

文章编号:1000-582X(2005)11-0129-05

耗能减震结构的振型分解法*

李正英,李正良,范文亮

(重庆大学土木工程学院,重庆 400030)

摘要:针对设置不同耗能器的减震结构在基于等效线性化的振型分解反应谱法进行分析中存在的等效线性化方法不同从而导致动力分析的计算精度和计算量不同的问题,文章采用实模态强行解耦振型分解法和复模态分析法进行对比分析,探讨2种方法在安装有不同耗能器的减震结构动力分析中的适用性.数值分析结果表明,对安装有粘滞耗能器的减震结构为保证计算精度宜采用复模态分析法,而对设置有粘弹性、金属屈服型或摩擦耗能器的减震结构,建议采用实模态强行解耦的振型分解法.

关键词:耗能减震结构;耗能器;等效线性化;复模态;振型分解法

中图分类号:TU375.4

文献标识码:A

耗能减震技术是指通过在建筑物中设置耗能部件(耗能支撑;耗能剪力墙;耗能节点;耗能器等)或调谐耗能器,使地震输入到建筑物的能量一部分被耗能部件消耗,一部分由结构的动能和变形耗能承担,以此达到减震目的^[1].近30a来研究和应用的耗能器主要有以下几类:粘滞耗能器;粘弹性耗能器;金属屈服型耗能器;摩擦耗能器等,其中前2类耗能器的特性与速度有关,称为速度相关型耗能器,后2类耗能器的恢复力具有滞变特性,称为滞变型耗能器^[2].

耗能减震结构分析方法主要有循环设计法、能量平衡法、时程分析法、非线性静力分析法、振型分解反应谱法等.其中振型分解反应谱法由于其简洁性被大多数工程设计人员所熟悉,仍然是结构设计中的主导方法,而该方法的基础是振型分解法.对于耗能减震结构,由于需利用耗能器耗散地震能量,所以耗能器必定会进入非线性,即使主结构处于弹性,整体结构亦会进入非线性状态,为采用振型分解法分析,需先对非线性的耗能元件进行等效线性化,由于各耗能器等效线性化方法不同,对一些耗能器为了确定等效线性刚度及等效阻尼比参数须进行重复迭代计算,导致动力分析的计算量不同;另一方面,结构中由于引入耗能装置而成为非比例阻尼结构,附加阻尼不满足正交性条件,对非比例阻尼结构动力方程的解耦需采用复模态分析.然而,复模态方法存在一个主要的缺点,是它所涉及的

复模态特征问题为 $2N \times 2N$ 阶,较传统的振型分解法增加了一倍,且必须进行复数运算,从而造成计算量的显著增加.为简化分析,在地震作用下结构近似处于弹性的假定下也可采用基于等效线性化的强行解耦的振型分解法^[2].强行解耦的振型分解法较之复模态分析法计算简便且计算量小,更易为工程师接受,但是强行解耦的振型分解法由于忽略了非比例阻尼项,必然带来误差.因此笔者针对安装有不同耗能器的结构分别采用实模态强行解耦的振型分解法及复模态分析法进行分析,从而探讨对安装有不同特性耗能器的减震结构上述2种方法的适用性.

1 不同耗能器的等效线性化

1.1 粘滞耗能器和粘弹性耗能器

在几种耗能器中,粘滞耗能器由于只对结构附加阻尼,附加刚度为零,粘滞耗能器的阻尼系数: $c_d = c_w$, c_w 是由实验确定的粘滞系数,它与阻尼器的类型有关,不需要等效线性化过程.

粘弹性耗能器的等效阻尼、刚度 c_d 、 k_d 由下式确定^[3]:

$$c_d(\omega) = \frac{AG''(\omega)}{\omega\delta}; k_d(\omega) = \frac{AG'(\omega)}{\delta}; A \text{ 和 } \delta \text{ 分别为}$$

粘弹性材料层的受剪面积和厚度, $G''(\omega)$ 为损耗模量

* 收稿日期:2005-06-23

基金项目:国家重大基础研究前期研究专项(2003CCA01500)

作者简介:李正英(1975-),女,四川资阳人,重庆大学讲师,博士研究生,主要从事结构工程的研究.

(表示材料的阻尼性能), $G'(\omega)$ 为储能模量(表示材料的刚度性能)。

设置粘弹性耗能器的结构, 由于耗能器的刚度和阻尼系数都与耗能减震结构的固有频率 ω 或自振周期有关, 因此耗能减震结构的自振周期和振型的计算需要迭代。

1.2 滞变型耗能器

金属屈服型耗能器或摩擦耗能器这类滞变型耗能器的力与变形的关系一般采用折线型或光滑滞变恢复力模型表示, 对于这种非线性体系应用振型分解法时, 必须对其进行等效线性化。非线性结构等效线性化的方法有很多, 较多采用的有折算刚度法、几何刚度法及平均刚度法和平均阻尼比法。其中平均刚度法和平均阻尼比法概念较明确, 其原理如下:

由于大多数滞变耗能器的恢复力都可近似采用对称双线性模型, 该模型中, $-X_m \leq x \leq X_m$, 则函数 $f(x)$ 在 $0 - X_m \leq x \leq X_m$ 可取中值表示数学期望值, 即:

$$\bar{f} = \frac{1}{X_m} \int_0^{X_m} f(x) dx. \quad (1)$$

基于上述原理, 可得到基于割线刚度和阻尼系数等概率幅值平均的等效线性化方法, 得出的耗能器的等效阻尼和刚度如下^[2]:

$$c_{ks} = \begin{cases} 0, & X_m \leq x_{dby}; \\ \frac{4(1-a)k_{d0}x_{dby}}{\pi\omega X_m} \left(\frac{x_{dby}}{X_m} + \ln \frac{X_m}{x_{dby}} - 1 \right), & X_m > x_{dby}. \end{cases} \quad (2)$$

$$k_{ks} = \begin{cases} k_{d0}, & X_m \leq x_{dby}; \\ ak_{d0} + (1-a)k_{d0} \frac{x_{dby}}{X_m} \left(1 + \ln \frac{X_m}{x_{dby}} \right), & X_m > x_{dby}. \end{cases} \quad (3)$$

式(2)、式(3)中 k_{d0} 、 x_{dby} 和 a 分别为耗能器的初始刚度、屈服位移和第二刚度系数。

设置金属屈服型耗能器或摩擦耗能器的结构, 由于耗能器的等效刚度和阻尼均与结构地震作用的最大位移有关, 故此类结构的地震作用和效应计算亦需迭代计算。

由此可见对于耗能减震结构体系, 除设置粘滞耗能器结构的耗能器阻尼系数可由实验确定外, 其余几类结构的参数均需经过迭代求解。虽然基于等效线性化的附加耗能器的刚度阵和阻尼阵是随着结构反应的变化而变化的, 但对于每一次的迭代过程来说, 都可将其视为固定的, 从而使得振型分解法得以实现。

2 实模态振型分解法

耗能减震结构体系的基于等效线性化的振动微分方程为:

$$\begin{aligned} & ([M_s] + [M_d]) \{\ddot{X}\} + ([C_s] + [C_d]) \{\dot{X}\} + \\ & ([K_s] + [K_d]) \{X\} = -([M_s] + [M_d]) \{I\} \ddot{X}_g. \end{aligned} \quad (4)$$

式(4)中: $[M_d]$ 、 $[K_d]$ 、 $[C_d]$ 分别为耗能器的附加质量矩阵、刚度矩阵和阻尼矩阵; $[M_s]$ 、 $[K_s]$ 、 $[C_s]$ 分别为主结构的质量矩阵、刚度矩阵和阻尼矩阵, 通常相对于主结构的质量阵 $[M_s]$ 来说, 子结构(包括耗能器与斜撑)的质量阵 $[M_d]$ 很小, 可忽略不计。

求解出基于等效线性化的耗能减震结构的特征值和特征向量后, 利用质量矩阵 $[M_s]$ 、刚度矩阵 $[K_s]$ + $[K_d]$ 及主结构阻尼矩阵 $[C_s]$ 关于振型向量的正交性, 在忽略子结构阻尼矩阵 $[C_d]$ 的非正交项的前提下, 就可将结构的运动微分方程分解为 n 个独立的运动方程, 即解耦后的各振型反应方程

$$\ddot{Y}_i = 2(\zeta_{si} + \zeta_{di})\omega_i \dot{Y}_i + \omega_i^2 Y_i = \frac{1}{M_i^*} P_i^*(t). \quad (5)$$

若令

$$\gamma_i = \frac{\{u_i\}^T [M] \{I\}}{\{u_i\}^T [M] \{u_i\}} = \frac{\sum_{j=1}^n M_j u_{ij}}{\sum_{j=1}^n M_j u_{ij}^2}, \quad (6)$$

则式(5)可改写为

$$\ddot{Y}_i + 2(\zeta_{si} + \zeta_{di})\omega_i \dot{Y}_i + \omega_i^2 Y_i = -\gamma_i \ddot{X}_g. \quad (7)$$

一般结构振动的初始条件为

$$\dot{Y}_i(0) = Y_i(0) = 0. \quad (8)$$

运用 Duhamel 积分对式(7)求解可得

$$Y_i(t) = \frac{\gamma_i}{\omega_i'} \int_0^t \ddot{X}_g(\tau) e^{-(\zeta_{si} + \zeta_{di})\omega_i(t-\tau)} \sin\omega_i'(t-\tau) d\tau. \quad (9)$$

式(9)中 $\omega_i' = \sqrt{1 - (\zeta_{si} + \zeta_{di})^2} \omega_i$ 。

对主结构为层剪切模型的耗能减震结构第 i 质点相对于基础的位移为

$$X_i(t) = \sum_{j=1}^n u_j(i) Y_j(t). \quad (10)$$

对于耗能减震结构, 由于其等效刚度及阻尼均与结构的层间位移反应相关, 所以层间位移反应是耗能减震结构的一个重要的反应指标, 可按下式计算

$$\Delta X_i(t) = \sum_{j=1}^n [u_j(i+1) - u_j(i)] Y_j(t).$$

3 复模态分析法

对于非比例阻尼结构的反应分析, 强行解耦的振型分解法完全忽略了非正交项阻尼, 会产生一定的误差, 在某些情况下误差还较大。基于状态空间而建立起来的复模态理论则是处理非比例阻尼系统的精确的方法^[4]。

为表达方便,将式(4)简化为以下形式

$$[M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = -[M]\{I\}\ddot{X}_g \quad (11)$$

式(1)中 $[M] = [M_s]$; $[M] = [M_s] + [C_d]$; $[K] = [K_s] + [K_d]$.

引入状态向量

$$\{Z\} = \begin{Bmatrix} \dot{X} \\ X \end{Bmatrix}, \text{ 则 } \dot{\{Z\}} = \begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \dot{X} \end{Bmatrix} \quad (12)$$

把 $[M]\{\ddot{X}\} - [M]\{\dot{X}\} = 0$ 与式(11)联立,可简写为

$$[A]\{\dot{Z}\} + [B]\{Z\} = -\{f\}\ddot{X}_g \quad (13)$$

其中

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & [M] \\ [M] & [C] \end{bmatrix}, [B] = \begin{bmatrix} -[M] & 0 \\ 0 & [K] \end{bmatrix}, \{f\} = \begin{Bmatrix} 0 \\ [M]\{I\} \end{Bmatrix} \quad (14)$$

式(13)对应的自由振动问题

$$[A]\{\dot{Z}\} + [B]\{Z\} = 0 \quad (15)$$

设上式的解为

$$\{Z\} = \{\Phi\}e^{rt} \quad (16)$$

其中 $\{\Phi\}$ 为常向量, r 为常数.

将式(16)代入式(15)得

$$(r[A] + [B])\{\Phi\} = 0 \quad (17)$$

通常 $[M]$ 、 $[K]$ 均可逆,于是有

$$([G] - \lambda[I])\{\Phi\} = 0 \quad (18)$$

式(18)中 $[G] = -[B]^{-1}[A] =$

$$\begin{bmatrix} 0 & [I] \\ -[K]^{-1}[M] & -[K]^{-1}[C] \end{bmatrix}; \lambda = \frac{1}{r}; [I] \text{ 为单位矩阵.}$$

式(18)有非零解的充要条件为

$$|[G] - \lambda[I]| = 0 \quad (19)$$

式(18)、式(19)是典型的特征值与特征向量问题. 由于矩阵 $[G]$ 不是对称矩阵,所以它的特征值与特征向量可能是复的. 另一方面,根据问题的力学性质可知,对于稳定的振动系统, λ 必为具有负实部的复数. 当 λ 的虚部非零时,必然存在另一 λ^* 与之共轭. 因此从式(18)中求解出的特征向量也必然以复共轭对的形式出现.

设 λ_i 、 $\{\Phi_i\}$ 和 λ_j 、 $\{\Phi_j\}$ 为互异的 2 个特征对. 将它们分别代入式(17)并分别左乘 $\{\Phi_j\}^T$ 、 $\{\Phi_i\}^T$ 有

$$\{\Phi_j\}^T(r_i[A] + [B])\{\Phi_i\} = 0 \quad (20)$$

$$\{\Phi_i\}^T(r_j[A] + [B])\{\Phi_j\} = 0 \quad (21)$$

式(20)、式(21)相减并注意到 $[A]$ 、 $[B]$ 均为对称矩阵得

$$(r_i - r_j)(\Phi_i)^T[A]\{\Phi_j\} = 0 \quad (22)$$

当 $r_i \neq r_j$, 则

$$\{\Phi_i\}^T[A]\{\Phi_j\} = 0; \quad (23)$$

当 $r_i = r_j$, 式(20)、式(21)变为

$$\{\Phi_i\}^T(r_i[A] + [B])\{\Phi_i\} = 0, \quad (24)$$

化简可得

$$r_i = 1/\lambda_i = -\{\Phi_i\}^T[B]\{\Phi_i\} / (\{\Phi_i\}^T[A]\{\Phi_i\}). \quad (25)$$

在式(23)中将 $[A]$ 换成 $[B]$ 亦成立,即

$$\{\Phi_i\}^T[B]\{\Phi_j\} = 0. \quad (26)$$

所以非经典振型 $[\Phi] = [\Phi_1 \Phi_2 \dots \Phi_{2n}]$ 关于矩阵 $[A]$ 、 $[B]$ 正交.

由于非经典振型为完备正交系,所以体系的任何反应都可用振型来展开. 于是式(13)中反应向量 $\{Z\}$ 可表示为

$$\{Z\} = [\Phi]\{q\} = \sum_{j=1}^{2n} \{\Phi_j\}q_j(t). \quad (27)$$

式(27) $q_j(t)$ 中为第 j 振型的广义坐标.

将式(27)代入式(13),左乘 $\{\Phi_j\}^T$ 并利用正交性得

$$\dot{q}_j(t) - r_j q_j(t) = -\eta_j \ddot{X}_g(t). \quad (28)$$

式(28)中 $\eta_j = \{\Phi_j\}^T\{f\}/\{\Phi_j\}^T[A]\{\Phi_j\}$.

利用零初始条件,对上述 $2n$ 个解耦微分方程求解可得

$$q_j(t) = -\eta_j \int_0^t \ddot{X}_g(\tau) e^{\eta_j(t-\tau)} d\tau. \quad (29)$$

若令 $\{\Phi^u\}$ 、 $\{\Phi^b\}$ 分别表示 $\{\Phi\}$ 的上、下各 n 个元素组成的向量且满足

$$\{\Phi^u\} = \{r\Phi^b\} \quad (30)$$

则由

$$\{X\} = [\Phi^b]\{q\} = \sum_{j=1}^{2n} \{\Phi_j^b\}q_j(t), \quad (31)$$

有 $X_i(t) = \sum_{j=1}^{2n} \Phi_j^b(i)q_j(t)$,

$$\Delta X_i(t) = \sum_{j=1}^{2n} \{\Phi_j^b(i+1) - \Phi_j^b(i)\}q_j(t).$$

4 算例

对于设置粘滞耗能器的减震结构,由于不存在等效线性化的过程,可直接运用复模态分析法或强行解耦的实模态振型分解法进行此类减震结构的反应分析,而从理论上说,复模态方法可求解出非经典阻尼结构体系的精确解,强行解耦的振型分解法只是近似分析. 下面采用上述 2 种方法对一设有粘滞耗能器的 3 层钢筋混凝土框架进行分析,并验证强行解耦的振型分解法精度.

算例 1 结构层质量为 100 t,层间初始弹性刚度为 700 KN/cm,阻尼比 $\zeta = 0.05$,粘滞耗能器的阻尼系数取为 $c_d = 1\ 000$ KN·s/m. 输入地震动为 USA00001

(ELCENTRO 波 S00E 方向),中震加速度幅值取为 196 gal,小震加速度幅值取为 70 gal. 耗能器的布置方式为底层 5 个,其余各层均为零. 在这种情况下,结构地震反应计算结果见图 1 所示.

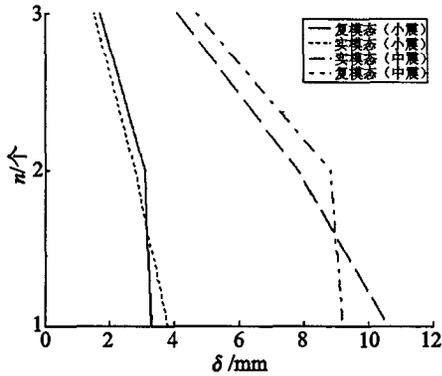


图 1 设有粘滞耗能器减震结构反应分析

从图 1 的计算结果可看出,强行解耦的振型分解法会引进误差,有时误差会较大,在此例中就接近 15%. 1977 年 Warburton 和 Soni 在文献[5]中研究了非经典阻尼矩阵忽略非正交项的误差问题,提出了此方法的如下适用条件:

$$\zeta_i \leq 0.05 \left| \frac{b_{js}}{2b_{js}} \left(\frac{T_j^2}{T_s^2} - 1 \right) \right|_{\min} \quad (j = 1, 2, \dots, n). \tag{32}$$

式(32)中 ζ_j 为忽略非正交项求得的振型阻尼比; $b_{js} = (j, s = 1, 2, \dots, n)$ 是矩阵 $B = M^*^{-1}C^*$ 的元素,其中 M^* 是结构的广义质量矩阵, C^* 是与结构的非经典阻尼矩阵相应的广义阻尼矩阵. 大量的计算表明,当式(32)满足时,忽略非经典阻尼矩阵的非正交项的结构反应误差不超过 10%,大多数情况下不超过 5%. 但是,对于设置粘滞耗能器的减震结构,并不能保证上式一定能满足. 因此对于此类结构运用复模态方法进行分析是非常有必要的.

对于设置有粘弹性、金属屈服型或摩擦耗能器的减震结构,当采用振型分解法进行地震反应分析时须进行迭代计算. 对于非线性问题的反应分析,迭代法虽然用起来较容易,计算较简单,但是它是基于全量理论为基础的,只有当结构处于简单加载的情况下才是正确的,否则可能收敛速度较慢,并且不能保证收敛于精确解,有时甚至会发散. 下面以一 10 层钢结构为例,以 2 种不同的初始解(1)不考虑耗能器的初始刚度;2)考虑耗能器的初始刚度)迭代,在与算例 1 相同的地震动输入下,检验 2 种方法的分析效果.

算例 2 10 层钢结构层质量均为 64 t,层间初始弹性刚度为 386 KN/cm,阻尼比 $\zeta = 0.02$;耗能器采用金属屈服型耗能器,质量忽略,初始弹性刚度为 $k_{d0} = 350$ KN/cm,第二刚度系数为 $\alpha = 0.15$,耗能器屈服位

移为 $x_{dby} = 0.005$ m,等效阻尼和等效刚度分别按公式(2)、式(3)确定. 耗能器布置方式见表 1,结构地震反应见图 2 和表 2、表 3.

表 1 10 层钢结构耗能器的布置结果

楼层	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
数量/个	3	2	2	2	2	2	1	1	0	0

表 2 中震下结构在不同初始解及不同计算方法的分析结果比较

楼层	分析结果比较				
	时程分析法	实模态(a)	复模态(a)	实模态(b)	复模态(b)
1	7.1	7.5	7.6	7.5	7.6
2	9.6	10.6	10.6	10.6	10.6
3	9.7	10.5	10.5	10.5	10.5
4	9.7	10.0	10.0	10.0	10.0
5	9.0	9.2	9.1	9.2	9.1
6	8.0	8.1	8.0	8.0	8.0
7	10.4	10.5	10.3	10.5	10.3
8	9.2	8.1	8.0	8.1	8.0
9	10.6	11.1	11.2	11.1	11.2
10	6.1	6.0	6.1	6.0	6.1

表 3 小震下结构在不同初始解及不同计算方法的分析结果比较

楼层	分析结果比较								
	时程分析法	实模态(a)		复模态(a)		实模态(b)		复模态(b)	
1	3.9	3.6	6.0	3.6	6.0	3.1	6.7	3.1	6.7
2	5.6	4.5	5.8	4.5	5.7	5.9	4.3	5.9	4.3
3	5.5	4.4	5.3	4.4	5.3	5.9	4.0	5.9	4.0
4	5.2	4.2	5.1	4.2	5.1	5.7	3.9	5.7	3.9
5	4.8	5.9	3.4	5.9	3.4	3.7	5.7	3.7	5.7
6	4.2	4.8	3.2	4.8	3.2	3.5	5.6	3.5	5.6
7	5.6	4.8	4.5	4.8	4.5	4.6	5.1	4.6	5.1
8	4.2	4.3	3.9	4.3	3.9	3.8	4.2	3.8	4.2
9	5.7	6.2	6.0	6.2	6.0	5.3	5.8	5.3	5.8
10	3.1	3.4	3.5	3.4	3.5	3.0	3.1	3.0	3.1

说明:由于在小震下,迭代法不收敛(在两反应状态间振荡),表中各方法对应的 2 行数据分别代表两反应状态.

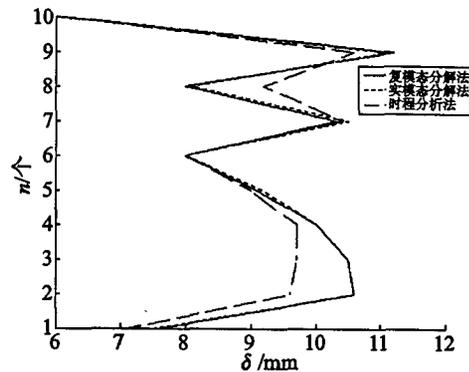


图 2 中震下设有金属屈服型耗能器结构的反应

从上面算例的计算结果可以得出以下结论:

若以结构在中震下近似处于弹性状态来选择及布置耗能器,则基本可达到在小震作用下耗能器不进入非线性或非线性程度相当弱;

以全量理论为基础的迭代法进行非线性结构分析往往会带来较大的误差,算例2误差达13%。结构反应计算误差不仅与结构本身的固有特性有关,还与输入的地震动、结构的非线性程度等因素有关,当然与等效线性化的方法亦有关;

当结构有几个楼层反应位于拐点附近时,往往会出现计算不收敛的情形,此时,可取两振荡反应之间的平均反应作为结构的反应;

虽然在迭代过程的每一步,复模态分析法较强行解耦的振型分解法更为精确,但是由于迭代法必然产生的误差的影响,复模态分析法与强行解耦的振型分解法具有基本相同的精度,建议采用强行解耦的振型分解法;

迭代过程的初始解取值对计算精度影响不大,但可能会对迭代的次数有所影响,建议以方案b(即考虑耗能器的初始刚度)的反应为迭代初始解。

5 结 论

耗能减震结构采用振型分解法分析时,对安装有粘滞耗能器的减震结构,采用实模态强行解耦的振型分解法分析时,误差较大,因此对于此类结构运用复模态分析法进行分析是非常有必要的。对设置有粘弹性、金属屈服型或摩擦耗能器的减震结构,由于等效线性化和计算过程中迭代等因素的影响,复模态分析法与

强行解耦的振型分解法具有基本相同的精度,建议采用实模态强行解耦的振型分解法。另外,基于等效线性化的附加耗能器的刚度矩阵和阻尼矩阵是随着结构反应的变化而变化的,由此产生的反复迭代过程会使计算工作量大大增加,对此相关文献[6]提出了参数改变时的摄动修正及其对振型强行解耦解的摄动修正,减少了计算工作量并提高了计算精度。

参考文献:

- [1] 范文亮. 被动耗能减震结构的分析与设计方法研究[D]. 重庆:重庆大学,2003.
- [2] 欧进萍,吴斌,龙旭. 结构被动耗能减振效果的参数影响[J]. 地震工程与工程振动,1998,18(1):60-70.
- [3] OU JINPING, WU BO. Recent Advances in Research on And Applications of Passive Energy Dissipation Systems [J]. Earthquake and Engineering Vibration, 1996, 16 (3): 72-96.
- [4] 陈塑寰. 结构振动分析的矩阵摄动理论[M]. 重庆:重庆出版社,1991.
- [5] WARBURTON G B, SONI S R. Errors in Response Calculations for Non-classically Damped structures [J]. Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 1977,17(2): 365-376.
- [6] 李正良,范文亮,周志祥. 基于摄动法及等效线性化的耗能减震结构振型分解法[J]. 工程力学,2005,22(3):16-20.

Mode-Superposition Method for Passive Energy Dissipation Structures

LI Zheng-ying, LI Zheng-liang, FAN Wen-liang

(College of Civil Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: The methods of equivalent linearization of different energy dissipation devices are different in analyzing passive energy dissipation structure including different type of energy dissipation device by using of mode-superposition response spectrum method based on equivalent linearization, which results in the differences in computing accuracy and cost in dynamic analysis. For structures separately installed different energy dissipation devices, the authors utilize relatively uncoupled mode-superposition method and complex mode-superposition method for contrast analysis, and probe into the suitability of the two methods in the dynamic analysis of passive energy dissipation structure. Numerical results show that complex mode-superposition method could be better for structure with viscous dampers in order to guarantee accuracy, and relatively uncoupled mode-superposition method is recommended for structure with viscoelastic, metallic or frictional ones.

Key words: passive energy dissipation structure; energy dissipation device; equivalent linearization; complex modal; mode-superposition method