

截面几何参数对帽型梁轴向冲击响应的影响

田 泽, 韩 阳, 尹晓文, 辛 浩, 赵隆茂, 李志强

引用本文:

田泽, 韩阳, 尹晓文, 等. 截面几何参数对帽型梁轴向冲击响应的影响 [J]. 高压物理学报, 2018, 32(5): 054203.

TIAN Ze, HAN Yang, YIN Xiaowen, et al. Effect of Sectional Geometric Parameters on Axial Impact Response of Hat-Section Beam [J]. Chinese Journal of High Pressure Physics, 2018, 32(5): 054203.

[当期更多内容 >>](#)

您可能感兴趣的其他文章:

[落锤冲击下钢筋混凝土梁响应及破坏的数值模拟](#)

宋敏, 王志勇, 闫晓鹏, 王志华

DOI: 10.11858/gywlxb.20170693

[筋条形状对复合材料加筋壁板低速冲击动态响应的影响](#)

丁铁, 张晓晴, 姚小虎

DOI: 10.11858/gywlxb.2017.06.012

[轴向冲击载荷作用下梯度圆管的动力学行为](#)

王鹏, 李世强, 于国际, 吴桂英

DOI: 10.11858/gywlxb.2017.06.013

[爆炸载荷下 V 型泡沫铝夹芯板的动态响应](#)

代炜, 李志强, 王志华, 赵隆茂

DOI: 10.11858/gywlxb.2016.06.008

[爆炸荷载下不同壁厚圆柱壳动力学行为的研究](#)

陈勇, 纪冲, 龙源, 季茂荣, 高福银, 丁文

DOI: 10.11858/gywlxb.2014.05.003

[轴向载荷下功能梯度材料 Timoshenko 梁动力屈曲分析](#)

黄悦, 韩志军, 路国运

DOI: 10.11858/gywlxb.20180509

截面几何参数对帽型梁轴向冲击响应的影响*

田 泽¹, 韩 阳¹, 尹晓文¹, 辛 浩¹, 赵隆茂¹, 李志强^{1,2,3}

(1. 太原理工大学应用力学与生物医学工程研究所, 山西 太原 030024;

2. 太原理工大学力学学院材料强度与结构冲击山西省重点实验室, 山西 太原 030024;

3. 力学国家级实验教学示范中心(太原理工大学), 山西 太原 030024)

摘要: 帽型梁结构作为汽车前纵梁主要部件, 其轴向冲击变形模式和吸能特性是汽车被动安全设计的主要参考指标。为此, 对带有倒角的帽型梁进行了初始能量为 17.8 kJ 的落锤轴向冲击实验和数值模拟。保持梁结构的质量不变, 对不带倒角和直角弯折的两种截面梁进行同等条件的数值模拟, 在一定范围内探讨截面几何参数对帽型梁的变形模式、变形量、吸能总量、峰值载荷、平均碰撞载荷和碰撞力效率的影响。结果表明: 对于带有倒角的帽型梁, 其变形模式和变形量的计算结果与实验结果基本吻合, 验证了计算模型的合理性; 倒角的存在使结构变形模式从非紧凑型向紧凑型转变, 提高了缓冲效果, 降低了峰值载荷; 弯折角度由 93° 变为 90° 时, 对变形模式的影响较小, 非直角弯折梁的吸能效果较直角弯折梁好。因此, 截面几何参数对帽型梁结构的变形模式和吸能特性有一定影响。

关键词: 帽型梁; 落锤试验; 有限元模拟; 变形模式; 能量吸收

中图分类号: O347; TG115

文献标识码: A

为适应全球范围内节能减排的需求, 采用低厚度、高强度的钢板是目前汽车制造业实现轻量化和现代化发展的方向之一^[1-2]。汽车碰撞过程中, 汽车的前纵梁作为正面冲击的主要吸能部件, 一般采用帽型截面薄壁梁结构。这种结构在轴向冲击中主要通过塑性变形吸收能量。研究帽型截面薄壁梁在受到轴向冲击时的变形特点和吸能特性具有重要意义^[3]。由于薄壁梁单元在轻质和吸能方面的优势, 从 20 世纪 60 年代起人们便开始了广泛研究^[4]。Wierzbicki 等^[5]应用宏单元法, 提出超折叠单元理论, 成为轴向冲击薄壁梁理论分析的基础; 他们还根据能量守恒, 研究了矩形薄壁梁受到轴向冲击时的压溃行为, 并对帽型梁受冲压时的抗压强度进行了验证。White 等^[6-7]利用超折叠单元理论, 对材料为低碳钢的帽型和双帽型梁在准静态轴向加载和动态轴向加载下的平均碰撞载荷进行了理论分析, 其理论预测与相关实验结果符合良好。Tarigopula 等^[8]对 DP800 双相钢方形截面和帽型截面薄壁梁进行了轴向压溃实验, 结合计算机仿真验证了超折叠单元理论。顾纪超等^[9]以超折叠单元理论为基础, 准确预测了异形厚壁的帽型截面薄壁梁在压溃时的平均压溃力, 提出了通用帽型梁结构的轴向压溃理论, 并通过数值模拟验证了理论的正确性。随着计算机和有限元方法的发展, 数值模拟成为研究薄壁构件动态响应的另一种重要手段^[10-11]。Rossi 等^[12]利用 LS-DYNA 对铝合金挤压多边形截面管受动态轴向冲击的后屈曲变形特性进行了分析, 重点研究了冲击能量耗散引起材料轴向起皱的后屈曲变形现象。陈贵江等^[13]在考虑成形、回弹及应变率等多种因素的影响下, 利用有限元软件对 DP800 双相钢帽型梁的碰撞过程进行了多种工况的研究。上述研究主要针对特定截面的帽型梁开展材料类型、冲击速度、焊接工艺对其变形模式、能量吸收的影响分析, 涉及截面几何参数的研究较少。

* 收稿日期: 2018-03-07; 修回日期: 2018-03-27

基金项目: 国家自然科学基金(11672199); 山西省自然科学基金项目(201601D011011)

作者简介: 田 泽(1992-), 男, 硕士研究生, 主要从事冲击动力学研究. E-mail: tianze0990@link.tyut.edu.cn

通信作者: 李志强(1973-), 男, 博士, 教授, 主要从事冲击动力学和计算力学研究. E-mail: lizhiqiang@tyut.edu.cn

本研究对带有倒角的 DP980 双相钢帽型梁进行落锤轴向冲击实验和数值模拟,得到其压溃模式和最大变形量。为了研究截面参数的影响,保证结构质量不变,设计具有另外两种截面参数的帽型梁,通过数值模拟研究有无倒角以及弯折角是否为直角对变形模式和能量吸收的影响。

1 轴向冲击实验

1.1 实验样品

试样为带有倒角的帽型梁(称 I 型梁),如图 1 所示。该试样由上下盖板和帽型结构组成,其中帽型结构包括帽型单元和平板单元。帽型结构长 400 mm;为了减轻试件的整体质量,便于观察试件受到冲击后的内部变形模式,上下盖板中心处设有直径为 40 mm 的圆孔。上下盖板厚 3 mm,所用材料为 DC01 钢;帽型单元的厚度为 1.5 mm,所用材料为 DP980 双相钢;平板单元的厚度为 1.5 mm,所用材料为 CR380LA 钢。帽型单元与平板单元之间由点焊焊接,帽型结构和上下盖板由电弧焊焊接。I 型梁截面形状见图 2,其中弯折角度 θ_1 为 93° ,倒角半径 R_1 和 R_2 分别为 4.0 和 8.5 mm。

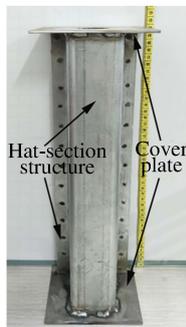


图 1 I 型梁试件

Fig. 1 Type-I beam specimen

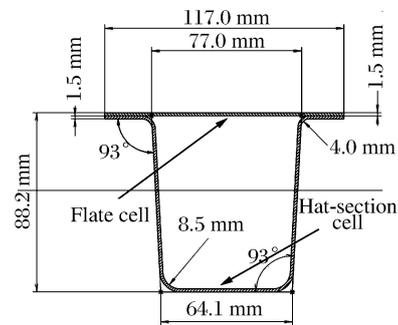


图 2 I 型梁截面

Fig. 2 Section of Type-I beam specimen

1.2 实验装置与测试系统

轴向冲击实验在太原理工大学自行研制的 DHR940 落锤冲击装置上完成。落锤的最大下落高度为 13 m,落锤最大质量为 270 kg,锤头采用高强度钢制作,直径为 80 mm。本实验中,落锤总质量为 241 kg,从 7.55 m 高自由下落冲击 I 型梁,试样受到的初始冲击速度为 12.16 m/s,初始冲击能量为 17.8 kJ。为了使试样顶端均匀受力,在上盖板放置一块尺寸为 260 mm×200 mm×8 mm 的垫板以传递冲击力。试样底端用压板和垫条固定,防止其打滑。试样装配如图 3 所示。

本实验采用最大量程为 2 000 kN 的应变式力传感器记录锤头与试样之间的冲击载荷,使用高速摄像机和 DIC 测试系统记录试样的变形模式和位移变化规律。

1.3 实验结果

图 4 给出了 I 型梁轴向冲击变形过程。整个过程分为 3 个阶段,即溃缩变形、回弹和二次撞击。从图 4 中可以观察到:试样受到冲击时,顶部首先发生屈曲,产生第 1 个褶皱;接着变形迅速向下扩展,产生第 2 个和第 3 个褶皱,直到被压溃;之后试样慢慢开始回弹,并与锤头发生分离,试样下部无明显变形,最终残余高度为 193.5 mm,变形模式表现为紧凑型变形。

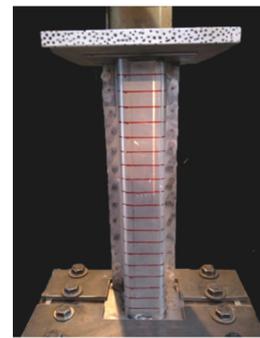


图 3 实验试样装配图

Fig. 3 Specimen assembly of test specimen

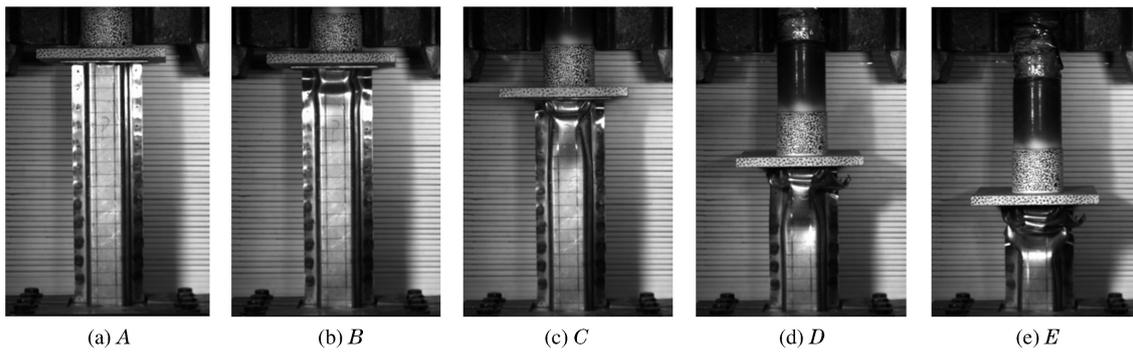


图 4 I 型梁轴向冲击变形过程

Fig. 4 Deformation sequences of Type-I beam under axial impact

图 5 给出了试样所受冲击载荷 F 随时间 t 变化曲线。曲线上标注的 5 个点分别对应图 4 中 5 个变形状态: A 点处, 锤头刚接触垫板试样即发生屈曲变形, 冲击载荷达到第 1 个峰值, 即峰值载荷; B 点、C 点和 D 点分别对应试样形成第 1、第 2 和第 3 个褶皱; E 点则对应试样变形的最终形态。

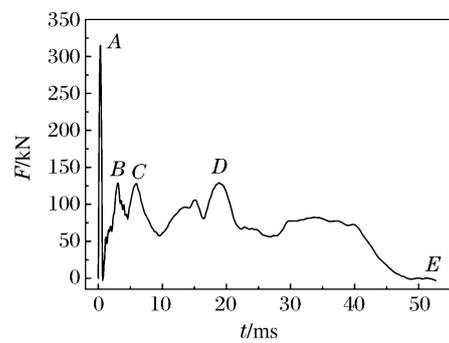


图 5 I 型梁载荷-时间曲线

Fig. 5 Impact load history curve for Type-I beam

2 计算模型建立

采用 LS-DYNA 对 I 型梁试样的冲击实验进行数值模拟, 进一步了解结构变形, 通过与测试结果进行对比, 验证计算模型的准确性。为了研究截面有无倒角和弯折角是否为直角的影响, 保持梁的截面周长和结构质量不变, 在 I 型梁基础上保证弯折角度不变, 去掉倒角, 形成不带倒角的帽型梁(称 II 型梁), 截面形状如图 6 所示; 同样, 在 II 型梁基础上, 将弯折角改为直角, 形成直角弯折帽型梁(称 III 型梁), 截面形状如图 7 所示。这 3 类梁的计算模型除截面参数不同之外, 材料模型、冲击条件、接触设置等均相同。

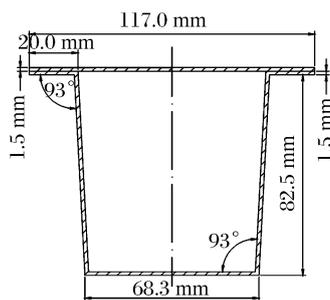


图 6 II 型梁截面

Fig. 6 Section of Type-II beam specimen

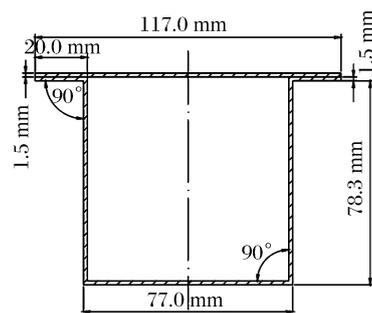


图 7 III 型梁截面

Fig. 7 Section of Type-III beam specimen

2.1 有限元网格划分

基于 I 型梁的轴向冲击实验系统, 建立 3 种梁的全尺寸有限元模型, 如图 8 所示。有限元模型包含刚性地面、帽型梁、垫块、锤头和配重。帽型梁采用 Belytschko-Tsay 壳单元, 垫块、锤头和配重采用实体单元。经过多次试算, 帽型单元尺寸选择 $4\text{ mm} \times 4\text{ mm}$, 弯折处进行局部细化, 上下盖板单元尺寸为 $6\text{ mm} \times 6\text{ mm}$ 。

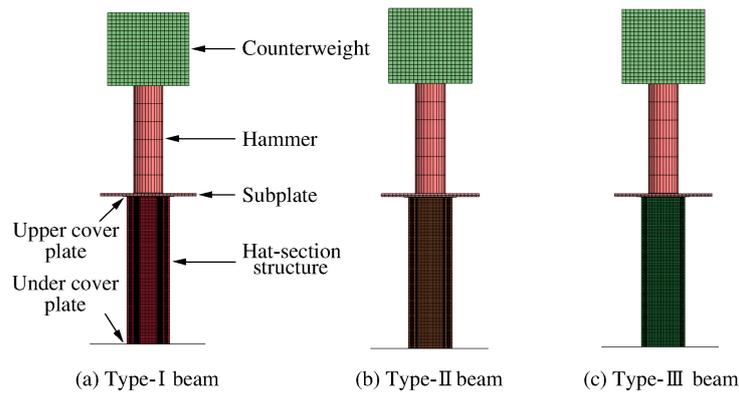


图 8 3 种梁的有限元模型

Fig. 8 Finite element models for 3 different types of beams

2.2 材料模型

上下盖板和平板单元选择随动强化弹塑性模型,帽型单元选择分段线性塑性模型,锤头、配重和垫板选择 Rigid 刚体模型。所有模型参数列于表 1,其中 E 为弹性模量, ν 为泊松比, σ_s 为屈服强度, σ_b 为抗拉强度, δ_1 为延伸率。

表 1 帽型梁的材料参数

Table 1 Material parameters for hat-section beam

Material	E/GPa	ν	σ_s/MPa	σ_b/MPa	$\delta_1/\%$
DC01	210	0.3	165	303	47.8
CR380LA	210	0.3	410	524	24.8
DP980	218	0.3	660	1033	11.0

2.3 初始/边界条件以及焊接和接触设置

下盖板与刚性地面采用固定约束,锤头和配重除轴向外约束其余自由度,初始速度为 12.16 m/s。由于试件产生较大压缩变形,因此在模型中考虑重力做功的影响。帽型单元和平板单元之间的焊点用 CONSTRAINED_SPTWELD 模拟。上下盖板和帽型结构的电弧焊接由 TIE 实现。锤头和配重采用绑定接触,锤头-垫板、垫板-上盖板、上下盖板-帽型结构设置为面-面接触,帽型结构本身设置为自接触,图 8(a)中对有限元模型中的各部分进行了标注。取静摩擦因数和动摩擦因数分别为 0.20 和 0.15。

3 模拟结果与讨论

3.1 有限元模型验证

图 9 给出了 I 型试样载荷-时间曲线的实验和有限元模拟结果。可以看出,试件受到轴向冲击载荷时,实验和模拟获得的载荷随时间变化趋势基本相同,两条曲线吻合较好。

系统能量守恒是验证有限元模拟可靠性和合理性的判断标准之一^[14-15]。图 10 给出了 3 种梁的动能、内能、沙漏能和总能量随时间变化曲线。从图 10 可以看出,系统能量基本守恒,沙漏能很小,验证了有限元模型的可靠性和合理性。

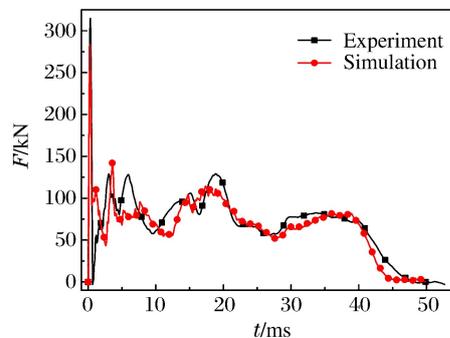


图 9 实验和模拟载荷-时间曲线

Fig. 9 Experimental and simulated load history curves for Type-I beam

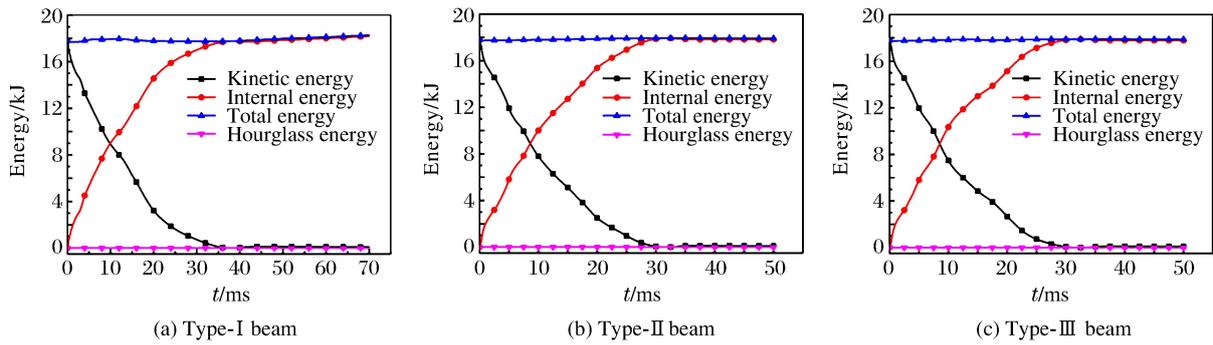


图 10 3 种梁的能量时程曲线

Fig. 10 Energy history curves for 3 different types of beams

3.2 变形模式对比

图 11~图 13 分别给出了 I 型梁、II 型梁和 III 型梁轴向冲击过程中的变形模式,图 14 显示 3 种梁的位移-时间($s-t$)曲线。



图 11 I 型梁的变形过程

Fig. 11 Deformation sequence of Type-I beam

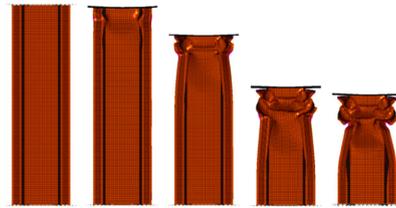


图 12 II 型梁的变形过程

Fig. 12 Deformation sequence of Type-II beam



图 13 III 型梁的变形过程

Fig. 13 Deformation sequence of Type-III beam

对比 I 型梁变形的模拟结果(见图 11)和实验结果(见图 4)可以发现:变形都从冲击端向下发生紧凑型压溃变形,共形成 3 个褶皱,试样下部无明显变化,而且试样残余高度的相对误差仅为 2.07%,充分验证了模拟结果的准确性。对比 3 种梁的变形模式可知:它们均由冲击端发生塑性变形并形成褶皱;由于截面形状不同,3 种试样的变形量 δ 、载荷作用时间 t_1 、变形模式并不相同,如表 2 所示,其中 n 为褶皱数。

对比表 2 中 I 型梁和 II 型梁可以看出:I 型梁受冲击时形成了 3 个褶皱,发生紧凑型变形,变形量为 208.5 mm,冲击载荷持续时间为 50 ms;II 型梁的第 3 个褶皱未完全形成,发生非紧凑变形,变形量为 184.2 mm,冲击载荷持续时间为 40 ms。非紧凑模式在整体上可能不太稳定,有发生 Euler 屈曲的趋势,这是工程师们不希望出现的能量耗散形式。此外,当初始速度和初始动能相同时,冲击载荷作用时间越长,所要求的制动力越柔和,对吸能结构造成的损伤越小。因此,当帽型梁截面存在倒角时,I 型梁所受损伤更小,能量吸收更理想。

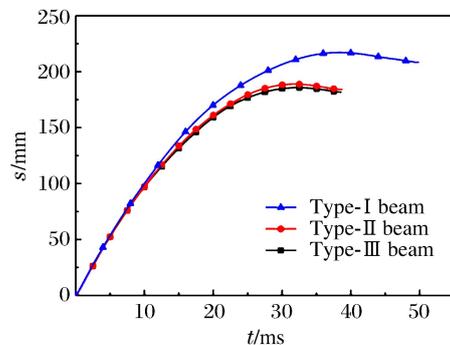


图 14 3 种梁的位移-时间曲线

Fig. 14 Displacement history curves for 3 different beams

表 2 3 种梁的变形模式参数

Specimen	δ/mm	t_i/ms	n	Deformation mode
Type-I beam	208.5	50	3	Compact
Type-II beam	184.2	40	2	Non-compact
Type-III beam	181.7	40	2	Non-compact

对比表 2 中 II 型梁和 III 型梁可知:当弯折角度改变较小时,弯折角是否为直角对帽型梁受轴向冲击时的变形模式无明显影响。

3.3 能量吸收对比

衡量能量吸收优劣的主要指标有^[16]:吸收能量(E_a)、峰值载荷(F_{\max})、平均碰撞载荷(F_{mean})和碰撞力效率(Crushing Force Efficiency, CFE)。

吸收能量 E_a 是结构在变形过程中吸收的能量,在数值上等于载荷-位移曲线与 x 轴围成的面积

$$E_a = \int_0^{\Delta L} F ds \tag{1}$$

式中: ΔL 为试件初始高度与残余高度的差值,也就是变形量 δ 。

峰值载荷 F_{\max} 一般出现在初始阶段,结构发生弹塑性屈曲,此时为发生屈曲的临界状态。峰值载荷对于结构失效有重要意义,它直接影响碰撞中峰值加速度的大小,在冲击过程中应尽量减小峰值载荷。

平均碰撞载荷 F_{mean} 为单位变形长度的能量吸收,即

$$F_{\text{mean}} = E_a / \Delta L \tag{2}$$

平均碰撞载荷是结构吸能能力的总体反映。在吸收相同能量的条件下,平均碰撞载荷越大,变形量越小。

碰撞力效率(η)定义为平均碰撞载荷与峰值载荷的比值

$$\eta = F_{\text{mean}} / F_{\max} \tag{3}$$

在能量吸收的大变形过程中,应减小峰值载荷,提高平均碰撞载荷,因此理想的吸能结构应具有较大的碰撞力效率,且碰撞载荷的波动较小。

图 15 和图 16 分别给出了 3 种梁的冲击载荷-位移曲线和吸收能量-位移曲线对比,由此获得 3 种梁的能量吸收参数,如表 3 所示。

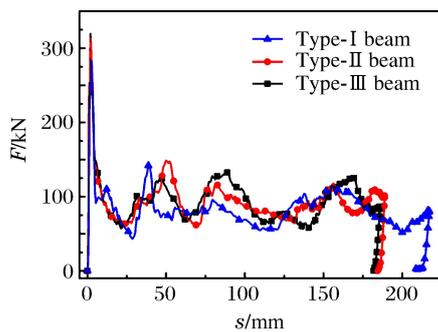


图 15 3 种梁的载荷-位移曲线

Fig. 15 Load vs. displacement for 3 different beams

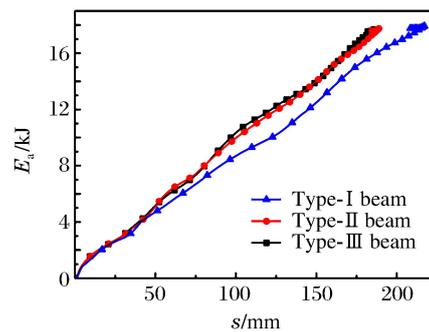


图 16 3 种梁的吸收能量-位移曲线

Fig. 16 Energy vs. displacement for 3 different beams

对比 I 型梁和 II 型梁:从总的能量吸收和峰值载荷来看, I 型梁结构优于 II 型梁结构;然而, II 型梁结构的平均碰撞载荷大于 I 型梁结构,主要是因为相同的初始动能冲击下,帽型梁并未完全压溃, II 型梁的非紧凑变形模式导致其变形量较小,增大了其平均碰撞载荷。由于 I 型梁和 II 型梁具有相同的碰撞力效率,因此,综合考虑上述 4 个指标,带有倒角的帽型梁在能量吸收方面更具优势。

表 3 3 种梁的能量吸收参数
Table 3 Energy absorption parameters for 3 different types of beams

Specimen	δ/mm	E_a/kJ	F_{\max}/kN	$F_{\text{mean}}/\text{kN}$	η
Type-I beam	208.5	17.777	283.66	85.26	0.30
Type-II beam	184.2	17.616	313.79	95.63	0.30
Type-III beam	181.7	17.550	319.59	96.59	0.30

对比 II 型梁和 III 型梁,同样从 4 个能量吸收指标分析,结果显示:II 型梁结构优于 III 型梁(直角型截面帽型梁)结构,说明改变帽型梁弯折角度将对其结构的能量吸收产生影响,并且非直角型截面梁结构的能量吸收更佳。

4 结 论

(1) 材料为 DP980、带有倒角的帽型梁在落锤轴向冲击实验中,从冲击端向下发生紧凑型压溃变形,共形成 3 个褶皱,梁的下部无明显变化。

(2) 帽型截面梁中倒角的存在使结构变形模式从非紧凑型向紧凑型转变,并且增加结构的总吸收能量,降低峰值载荷和结构受损程度。

(3) 就本研究所讨论的弯折角度而言,当弯折角度改变较小时,其对结构变形模式的影响不大;但是帽型截面梁中直角的存在使结构的总吸收能量减少,峰值载荷提高,结构更易受损。

(4) 本研究具有一定的局限性,例如,在分析弯折角度对帽型梁轴向冲击响应的影响时,仅考虑了直角和非直角的区别,并未深入探讨弯折角度变化的具体影响。在后续工作中,将对角度变化对帽型梁轴向冲击响应的影响做进一步研究。

参考文献:

- [1] ABEDRABBO N, MAYER R, THOMPSON A, et al. Crash response of advanced high-strength steel tubes: experiment and model [J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2009, 36(8): 1044-1057.
- [2] ZHANG X W, SU H, YU T X. Energy absorption of an axially crushed square tube with a buckling initiator [J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2009, 36(3): 402-417.
- [3] 余同希, 卢国兴, 华云龙. 材料与结构的能量吸收: 耐撞性·包装·安全防护 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2006.
- [4] ALEXANDER J M. An approximate analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading [J]. *The Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics*, 1960, 13(1): 10-15.
- [5] WIERZBICKI T, ABRAMOWICZ W. On the crushing mechanics of thin-walled structures [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1983, 50(4): 727-734.
- [6] WHITE M D, JONES N, ABRAMOWICZ W. A theoretical analysis for the quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 1999, 41(2): 209-233.
- [7] WHITE M D, JONES N. A theoretical analysis for the dynamic axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 1999, 213(4): 307-325.
- [8] TARIGOPULA V, LANGSETH M, HOPPERSTAD O S, et al. Axial crushing of thin-walled high-strength steel sections [J]. *International Journal of Impact Engineering*, 2006, 32(5): 847-882.
- [9] 顾纪超, 樊涛, 段利斌, 等. 异材异厚帽型梁结构轴向压溃理论研究 [J]. *汽车工程学报*, 2016, 6(4): 252-259.
GU J C, FAN T, DUAN L B, et al. Research on axial crushing theory of hat-section beam with different materials and thickness [J]. *Chinese Journal of Automotive Engineering*, 2016, 6(4): 252-259.
- [10] BODLANI S B, YUEN S C K, NURICK G N. The energy absorption characteristics of square mild steel tubes with multiple induced circular hole discontinuities—Part II: numerical simulations [J]. *Journal of Applied Mechanics*,

2009,76(4):041013.

- [11] 吴永强. 复合材料加强薄壁铝梁吸能特性仿真与试验研究 [D]. 长沙:湖南大学,2016:22-32.
- [12] ROSSI A,FAWAZ Z,BEHDINAN K. Numerical simulation of the axial collapse of thin-walled polygonal section tubes [J]. *Thin-Walled Structures*,2005,43(10):1646-1661.
- [13] 陈贵江,康永林,朱国明,等. 高强度双相钢 DP800 成形件碰撞性能仿真分析 [J]. *塑性工程学报*,2010,17(4):91-95.
CHEN G J,KANG Y L,ZHU G M, et al. The influence of stamping, springback and strain rate on collision performance of high-strength dual-phase steel DP800 parts [J]. *Journal of Plasticity Engineering*,2010,17(4):91-95.
- [14] 郝文乾. 轴向冲击载荷下薄壁折纹管和波纹管的屈曲与能量吸收 [D]. 太原:太原理工大学,2014:43-45.
- [15] LIU Z,HAO W,XIE J, et al. Axial-impact buckling modes and energy absorption properties of thin-walled corrugated tubes with sinusoidal patterns [J]. *Thin-Walled Structures*,2015,94:410-423.
- [16] 江志勇. 基于轿车薄壁构件碰撞的变形及吸能特性的仿真与分析 [D]. 武汉:武汉理工大学,2009:41-43.

Effect of Sectional Geometric Parameters on Axial Impact Response of Hat-Section Beam

TIAN Ze¹, HAN Yang¹, YIN Xiaowen¹, XIN Hao¹,
ZHAO Longmao¹, LI Zhiqiang^{1,2,3}

(1. *Institute of Applied Mechanics and Biomedical Engineering,*

Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China;

2. *Shanxi Key Laboratory of Material Strength & Structural Impact, College of Mechanics,*

Taiyuan University of Technology, Taiyuan 030024, China;

3. *National Demonstration Center for Experimental Mechanics Education*

(Taiyuan University of Technology), Taiyuan 030024, China)

Abstract: As the major part of the vehicle front side member, the hat-section beam structure's deformation mode and energy absorption characteristics under the axial impact is the main reference index in the design of automobile passive safety. In this study, we carried out a drop hammer axial impact test and numerical simulation with initial energy of 17.8 kJ for the hat-section beam with chamfering. In addition, keeping the total mass constant, we simulated two other beams with different sections of no chamfering and right-angle bend in the same conditions, aiming to investigate the influences of section geometric parameters on these characterizations as deformation modes, amount of deformation, energy absorption, peak load, the average crushing load and crushing force efficiency within a certain scope. The calculation results of the deformation modes and amount of deformation of the hat-section beam with chamfering are consistent with the experimental ones, verifying the rationality of the computation model. Due to the existence of chamfering in the structure, the pattern of structural deformation was transformed from a non-compact mode to a compact mode, the buffering effect was increased, whereas the maximum crushing load was reduced. When the bending angle changed from 93° to 90°, it only has minor influence on the deformation mode, and the energy absorption of the beam with non-right-angle bending is better than that of the beam with right-angle bending. Therefore, the geometric parameters of the cross section have some influence on the deformation mode and energy absorption characteristics of the hat-section beam structure.

Keywords: hat-section beam; drop hammer test; finite element simulation; deformation mode; energy absorption