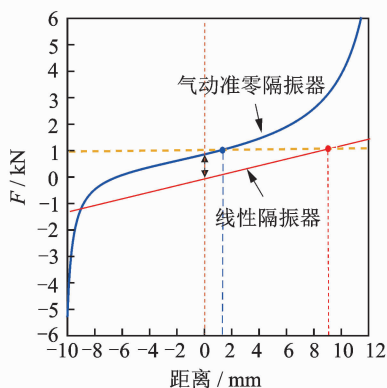


图 8 气动准零隔振装置与传统线性隔振装置的静变形比较($\alpha=0.05, \beta=0.1$)

Fig. 8 The comparison of the static deformations between the PQQ isolator and the pure linear isolator($\alpha=0.05, \beta=0.1$)

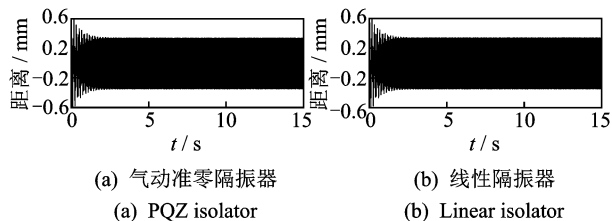


图 9 20 Hz 时气动准零非线性隔振装置与线性隔振器的响应对比

Fig. 9 Comparison of displacement responses between the PQQ and the linear isolators at 20 Hz

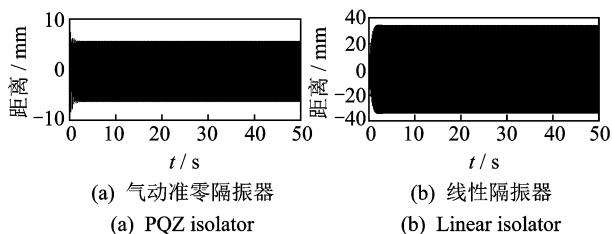


图 10 6 Hz 时气动准零非线性隔振装置与线性隔振器的响应对比

Fig. 10 Comparison of displacement responses between the PQQ and the linear isolators at 6 Hz

器,这是因为气动准零非线性隔振装置的渐硬非线性刚度特性在大振幅下起到了较好的限位效果。因此,气动准零隔振装置在静变形及抑制大振幅等方面具有优势。

5 过载加速度对隔振系统固有特性的影响

气动准零隔振装置在飞行器机载光学设备中应用时,飞行器的大机动过载动作如快速俯冲、拉升等

会造成隔振设备的过载^[13],同样在卫星等航天器发射过程中,发动机的持续推力也会造成隔振对象处在过载状态^[14]。这种过载会使隔振系统在原负载之外承受额外的静力作用(假定过载加速度恒定),所以隔振系统的静平衡位置会产生改变,而在改变以后隔振系统在小振幅下线性化系统的固有频率也随之产生变化,进而影响隔振性能。设考虑过载后,隔振系统在静平衡位置 $x = \delta_0$ 处,则在小振幅下,线性化隔振系统的固有频率为

$$\omega = \sqrt{K(\delta_0)/m} \tag{8}$$

其中: $K(x) = \frac{dF}{dx} = \left[\frac{P_N V_0 S_e}{(V_0 - S_e x)^2} + \frac{P_a V_L S_e}{(V_L + S_e x)^2} \right] \cdot S_e + K_b$ 。

图 11 给出了不同过载加速度下,隔振系统在小振幅情形下线性化系统固有频率的改变情况。整体趋势是随着过载加速度的增加,线性化系统的固有频率也随之增大。造成该现象的原因还在于过载加速度改变了设备的静平衡位置,进而影响了线性化刚度,所以使得其固有频率随之改变。根据该结论,对于诸如飞行器机载平台等存在过载情形的隔振对象,在常规隔振设计以外,还需要特别考量短时加速度过载情况下机载隔振性能的容许极限。针对这种情况,结合电磁等主动控制策略,可以消除过载加速度带来的恒力,并且改善其过载情况下的隔振性能。

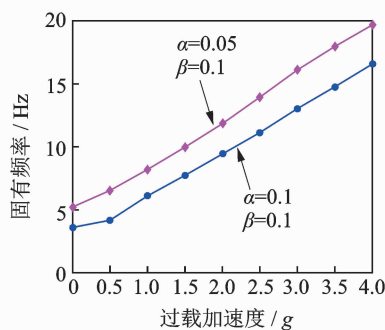


图 11 过载加速度对隔振系统线性化系统固有频率的影响

Fig. 11 The effect of overload acceleration on the natural frequency for the approximated linear system

6 结 论

1) 该隔振装置具备高静态、低动态的准零刚度特性,设备重量的静载主要由波纹管容器外、内压力差产生的负压承载,所以在小位移甚至零位移条件下,即具备较大的承载能力;而动态刚度主要由波纹管结构产生,该结构刚度是根据低频隔振需求独立设计,因此具备低动态的刚度特性。

2) 缸体内部气体压强的调节会改变隔振装置

的静载能力,虽然理论上缸体内气体主要承受静载作用,但实际情况下气体的弹性压缩变形也会产生附加的动态刚度,该附加刚度对隔振系统动态刚度的影响随气体压强的增大而增加,但整体上并不改变隔振系统高静态、低动态的刚度特性。

3) 与线性隔振装置静变形的比对发现,同等载重与隔振频率要求下,笔者所提出的隔振装置的静变形极低;由于渐硬的非线性刚度特性,气动准零隔振装置还能够有效地抑制大幅振动。与线性隔振装置不同,过载加速度会改变气动准零隔振系统在小扰动下线化系统的固有频率,随着过载加速度的增大,该固有频率也会明显增加,这是由于刚度的非线性渐硬特性造成的,设计人员在隔振器设计过程中需要根据实际情况对此进行考量。

参 考 文 献

- [1] 柴凯,楼京俊,杨庆超,等. 高静低动隔振系统的双时延反馈混沌化[J]. 船舶力学, 2019,23(5):611-620.
CHAI Kai, LOU Jingjun, YANG Qingchao, et al. Vibration isolation system based on high-static-low-dynamic-stiffness with dual time-delay feedback control [J]. Journal of Ship Mechanics, 2019,23(5):611-620. (in Chinese)
- [2] 潘忠文,邢建伟,王楠,等. 并联式承载减振一体的整星隔振研究[J]. 力学学报, 2019,51(2):364-370.
PAN Zhongwen, XING Jianwei, WANG Lei, et al. Research on whole-spacecraft vibration isolation based on parallel load-bearing and damping system[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2019,51(2):364-370. (in Chinese)
- [3] 孙景工,牛福,李若新. 隔振器在汽车工程中的应用与展望[J]. 振动工程学报, 2004,17(S):1054-1059.
SUN Jinggong, NIU Fu, LI Ruoxin. A survey of application and prospect of isolator in automobile engineering[J]. Journal of Vibration Engineering, 2004, 17(S):1054-1059. (in Chinese)
- [4] 陈俊杰,殷智宏,郭孔辉,等. 节流孔式空气阻尼系统建模及参数影响分析[J]. 振动与冲击, 2018,37(16): 241-248.
CHEN Junjie, YIN Zhihong, GUO Konghui, et al. Modelling and effect analysis of design parameters for orifice-type air damping systems[J]. Journal of Vibration and Shock, 2018,37(16):241-248. (in Chinese)
- [5] 郑明军,陈潇凯,林逸. 空气弹簧力学模型与特性影响因素分析[J]. 农业机械学报, 2008,39(5):10-14.
ZHENG Mingjun, CHEN Xiaokai, LIN Yi. Dynamical model and characteristics analysis of air spring[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2008,39(5):10-14. (in Chinese)
- [6] LI H, ZHANG J. Design and analysis of a magnetic QZS vibration isolator[J]. Applied Mechanics and Materials, 2013,470:484-488.
- [7] XU D, YU Q, ZHOU J, et al. Theoretical and experimental analyses of a nonlinear magnetic vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332(14): 3377-3389.
- [8] 刘兴天,黄修长,张志谊,等. 激励幅值及载荷对准零刚度隔振器特性的影响[J]. 机械工程学报, 2013, 49(6):89-94.
LIU Xingtian, HUANG Xiuchang, ZHANG Zhiyi, et al. Influence of excitation amplitude and load on the characteristics of quasi-zero stiffness isolator[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2013,49(6): 89-94. (in Chinese)
- [9] LIU X, HUANG X, HUA H. On the characteristics of a quasi-zero stiffness isolator using Euler buckled beam as negative stiffness corrector[J]. Journal of Sound and Vibration, 2013,332(14):3359-3376.
- [10] KOVACIC I, BRENNAN M J, WATERS T P. A study of a nonlinear vibration isolator with a quasi-zero stiffness characteristic[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008,315(3):700-711.
- [11] CARRELLA A, BRENNAN M J, WATERS T P. Static analysis of a passive vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007,301(3/5):678-689.
- [12] 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.
- [13] 于韶明,芦田,卫国,等. 一种减振器过载振动复合环境试验系统及试验方法[J]. 装备环境工程, 2015, 12(6):70-75.
YU Shaoming, LU Tian, WEI Guo, et al. Research on dampers acceleration-vibration environment test [J]. Equipment Environmental Engineering, 2015, 12(6):70-75. (in Chinese)
- [14] 闫健. 准零刚度隔振器特性研究与星上隔振应用[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学, 2016.



第一作者简介:陈春,男,1989年4月生,工程师。主要研究方向为长距离油气管道运行管理、机械设备技术管理、工程管理、管道工艺优化及技术研究等。曾发表《江阴-无锡成品油管道停输后压力变化分析》(《辽宁化工》2017年第46卷第9期)等论文。

E-mail: chenchun, xsd@sinopecc.com

