

椭圆滑道 RFPS 摩擦摆与碟型弹簧 组合隔震系统性能分析

陈海彬, 苏幼坡, 葛楠, 王兴国

(河北联合大学河北省地震工程研究中心, 河北 唐山 063009)

摘要:根据拉格朗日方程推导出了椭圆滑道辊轴摩擦摆与碟型弹簧组成的三维复合隔震系统动力反应分析计算公式, 考虑了竖向振动与水平向振动的耦合作用。分析与计算结果表明: 隔震系统在水平向与竖向都具备必要的隔震特性, 即隔离能力与复位能力; 依靠摩擦作用与结构自身阻尼可以消耗传入结构的能量。当滑道长轴 $a=1.0\text{ m}$ 、短轴 $b=0.5\text{ m}$ 、滑动摩擦系数为 0.01 左右时, 水平向隔震效率可达 75% 左右, 在竖向也能有效减小受压层间位移与防止出现受拉层间位移, 同时具有较好的消能效果与复位能力, 这时滑道曲率对体系竖向振动的扰动很小, 可不考虑水平向与竖向的耦合作用, 各自单独计算。

关键词:滚动摩擦; 三维复合隔震; 椭圆滑道; 动能定理; 非线性微分方程; 龙格-库塔方法

中图分类号: TU352.1

文献标志码: A

文章编号: 1006-7930(2012)01-0020-08

有关 FPS 摩擦摆人们已做了很多研究工作^[1-9]。在桥梁工程以及建筑结构中(日本)也采用了一种称为辊轴摩擦摆的隔震系统(Rolling Friction Pendulum System, 或 RFPS), 在两个圆弧曲线滑道之间设置一个直径较小的圆形截面辊轴(直径 0.2 m)。地震发生时滚动摩擦使一部分地震作用传递到上部结构, 依靠滚动摩擦阻力的作用可以能量耗散, 而依靠其上盘与上部结构的重力可以使结构复位。根据其运动特性的分析, 若将两个或多个这种摩擦摆一起使用, 则上盘在运动时不发生转动, 只有水平方向与竖直方向的平动, 无需在上盘设置转向装置, 保证了上部结构的稳定性。在两个相互垂直的方向可以设置隔震支座, 隔离来自任意方向的地震作用。1 由于系统运动的复杂性, 有关这种隔震系统的研究工作很少^[10-12], 本文根据多体动力学动能定理建立其运动方程并对隔震特性进行研究, 并考虑竖向振动对隔震效果的影响。

目前的研究工作主要是针对水平方向与竖向单独进行的。有关三维隔震装置的研究工作很少。有的研究者将叠层橡胶隔震支座与碟型弹簧组合在一起组成复合三维隔震体系并进行了试验研究, 取得了一定的效果^[1]。但是研究新的三维隔震体系并使其具有较好隔震与耗能特性、较好的稳定性与可靠性也是必要的。在本文中提出将凹曲线滑道摩擦摆装置与碟型弹簧组合成三维复合隔震系统, 并通过分析计算研究其隔震性能。

1 RFPS 系统滚动摩擦耗能原理

当有外荷载沿法向作用在辊轴上时, 摩擦副在接触表面上不是在一个点上接触, 而是在一个半宽为 a_1 的长度上发生接触, a_1 值可用赫兹理论计算^[13]。根据摩擦学理论, 在辊轴滚动过程中存在有能量耗散, 以滚动摩擦系数或滚动阻力系数 μ_r 表示, 其数值等于滚动过单位距离引起的能耗与法向荷载的比值。因此在确定了运动系统的滚动阻力系数之后, 就可以计算滚动摩擦产生的能量耗散。

实际上, 滚动摩擦在接触界面上的运动学状态和应力状态与滑移摩擦是不同的, 在确定 μ_r 时, 要用与滑移摩擦不同的模式来解释滚动摩擦过程中所产生的能量消耗现象, 根据现有的研究成果, 滚动摩擦

收稿日期: 2011-03-15 修改稿日期: 2011-12-12

基金项目: 国家自然科学基金资助项目: 现浇钢筋混凝土梁柱节点抗震性能及加固方法研究(51078124)

作者简介: 陈海彬(1973-), 男, 河北唐山人, 博士, 副教授, 主要从事建筑结构可靠性、混凝土无损检测及工程抗震方面的研究。

耗能起因主要有以下几方面:

1) 微观滑移引起的滚动阻力. 包括 ① 自由滚动时, 由于接触双方材料弹性常数不同引起的微观滑移; ② 接触表面同时存在切向力及法向力时的微观滑移.

2) 材料非弹性变形引起的滚动阻力. 包括 ① 弹性滞后的影响; ② 塑性变形的影响.

3) 粘附效应引起的滚动阻力.

4) 材料表面效应引起的滚动阻力.

总的滚动阻力为上述各因素引起的滚动阻力之和. 不难看出, 滚动摩擦是一种相当复杂的综合作用过程, 其滚动阻力系数决定于滚动摩擦副的性能和工作变量. 各种摩擦机理可能适合于各种特定的条件; 在一般的情况下, 不同机理所产生的滚动阻力是可以叠加的, 也就是几种机理同时在起作用, 而且相互影响着. 对于滚动时接触应力不太高的情况, 一般认为弹性滞后的影响起主要作用; 而对于接触应力很高的情况, 塑性变形的损耗起较大的作用.

从滚压阻力系数 μ_r 的特点来分析, μ_r 是接触面法向压力 N 、切向摩擦力 F 、接触表面滑移摩擦系数 μ_s 、接触宽度 a_1 、材料特性参数如弹性模量 E 、泊松比 ν 、表面粗糙度 Δ 等因素的函数, 即, $\mu_r = \mu_r(N, F, \mu_s, a_1, \Delta, E, \nu, \dots)$ 其影响因素是非常复杂的, 人们对此已作了大量的研究, 见参考文献[13].

2 碟形弹簧简介

碟形弹簧简称碟簧^[14], 可以认为是一个圆台形的薄壳结构, 用来隔离竖向地震的作用, 如图 1 所示. 主要尺寸有外径 D , 内径 d , 外锥高 H_0 , 内锥高 h_0 , 厚度 t .

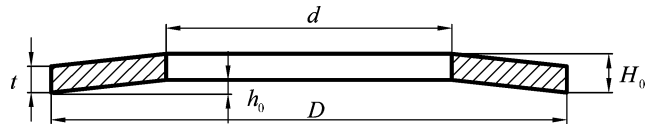


图 1 单片碟型弹簧示意图

Fig. 1 Schema of dish spring

单片碟型弹簧的反力 F 与变形 f 之间具有如下的关系:

$$F = \frac{2Et}{(1-\nu^2)K_1D^2}[f^3 - 3h_0f^2 + 2(h_0^2 + t^2)f] \quad (1)$$

其中: K_1 是与碟型弹簧特性有关的常数, 按下式计算:

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \left(\frac{C-1}{C} \right)^2 \left[\left(\frac{C+1}{C-1} \right) - \frac{2}{\ln C} \right]^{-1} \quad (2)$$

因此由(1)式对 f 求导数即可得到单片碟形弹簧的刚度系数为

$$k_d = \frac{2Et}{(1-\nu^2)K_1D^2}[3f^2 - 6h_0f + 2(h_0^2 + t^2)] \quad (3)$$

式中: f 是单个弹簧变形; h_0 是无支撑面弹簧极限变形; ν 是材料泊松比; $C = D/d$. 单片碟型弹簧的承载能力和变形能力有限, 因此一般需要将多个单片弹簧通过串联与并联组合使用. 采用不同的组合方式, 可以得到各种特性, 满足不同性能要求. 碟型弹簧变形时存在摩擦耗能作用, 根据试验得到的滞回曲线可以确定其等效阻尼比, 然后再确定阻尼系数.

3 复合隔震系统运动几何关系分析

图 2 所示为辊轴式摩擦摆系统的一般位置示意图. 上盘、下盘均为椭圆曲线、形状相同, r 是辊轴的半径; C 、 D 分别是上盘弧面与下盘弧面的中心; O 是辊轴横截面圆心, T 是辊轴在平衡位置时与椭圆弧滑道的接触点. A 是辊轴横截面与上盘椭圆弧的接触点, B 是辊轴横截面与下盘椭圆弧的接触点. MN 是通过 O 点的铅垂线; 设辊轴在时刻 t 时的转角是 θ , 取逆时针旋转为正方向. 辊轴截面圆心偏离平衡位置的角度为 φ , 则 $\angle BOT = \theta + \varphi$; 而且 θ 、 φ 分别是曲线参数 ϵ 的函数, 根据弧长 \underline{BD} = 弧长 \underline{BT} , 有 $(\theta + \varphi)r = L_{BT}(\varphi)$, 而 $\varphi = \varphi(\epsilon)$ 与 $\theta = \theta(\epsilon)$, 因此可以将 ϵ 看作是描述整个系统运动状态的广义坐标.

椭圆参数方程为: $x = a \sin \epsilon$, $y = b(1 - \cos \epsilon)$

可以利用上盘曲线顶点 C 的位移来表示上盘在两个方向的位移 x_0 , y_0 则上盘的位移坐标为:

$$x_0 = 2[x(\epsilon) - r \sin \varphi(\epsilon)], y_0 = 2[y(\epsilon) + r \cos \varphi(\epsilon)]$$

并且

$$\varphi = \tan[(b/a)\tan\epsilon], \theta = (1/r) \int_0^\epsilon (a^2 \cos^2 \epsilon + b^2 \sin^2 \epsilon)^{1/2} d\epsilon - \varphi$$

因此: $\dot{x}_0 = X_1 \dot{\epsilon}, \dot{y}_0 = Y_1 \dot{\epsilon}, \ddot{x}_0 = X_1 \ddot{\epsilon} + X_2 \dot{\epsilon}^2, \ddot{y}_0 = Y_1 \ddot{\epsilon} + Y_2 \dot{\epsilon}^2, \dot{\varphi} = \varphi' \dot{\epsilon}, \dot{\theta} = \theta' \dot{\epsilon}$

式中:

$$X_1 = 2[a \cos \epsilon - r \cos \varphi \varphi'], X_2 = 2(-a \sin \epsilon + r \sin \varphi \varphi'^2 - r \cos \varphi \varphi''),$$

$$Y_1 = 2[b \sin \epsilon - r \sin \varphi \varphi'], Y_2 = 2[b \cos \epsilon - r \cos \varphi \varphi'^2 - r \sin \varphi \varphi'']$$

$$\theta' = (1/r)(a^2 \cos^2 \epsilon + b^2 \sin^2 \epsilon)^{1/2} - \varphi', \varphi' = ab \sec^2 \epsilon / (a^2 + b^2 \tan^2 \epsilon),$$

$$\varphi'' = \frac{ab \sec^2 \epsilon (3 \tan^2 \epsilon + 1)}{a^2 + b^2 \tan^2 \epsilon} - \frac{2ab^3 \sec^4 \epsilon \tan^2 \epsilon}{(a^2 + b^2 \tan^2 \epsilon)^2}$$

因此可以将 θ 看作是描述整个系统运动状态的广义坐标, 即 x_0, y_0 及其各阶导数都可以表示成广义坐标 θ 及其各阶导数的函数。

4 系统运动方程

为了建立设置 RFPS 隔震系统的结构运动微分方程, 考察系统的隔震效果, 将结构按楼层简化成离散多自由度系统, 其相应质量为 m_i 、水平刚度与阻尼系数、竖向刚度与阻尼系数分别为 k_{xi} 与 c_{xi}, k_{yi} 与 c_{yi} , 如图 2 所示。上盘滑道与下盘滑道半径相同, 材料相同。

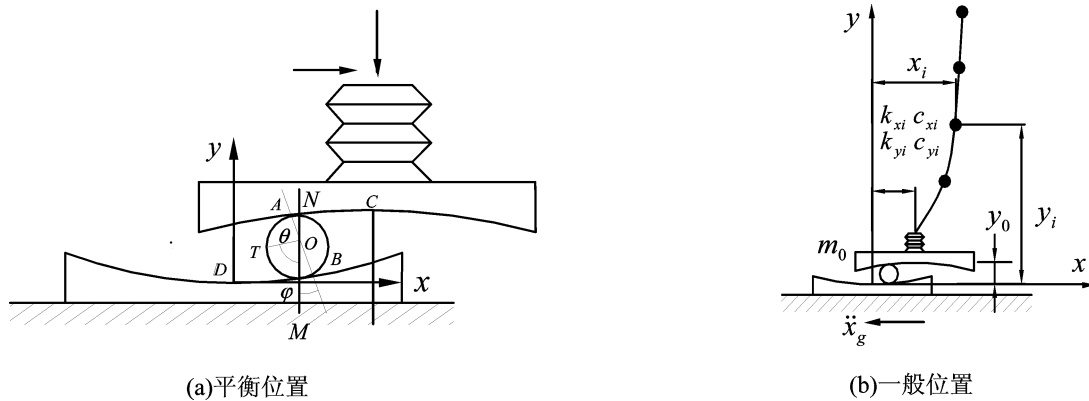


图2 辊轴摩擦摆系统示意图

Fig. 2 Schema of RFPS seismic isolation system

由于辊轴的质量非常小, 为了分析简单, 略去辊轴质量与截面转动惯量的影响, 这时辊轴与上、下盘接触面上的法向反力与切向力分别相等, 即 $N_A = N_B = N, F_A = F_B = F$ 。设上盘的质量为 m_0 , 由达朗贝尔原理, 根据上盘在 x 方向及 y 方向的平衡条件, 可分别得:

$$N = \bar{N}_1 \ddot{\epsilon} + \bar{N}_2 \dot{\epsilon}^2 + \bar{N}, F = \bar{F}_1 \ddot{\epsilon} + \bar{F}_2 \dot{\epsilon}^2 + \bar{F}$$

式中:

$$\bar{N}_1 = m_0 (Y_1 \cos \varphi + X_1 \sin \varphi), \bar{N}_2 = m_0 (Y_2 \cos \varphi + X_2 \sin \varphi)$$

$$\bar{N} = [m_0 \ddot{y}_g + k_{y1} (y_0 - y_1) + c_{y1} (\dot{y}_0 - \dot{y}_1)] \cos \varphi + [m_0 \ddot{x}_g + k_{x1} (x_0 - x_1) + c_{x1} (\dot{x}_0 - \dot{x}_1)] \sin \varphi$$

$$\bar{F}_1 = m_0 (Y_1 \sin \varphi - X_1 \cos \varphi), \bar{F}_2 = m_0 (Y_2 \sin \varphi - X_2 \cos \varphi)$$

$$\bar{F} = [m_0 \ddot{y}_g + k_{y1} (y_0 - y_1) + c_{y1} (\dot{y}_0 - \dot{y}_1)] \sin \varphi - [m_0 \ddot{x}_g + k_{x1} (x_0 - x_1) + c_{x1} (\dot{x}_0 - \dot{x}_1)] \cos \varphi$$

利用动能定理建立系统运动方程。取上盘及辊轴作为一个独立的隔离系统, 则根据相对动能定理应有:

$$dK = dW \quad (4)$$

式中:

dK 表示系统在 dt 时间内的动能增量, $dK = d(m_0 \dot{x}_0^2/2 + m_0 \dot{y}_0^2/2)$

dW 表示外力对系统所做的功, 包括以下各项:

1) 系统中重力所做的功: $-m_0 g \dot{y}_0 dt$, 其中 g 是重力加速度;

2) 地震力所做的功: $-m_0 \ddot{x}_g \dot{x}_0 dt - m_0 \ddot{y}_g \dot{y}_0 dt$, \ddot{x}_g 是地震地面加速度;

3) 弹性力与阻尼力做的功: $-[k_{x1}(x_0 - x_1) + c_{x1}(\dot{x}_0 - \dot{x}_1)]\dot{x}_0 dt - [k_{y1}(y_0 - y_1) + c_{y1}(\dot{y}_0 - \dot{y}_1)]\dot{y}_0 dt$

4) 辊轴在滚动过程中与上盘及下盘发生滚动摩擦作用产生的功耗 ΔA , 根据滚动摩擦理论, ΔA 为各项滚动阻力引起的能耗的和, 按文中第 1 节的方法计算.

根据滚动摩擦理论, 利用 N 及 F 可求出 ΔA , 再代入到动能方程(4)中就可以得到关于 ϵ 的二阶常微分方程, 但在利用数值解法化为状态方程时出现了高度的非线性代数方程, 应用迭代法计算不易得出收敛的结果, 因此采用以下的简化的方法计算.

一般情况下, 滚动摩擦系数 μ_r 大致为一个百分之几的数值^[13], 为了简化分析过程, 暂时假定滚动摩擦系数在辊轴滑道上是一个在上述范围之内内的常数, 则可以避免上述求解状态变量时的迭代过程, 大致估计 RFPS 辊轴摩擦摆的隔震效果.

这样在滚动过程中辊轴与上盘及下盘发生滚动摩擦产生的功耗为:

$$\Delta A = -2\mu_r N r |\dot{\theta} + \dot{\varphi}| dt = -2\mu_r \text{sign}(\dot{\epsilon}) N r (\dot{\theta}' + \dot{\varphi}') \dot{\epsilon} dt$$

其中系数 2 表示同时计入了在上盘与下盘发生的滚动阻力所做的功.

将以上的 1) - 4) 项代入到 (4) 式中, 可以得到关于 ϵ 的运动方程为:

$$\ddot{\epsilon} = -(\eta_2/\eta_1)\dot{\epsilon}^2 - \eta_3/\eta_1 - \eta_4/\eta_1 \quad (5)$$

其中:

$$\eta_1 = m_0 r^2 + 2\mu_r \text{sign}(\dot{\epsilon}) \bar{N}_1 r (\dot{\theta}' + \dot{\varphi}')$$

$$\eta_2 = 2\mu_r \text{sign}(\dot{\epsilon}) \bar{N}_2 r (\dot{\theta}' + \dot{\varphi}')$$

$$\eta_3 = m_0 X_1 \ddot{x}_g + m_0 Y_1 \ddot{y}_g + [k_{x1}(x_0 - x_1) + c_{x1}(\dot{x}_0 - \dot{x}_1)]X_1 + [k_{y1}(y_0 - y_1) + c_{y1}(\dot{y}_0 - \dot{y}_1)]Y_1 \eta_4 = 2\mu_r \text{sign}(\dot{\epsilon}) \bar{N} r (\dot{\theta}' + \dot{\varphi}')$$

质点 m_1 至 m_n 的运动方程为

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= -[k_{x1}(x_1 - x_0) + c_{x1}(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) + k_{x2}(x_1 - x_2) + c_{x2}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)]/m_1 - \ddot{x}_g \\ \ddot{y}_1 &= -[k_{y1}(y_1 - y_0) + c_{y1}(\dot{y}_1 - \dot{y}_0) + k_{y2}(y_1 - y_2) + c_{y2}(\dot{y}_1 - \dot{y}_2)]/m_1 - \ddot{y}_g - g \\ &\vdots \\ \ddot{x}_i &= -[k_{xi}(x_i - x_{i-1}) + c_{xi}(\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) + k_{x(i+1)}(x_i - x_{i+1}) + c_{x(i+1)}(\dot{x}_i - \dot{x}_{i+1})]/m_i - \ddot{x}_g \\ \ddot{y}_i &= -[k_{yi}(y_i - y_{i-1}) + c_{yi}(\dot{y}_i - \dot{y}_{i-1}) + k_{y(i+1)}(y_i - y_{i+1}) + c_{y(i+1)}(\dot{y}_i - \dot{y}_{i+1})]/m_i - \ddot{y}_g - g \\ &\vdots \\ \ddot{x}_n &= -[k_{xn}(x_n - x_{n-1}) + c_{xn}(\dot{x}_n - \dot{x}_{n-1})]/m_n - \ddot{x}_g \\ \ddot{y}_n &= -[k_{yn}(y_n - y_{n-1}) + c_{yn}(\dot{y}_n - \dot{y}_{n-1})]/m_n - \ddot{y}_g - g \end{aligned} \quad (6)$$

(5) 式及 (6) 式组成非线性常微分方程组, 可用龙格-库塔数值方法求解.

当处于静止状态的辊轴有滚动趋势时, 由于滚动摩擦作用产生抵抗运动的阻力矩, 当主动力矩大于或等于阻力矩时, 辊轴才能开始滚动.

对于单个辊轴来说, 驱动力矩是接触面上滑动摩擦力产生的力矩 $2Fr$, 而滚动摩擦阻力矩为 $2\mu_r N r$, 其中的系数 2 表示有两个接触面. 由于在地震作用下系统的运动表现为往复性, 因此辊轴在运动过程中会经常间断地出现转动角速度 $\dot{\theta} = 0$ 的状态, 若此时 $2Fr < 2\mu_r N r$, 则辊轴一直处于静止状态, 在这里称其为停滞状态(stick mode), 只有当 $2Fr > 2\mu_r N r$ 时, 辊轴才能重新开始滚动.

一般情况下, 采用数值方法计算结构地震动力反应时, 在已有的研究工作中^{[2][9][11]}, 处理这种由于静摩擦作用产生的停滞现象时, 是将固定的时间步长 Δt 划分得足够小 ($\Delta t = 0.001s$), 再根据所考虑的 Δt 内辊轴的转动角速度是否为 0, 而将全部的时间步长 Δt 分为停滞时段与非停滞时段两种类型. 在停滞时段内, 隔震系统不起作用, 而在非停滞时段内, 隔震系统发挥作用, 分别计算系统的地震动力反应.

为考察 RFPS 系统的隔震、耗能及复位特性, 将 m_1 及以上的质点除去, 只考虑有上盘 m_0 存在, 暂时不考虑地面运动的影响, 若给系统施加一个初始速度, 则可以求得自由振动动力反应时程(辊轴角速度)及相平面迹线如图 3 所示. 说明系统在滚动摩擦阻力的作用下振动幅度不断衰减, 最后达到静止状态.

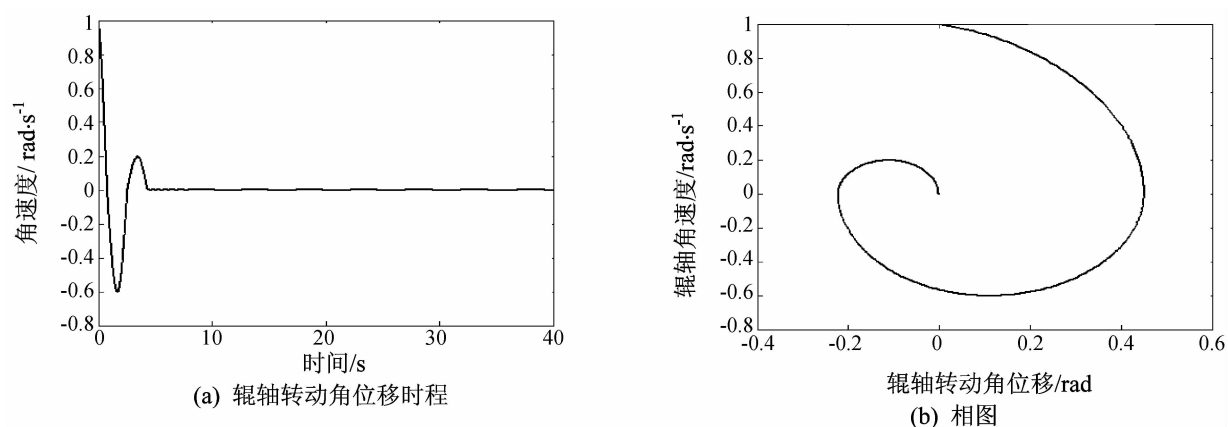
图3 系统自由振动角速度时程与相图($a=1.5\text{ m}, b=1.0\text{ m}, \mu_r=0.02$)

Fig. 3 Time-history of free vibration dynamic response

5 地震动力反应计算实例

为了进一步考察设置隔震系统的效果,取一个7层建筑结构,简化成一个7个集中质量的系统, $m_i=933\text{ t}$,水平方向刚度与阻尼系数分别为 $k_{xi}=950\,000\text{ kN/m}$, $c_{xi}=3\,000\text{ kN/m}\cdot\text{s}$,竖向刚度与阻尼系数分别为水平方向的15倍.假设辊轴由刚性极大的硬质合金制作,输入地震波为Elcentro波.最大水平地面加速度为 $\ddot{x}_{g\max}=3.40\text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$,地震烈度相当于8度.对于结构底部不布置隔震系统、布置隔震系统两种情况分别进行了计算,得到结果如图4—图9及表1—表2.

表1 滑道长轴 a 与最大水平层间位移/mm($\mu_s=0.01, b=0.5\text{ m}$)Tab. 1 a vs. maximum horizontal inter-storey drift

滑道长轴 a/m	0—1层	1—2层	2—3层	3—4层	4—5层	5—6层	6—7层
0.5	15.5	13.3	11.4	10.4	8.7	6.4	3.5
1.0	11.8	12.5	13.0	13.8	13.0	9.9	5.3
1.5	11.1	11.8	12.5	13.7	13.0	9.8	5.1
2.0	11.5	11.6	12.8	13.7	13.0	9.9	5.3
2.5	11.1	12.0	12.9	13.8	12.7	9.8	5.4
无隔震	48.8	44.4	39.0	33.2	27.0	19.4	10.3
隔震效率/%	75.8	71.8	66.7	58.4	51.8	49.0	48.5

注:隔震效率=(无隔震水平层间位移—有隔震水平层间位移)/无隔震水平层间位移

表2 n 与竖向层间位移/mm($\mu_r=0.01, a=1.0\text{ m}, b=0.5\text{ m}, \beta=15$)Tab. 2 n vs. maximum vertical inter-storey drift

n /蝶簧数量	1层	2层	3层	4层	5层	6层	7层
1	最大	5.1	4.8	4.0	3.2	2.4	1.6
	最小	2.9	2.4	2.0	1.6	1.2	0.8
2	最大	4.9	4.5	3.7	3.0	2.2	1.5
	最小	3.6	2.8	2.3	1.9	1.4	0.93
3	最大	4.8	4.4	3.7	2.9	2.2	1.5
	最小	4.0	3.0	2.5	2.0	1.5	1.0
4	最大	4.7	4.3	3.6	2.9	2.2	1.4
	最小	4.1	3.1	2.6	2.1	1.6	1.0
5	最大	4.7	4.3	3.6	2.8	2.1	1.4
	最小	4.1	3.2	2.6	2.1	1.6	1.1
无碟簧	最大	7.3	6.5	5.5	4.6	3.5	2.4
	最小	2.2	1.7	1.3	0.98	0.72	0.45

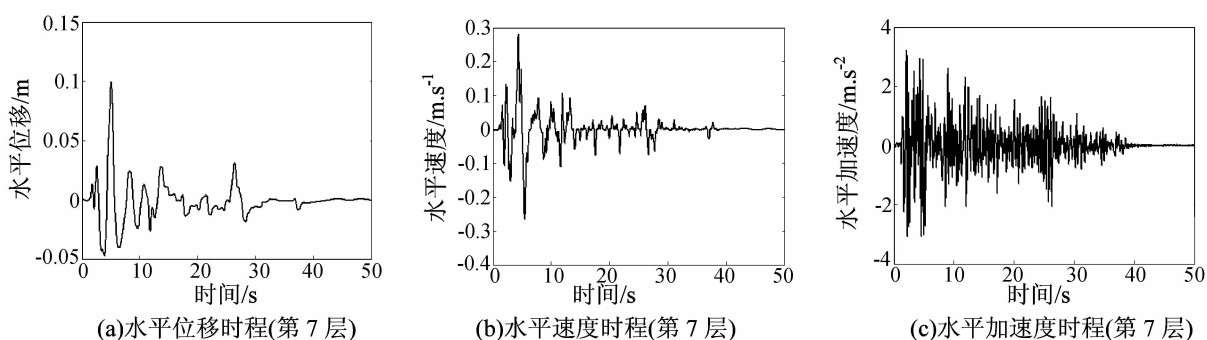
图 4 楼层水平地震动力反应时程($\mu_r=0.01$, $a=1.0$ m, $b=0.5$ m)

Fig. 4 Time-history of storey seismic dynamic response in horizontal direction

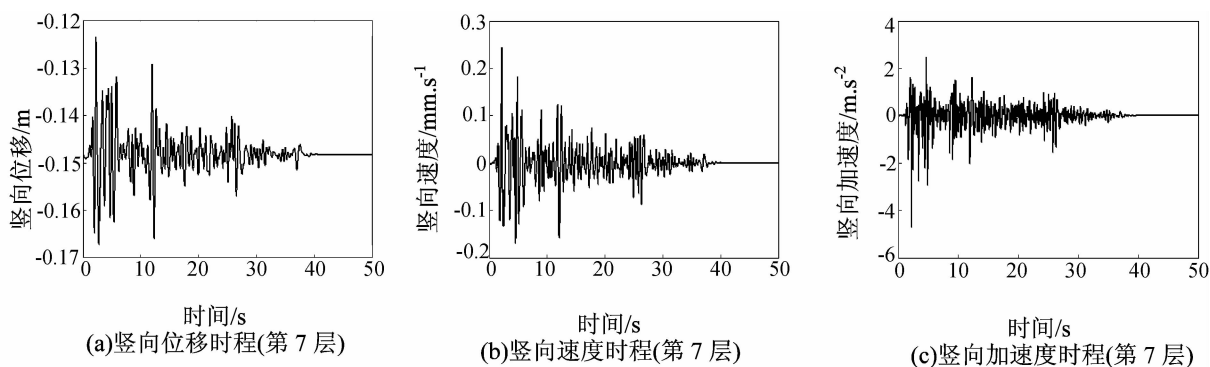
图 5 楼层竖向地震动力反应时程($\mu_r=0.01$, $a=1.0$ m, $b=0.5$ m, $n=2$)

Fig. 5 Time-history of storey seismic dynamic response in vertical direction

6 计算结果分析

图 6 与图 7 是动力反应水平层间位移,可以看出:设置了组合隔震系统之后,水平层间位移值大幅减少.这与其它类型隔震系统的特性是一致的.实际上楼层的水平速度与水平加速度都有大幅的减少,这是由于隔震系统具有长周期的特点决定的,对结构的抗震是有利的.但楼层位移、速度、加速度是绝对值,层间位移是相邻楼层位移差,结构的内力、应变仅与层间位移直接有关.

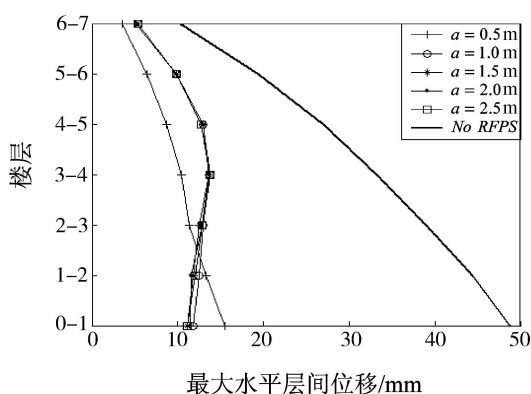
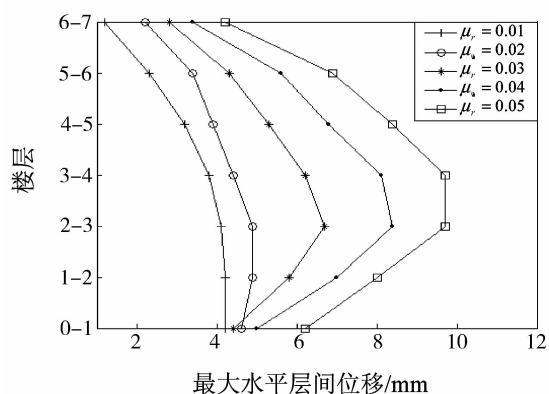
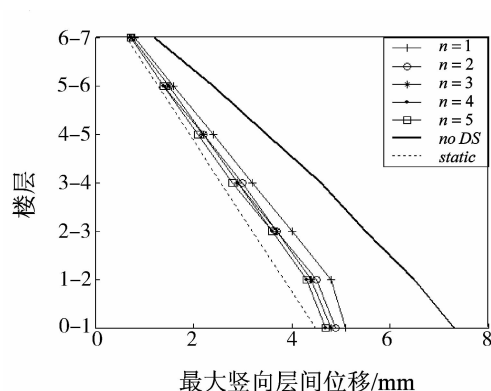
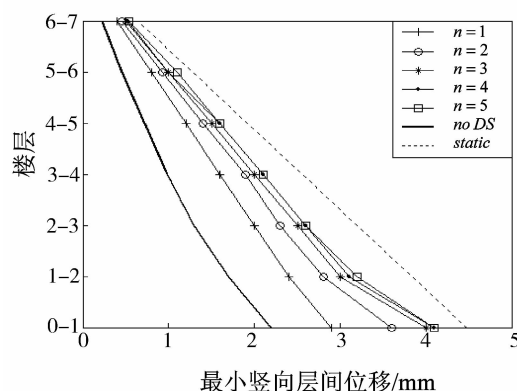
图 6 滑道长轴 a 与最大水平层间位移Fig. 6 a vs. max. horizontal inter-storey drift($\mu_r=0.01$, $b=0.5$ m, $n=2.0$)

图 7 摩擦系数与最大水平层间位移

Fig. 7 μ_r vs. max. horizontal inter-storey drift($a=1.0$ m, $b=0.5$ m, $n=2.0$)

图8 刚度比 n 与最大竖向层间位移Fig. 8 n vs. max. vertical inter-storey drift $(a=1.0\text{ m}, b=0.5\text{ m}, \mu_r=0.01)$ 图9 刚度比 n 与最小竖向层间位移Fig. 9 n vs. max. vertical inter-storey drift $(a=1.0\text{ m}, b=0.5\text{ m}, \mu_r=0.01)$

竖向地震动力反应如图8—图9所示,在承受竖向地震作用之前,体系中已经存在初始的压缩层间位移(静力层间位移).从图8中可以看出,设置碟形弹簧以后,最大压缩层间位移比不设置碟型弹簧时的位移有所减少,因此体系竖向构件的最大轴力也有所减少.而从图9中可以看出,设置碟形弹簧以后,最小压缩层间位移比不设置碟型弹簧时有所增加,可以防止体系竖向构件中出现受拉层间位移.设置碟型弹簧以后最大压缩层间位移与最小压缩层间位移向静力层间位移趋近,碟型弹簧刚度系数越小越接近.但是若碟型弹簧的刚度太小,则初始竖向位移过大,设计与应用不易处理.应根据实际情况确定碟型弹簧的刚度值.

考虑了水平振动与竖向振动的耦合作用后,地震动力反应计算结果还有如下一些特点:若没有竖向地震作用,则体系在竖向的振动来自FPS滑道曲率的扰动,当有竖向地震作用时,滑道曲率对竖向振动的影响可以忽略不计,因此看起来对竖向隔震效果没有影响.滑动摩擦系数仅对水平方向的隔震效果有影响,对竖向隔震效果的影响也可以忽略不计.因此当滑道长轴大于1m时,由于曲率较小,竖向振动与水平振动之间的耦合作用很弱,可以分开各自单独计算.这时在竖向的耗能作用要由碟型弹簧的阻尼与体系在竖向的自有阻尼作用完成.

7 结 论

(1)利用动能定理建立了FPS摩擦摆与碟型弹簧组合隔震系统的运动微分方程,考虑了水平振动与竖向振动的耦合作用.用龙格—库塔数值方法求解可以得到合理的计算结果.这种隔震在水平方向与竖向都具有隔离能力,依靠结构重力可以使其复位.由在滑块与上、下盘接触面的摩擦力与系统自身的阻尼作用可以消耗传入结构的能量.

(2)设置复合隔震系统之后,结构地震动力反应的层间位移大幅减少,最大隔震效果可达75%左右.同时结构水平动力反应速度、加速度也大幅减小,竖向动力反应层间位移也更趋近于静力层间位移.

(3)当椭圆滑道长轴在大于1m、短轴为0.5m时,竖向振动与水平向振动的耦合作用很弱,可以忽略耦合作用的影响,在两个方向可以分开计算动力反应.

参考文献 References

- [1] ZAYAS V, LOW S, MAHIN S A. A simple pendulum technique for achieving seismic isolation[J]. Earthquake Spectra, 1990, 6(2):317-331.
- [2] WANG Yen-po, CHUNG Lap-loi, LIAO Wei-Hsin. Seismic response analysis of bridges isolated with friction pendulum bearings [J]. Earthquake Engineering & Structural Dynamics, 1998, 27(10):1069-1093.
- [3] JANGID R S, DATTA T K. Seismic behavior of base isolated buildings: a state of the art review [J]. Structures

- and buildings, 1995, 110(2):186-202.
- [4] MOKHA A S, AMIN N, CONSTANTINOU M C, et al. Seismic isolation retrofit of large historic buildings[J]. Journal of structure engineering, ASCE, 1996, 122(3):298-308.
- [5] HWANG J S. Evaluation of equivalent linear analysis methods of bridge isolation[J]. Journal of structure engineering, ASCE, 1996, 122(8):972-976.
- [6] TSOPELAS P, CONSTANTINOU M C, KIM Y S, et al. Experimental study of FPS system in bridge seismic isolation[J]. Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 1996, 25:65-78.
- [7] ZHOU Xi-yuan, YAN Wei-ming, YANG Run-lin. Seismic base isolation energy dissipation and vibration control of building structures [J]. Journal of Building Structures, 2002, 23(2):2-11.
- [8] LI Da-wang, ZHOU Xi-yuan, WANG Dong-wei. Further analysis for the vibration performances of friction pendulum systems [J]. Journal of Vibration Engineering, 2001, 14(3):330-333.
- [9] LI Da-wang, ZHAO Zhu. Forecasting for the steady state random responses of friction pendulum systems [J]. World Earthquake Engineering, 2000, 16(3):101-104.
- [10] YUAN Jian, ROSCH K E Paul. Equation of motion for novel friction pendulum system with dual rollers[J]. Transactions of Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2005, 22(4):276-280.
- [11] GE Nan, SU You-po, WANG Xing-guo, et al. Research about rolling friction pendulum earthquake isolating system on circular slide [J]. Engineering Mechanics, 2009, 26(6):158-165.
- [12] 姚谦峰, 陈平, 赵冬. 结构减震技术的研究与应用[J]. 西安建筑科技大学学报:自然科学版, 1998, 30(3):244-246.
- YAO Qian-feng, CHEN Ping, ZHAO Dong. Research and application of the antivibration technology in structures [J]. J. Xi'an Univ. of Arch. & Tech.: Natural Science Edition, 1998, 30(3):244-246.
- [13] JOHNSON K L. Contact Mechanics [M]. London: Cambridge University Press, 1985.

Analysis about compound seismic system consisting of RFPS on ellipse slide and dish spring

CHEN Hai-bin, SU You-po, GE Nan, WANG Xing-guo

(Earthquake engineering research center of Hebei Province, Hebei United University, Tangshan 063009, China)

Abstract: A theoretical analyzing approach about the compound seismic isolation system consisting of RFPS on ellipse slide and dish spring is derived. It starts from Lagrange' Equation in multiply-body dynamics, including the coupling effect of the level vibration and vertical vibration. Computation results show that this system has the necessary isolation capability and reposition capability in the both direction; the slipping friction forces at the contacting surface provides the energy dissipation capability. It is shown that when the long axis a is 1.0m, the short axis $b=0.5$ m and the rolling friction coefficient is about 0.01, the seismic isolation effectiveness could be as high as 75%, while the coupling effect in two directions is so small that it could be neglected and the dynamic responses could be calculated with respect to each of the individual direction.

Key words: rolling friction; compound seismic isolation system; ellipse slide; kinematic energy theorem; non-linear differential equation; Longe-Kuta method