

半主动磁流变库伦阻尼缓冲座椅力学特性分析*

曾泽瑾^{1,2}, 冯宇剑¹, 张磊^{1,2}, 闫明², 张春辉¹, 巨圆圆¹, 王陶³

(1. 海军研究院 北京, 100161) (2. 沈阳工业大学机械工程学院 沈阳, 110870)

(3. 重庆大学机械传动国家重点实验室 重庆, 400044)

摘要 飞行器着陆或者坠落过程中会产生较大的冲击,为了改善乘员所受到的冲击损伤,提出了半主动磁流变库伦阻尼缓冲座椅系统。为分析缓冲座椅的力学特性,首先,建立座椅系统力学模型,利用拉格朗日方程建立座椅系统运动微分方程;其次,基于系统运动微分方程,分析系统刚度、阻尼以及不同跌落高度对缓冲座椅力学特性的影响;然后,分析了磁流变库伦阻尼器的安装方式对系统缓冲性能的影响,并利用 T-S 模糊模型实现座椅系统半主动控制,将系统的极限距离缓冲效果与最优缓冲效果进行对比;最后,通过缓冲座椅原理样机的跌落试验对上述理论计算结果进行验证。研究发现,相比于传统的线性缓冲器,所提出的缓冲座椅能够适应不同的跌落冲击强度,具有良好的缓冲性能。

关键词 磁流变;跌落冲击;半主动阻尼控制;缓冲座椅
中图分类号 TH122

引言

直升飞机着陆、航空器坠落过程中与地面碰撞时,所产生的冲击经过结构框架后传递给座椅,最后作用在人体上,从而对人体产生损伤作用^[1-2]。为保护乘员的生命安全,必须在座椅上安装缓冲部件来吸收冲击能量。航空器通常安装金属塑性变形吸能器来完成冲击能量消耗^[3]。邓先来等^[4]将一种液压缓冲吸能器结构应用于航空座椅抗坠毁领域,研究了吸能器在不同冲击环境下的作用效果。这类型的被动缓冲器通常尺寸大、吸能行程长,而且仅在一定冲击强度范围内具有较好的缓冲效果。

剪式支撑结构具有结构简单紧凑的优点,方便安装弹性元件和阻尼元件,目前在座椅悬架中主要应用在隔振领域^[5-7]。徐晓美等^[8]研究了基于多体系统仿真的剪式支撑座椅等效簧载质量对位移传递率的影响。Wu等^[9]提出了一种六自由度的剪式支撑结构,其被动隔振性能要优于线性隔振系统。

在剪式支撑结构上安装可变阻尼元件能够实现半主动控制。半主动控制系统能够针对不同的冲击强度来设置阻尼元件参数,从而适应不同冲击环境。磁流变阻尼器具有响应快、阻尼可变的特性,因此被应用在飞行器起落架、悬架座椅上完成结构隔振或缓冲^[10]。研究表明,磁流变阻尼器剪式支撑结构系统具有较好的隔振效果^[11-12]。文献[13-14]研究了结

构杆长、弹性元件阻尼元件初始摆放角度对剪式支撑缓冲座椅等效刚度阻尼及结构响应的影响。虽然磁流变阻尼剪式支撑结构系统在座椅悬架隔振性能方面的应用研究较多,其隔振性能相比传统线性隔振系统具有自身的优势^[15-16],但是该系统在冲击作用下的力学特性研究较少。在跌落冲击过程中,剪式支撑结构会发生大位移响应,从而导致系统的动态特性具有明显非线性特征^[17]。

传统的磁流变阻尼器输出阻尼力受速度影响较大,在冲击作用下输出阻尼力十分不稳定。库伦阻尼器输出阻尼力与加载速度相关性较小,能够在冲击作用下稳定输出阻尼力。笔者基于一种具有库伦阻尼特性的磁流变库伦阻尼器,提出一种半主动磁流变库伦阻尼缓冲座椅系统,以提高缓冲座椅在不同冲击强度下的缓冲效果。

1 模型建立

半主动缓冲座椅系统原理如图 1 所示,系统主要由剪式支撑结构、磁流变库伦阻尼器及半主动控制系统组成。其中,半主动控制系统根据加速度计 A 和加速度计 B 信号反馈完成阻尼器输出阻尼力的控制。

1.1 结构原理

将图 1 中的缓冲座椅结构进行简化,其原理如

* 国家自然科学基金资助项目(11902356)

收稿日期:2021-04-08;修回日期:2021-08-26

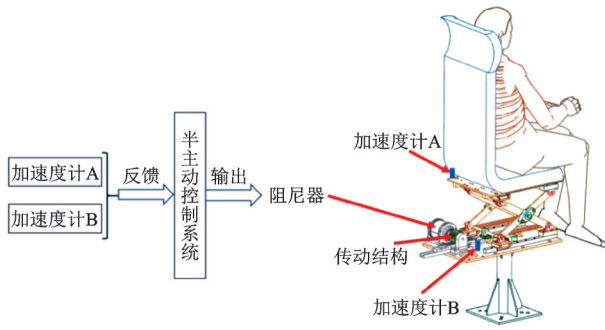


图1 半主动缓冲座椅系统原理

Fig.1 Schematic of buffering seat with semi-active control

图2所示。安装有水平弹簧以及磁流变库伦阻尼器的缓冲座椅系统原理见图2(a);安装有水平弹簧以及垂向磁流变库伦阻尼器的缓冲座椅系统原理见图2(b)。系统主要参数有乘员质量 m 、线性弹簧刚度 k 、可调阻尼系数 c 、支撑杆长度 l 以及初始支撑角度 θ 。可调阻尼系数由磁流变库伦阻尼器产生,由图可以看出,系统在外界激励作用下主要产生基础运动位移以及质量块运动位移,其中: y 为质量块的垂向运动位移; z 为基础垂向运动位移; $w = y - z$ 为垂向质量块相对基础的运动。

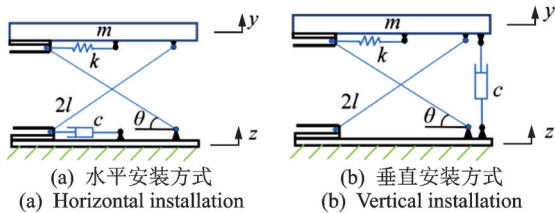


图2 半主动缓冲座椅系统简化原理图

Fig.2 Structural schematic of scissor support structure

通常情况下,缓冲座椅在实际跌落过程中质量块动能不断增加,在与地面碰撞之后,剪式支撑结构才开始缓冲。在缓冲过程中,质量块的动能转化为弹簧的弹性势能和阻尼器消耗产生的热能。为说明缓冲座椅在冲击过程中的受力状态,对剪式支撑结构运动进行分析,如图3所示。其中, x 为连杆滑动端的水平移动距离,主要用于计算弹簧变形以及阻尼器变形所产生的弹性力和阻尼力。

在剪式支撑结构发生变形过程中,假设杆长为 $2l$,质量块相对基础的变形为 w ,那么可以获得剪式支架铰链的转角 φ 关于垂向相对变形 w 的关系式为

$$\varphi = \tan^{-1} \left[\frac{2l \sin \theta + w}{2l \cos \theta - x} \right] - \theta \quad (1)$$

因此,水平移动距离 x 关于垂直相对变形的关系式为

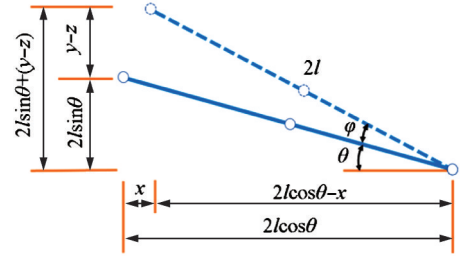


图3 剪式支撑结构运动分析

Fig.3 Motion analysis of scissor support structure

$$x = 2l \cos \theta - \sqrt{4l^2 - (2l \sin \theta + w)^2} \quad (2)$$

1.2 力学特性

假设质量块向上运动和弹簧压缩变形为正向,那么当质量块向下运动时,弹簧处于拉长状态,所以 x 符号为负。在整个缓冲过程中,假设剪式支撑结构的2根杆为轻质杆,不考虑其质量及重力作用,那么系统的动能主要为质量块 m 的动能

$$T = \frac{1}{2} m \dot{y}^2 \quad (3)$$

在缓冲过程中系统的势能主要表现为弹性元件的弹性势能

$$V = \frac{1}{2} k x^2 \quad (4)$$

为方便计算,将跌落过程中质量块所产生的速度设置为系统的初始条件。根据拉格朗日方程,有

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial L}{\partial y} = -D_1 \quad (5)$$

其中: $L = T - V$; D_1 为垂向库伦阻尼力。

由于缓冲座椅中的磁流变库伦阻尼器在实际试验过程中呈现出与库伦阻尼相同的特性,因此在建模过程中将该阻尼等效为库伦阻尼进行计算。这2个阻尼均表现为库伦阻尼特征,即

$$D_1 = f_1 c(I) \text{sign}(\dot{w}) \quad (6)$$

其中: $c(I)$ 为库伦阻尼器阻尼力; $\text{sign}(\dot{w})$ 表示质量块运动方向; f_1 为坐标变换关系。

将式(1)~(6)代入拉格朗日方程中,得到

$$m \ddot{y} + kx \frac{dx}{dw} \frac{dw}{dy} = -f_1 c(I) \text{sign}(\dot{w}) \quad (7)$$

其中

$$f_1 = \frac{dx}{dw} = \frac{2l \sin \theta + w}{\sqrt{4l^2 - (2l \sin \theta + w)^2}} \quad (8)$$

由式(8)可知, f_1 实际上是水平移动位移对垂直相对位移的求导,即水平移动位移关于垂直相对位移的变化率, f_1 与结构尺寸相关,因此初始角度以及

杆长是决定 f_1 的关键要素。由式(5)~(8)可得,剪式座椅的动力学方程为

$$m\ddot{w} + f_1 kx + f_1 c(I) \text{sign}(\dot{w}) = -m\ddot{z} \quad (9)$$

由式(9)和式(2)可知,系统的恢复力表达式为

$$F = \frac{(2l \sin \theta + w) \left(2l \cos \theta - \sqrt{4l^2 - (2l \sin \theta + w)^2} \right)}{\sqrt{4l^2 - (2l \sin \theta + w)^2}} k \quad (10)$$

当质量块向下变形时,恢复力向上,其符号为负。根据式(10),可得系统关于垂直变形 w 的等效刚度为

$$k_{ew} = \frac{dF}{dw} = \frac{8l^3 \cos \theta}{(2l^2 - w^2 + 2l^2 \cos 2\theta - 4lw \sin \theta)^{\frac{3}{2}}} - 1 \quad (11)$$

根据式(11)和式(12)就可以绘制出垂向等效恢复力、刚度与垂向变形的关系图,这里令 $l = 0.15 \text{ m}$, $\theta = \pi/4$, $k = 10^5 \text{ N/m}$, $m = 1 \text{ kg}$,座椅垂向恢复力及刚度如图4所示。由图4(a)可以看出:当系统在平衡位置时,弹簧处于原长状态,在质量块向上变形过程中,弹簧先由原长状态拉伸,并呈现出一个“软特性”;当座椅正向变形过程中,弹簧处于压缩状态,呈现出“硬特性”。由图4(b)可知:虽然座椅在负向变形过程中出现正向恢复力,该恢复力值先增加后降低,而且存在一个峰值,将该峰值对应的位移称之为临界位移值;而当座椅在正向变形过程中系统呈现出硬特性。

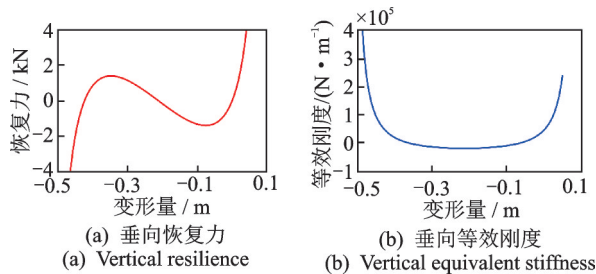


图4 座椅垂向恢复力及刚度

Fig.4 Seat vertical restoring force and stiffness

系统在垂直方向上的等效阻尼力绝对值为

$$F_D = \frac{(2l \sin \theta + w) c(I) \text{sign}(\dot{w})}{\sqrt{4l^2 - (2l \sin \theta + w)^2}} \quad (12)$$

由式(12)可以看出,垂向等效阻尼力受到杆长、初始夹角和变形量的影响。当系统负向变形时,等效阻尼力逐渐降低,阻尼力方向与速度方向相反。由于在缓冲座椅中的磁流变库伦阻尼器具有库伦阻尼特征,因此认为 $c(I)$ 为恒定值,其等效阻尼力与垂向变形的关系如图5所示。

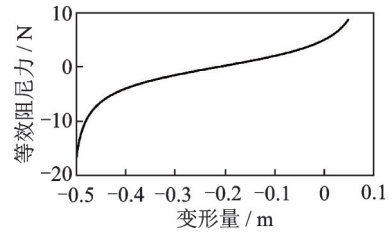


图5 等效阻尼力与垂向变形的关系

Fig.5 The relationship between equivalent damping force and vertical deformation

由图5可以看出,虽然水平安装的阻尼器阻尼力为恒定值,但是由于剪式支撑结构的非线性影响,导致系统具有非线性阻尼特征。此外,当系统为垂向负向变形时,垂向等效阻尼力随着变形增加而降低;当系统为垂向正向变形时,系统的垂向等效阻尼力随着变形增加而增加。

2 冲击响应计算

2.1 冲击响应规律分析

笔者通过四阶龙格库塔数值求解方法计算运动微分方程(9),从而获得缓冲座椅冲击响应解。弹簧刚度对系统冲击响应的影响如图6所示,暂不考虑阻尼,计算了3组工况,每组工况表示相同刚度值在不同跌落高度条件下的冲击响应,这里跌落高度分别为0.2,0.3,0.4,0.5和0.6 m。

计算2种刚度条件下系统的冲击响应,分别为低刚度 k_L 和高刚度 k_H 。当刚度值为 k_L 时,剪式支撑结构在不同跌落高度冲击下的系统冲击响应如图6(a)所示,可以看出,剪式支撑结构的负向位移响应大于正向位移响应,这是由于剪式支撑结构的非线性特征所引起的。当系统为负向变形时,系统等效刚度较低,需要更长的缓冲距离来吸收能量;系统为正向变形时,系统等效刚度较高,仅需较短的缓冲距离就能够吸收能量。由图6(b)还可以看出,当系统刚度为 k_L 时,正负向缓冲距离都随着跌落高度的增加而增加,负向加速度响应峰值也随着跌落高度的增加而增加,而且由于系统正向刚度值大,从而造成加速度响应急剧上升。当系统刚度较低时,系统在不同高度跌落条件下所产生的位移响应相对较大,正负向位移差异也较大,从而导致正负向系统的加速度响应峰值差异悬殊,正负向加速度峰值比值在2.5~6之间。

系统的负向加速度响应随着跌落高度的增加而增加,但是正向加速度响应峰值却保持在一定的恒定值,这是由于系统刚度为 k_L 时,负向缓冲距离较长并大于临界位移值,因此最大加速度响应等于系

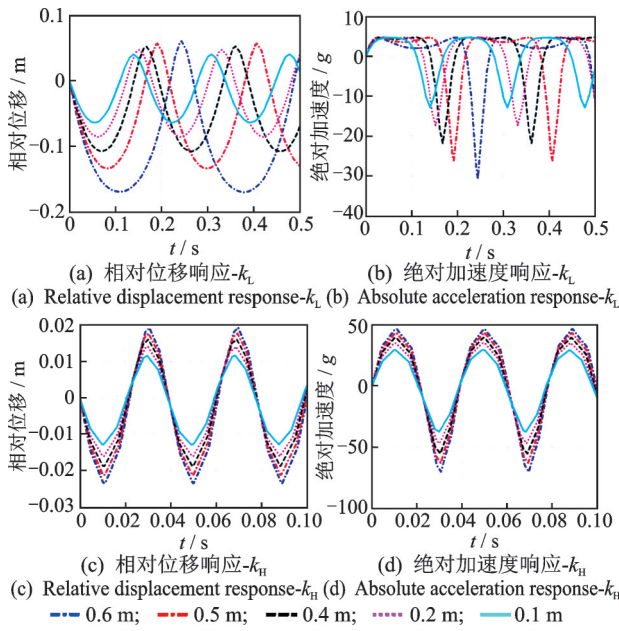


Fig.6 The influence of system stiffness on impact response

统临界位移值对应的加速度。由图6(c)和图6(d)可以看出,当刚度值为 k_H 时,剪式支撑结构的位移响应和加速度响应同样随着跌落高度的增加而增加,其原因是负向缓冲距离小于临界位移值。

由于在不同跌落高度下系统响应规律基本一致,这里以跌落高度为0.2 m的情况进行说明。当剪式支撑结构仅水平安装库伦阻尼器时,零刚度情况下水平库伦阻尼对缓冲效果的影响如图7所示。由图可以看出:水平安装库伦阻尼器在垂直方向上的等效阻尼力是随着剪式支撑结构的负向变形增加而降低的,因此系统的最大加速度响应由初始位置系统的等效库伦阻尼力所决定,并且受到剪式支撑结构的非线性影响,在负向变形过程中恒小于这一初始值;但在正向变形过程中等效阻尼力恒大于这一初始值,这是因为随着阻尼值的增加,增大了初始缓冲距离内的能量消耗,系统在较短的缓冲距离内就能耗尽动能,最终停止;水平放置的库伦阻尼在垂直方向上的等效阻尼力随着座椅向下移动距离的增加而降低。

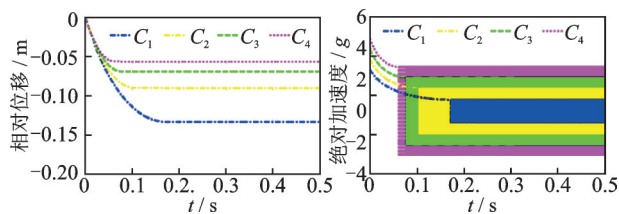


Fig.7 Influence of horizontal Coulomb damping on cushioning effect under zero stiffness

为了合理利用剪式支撑结构的非线性特征,将库伦阻尼器水平安装在剪式支撑结构上,根据图6所示的冲击响应规律可知,若要降低系统加速度响应,则应该在系统跌落过程中的负位移响应阶段设置合理的阻尼大小,在缓冲阶段最大限度地消耗能量,从而降低系统的正向反弹距离及最大加速度响应。当系统刚度为 k_L 时,在跌落高度为0.2 m的情况下,水平安装库伦阻尼器对系统冲击响应的影响如图8所示。

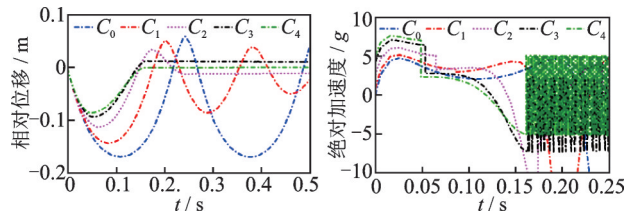


Fig.8 Influence of horizontal Coulomb damping on system shock response

由图8可以看出:库伦阻尼器能够有效降低系统加速度响应,这是由于库伦阻尼在反向缓冲阶段消耗一部分能量,从而减少了系统正向缓冲的距离;系统的最大位移响应随着阻尼值的增加而降低,虽然增加阻尼力能够有效降低正向反弹距离,但是阻尼力值越大会导致初始缓冲距离内的加速度响应增加;并不是阻尼值越大,系统的加速度响应峰值越低,而是存在一个最优库伦阻尼,使得系统具有最优的缓冲效果。

2.2 最优冲击响应

在不同的跌落高度下,需要通过计算获得最优阻尼值使得系统具有最优缓冲效果。在跌落过程中,乘员的耐冲极限可以用加速度响应来衡量,因此需要以系统的最大加速度响应为优化目标,库伦阻尼值为参变量,将系统的最大缓冲距离设定为边界条件。

一般结构的安装空间尺寸是有限的,缓冲结构都有一个极限缓冲距离,当最大位移响应超过该缓冲距离,系统就会发生二次刚性碰撞,从而导致人体二次碰撞,该冲击损伤可能比缓冲损伤更加严重。因此,需要将系统的最大缓冲距离设为最大可移动距离的2/3,留出一定的阈值避免发生二次碰撞。另外,由于剪式支撑结构的恢复力随着变形增加而降低,为了保证系统在极限距离处的恢复能够支撑系统重力,需要将刚度设为65 kN/m,质量块质量为60 kg,杆长为0.3 m,剪式座椅初始角为45°,极限位置恢复力为1 252 N。为了简化计算,将跌落高度所产生的冲击速度作为质量块的初始速度。系统的运

动微分方程可以简化为

$$\ddot{w} = -\frac{f_1 kx}{m} - \frac{f_1 c(I) \text{sign}(\dot{w})}{m} \quad (13)$$

本算例中最大缓冲距离为 0.14 m,当跌落高度超过 0.4 m 时,无阻尼系统的最大位移响应就会超过最大缓冲距离。为保证系统具有足够大的位移响应,这里仅计算 0.4、0.5 和 0.6 m 这 3 种跌落高度下系统的冲击响应,水平库伦阻尼系统响应如图 9 所示。

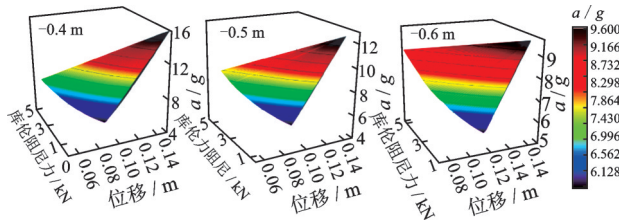


图 9 水平库伦阻尼系统响应

Fig.9 Horizontal Coulomb damping system response

由图 9 可以看出,剪式支撑结构并不是当系统具有最大缓冲距离时加速度响应最小。当跌落高度较小时,例如 0.4 和 0.5 m,此时的最优缓冲距离均小于极限缓冲距离;跌落高度为 0.6 m 时,系统的最优缓冲距离最接近极限缓冲距离;当跌落高度进一步增加(大于 0.6 m)时,系统的最优缓冲效果就等同于极限缓冲效果。

为进一步了解最优缓冲效果与极限缓冲效果的具体过程,分别计算了 3 种不同高度条件下时域缓冲曲线,水平库伦阻尼系统最优加速度响应和极限缓冲加速度响应分别如图 10、11 所示,其中弹性力和阻尼力单位均用“mg”表示,这是为了能够看出弹性力和阻尼力与重力之间的比值。由图 10 可以看出,在不同的跌落高度下,通过选择最优缓冲阻尼,能够使系统在负向变形及恢复过程中最大程度地消耗能量,并且仅发生很小位移的正向反弹。由图 11 可以看出,极限缓冲并不能保证系统具有最优的响

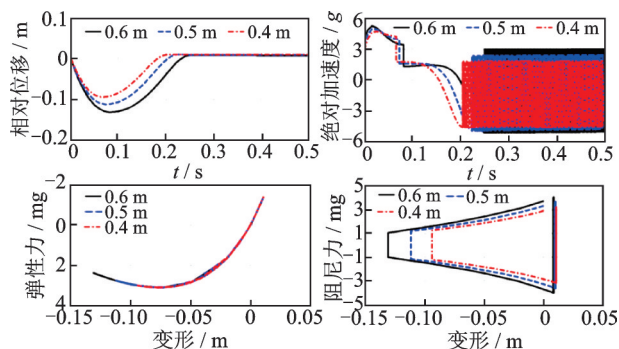


图 10 水平库伦阻尼系统最优加速度响应

Fig.10 Optimal acceleration response of horizontal Coulomb damping system

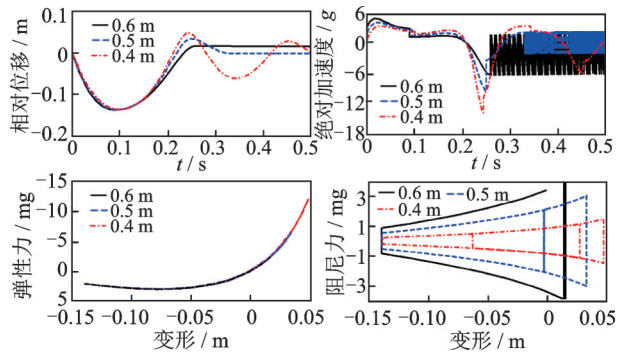


图 11 水平库伦阻尼系统极限缓冲加速度响应

Fig.11 Limit buffering acceleration response of horizontal Coulomb damping system

应状态,仅仅是将缓冲位移控制在极限位移处。

2.3 不同缓冲器对比

水平安装阻尼具有可变阻尼特征,也为系统的变刚度、变阻尼特性提供了可能性。本研究通过计算装有不同缓冲器座椅的冲击响应,对水平阻尼安装、垂向阻尼安装和传统库伦阻尼器进行对比说明。首先,对安装有垂直库伦阻尼器的剪式支撑座椅进行计算,当系统的刚度相同时,在不同高度下系统的阻尼值、位移响应以及加速度响应如图 12 所示。由图可以看出,垂向安装阻尼器的剪式支撑缓冲座椅与水平安装阻尼器的响应规律相类似,在极限缓冲距离内均存在一个最优缓冲效果。

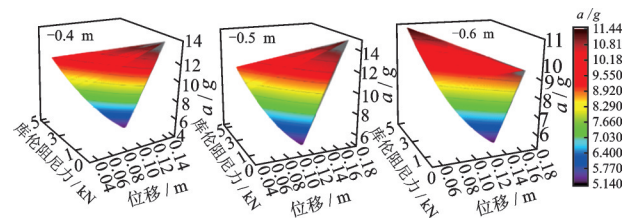


图 12 垂直库伦阻尼系统响应

Fig.12 Vertical Coulomb damping system response

为了进一步了解最优缓冲效果与极限缓冲效果的具体过程,分别计算了 3 种不同高度条件下的时域缓冲曲线,垂直库伦阻尼系统最优加速度响应和极限缓冲加速度响应分别如图 13、14 所示。由图可以看出,在不同的跌落高度下,通过选择最优缓冲阻尼,能够使系统在负向变形以及恢复过程中最大程度地消耗能量,并且仅发生很小位移的正向反弹;而极限缓冲并不能保证系统具有最优的响应状态,仅仅是将缓冲位移控制在极限位移处。

从上述计算结果可以发现,安装有垂直库伦阻尼器的剪式支撑结构的冲击响应与水平库伦阻尼器规律基本相同,但垂直库伦阻尼器所设置的阻尼值

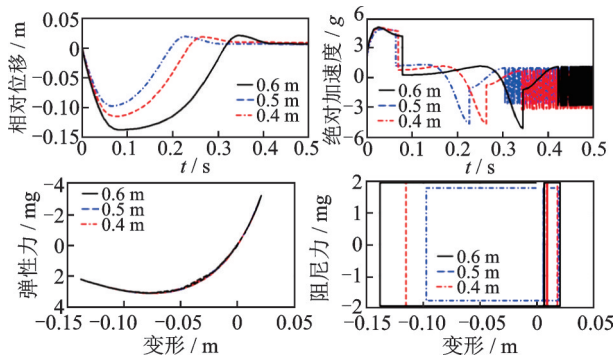


图13 垂直库伦阻尼系统最优加速度响应

Fig.13 Optimal acceleration response of vertically Coulomb damping system

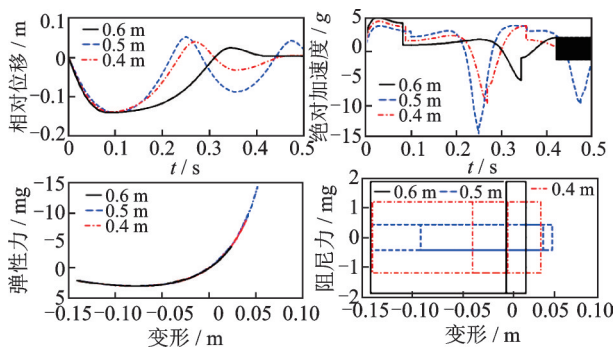


图14 垂直库伦阻尼系统极限缓冲加速度响应

Fig.14 Limit buffering acceleration response of vertically Coulomb damping system

要小于水平库伦阻尼器,这是因为水平库伦阻尼器在垂直方向上的等效阻尼力值随着变形增加而降低,在库伦阻尼器输出阻尼力相同的情况下,水平库伦阻尼器的有效输出值要低于垂直库伦阻尼器。

为了进行对比分析,还计算了无刚度水平库伦阻尼器以及经典线性库伦阻尼器系统的冲击响应。不同结构条件下系统响应对比如图15所示,可以看出,无刚度水平阻尼和经典刚度库伦结构下系统的最优响应与极限距离响应相同,而无刚度水平阻尼的响应效果要优于经典刚度库伦阻尼结构。

在本研究所计算的工况中,水平库伦阻尼器和垂直库伦阻尼器的最优缓冲效果均优于极限缓冲效

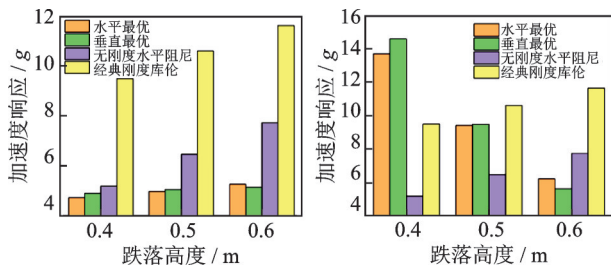


图15 各类型阻尼器系统响应对比

Fig.15 System response comparison of various types of dampers

果、无刚度水平阻尼器和经典刚度库伦阻尼系统。由图14可以发现,当跌落高度较低时,安装有水平库伦阻尼器系统的极限缓冲距离加速度响应以及最优缓冲加速度响应都小于垂直库伦阻尼器系统,但是随着跌落高度的增加,垂向库伦阻尼器具有更优的加速度响应值。

3 半主动控制方法

T-S模糊控制能够根据实际经验值或者理论计算数据库,完成冲击载荷与输出阻尼力之间的参数化建模,能够针对特定冲击载荷输出最优阻尼力。图16所示的T-S模糊控制模型为单输入、单输出模型,其中: e_1 为输入载荷参数; u_{ij} 为输出阻尼力值参数。根据大量的理论计算数据,建立 e_1 和 u_{ij} 之间的关系,获得参数 p_{ij} 和 k_{ij} 。

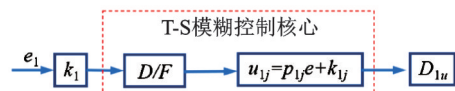


图16 T-S模糊控制模型

Fig.16 T-S fuzzy control model

基于上述参数,根据冲击输入载荷就能够完成输出阻尼力 D_{1w} 控制。针对缓冲座椅水平安装阻尼器的情况,基于最优阻尼响应计算结果,建立冲击输入载荷与输出阻尼之间的参数化模型,如图17所示。

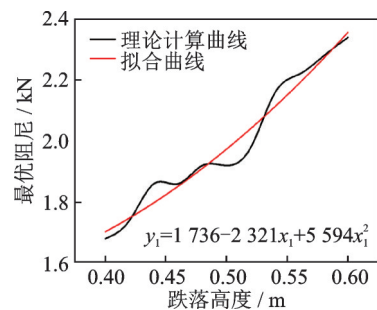


图17 参数化模型

Fig.17 Parametric modeling

通过将T-S模糊控制模型写入控制器中,在特定跌落冲击强度作用下,缓冲座椅所需要的最优缓冲阻尼力可以按照图17的参数曲线的相关数值进行设置。

4 跌落试验

与无刚度水平库伦阻尼器相比,具有刚度特性的水平库伦阻尼器系统缓冲优势更明显。当系统具有最优阻尼时,则有更小的加速度响应且缓冲距离更短。为了验证上述结果,对水平库伦阻尼系统进行

行跌落试验测试。磁流变库伦阻尼器扭矩测试曲线如图 18 所示,进入屈服状态之后,其输出阻尼力与速度相关性较弱,认为其具有库伦阻尼特征。阻尼器输出阻尼值随着外界输入电流的变化而变化,能够方便完成阻尼力控制,从而适应不同跌落高度所需阻尼力的变化。

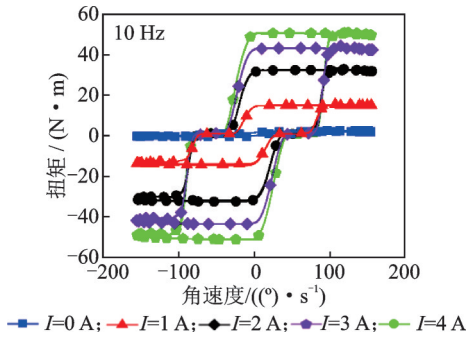


图 18 磁流变库伦阻尼器扭矩测试曲线

Fig.18 Torque test curve of magnetorheological damper

本次试验中,假人体质量为 60 kg,磁流变库伦阻尼器的阻尼力可调范围为 500~4 000 N。以 0.5 和 0.6 m 的跌落高度为例,结合理论计算结果进行对比。缓冲座椅跌落试验和跌落冲击响应曲线分别如图 19, 20 所示。当跌落高度为 0.5 m 时,测得无弹簧安装时系统最优阻尼力为 3 120 N,对应的电流为 2 A;有弹簧安装时系统最优阻尼力为 1 650 N,对应的电流为 1 A。当跌落高度为 0.6 m 时,无弹簧安装时系统最优阻尼力为 3 642 N,对应的电流为 3 A;有弹簧安装时系统最优阻尼力为 1 834 N,对应的电流为 1.5 A。



图 19 缓冲座椅跌落试验

Fig.19 Drop test of the buffering seat

在理论计算过程中,当跌落高度为 0.5 m 时,无弹簧系统和有弹簧系统对应的库伦阻尼力分别为 3 800 和 1 920 N。当跌落高度为 0.6 m 时,无弹簧系统和有弹簧系统对应的库伦阻尼力分别为 4 600 和 2 676 N。

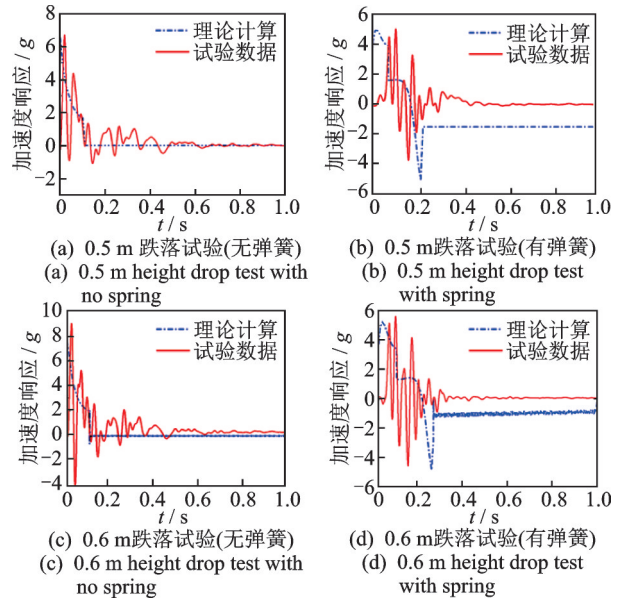


图 20 缓冲座椅跌落冲击响应曲线

Fig.20 Shock response of buffering seat under drop test

与试验相比,理论计算所使用的库伦阻尼力要大于试验中所设置的库伦阻尼力,这是因为在原理样机中,除了磁流变液阻尼器的阻尼力作用,还存在系统自身结构之间的摩擦阻尼作用,使实际最优阻尼力与理论最优阻尼力产生了差别。

当系统安装弹簧时,弹簧在缓冲过程中可以将一部分冲击能量存储为弹性势能,并且在释放弹性势能的过程中还可以通过阻尼器消耗能量。由于无刚度水平安装阻尼器系统无弹性元件,因此整个缓冲过程仅靠阻尼器消耗能量。为了保证系统能够在极限距离处完成缓冲,必须将阻尼力提升到一定值。通过观察可以发现:当系统无弹簧安装时,试验数据与理论数据响应趋势基本一致,如图 19(a,c)所示;系统有弹簧安装时,试验曲线与理论曲线在残余响应阶段存在明显差异,这是因为系统受到库伦阻尼与恢复力的共同作用,由于库伦阻尼导致系统加速度残余响应曲线不归零,但始终存在恢复力的作用,如图 19(b,d)所示。实际测量加速度信号时,由于物体停止运动,加速度信号输出为 0,所以相对有刚度水平安装阻尼器系统而言,无刚度系统需要具备更大的阻尼力。因此,无刚度系统比有刚度系统的加速度响应更大。在跌落试验过程中,有刚度系统测试得到的加速度响应与理论计算结果较为接近。

5 结 论

1) 缓冲座椅的剪式支撑结构具有较强的结构非线性,系统体现出显著的变刚度、变阻尼特性。当

缓冲座椅负向变形时,系统的刚度阻尼特性均呈现出“软特性”,从而保证系统负向变形过程中加速度响应维持在极限值范围内。

2) 当跌落高度低于0.5 m时,安装水平库伦阻尼器的系统具有最优缓冲效果;当跌落高度为0.6 m时,水平库伦阻尼器系统的最优缓冲效果与垂直安装阻尼器相接近,但是其缓冲效果仍然优于其他系统。

3) 半主动阻尼控制可以使系统方便获得最优阻尼力,从而实现不同跌落冲击强度的最优缓冲效果。通过跌落试验与理论计算结果对比可知,冲击响应曲线趋势基本吻合。

参 考 文 献

- [1] 闫振. 垂直起降可重复使用运载器的支腿缓冲器设计及分析[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2019.
- [2] 谢燕. 飞船返回舱着陆冲击缓冲座椅系统改进设计研究[D]. 长沙:国防科学技术大学,2010.
- [3] 熊鹏宇,周云波,胡文海,等. 车辆防护座椅性能及缓冲吸能器性能分析[J]. 科学技术与工程,2019,19(27):381-386. XIONG Pengyu, ZHOU Yunbo, HU Wenhai, et al. Research on performance of vehicle anti-shock seat and parameters of energy absorber[J]. Science Technology and Engineering, 2019, 19(27):381-386. (in Chinese)
- [4] 邓先来,王翔. 航空座椅抗坠毁环境模拟技术分析[J]. 直升机技术,2017(4):23-28. DENG Xianlai, WANG Xiang. Study the simulation technique of anti-crash environment about airline seat [J]. Helicopter Technique, 2017(4):23-28. (in Chinese)
- [5] 晏涛,薛萌萌,肖光润,等. X型结构航空座椅吸能参数确定方法[J]. 装备制造技术,2018(6):139-141. YAN Tao, XUE Mengmeng, XIAO Guangrun, et al. Method for determining energy absorption parameters of X-type structure aviation seat[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2018(6):139-141. (in Chinese)
- [6] 江浩斌,胡贝,聂佳梅,等. 含惯容器的剪式座椅悬架动态特性研究[J]. 车辆与动力技术,2013(4):11-16. JIANG Haobin, HU Bei, Nie Jiamei, et al. Research on dynamic characteristic of ISD scissors seat suspension [J]. Vehicle & Power Technology, 2013(4):11-16. (in Chinese)
- [7] 朱思洪,王家胜,王敏娜. 带附加气室空气悬架剪式座椅振动特性试验研究[J]. 振动与冲击,2009,28(11):104-106,206. ZHU Sihong, WANG Jiasheng, WANG Minna. Experimental study on vibration characteristics of scissors linkage seat with air suspension attache[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009,28(11):104-106,206. (in Chinese)
- [8] 徐晓美,朱思洪. 基于MBS的剪式座椅静态和动态特性仿真研究[J]. 机械科学与技术,2006(6):684-686,731. XU Xiaomei, ZHU Sihong. Simulation research on the static and dynamic characteristics of a scissors linkage seat based on MBS [J]. Mechanical Science and Technology, 2006(6):684-686,731. (in Chinese)
- [9] WU Z, JING X, SUN B, et al. A 6DOF passive vibration isolator using X-shape supporting structures [J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 380:90-111.
- [10] 董小闵,李军礼,于建强,等. 月面低空飞行器着陆缓冲机构设计与仿真分析[J]. 载人航天,2019,25(6):779-782,798. DONG Xiaomin, LI Junli, YU Jianqiang, et al. Design and simulation analysis of landing gear for lunar low altitude aircraft [J]. Manned Spaceflight, 2019, 25(6):779-782,798. (in Chinese)
- [11] 董小闵,余森,廖昌荣,等. 飞行器磁流变自适应半主动冲击缓冲器[J]. 西南交通大学学报,2009,44(5):748-752. DONG Xiaomin, YU Miao, LIAO Changrong, et al. Adaptive semiactive bumper for aircraft [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2009, 44(5):748-752. (in Chinese)
- [12] ZHU X X, ZHU S H. A theoretical model for calculating vibration characteristics of a kind of driver seat with air spring and mr damper[J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 141:8-14.
- [13] LIU C, JING X, LI F. Vibration isolation using a hybrid lever-type isolation system with an X-shape supporting structure[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2015, 98:169-177.
- [14] NING D, SUN S, DU H, et al. Vibration control of an energy regenerative seat suspension with variable external resistance [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 106:94-113.
- [15] 水奕洁, SUBHASH R, 上官文斌. 剪式悬架座椅等效刚度阻尼的计算与分析[J]. 振动与冲击,2016,35(19):38-44. SHUI Yijie, SUBHASH R, SHANGGUAN Wenbin. Calculation and analysis for equivalent stiffness and damping of a scissor type seat-seat suspension [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016,35(19):38-44. (in Chinese)
- [16] 王利娟,闫建国,侯占峰,等. 剪式座椅结构参数变化对其减振性能的影响分析[J]. 机电工程,2019,36(4):368-373. WANG Lijuan, YAN Jianguo, HOU Zhanfeng, et al. Influence analysis for structural parameters of scissor type seat on seat's vibration characteristic [J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2019, 36(4):368-373. (in Chinese)
- [17] SUN X, JING X, XU J, et al. Vibration isolation via a scissor-like structured platform [J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(9):2404-2420.



第一作者简介:曾泽璀,男,1992年4月生,博士生。主要研究方向为设备减振缓冲控制。曾发表《半主动控制弹簧-电磁铁隔离器的隔冲性能研》(《振动与冲击》2019年第12卷第2期)等论文。
E-mail: zengzecu@qq.com

通信作者简介:张磊,男,1972年11月生,高级工程师。主要研究方向为舰船设备冲击防护。
E-mail: FREDA_ZL@126.com