

# 形状优化的菱形开孔剪切型金属阻尼器 减震性能

张令心<sup>1,2</sup>, 朱柏洁<sup>1,2</sup>, 王 涛<sup>1,2</sup>

(1. 中国地震局工程力学研究所, 黑龙江 哈尔滨 150080;

2. 中国地震局地震工程与工程振动重点实验室, 黑龙江 哈尔滨 150080)

**摘 要** 目的 为解决传统开长缝的剪切型金属阻尼器应力集中以及焊接产生的热效应影响,提高阻尼器耗能能力,提出一种采用等强度线优化开孔形状的菱形开孔剪切型金属阻尼器. 方法 根据弹塑性力学理论寻找耗能单元截面在受弯、受剪条件下屈服强度相等的曲线,将该等强度曲线所围成的四边形作为对阻尼器耗能板的开孔形状,并推导了阻尼器弹性等效刚度与屈服强度的设计公式;对阻尼器耗能单元进行材料试验,基于真实的材料本构关系数据建立了精细化有限元数值仿真模型,模拟其低周往复加载的力学性能,分析阻尼器的变形模式与耗能能力,并比较了开长缝和开优化形状菱形孔阻尼器的减震性能. 结果 屈服强度的仿真结果与计算结果误差小于2%,刚度误差小于1%;相比传统的开长缝钢板阻尼器,形状优化的菱形开孔阻尼器累积等效塑性应变最大值减小为24.3%~37.5%;加载位移角小于1/20工况时,耗能未明显提升;加载位移角超过1/20工况时,形状优化的菱形开孔阻尼器单位体积耗能率增加多至32.9%. 所建立的有限元模型是基于真实材性试验数据给出的,能更好地反映阻尼器金属的力学行为;设计公式计算结果与数值仿真结果吻合较好,可作为该类阻尼器的设计公式. 结论 与开长缝的钢板阻尼器相比,形状优化的菱形开孔阻尼器的强度随着滞回行为而稳定强化,具有良好的低周疲劳性能与稳定的耗能能力,塑性变形分布更加均匀,最大累积等效塑性应变明显减小.

**关键词** 剪切型金属阻尼器;等强度线;形状优化的菱形开孔;减震性能

中图分类号 TU375.4

文献标志码 A

## Study on Mechanical Behavior of Assembled Steel Shear Panel Dampers with Optimized Diamond Hole

ZHANG Lingxin<sup>1,2</sup>, ZHU Baijie<sup>1,2</sup>, WANG Tao<sup>1,2</sup>

(1. Institute of Engineering Mechanics, China Earthquake Administration, Harbin, China, 150080; 2. Key Laboratory

收稿日期:2017-12-20

基金项目:国家自然科学基金项目(51678542);中国地震局工程力学研究所基本科研业务费专项项目(2016A06);国家国际科技合作专项(2014DFA70950)

作者简介:张令心(1967—),女,研究员,博士,主要从事地震工程方面研究.

of Earthquake Engineering and Engineering Vibration of China Earthquake Administration, Harbin, China, 150080)

**Abstract:** In order to mitigate the stress concentration about slit dampers, to reduce the harmful effect of welds, and to improve the energy consumption, a shear type metallic damper with the optimized diamond hole by yield strength contour lines is proposed. Yield strength contour line is developed according to the elastic-plastic mechanics theory, and it also can be as the opening shape of energy dissipater unit. The design formulas for the elastic stiffness and the yield strength are further derived. Material tests for the energy dissipater unit are performed, and the sophisticated FEM models is built based on the experimental data about engineering stress and strain, mechanical property of dampers are further studied. The results show that error of yield strength is less than 2% between numerical simulation results and calculating results, and error of stiffness is less than 1%. Compared with the traditional slit steel panel damper, the maximum cumulative plastic strain of the optimized diamond-shape dampers are decreased by 24.3% to 37.5%. The unit volume energy dissipation rate is not increased obviously when the shear drift is less than 1/20. But the energy dissipation rate is increased by 32.9% when the shear drift is more than 1/20. Numerical simulation results demonstrate that, FEM models based on experimental data can simulate the actual mechanical property well; the calculation results of the design formula agree well with the numerical simulation results, so the design formula can be used for this type of damper design. Compared with the slit dampers, assembled steel shear damper with the optimized diamond hole has a good low-cycle fatigue capability and stable energy-dissipation capacity, the distribution of plastic deformation is more uniform, and the maximum accumulated equivalent plastic strain is reduced significantly.

**Key words:** shear type metallic damper; yield strength contour line; optimized diamond hole; vibration reduction properties

建筑结构遭受强烈地震作用后往往会造成人员伤亡和不可修复的损失,或震后修复成本巨大,建筑功能不易恢复造成间接的经济损失,并且严重影响了人们的正常生活.由此产生了基于抗倒塌设计理念的功能可恢复结构,它是指地震后不需修复或稍加修复即可恢复使用功能的结构,帮助人们在震后尽快恢复正常生活<sup>[1]</sup>.为了进一步提升建筑结构的抗震性能,使其在强震后的建筑功能不中断或可快速恢复,一个行之有效的方法是将地震能量引导到一些预设的特殊元件上,通过特殊元件强大的耗能能力将其耗散,从而有效保护主体承重构件,震后将这些元件更换即可快速恢复结构的功能<sup>[2-3]</sup>.这些特殊的耗能元件也称为阻尼器,目前国内外学者研发了平行加劲钢板、弯曲梁、扭转梁、蜂窝孔耗能梁、防屈曲支撑和剪切钢板阻尼器

等一系列金属耗能元件<sup>[4-6]</sup>.一般金属阻尼器由几种钢板焊接而成,焊接区域的热应力效应会使得阻尼器提前退出工作<sup>[7-10]</sup>.而且金属阻尼器耗能单元的形状对阻尼器的力学性能有着重要的影响.LEE C H等<sup>[11]</sup>将阻尼器中的金属耗能单元制作成沙漏形(ADAS), TSAI K C等<sup>[12]</sup>将其制成三角形板(TADAS),利用其面外变形耗散地震能,并通过并联多个耗能单元来提供必要的刚度与承载力.孔子昂与 CHAN R W K等<sup>[13-14]</sup>将耗能单元开长缝,李钢等<sup>[15]</sup>将耗能片开菱形孔,利用其面内塑性变形进行耗能,而这些形状的阻尼器往往存在应力集中的问题.为此,国内外学者对耗能单元的形状做进一步优化. ZHANG C等<sup>[16]</sup>通过削弱耗能单元中部厚度以及优化加劲肋的形状来缓解应力集中现象; LIU Y等<sup>[17]</sup>通过准静态测试发现,

耗能单元中部截面不变,而边缘的四个角部设计成弧线型,可增加变形能力;随后 LIU Y 与 SHIMODA M 等<sup>[18]</sup>通过数值仿真结合回归分析,将耗能单元的侧边缘制成抛物线形状,有效减少累积等效塑性应变;DENG K L 和 PAN P 等<sup>[19-20]</sup>通过模拟退火算法得到了耗能单元侧边缘曲线的全局最优解. 这些形状优化方法方面的研究中,主要是基于数学算法以及计算机迭代开展的. 笔者针对局部应力集中以及焊接区的热应力影响,设计了一种采用全装配式连接的新型形状优化的菱形开孔金属阻尼器,并从力学上进一步明确该类阻尼器的形状确定方法,提出适于工程设计计算公式,通过数值仿真检验所提出的设计方法,并进一步研究该类阻尼器的延性、耗能能力和低周疲劳等力学性能. 为该类阻尼器应用于消能减震结构以及震后可快速恢复结构提供理论依据与设计指导.

# 1 形状优化的菱形开孔金属阻尼器构造

为了避免焊接热效应对阻尼器力学性能的影响,实现阻尼器在大震后可快速更换的能力,笔者采用全螺栓装配构造设计了一种新型形状优化的菱形开孔金属阻尼器. 该阻尼器由耗能单元、L形支座、一体型防屈曲支座和高强螺栓组成(见图1). 其中, $W$ 为耗能版宽度, $h$ 为耗能版高度, $h'$ 为夹持部位高度, $B$ 为耗能单元根部最大宽度, $b$ 为耗能单元中部最小宽度, $h_0$ 为耗能单元高度. 支座与耗能单元通过高强螺栓装配在一起,支座和耗能板的接触面需做喷砂防滑处理. 由于耗能片宽厚比较大,易发生面外屈曲,利用一体型防屈曲夹板限制其面外变形. 在阻尼器工作时,除耗能单元以外的构件均保持弹性,变形集中在耗能单元上.

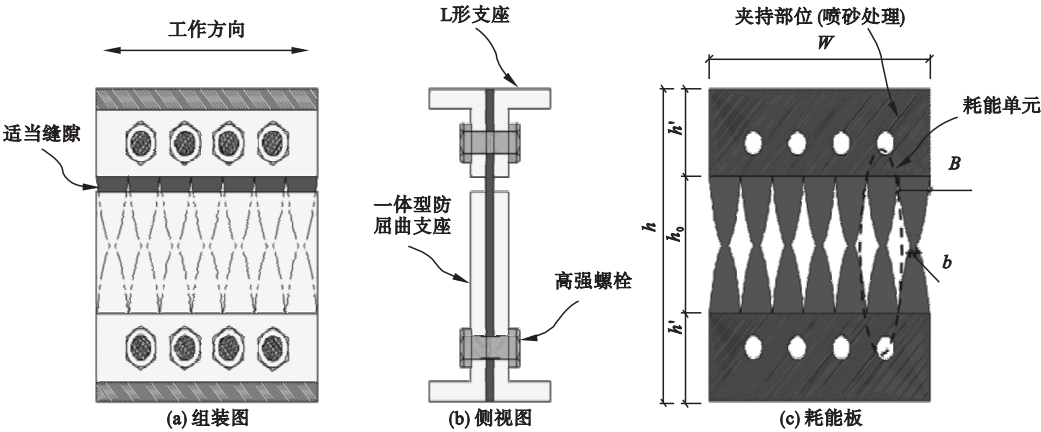


图1 形状优化的菱形开孔装配式剪切型金属阻尼器构造图

Fig. 1 Configuration of assembled steel shear panel dampers with optimized diamond hole

## 2 基于弹塑性力学理论的优化开孔设计方法

一般面内变形的金属阻尼器为了在有限的空间内灵活调整刚度与强度,常常将耗能板开缝,然而传统的开长缝钢板阻尼器应力集中现象明显,截面利用率不高. 笔者基于弹塑性力学原理设计一种开孔形状,寻找阻尼

器在纯剪状态下载面的等强度线,得到理论上耗能能力最大的开孔形状.

### 2.1 等强度线的推导

开菱形孔的阻尼器可视为由孔两侧实心板组成的耗能单元并联而成(见图2). 取单个耗能单元作为研究对象,设单元厚度均匀且左右、上下均轴对称,以形状中心位置为原点,给定  $xoy$  坐标系. 设耗能单元沿  $x$  方向为

高度,总高度为  $h$ . 将一端固定,另一端只能沿  $y$  向平动,而  $x$  向自由. 以下推导仅考虑小变形、平面应力状态进行微元分析. 给定  $y$  向设计剪切力为  $V$ .

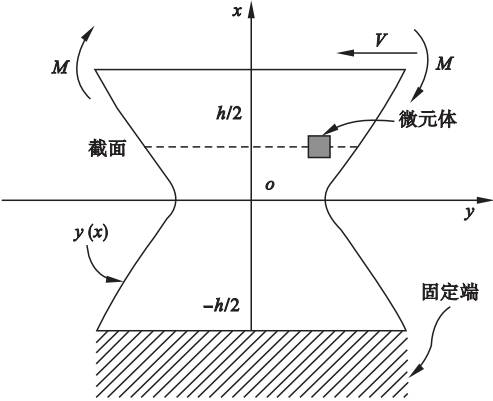


图 2 耗能单元的受力状态

Fig. 2 Stress state of energy dissipater unit

根据弹性力学基本原理,空间任意一点的应力状态可分解为静水压力状态和偏应力状态之和,令:

$$\sigma_m = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) \tag{1}$$

式中: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$  分别为正应力,  $\sigma_m$  为 3 向正应力的平均值.

空间一点的偏应力状态可写成:

$$s_{ij} = \begin{bmatrix} \sigma_x - \sigma_m & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma_m & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma_m \end{bmatrix} \tag{2}$$

式中: $\tau_{xy}$  与  $\tau_{yx}$  为剪应力.

空间任意一点的应力状态的张量形式为

$$\sigma_{ij} = s_{ij} + \sigma_m \delta_{ij} \tag{3}$$

式中: $\delta_{ij}$  为 Kronecker 符号.

由于在所有斜面中存在这样的面,该面上只有正应力作用,而剪应力为零,即该面上的应力矢量  $T(n)$  只有沿法线方向的分量,其中  $n = (l, m, n)$  为单位法线矢量为

$$T_x = \sigma l \tag{4}$$

$$T_y = \sigma m \tag{5}$$

$$T_z = \sigma n \tag{6}$$

式中: $T_x, T_y, T_z$  为三个坐标轴方向的应力分

量,  $\sigma$  为空间应力.

因此,可得特征方程:

$$\sigma^3 - J_1 \sigma^2 + J_2 \sigma - J_3 = 0 \tag{7}$$

$$J_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z + \sigma_m + \sigma_z - \sigma_m \tag{8}$$

$$J_2 = - \begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma_m & \tau_{yx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y - \sigma_m \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} \sigma_y - \sigma_m & \tau_{yz} \\ \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma_m \end{vmatrix} - \begin{vmatrix} \sigma_z - \sigma_m & \tau_{zx} \\ \tau_{xz} & \sigma_x - \sigma_m \end{vmatrix} = \frac{1}{6} [ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) ] = \frac{1}{2} s_{ij} s_{ij} \tag{9}$$

$$J_3 = \begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma_m & \tau_{yx} & \tau_{zx} \\ \tau_{xy} & \sigma_y - \sigma_m & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{yz} & \sigma_z - \sigma_m \end{vmatrix} = \frac{1}{3} s_{ij} s_{jk} s_{ki} \tag{10}$$

空间等效应力  $\sigma_{eq}$  为

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{3}{2} s_{ij} s_{ij}} = \sqrt{3 J_2} \tag{11}$$

若将式(11)中  $x, y, z$  轴取为主轴,则:

$$J_2 = \frac{1}{6} [ (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 ] \tag{12}$$

等效应力用主应力可表示为

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \tag{13}$$

由于耗能单元面外受力为零,故可仅考虑平面应力状态,设主平面方向角  $\theta_p$  为

$$\tan 2\theta_p = - \frac{2 \tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \tag{14}$$

那么,3 个主应力可表示为

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4 \tau_{xy}^2} \tag{15}$$

$$\sigma_2 = 0 \tag{16}$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4 \tau_{xy}^2} \tag{17}$$

由于阻尼器竖向不受轴力,因此可仅考虑单向受力状态,令 $\sigma_y=0$ ,则等效应力为

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (18)$$

设耗能单元在  $xoy$  平面内的开孔轮廓曲线函数为  $y(x)$ ,则由弯矩引起的横截面正应力最大值为

$$\sigma_x = \frac{My(x)}{I} = \frac{3Vx}{2ty^2(x)} \quad (19)$$

式中:截面惯性矩  $I = \frac{2}{3}ty^3(x)$ ;  $t$  为耗能单元厚度。

剪切力  $V$  引起的横截面上剪应力为抛物线分布,边缘为零,此处按照作用效果等效原则,将该抛物线与坐标轴围成的面积等效为矩形面积,即剪应力在横截面均匀分布为

$$\tau_{xy} = \frac{V}{2ty(x)} \quad (20)$$

为充分利用截面进行耗能,令每一个横截面的边缘同时进入屈服,将式(19)与式(20)代入式(18)得:

$$f_y = \frac{0.5V}{t} \sqrt{\left(\frac{3x}{y^4(x)}\right)^2 + \left(\frac{3}{y^2(x)}\right)^2} \quad (21)$$

式中: $f_y$  为材料屈服强度。

则截面的等强度线为

$$y(x) = \pm \frac{V}{2\sqrt{2}f_y t} \times \sqrt{3 + \sqrt{(9 + 144\left(\frac{f_y t x}{V}\right)^2)}} \quad (22)$$

2.2 阻尼器的弹性等效刚度推导

式(22)得到截面的等强度线  $y(x)$  可作为阻尼器开孔的形状,设计剪切力可作为阻尼器设计屈服强度. 为了明确阻尼器设计参数,进一步推导阻尼器的弹性等效刚度.

阻尼器每个耗能单元的侧向变形  $\Delta$  由剪切变形  $\Delta_s$  与弯曲变形  $\Delta_b$  两部分构成,其单元的等效刚度  $k'$  也相应的由剪切刚度  $k_s$  与弯

曲刚度  $k_b$  组成. 将耗能单元看成沿垂直  $x$  轴方向切成的厚度为  $dx$  薄片组成的连续变形体.

$$\begin{aligned} \Delta_s &= \Delta_1 + \Delta_2 + \cdots + \Delta_n = \\ dx \gamma_1 + dx \gamma_2 + \cdots + dx \gamma_n &= \\ \left(\frac{1}{G}\right) \left(\frac{dx}{A(x_1)} + \cdots + \frac{dx}{A(x_n)}\right) &= \\ \left(\frac{1}{G}\right) \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \frac{dx}{A(x)} \end{aligned} \quad (23)$$

式中: $\Delta_i$  为每一个厚度为  $dx$  的薄片在单位剪切力作用下的剪切挠度; $\gamma_n$  为相应的剪切角; $A$  为在  $x$  处截面的面积; $A(x) = 2y(x)t$ .

由力法求单位剪切力作用下耗能单元的弯曲变形:

$$\Delta_b = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \frac{MM}{EI(x)} dx = \frac{3}{2E} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \frac{x^2}{ty^3(x)} dx \quad (24)$$

式中: $M$  为单位剪切力作用下在  $x$  处截面的弯矩.

则每个耗能单元在单位剪切力作用下的总挠度  $\Delta$  为

$$\Delta = \Delta_s + \Delta_b \quad (25)$$

根据刚度定义,式(25)也可转换为

$$\frac{1}{k'} = \frac{1}{k_b} + \frac{1}{k_s} \quad (26)$$

式中: $k'$  代表耗能单元的弹性抗侧刚度; $k_b$  代表耗能单元的弯曲刚度; $k_s$  代表耗能单元的剪切刚度. 进一步推导得到阻尼器的弹性等效刚度:

$$k = \frac{n}{\frac{3}{2E} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \frac{x^2}{ty^3(x)} dx + \frac{1}{tG} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \frac{dx}{2y(x)}} \quad (27)$$

式中: $n$  为阻尼器的耗能单元数.

3 阻尼器的材性试验

为了更准确地模拟金属阻尼器的力学行为,真实反映阻尼器在低周往复荷载作用下的疲劳特性,根据《金属材料拉伸试验方法》(GB/T228.1—2010),设计3个阻尼器耗能

单元的材性试验标准件,采用 Q235 - B 级钢制成,应用线切割工艺,严格控制热影响(见图 3)。试验采用 50 mm 标距的引伸计夹持在试件中部测量位移,通过材性试验机读取轴向反力。



图 3 材性试验装置图

Fig. 3 Setup of material experiment

试件在拉伸后期出现了明显的颈缩现象,破坏形式如图 4 所示。其中 1 个试件的破坏位置在引伸计的夹持端点,该试件数据不可用,取其余 3 个试件的材性试验关键参数如表 1 所示,将实际的轴向反力与位移转换成工程应力与工程应变(见图 5)。

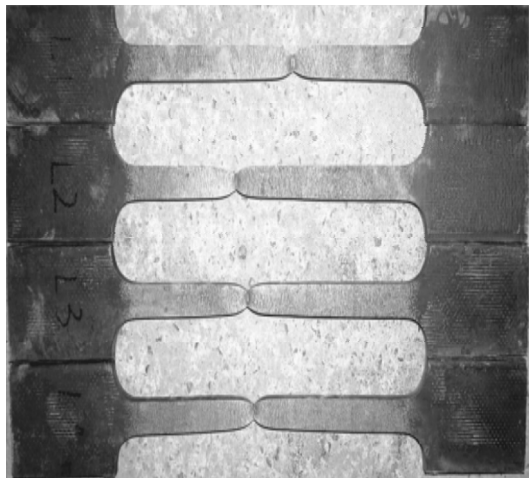


图 4 材性试验件破坏模式

Fig. 4 Failure mode of material specimens

表 1 材性试验关键参数

Table 1 Critical parameters of material experiment

材性试验 件编号	弹性模量/ GPa	屈服强度/ MPa	极限强度/ MPa	极限应变/ %
Q235 - 1	203. 76	242. 18	403. 82	53. 68
Q235 - 2	214. 32	245. 15	402. 11	53. 25
Q235 - 3	200. 03	248. 45	404. 86	49. 18
平均值	206. 04	245. 26	403. 60	52. 04

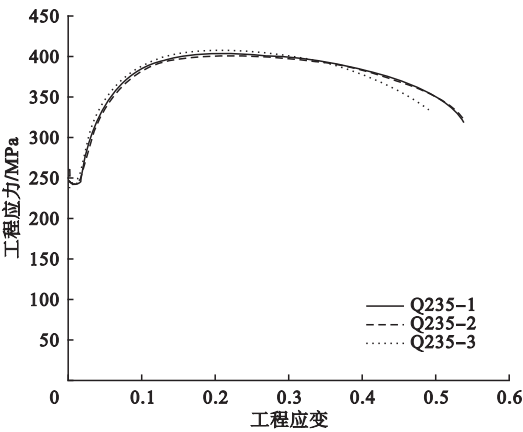


图 5 工程应力应变曲线

Fig. 5 Curve of engineering stress and engineering strain

4 阻尼器的数值仿真分析

4.1 数值仿真分析模型

笔者对 4 组形状优化的菱形开孔阻尼器与开长缝阻尼器进行对比分析。由式(22)可知,形状优化的菱形开孔阻尼器的力学性能主要与钢材的实际屈服强度值 $f_y$ 、耗能单元厚度 $t$ 、耗能单元有效高度 $h_0$ 、耗能单元个数 $n$ 以及边缘优化函数 $y(x)$ 有关。在数值分析算例中给定形状优化的菱形开孔阻尼器屈服剪切力 $V=300\text{ kN}$ ,标准材性试件实测屈服强度平均值 $f_y=245.26\text{ MPa}$ ,耗能单元厚度 $12\text{ mm}$ ,耗能单元个数为 2,每个形状优化的菱形开孔阻尼器均设计一个与其同高同宽的开长缝阻尼器作为对比件,共设计了 4 组不同尺寸的对比件,具体编号与几何属性如表 2 所示,表中 A 为形状优化的菱形开孔阻尼器,B 为开长缝的阻尼器。

表 2 阻尼器参数表  
Table 2 Parameters of dampers

试件编号	$h_0$	$b$	$B$	$h'$	$h$	$W$ mm
A-200	200	88.4	186.4	100	400	372.9
B-200	200	185.4	185.4	100	400	372.9
A-240	240	88.4	202.1	120	480	404.2
B-240	240	201.1	201.1	120	480	404.2
A-280	280	88.4	216.6	140	560	433.3
B-280	280	215.6	215.6	140	560	433.3
A-320	320	88.4	230.3	160	640	460.6
B-320	320	229.3	229.3	160	640	460.6

采用有限元软件 MSC. Marc 进行数值仿真计算. 阻尼器的耗能单元利用软件单元库中的 4 节点缩减积分单元 3-D shell 75 号单元进行模拟, 为了便于提取数据与控制边界, 通过 RBE2 刚性连接将耗能单元上下边界约束等效为节点约束(见图 6).

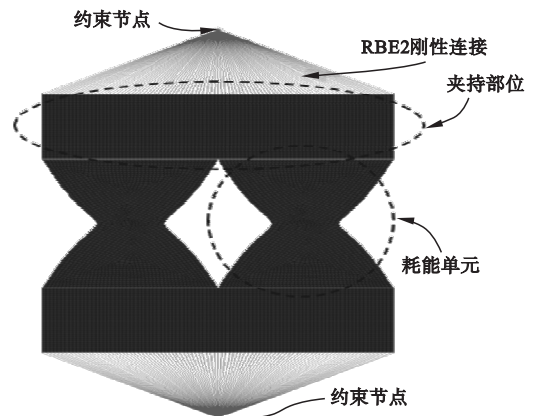
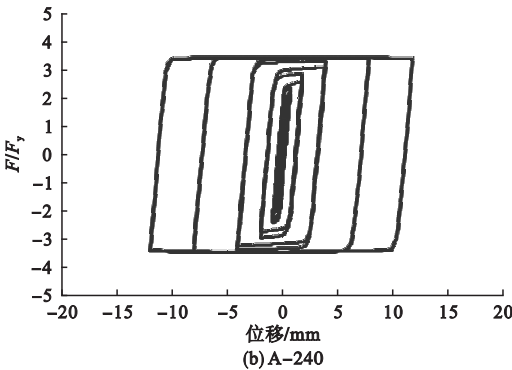
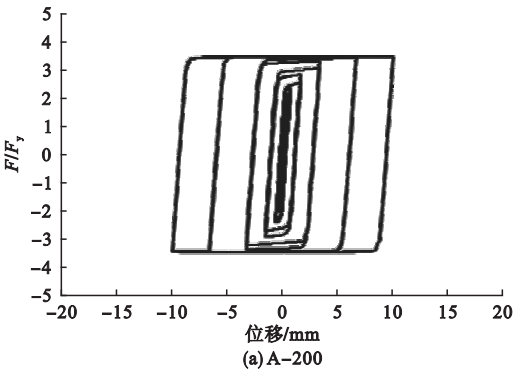


图 6 数值仿真模型  
Fig. 6 FEM modeling of dampers

限制下端点约束的所有方向自由度, 对上节点施加  $y$  方向位移并同时约束其绕  $x$  轴、 $y$  轴、 $z$  轴方向的转动, 约束所有节点的面外位移. 所有模型均按位移角  $1/50$ 、 $1/300$ 、 $1/125$ 、 $1/60$ 、 $1/30$ 、 $1/20$  依次进行加载, 每个位移角加载两圈.

4.2 阻尼器的数值仿真结果

8 个阻尼器经过归一化的滞回曲线如图 7 所示. 图 7(a) ~ (d) 为形状优化的菱形开孔阻尼器滞回曲线, 其中为支座反力, 为屈服强度. 其形状饱满, 金属超强趋势明显, 强度稳定, 表现出良好的低周疲劳性能与耗能能力. 图 7(e) ~ (h) 为传统开长缝形式的阻尼器滞回曲线, 呈现明显的强度退化趋势, 耗能能力随着位移角的增加而减弱, 这是由于开长缝形式的阻尼器在剪切变形下, 应力过于集中, 截面耗能利用率较低.



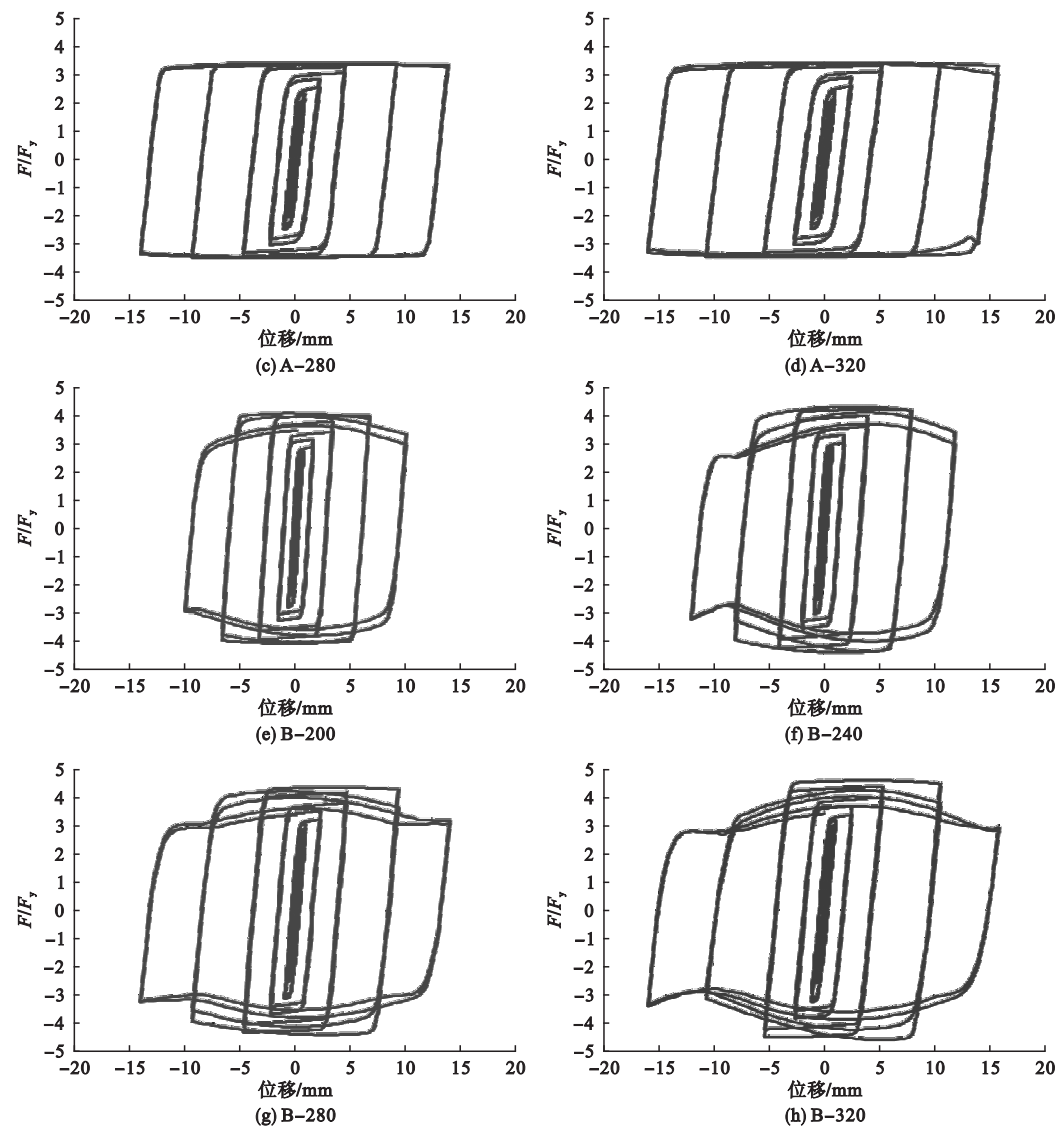


图7 阻尼器的滞回曲线

Fig. 7 Hysteretic curves of dampers

数值仿真得到的阻尼器等效弹性刚度和屈服强度结果与设计公式计算的结果比较如表3所示,误差计算式为

误差=  $\frac{\text{设计公式结果}-\text{数值仿真结果}}{\text{数值仿真结果}} \times 100\%$ . (28)

由表3看出,二者屈服强度误差为-0.5%~1.54%,弹性等效刚度误差为-0.03%~-0.84%,充分验证了设计公式的准确性.

表3 弹性等效刚度和屈服强度设计公式与数值仿真结果比较

Table 3 Comparison between numerical simulation result and calculate result of design formulas

模型编号	屈服强度/kN		屈服强度 误差/%	弹性等效刚度/(kN·mm <sup>-1</sup> )		弹性等效 刚度误差/%
	计算结果	仿真结果		计算结果	仿真结果	
A-200	300	295.4	+1.54	825.4	825.6	-0.03
A-240	300	297.1	+0.96	675.7	678.6	-0.43
A-280	300	298.9	+0.35	568.4	572.3	-0.68
A-320	300	301.5	-0.50	488.1	492.1	-0.84

由数值仿真得到的各工况下每种阻尼器耗能情况列于表4及表5。由表5可以看出,加载位移角小于等于1/500时,单位体积耗能率之比在67.23%~123.18%,这是由于开长缝的阻尼器应力集中区域提前进入屈服,而菱形开孔阻尼器应力分布均匀,仅一小部分进入屈服耗能;位移角在1/300~1/30

工况,两种开孔形式阻尼器的单位体积耗能率相近,耗能能力相当。继续加载至1/20位移角时,菱形开孔的阻尼器单位体积耗能率增加11.38%~32.92%,说明优化开孔形式的阻尼器在大位移下耗能能力更强,用料更加经济。

表4 阻尼器单圈滞回平均耗能比较

模型编号	平均耗能/(kN·m)					
	$\alpha = 1/500$	$\alpha = 1/300$	$\alpha = 1/125$	$\alpha = 1/60$	$\alpha = 1/30$	$\alpha = 1/20$
A-200	42.5	358.5	1 819.1	5 327.3	12 574.4	19 600.1
B-200	44.0	445.1	2 331.1	6 831.9	16 524.7	22 060.6
A-240	43.9	421.0	2 185.9	6414.1	15 084.2	23 448.7
B-240	55.3	537.3	2 916.9	8 589.5	20 548.9	25 624.9
A-280	43.0	478.0	2 541.1	7 483.5	17 555.7	27 098.3
B-280	69.3	617.2	3 449.4	10 148.0	22 970.2	28 913.9
A-320	38.8	529.8	2 883.6	8 539.4	20 023.1	30 657.8
B-320	80.2	697.6	4 033.6	11 931.0	25 180.5	32 089.6

注: $\alpha$ 为位移角。

表5 优化型阻尼器与未优化阻尼器单位体积耗能比

Table 5 Unit volume energy consumption ration between optimized damper and un-optimized damper						
模型高度/m	单位体积耗能比/%					
	$\alpha = 1/500$	$\alpha = 1/300$	$\alpha = 1/125$	$\alpha = 1/60$	$\alpha = 1/30$	$\alpha = 1/20$
200	123.18	102.78	99.58	99.50	97.10	113.38
240	107.91	106.62	101.96	101.59	99.87	124.50
280	85.61	106.86	101.64	101.75	105.45	129.31
320	67.23	105.67	99.47	99.58	110.64	132.92

注: $\alpha$ 为位移角。

表6为两种阻尼器累积等效塑性应变最大值的比较,该物理量可直观反映材料的低周疲劳性能以及耗能能力。由表6可以看出,优化开孔形状的阻尼器累积等效塑性应变最大值减小为传统开长缝形式阻尼器的24.3%~37.5%,这表明,在耗能能力提高的情况下,笔者的优化开孔形式使得阻尼器具有更好的变形能力,有效缓解了应力集中现象,延长了阻尼器的工作周期,有效保护主体结构在地震中的安全性。

表6 阻尼器累积等效塑性应变最大值  $esp_{max}$  比较

Table 6 Maximum value of accumulated equivalent plastic strain of dampers		
模型编号	$esp_{max}$	$\frac{esp_{max}(A)}{esp_{max}(B)}/\%$
A-200	4.46	28.7
B-200	15.55	
A-240	5.29	24.3
B-240	21.74	
A-280	6.67	37.5
B-280	17.77	
A-320	7.46	28.7
B-320	26.02	

图8为阻尼器的耗能区域发展过程,由图8(a)可知,传统的开长缝形式阻尼器耗能区域集中在夹持部分与开缝的交点处,最终延伸至部分中间截面,截面利用率低,易使得阻尼器在未充分发挥耗能能力前,由于连接

夹持部位的损坏而提前退出工作.由图8(b)可以看出,优化形状开孔的阻尼器耗能区域沿着“等强度线”均匀向中间截面发展,最终充分利用整个截面进行耗能.

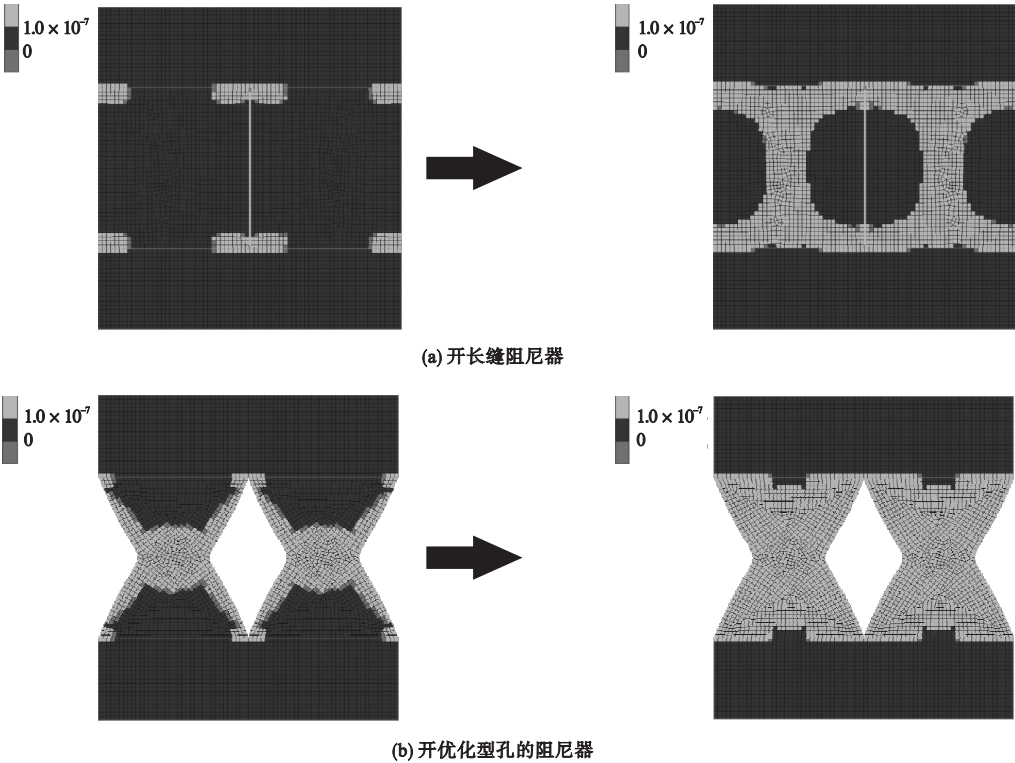


图8 两种开孔形式阻尼器耗能区域发展过程

Fig. 8 Development on areas in plastic about two types of dampers

5 结 论

(1)根据阻尼器耗能区域的发展过程可知,形状优化的菱形开孔阻尼器近似按照“等强度线”形状进入塑性,随着位移增加,几乎利用全截面进行耗能.而传统的开长缝钢板阻尼器应力集中现象明显,耗能单元与夹持段的连接部位易损坏,使其较早退出工作.

(2)数值仿真分析表明,相比传统的开长缝钢板阻尼器,形状优化的菱形开孔阻尼器累积等效塑性应变最大值减小为24.3%~37.5%,使得塑性分布更加均匀,极大提高了阻尼器面内变形能力.当加载位移角小于1/20工况时,形状优化的菱形开孔阻尼器单

位体积耗能率与传统开长缝钢板阻尼器近似相等,加载位移角为1/20工况时,形状优化的菱形开孔阻尼器单位体积耗能率增加多至32.9%,体现了更强的耗能能力与用料的经济性.

(3)基于真实材性试验数据的数值模型可更好地反映阻尼器强度退化现象,真实地模拟阻尼器的力学性能,数值仿真结果表明,屈服强度和弹性等效刚度设计公式与数值仿真吻合较好,推导的设计公式可直接指导该类阻尼器的形状设计.

参考文献

[1] 吕西林,陈聪.带有可更换构件的结构体系研究进展[J].地震工程与工程振动,2014,34

- (1):27-36.  
(Lü Xilin, CHEN Cong. Research progress in structural systems with replaceable members [J]. Earthquake engineering and engineering dynamics, 2014, 34(1):27-36.)
- [2] BAI J Z, TAO W, LING X Z. Mechanical behavior of assembled steel dampers with optimized shapes [J]. Key engineering materials, 2018, 763:959.
- [3] 朱柏洁, 张令心, 王啸霆, 等. 形状优化的装配式剪切型金属阻尼器力学性能研究 [J]. 建筑结构学报, 2018(5):106-115.  
(ZHU Baijie, ZHANG Lingxin, WANG Xiaoting, et al. Experimental study on mechanical behavior of assembled steel shear panel dampers with optimized shapes [J]. Journal of building structures, 2018(5):106-115.)
- [4] 邓付元, 王涛, 施唯. 带阻尼器消能连梁抗震性能试验研究 [J]. 土木工程学报, 2016(增刊1):96-100.  
(DENG Fuyuan, WANG Tao, SHI Wei. Cyclic test on seismic behavior of energy-dissipative coupling beams with dampers [J]. China civil engineering journal, 2016(S1):96-100.)
- [5] KELLY J M, SKINNER R I, HEINE A J. Mechanisms of energy absorption in special devices for use in earthquake resistant structures [J]. Bulletin of New Zealand society for earthquake engineering, 1972, 5(3):63-88.
- [6] 张春玉, 朱柏洁, 乔牧, 等. 六边形孔蜂窝梁抗弯承载力的数值模拟与分析 [J]. 黑龙江科技学院学报, 2013, 23(6):577-580.  
(ZHANG Chunyu, ZHU Baijie, QIAO Mu, et al. Numerical simulation and analysis method for bending bearing capacity of hexagon-hole castellated beam [J]. Journal of Heilongjiang institute of science and technology, 2013, 23(6):577-580.)
- [7] 纪晓东, 马琦峰, 王彦栋, 等. 钢连梁可更换消能梁段抗震性能试验研究 [J]. 建筑结构学报, 2014, 35(6):1-11.  
(JI Xiaodong, MA Qifeng, WANG Yandong, et al. Cyclic tests of replaceable shear links in steel coupling beams [J]. Journal of building structures, 2014, 35(6):1-11.)
- [8] OKAZAKI T, ARCE G, RYU H C, et al. Experimental study of local buckling, overstrength and fracture of links in eccentrically braced frames [J]. Journal of structural engineering, 2005, 131(10):1526-1535.
- [9] OKAZAKI T, ENGELHARDT M D. Cyclic loading behavior of EBF links constructed of ASTM A992 steel [J]. Journal of constructional steel research, 2007, 63(6):751-765.
- [10] MCDANIEL C C, UANG C M, SEIBLE F. Cyclic testing of built-up steel shear links for the new bay bridge [J]. Journal of structural engineering, ASCE, 2003, 129(6):801-809.
- [11] LEE C H, LHO S H, KIM D H, et al. Hourglass-shaped strip damper subjected to monotonic and cyclic loadings [J]. Engineering structures, 2016, 119:122-34.
- [12] TSAI K C, CHEN H W, HONG C P, et al. Design of steel triangular plate energy absorbers for seismic-resistant construction [J]. Earthquake spectra, 2012, 9(3):505-528.
- [13] 孔子昂, 王涛, 施唯. 带缝钢板阻尼器受力性能试验研究 [J]. 土木工程学报, 2015(9):11-22.  
(KONG Ziang, WANG Tao, SHI Wei. Experimental study on mechanical properties of steel dampers with slits [J]. China civil engineering journal, 2015(9):11-22.)
- [14] CHAN R W K, ALBERMANI F, KITIPORNCHAI S. Experimental study of steel slit damper for passive energy dissipation [J]. Journal of constructional steel research, 2013, 91(12):14-25.
- [15] 李钢, 李宏男. 新型软钢阻尼器的减震性能研究 [J]. 振动与冲击, 2006, 25(3):66-72.  
(LI Gang, LI Hongnan. Study on vibration reduction of structure with a new type of mild metallic dampers [J]. Journal of vibration and shock, 2006, 25(3):66-72.)
- [16] ZHANG C, ZHANG Z, SHI J. Development of high deformation capacity low yield strength steel shear panel damper [J]. Journal of constructional steel research, 2012, 75(7):116-130.
- [17] LIU Y, AOKI T, SHIMODA M. Strain distribution measurement of a shear panel damper developed for bridge structure [J]. Journal of structures, 2013, 9(12):1-11.
- [18] LIU Y, SHIMODA M. Shape optimization of shear panel damper for improving the deformation ability under cyclic loading [J]. Structural and multidisciplinary optimization. 2013, 48(2):427-435.
- [19] DENG K L, PAN P, SUN J, et al. Shape optimization design of steel shear panel dampers [J]. Journal of constructional steel research, 2014, 99(8):187-193.
- [20] 邓开来, 潘鹏. 变截面软钢剪切阻尼器试验研究 [J]. 工程力学, 2016, 33(5):82-88.  
(DENG Kailai, PAN Peng. Experimental study of steel shear panel dampers with varying cross-sections [J]. Engineering mechanics, 2016, 33(5):82-88.)