

文章编号:1671-1637(2016)05-0057-09

## 薄壁结构棱边强化效果

郑玉卿<sup>1</sup>,朱西产<sup>1</sup>,胡强<sup>2</sup>,刘 颀<sup>2</sup>

(1. 同济大学汽车学院,上海 201804; 2. 江西省科学院应用物理研究所,江西 南昌 330029)

**摘要:**基于方管理想化折叠单元模型、塑性挤压过程能量耗散分解法与棱边强化薄壁方管在轴向静态压溃作用下的能量平衡修正方程,分别导出了棱边强化薄壁方管的平均压溃力、吸能预测与棱边强化效果的理论表达式。建立了系列棱边强化薄壁方管准静态轴向压溃有限元模型,导入LS-DYNA程序进行弹塑性动力学仿真,获得了平均压溃力,分析了棱边应力强化的敏感性。将棱边强化技术应用于某车前保横梁和吸能盒相应棱边强度设计中,采用超高应力强化棱边和普通延性钢板组合去置换较高强度钢薄壁结构,在冲击试验验证过的有限元模型基础上,建立了棱边强化前保险杠子结构独立评价有限元模型,分别进行了棱边强化模型和原始模型的50 km·h<sup>-1</sup>正碰仿真试验。仿真结果表明:导出的平均压溃力公式可以预测棱边与平板屈服强度比为1~4的棱边强化薄壁方管轴向压溃力学特性,仿真结果与理论结果的最大偏差不超过5.66%;由前保险杠子结构正碰仿真结果得到了棱边强化前后近似的塑性变形模式与传力路径,能量吸收差值不超过0.3 kJ。可见,选择性棱边应力强化后的普通延性钢前保险杠子结构有望实现等效置换较高强度钢前保险杠子结构。

**关键词:**汽车工程;薄壁结构;棱边强化;数值仿真;力学特性;前保横梁;吸能盒

**中图分类号:**U463.04 **文献标志码:**A

## Effect of ridgeline strengthening in thin-walled structure

ZHENG Yu-qing<sup>1</sup>, ZHU Xi-chan<sup>1</sup>, HU Qiang<sup>2</sup>, LIU Jin<sup>2</sup>

(1. School of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Institute of Applied Physics, Jiangxi Academy of Sciences, Nanchang 330029, Jiangxi, China)

**Abstract:** The theoretical expressions of mean crushing force, energy absorbing prediction and ridgeline strengthening (RS) effect of thin-walled RS square tube were respectively derived out based on the ideal folding element model of square tube, the energy dissipation decomposition method during its plastic deformation process, and the modified energy balance equation of thin-walled RS square tube subjected to static axial crushing effect. A series of finite element models of thin-walled RS square tube subjected to quasi-static axial crushing were built, and imported into LS-DYNA program to conduct elastic-plastic dynamics simulation. The mean crushing forces were obtained, and the sensivity of ridgeline stress strengthening was investigated. The ridgeline strengthening technology was applied to the ridgeline strength design of front bumper beam and crashboxes for a vehicle. The corresponding thin-walled structures with higher strength steel were replaced by the assembly of ultra stress strengthened ridgelines and general mild steel

收稿日期:2015-05-13

基金项目:国家863计划项目((2012AA111302);江西省交通厅重点工程项目(2015C0008)

作者简介:郑玉卿(1983-),男,浙江常山人,同济大学工学博士研究生,从事汽车被动安全结构设计和数值分析。

导师简介:朱西产(1962-),男,山西太原人,同济大学教授,工学博士。

plates. The finite element model of front bumper substructure system with strengthened ridgelines for individual evaluation was set up based on the existing finite element model verified by crash test. At  $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ , the front crash simulation tests were conducted with the ridgeline strengthening model and the original model respectively. Simulation result indicates that the axial crushing force property of thin-walled RS square tube with the yield strength ratios of ridgeline to plate ranging from 1 to 4 can be predicted by using the mean crushing force formula, and the maximum deviation between theoretical result and simulation result is lower than 5.66%. Front crash simulation result comparison of the front bumper substructure before and after ridgeline strengthening shows similar plastic deformation modes and force transmission routes, and the energy absorption deviation is lower than 0.3 kJ. So, the general mild steel front bumper substructure with selective stress strengthened ridgelines can equivalently replace the corresponding higher strength steel front bumper substructure. 1 tab, 17 figs, 22 refs.

**Key words:** automotive engineering; thin-walled structure; ridgeline strengthening; numerical simulation; mechanical property; front bumper beam; crashbox

**Author resumes:** ZHENG Yu-qing(1983-), male, doctoral student, +86-21-69589714, 812york@tongji.edu.cn; ZHU Xi-chan(1962-), male, professor, PhD, +86-21-69589714, xczhu@163.com.

## 0 引 言

薄壁管件因其结构性能好、成本低廉、能量吸收率高和相对密度低等优点在汽车工业有广泛的应用,在汽车高速碰撞过程或长距离轴向压溃模式下能以稳定的塑性变形来大量吸收碰撞体的冲击动能,从而达到保护乘员仓结构和乘员安全。有关薄壁管轴向压溃研究工作始于 20 世纪 60 年代 Pugsley 等<sup>[1-2]</sup>的开创性工作;之后 Abramowicz 等从理论和试验方面研究了薄壁圆管和方管动态轴向压溃性能,且证明了折叠单元的有效压溃距离<sup>[3-6]</sup>;Wierzbicki 等提出的理想化折叠单元更好地解释了薄壁方管轴向压溃过程的能量吸收机理和力学特性<sup>[7]</sup>。20 世纪 90 年代以来,随着 CPU 计算能力的长足进步和有限元程序如 LS-DYNA、ABAQUS 的商业化推广,Langseth 等对薄壁铝型材与泡沫铝填充管进行了轴向冲击试验和吸能特性研究,验证了基于 LS-DYNA 程序建立的数值仿真模型,并且在 AA6060 铝合金方型薄壁管材耐撞性研究中讨论了数值仿真预测的有效性以及质量比例和冲击速度对冲击性能的影响<sup>[8-9]</sup>;Tarigopula 等对 DP800 高强度钢薄壁方管和帽型结构进行了静、动态轴向压溃研究,试验验证的数值模型被成功用于预测参数变化薄壁结构的吸能能力和高强度钢-低碳钢帽型点焊结构的结构效率<sup>[10]</sup>;Fyllingen 等基于 LS-DYNA 和 ABAQUS 程序研究了轴向压溃薄壁铝管的有限元建模,比较了单元类型和积分方法对仿真结果精度的影响,认为实

体单元建模的仿真结果与试验结果更吻合<sup>[11]</sup>。

面对日益严峻的交通事故伤亡和更严格的碳排放政策,要求汽车车身结构有更好的耐撞性和轻量化,这对薄壁管件的截面抗力和吸能能力提出了更大的挑战,而改善薄壁管件轴向压溃屈曲行为和能量吸收特性主要通过几何结构拓扑优化和材料改进来实现<sup>[12]</sup>。目前,车身结构中的高强度或超高强度钢板使用比例不断提高,价格虽昂贵,但优势是利于轻量化<sup>[13]</sup>。对于 980 MPa 级以上超高强度钢板,由于冷冲压的成形特性和回弹制约,需加热至其延展性较好的高温状态,压力成形后马上进行冷却硬化处理,这种热冲压成形技术已被成功开发并普遍使用,但成本较高<sup>[14]</sup>。超高强度钢材具有超高强度特性优势,但存在塑性延展性小、易断裂等缺点,碰撞冲击时容易整体崩裂而导致其他部件变形失稳,且后期开孔、切削等加工工艺困难重重,另外焊接过程还存在熔解热影响区(Heat Affected Zone, HAZ)导致母材软化现象<sup>[15-16]</sup>,因此,有部分生产商对热冲压成形工艺进行改进升级,根据零部件在车身结构中承担载荷和变形分布的必要性,在同一个零部件中分开制造高强度区和高延伸区,单个零件的成本更加高昂。为克服汽车高强度钢脆性、焊接热影响区、机加工困难和成本高等缺点,棱边强化技术被创新地引入薄壁箱形结构抗压与抗弯能力的强度设计中。嵇明等介绍了局部棱边调质处理的棱边强化技术,并论述了 440 级钢帽型结构在压弯作用下受压侧平板的弹塑性屈曲失稳过程和全截面抵抗力增强

的影响因子,试验和仿真均表明其截面抗压和抗弯性能显著提高<sup>[17]</sup>。

鉴于吸能盒截面是矩形,本文从理论上分析棱边强化对准静态轴向压溃作用下方管力学特性和能量吸收的影响,并将棱边强化技术应用到某型汽车前保横梁和吸能盒的强度设计中,探索能否采用选择性棱边应力强化的普通薄壁钢件来替代车身局部结构中的较高强度薄壁钢件,为车身轻量化和加工、焊接工艺成本降低提供技术支持。

## 1 棱边强化方管吸能特性分析

### 1.1 能量耗散模式

结合1/4理想化方管折叠单元模型(图1)和能量耗散解析式<sup>[7]</sup>,模型中水平固定塑性铰为AB和BC,倾斜移行塑性铰为UB和BL,以及2种塑性铰在挤压移行过程中交汇形成的环形壳拉伸曲面,H为理想化方管折叠单元的半高度,平面UBC和UBA的夹角为 $2\psi$ 。将上述1/4方形截面塑性变形区的能量耗散分为3部分:薄板通过环形曲面的能量耗散 $W_1$ 、水平固定塑性铰能量耗散 $W_2$ 和倾斜移行塑性铰能量耗散 $W_3$ 。考虑到一般吸能特性模型顶部和底部均出现有夹持状态下的水平固定塑性铰线, $W_2$ 能量应该加倍。根据能量守恒原则可得

$$W_e = W_1 + W_2 + W_3 \quad (1)$$

式中: $W_e$ 为折叠单元在轴向外力挤压作用下吸收的总能量。

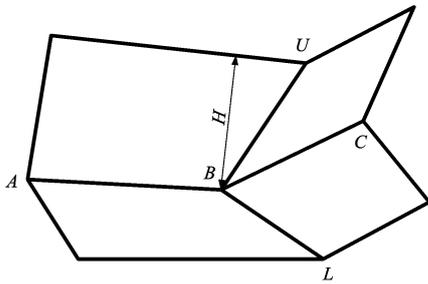


图1 1/4理想化折叠单元模型

Fig.1 Ideal 1/4 folding element model

分别将郑玉卿等导出的 $W_1$ 、 $W_2$ 、 $W_3$ 表达式<sup>[18]</sup>代入式(1),得方管一个完整折叠单元的能量吸收为

$$2HP_{m0} = 8M \left( 8I_F \frac{bH}{h} + \pi a + 2I_T \frac{H^2}{b} \right) \quad (2)$$

式中: $P_{m0}$ 为原始方管平均压溃力; $M$ 为单位长度塑性极限弯矩; $b$ 为环形壳相关的圆环子午线方向的半径; $h$ 为方管壁厚; $a$ 为方形截面等效宽度,若为矩形,则 $a$ 取边长平均值; $I_F$ 、 $I_T$ 分别为褶皱单元压溃过程第1、3部分能力耗散的几何相关系数,均为

关于 $\psi$ 的函数,当方管的一个褶皱完全折叠时, $\psi$ 为 $\pi/4$ ,则 $I_F$ 为0.58, $I_T$ 为1.11。

### 1.2 吸能特性分析和仿真验证

棱边强化(Ridgeline Strengthening, RS)方管的截面尺寸参数见图2,其中: $c$ 为平板边未强化宽度; $s$ 为强化棱边弧长; $r$ 为强化棱边半径。棱边为粗实线,平板边为细实线。棱边经激光局部超高强度调质处理,两者具有不同屈服强度,引入棱边与平板的屈服强度比 $\lambda$ 为

$$\lambda = Y_r/Y_p$$

式中: $Y_r$ 为超高强化棱边的屈服强度; $Y_p$ 为平板母材的屈服强度。

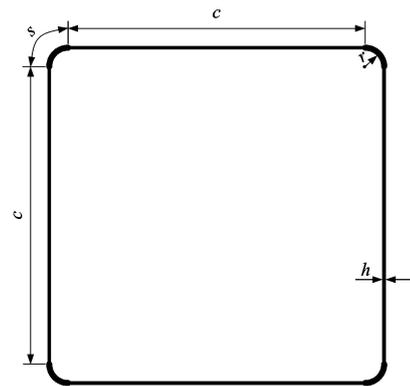


图2 方管截面

Fig.2 Cross section of square tube

显然棱边强化方管具有2种材料属性,在塑性变形模式上与原始单材质方管的能量耗散机理存在不同。设定方管尺寸,建立棱边强化方管准静态压溃仿真模型,设 $\lambda$ 为4, $c$ 为50 mm, $s$ 为5 mm, $h$ 为1 mm, $r$ 为3.18 mm,方管长度 $l$ 为400 mm。方管一端固定,另一端采用刚性压板轴向挤压压溃,采用自动单面接触,总压溃距离为320 mm,计算时间为0.32 s。为避免沙漏采用16号全积分壳体单元,平均边长为2 mm,厚度方向有5个积分点,选用Mat24多线性材料模型。方管平板部屈服强度为328 MPa,强化棱边屈服强度为1 300 MPa。采用材料单向拉伸试验得到的真实应力-应变曲线见图3,其中母材为440级钢板<sup>[17]</sup>。

在仿真模型中导入LS-DYNA程序进行准静态轴向压溃仿真,棱边强化方管和原始方管的仿真压溃过程分别见图4、5,显然棱边强化方管平板区的褶皱宽度 $d_r$ 比原始方管的褶皱宽度 $d$ 要小,说明棱边强化加剧了平板部的塑性变形,提高了能量吸收水平。仿真变形全过程比较结果如下。

(1)平板区的环形曲面能量耗散大部分仍是通

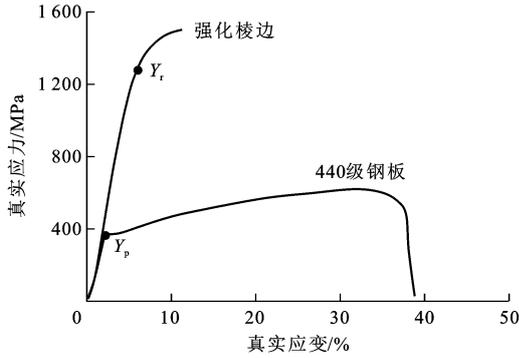


图3 应力-应变曲线

Fig. 3 Stress-strain curves

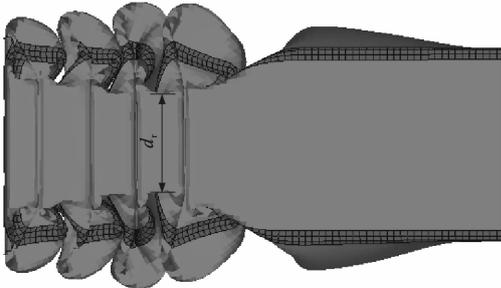


图4 棱边强化方管塑性变形

Fig. 4 Plastic deformation of RS square tube

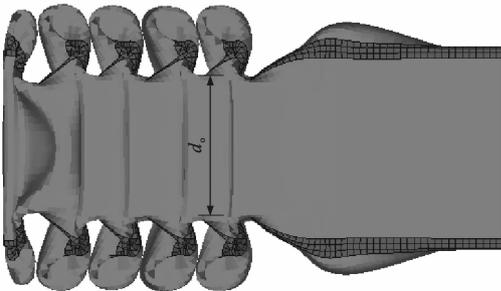


图5 原始方管塑性变形

Fig. 5 Plastic deformation of original square tube

过环形面内塑性拉伸,从而实现运动许可的塑性变形模式。当第1个褶皱形成后会受到第2个褶皱棱边的挤压影响,这是因为棱边强化导致棱边本身塑性变形困难与平板易发生塑性变形,就出现了同一棱边由对折变成Z型错位拉伸卷曲平板的情形,故前一个褶皱棱边附近平板的能量耗散将近提高一倍。经测定,受棱边强化影响的平板区约占总平板区域的1/3,故单个褶皱平板部耗散能量 $W_1$ 约增大1/3,即 $(\lambda-1)/9$ 。

(2)水平固定塑性铰( $AB$ 和 $BC$ )通过平板和棱边的弯曲塑性变形来实现能量耗散,弯曲变形过程中强化棱边会直接参与,故 $W_2$ 也会增大。

(3)对于倾斜移行塑性铰( $UB$ 和 $BL$ ),主要由棱边的塑性移动弯曲来实现能量耗散,棱边屈服强

度提高到4倍左右,只有约1/3棱边参与塑性铰移动弯曲,故 $W_3$ 实际也提增大约1/3,即 $(\lambda-1)/9$ 。

分别将 $W_1$ 、 $W_2$ 、 $W_3$ 各自的修正能量表达式代入式(2),可得方管棱边强化后整个正方形折叠单元的吸能平衡方程式为

$$2HP_{mr} = M \left[ 64I_F \frac{bH}{h} \left( 1 + \frac{\lambda-1}{9} \right) + 8\pi(c + \lambda s) + 16I_T \frac{H^2}{b} \left( 1 + \frac{\lambda-1}{9} \right) \right] \quad (3)$$

式中: $P_{mr}$ 为棱边强化方管平均压溃力。

将式(3)改成一般形式

$$\frac{P_{mr}}{M} = A_1 \frac{b}{h} + A_2 \frac{c + \lambda s}{H} + A_3 \frac{H}{b} \quad (4)$$

$$A_1 = 32I_F(\lambda + 8)/9 \quad (5)$$

$$A_2 = 4\pi \quad (6)$$

$$A_3 = 8I_T(\lambda + 8)/9 \quad (7)$$

计算可得 $A_1 = 24.747$ , $A_2 = 12.566$ , $A_3 = 11.840$ ,式(4)仅含有2个未知数 $b$ 、 $H$ ,可分别令一阶偏导等于0,即

$$\begin{cases} \frac{\partial P_{mr}}{\partial H} = 0 \\ \frac{\partial P_{mr}}{\partial b} = 0 \end{cases} \quad (8)$$

求解式(8),可得

$$\begin{cases} b = \sqrt[3]{A_2 A_3 / A_1^2} \sqrt[3]{(c + \lambda s) h^2} \\ H = \sqrt[3]{A_2^2 / A_1 A_3} \sqrt[3]{(c + \lambda s)^2 h} \end{cases} \quad (9)$$

将式(9)代入式(4),有

$$\frac{P_{mr}}{M} = 3 \sqrt[3]{A_1 A_2 A_3} \sqrt[3]{(c + \lambda s) / h} \quad (10)$$

从而得到

$$\begin{cases} b = 1.429 \sqrt[3]{(c + \lambda s) h^2 / (\lambda + 8)} \\ H = 4.264 \sqrt[3]{(c + \lambda s)^2 h / (\lambda + 8)^2} \end{cases} \quad (11)$$

$$\frac{P_{mr}}{M} = 8.836 \sqrt[3]{(c + \lambda s) (\lambda + 8)^2 / h} \quad (12)$$

Abramowicz等基于 $a/h = 35 \sim 50$ 系列软钢方管试验得到了每个折叠单元实际有效压溃距离为 $2H$ 的77%~78%<sup>[6]</sup>,故假设本文的棱边强化方管有效压溃距离也为 $2H$ 的77%,则式(12)可改写为

$$\frac{P_{mr}}{M} = 11.475 \sqrt[3]{(c + \lambda s) (\lambda + 8)^2 / h} \quad (13)$$

因 $M = Yh^2/4$ ,可得整个准静态压溃过程的棱边强化方管总体吸能 $W_t$ 为

$$W_t = P_{mr} \delta = 2.869 Y h^2 \sqrt[3]{(c + \lambda s) (\lambda + 8)^2 / h} \delta \quad (14)$$

式中: $Y$ 为材料屈服强度; $\delta$ 为实际总压溃距离。

式(13)、(14)是棱边强化方管准静态轴向压缩

作用下的平均压溃力和能量吸收预测公式,其中式(13)形式上与 Wierzbicki 等提出的原始材质平均压溃力公式<sup>[7]</sup>是完全一致的。同理,由式(2)可导出原始方管平均压溃力为

$$\frac{P_{mo}}{M} = 49.70 \sqrt[3]{a/h} \quad (15)$$

当原始方管  $\lambda=1$ ,代入式(13),也可得原始方管压溃力为

$$\frac{P_{mr}}{M} = 49.649 \sqrt[3]{(c+s)/h} \quad (16)$$

因  $a=c+2r=c+4s/\pi \approx c+1.27s$ ,当棱边强化宽度  $s$  较小时,式(15)、(16)预测结果几乎一致,这表明式(13)可以实现无级预测棱边强化方管的准静态平均压溃力。将仿真方管的相关参数代入式(13),可得平均压溃力理论预测值为 20.261 kN,而仿真结果为 20.717 kN,两者偏差为 2.1%。此外,对  $\lambda=1\sim 4$  的系列棱边强化方管进行了仿真计算,分析棱边强化的应力敏感性。平均压溃力对比结果见表 1,可见最大偏差为 5.66%,可满足工程设计要求。

表 1 不同屈服强度比的平均压溃力对比  
Tab. 1 Comparison of mean crushing forces for different yield strength ratios

棱边屈服强度/MPa	屈服强度比	平均压溃力/kN		偏差/%
		预测值	仿真值	
328	1.000	15.482	14.606	5.66
384	1.171	15.759	14.900	5.45
466	1.421	16.162	16.073	0.55
528	1.609	16.467	16.719	1.53
688	2.097	17.256	18.188	5.40
1 305	3.979	20.291	20.717	2.10

将式(13)减去式(15)后两边同除式(15),可得棱边强化方管的平均压溃力增幅  $\eta$ ,即吸能增强效果为

$$\eta = \frac{P_{mr} - P_{mo}}{P_{mo}} = 0.231 \sqrt[3]{\frac{\pi(c+\lambda s)(\lambda+8)^2}{\pi c+4s}} - 1 \quad (17)$$

设棱边强化区域占比  $\xi = s/c$ ,则式(17)可改写为

$$\eta = \frac{P_{mr} - P_{mo}}{P_{mo}} = 0.231 \sqrt[3]{\frac{\pi(1+\lambda\xi)(\lambda+8)^2}{\pi+4\xi}} - 1 \quad (18)$$

由式(18)可知平均压溃力增幅  $\eta$  与厚度  $h$  无关,仅与棱边强化区域占比  $\xi$  和屈服强度比  $\lambda$  有关。代入棱边强化方管的棱边强化区域占比  $\xi=9.09\%$  和屈服强度比  $\lambda=4$ ,可得  $\eta=0.302$ ,这说明对于长

度、宽度、厚度分别为 56.36、56.36、1.00 mm 的仿真方管,棱边强化区域仅占截面周长的 9.09%,方管平均压溃力增强了 30.2%。

## 2 棱边强化设计与应用

### 2.1 前保险杠子结构模型

董学勤基于前保险杠子结构在正面偏置 40% 碰撞中各零部件塑性铰的形成过程和形成先后顺序分析,对该子结构和前纵梁之间的耦合性进行研究,提出了零部件置换三原则、解耦条件与解耦判定方法,具体解耦条件为:在正面偏置碰撞中,前保险杠子结构必须先产生塑性铰,然后前纵梁再产生塑性铰,即碰撞过程中子结构吸能盒截面力必须小于前纵梁最大截面抗力,后者可从整车碰撞过程中提取;在正面偏置碰撞中,前保险杠子结构塑性铰的形成及其先后顺序不会随着前纵梁局部变形的变化而发生改变<sup>[19]</sup>。

上述解耦方法同样适用于 100% 正面碰撞,将可解耦的前保险杠子结构从车身上剥离,建立了正面 100% 碰撞工况下子结构独立评价有限元模型,见图 6,仿真模型已经通过了保险杠子结构的跌落塔冲击试验验证<sup>[20]</sup>。模型概况如下:单元总数为 12 720 个,其中吸能盒前端与前保横梁之间、后端与基座之间均有连接钢板,它们之间均通过 beam 单元连接,吸能盒自身内外板之间的点焊也采用 beam 单元模拟;基座尾部平面上所有节点固定,碰撞刚性板的初速度为  $13.888 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ,计算时间为 0.05 s,刚性板与前保横梁之间选用自动面-面接触,其余组件之间选用自动单面接触,静、动态摩擦因数设为 0.2;除了基座选用八节点实体单元,其余组件均选用 16 号四节点壳体全积分单元,壳体单元厚度方向设置 5 个积分点,且壳体单元平均边长为

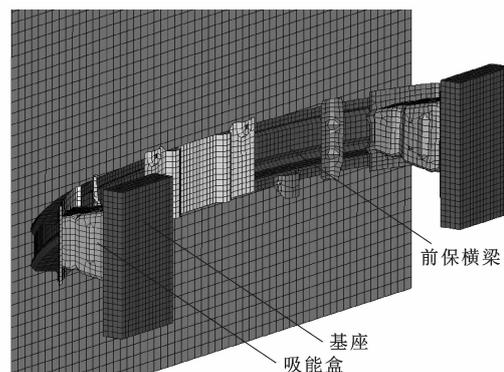


图 6 前保险杠子结构有限元模型

Fig. 6 FEA model of front bumper substructure

10 mm,边长与厚度比为 3~6;除碰撞刚性板采用 Mat20 刚性材料模型之外,所有组件均选用 Mat24 多线性弹塑性材料模型,前保横梁材质为屈服强度 420 MPa 的高强度双向钢 DP590,厚度为 2.0 mm,吸能盒材质为屈服强度 400 MPa 的低合金高强度冷轧钢 B340LA,厚度为 1.8 mm,其余小组件材质同吸能盒,但厚度为 1.5~2.0 mm,Mat24 材料模型卡片中的特征应变率为  $40 \text{ s}^{-1}$ ,材料敏感性系数为 5;刚性板的初始碰撞动能与整车碰撞过程中保险杠系统的吸能水平相当,为了保持冲击过程材料应变率与  $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  整车正碰模型一致,仅调整碰撞刚性板质量而初速度保持不变<sup>[21]</sup>。

## 2.2 棱边强化设计方案

要实现低强度钢置换高强度钢,降低后续机加工成本、焊接热影响区和碰撞脆性断裂的风险,可对低强度钢的箱形结构进行棱边快速激光热处理和合理冷却控制,大幅提高棱边强度来实现,同时应满足零部件子结构置换三原则:塑性变形模式相同;传力路径相同;能量吸收能力相同。以本文论述的棱边强化方管轴向压溃力学理论和 Kerman 方管弯曲折叠理论<sup>[22]</sup>为设计导向,结合前保横梁和吸能盒结构截面尺寸及其材料本构关系,制定保险杠子结构系统的棱边强化设计方案。式(18)表明若保持合理的棱边强化区域占比和屈服强度比,低屈服强度材质的方管或箱形结构通过棱边应力强化可获得与较高强度单材质方管等价的平均压溃力和吸能效果。

吸能盒的棱边强化设计方案如下:吸能盒原始母材屈服强度为 400 MPa,截面为矩形的锥形结构不变,初步选择屈服强度 290 MPa 左右普通延性钢,代入式(15),可知截面平均压溃力下降了 37.9%;假设 4 条棱边经激光快速加热和适当的冷却控制进行调质热处理也可将屈服强度提升为 1 300 MPa,且棱边强化区域平均占比约为 9.6%,代入式(18),可得  $\eta=0.341$ ,可见吸能盒的 4 条棱边强化后的轴向平均压溃力预期增幅 34.1% 仍无法完全填补因母材替换导致的平均压溃力降幅 37.9%,因此,将吸能盒上下面的一个诱导凹痕加工成平面,既减少工艺复杂性,又可适当增加截面抗力。强化棱边和凹痕位置见图 7。前保横梁原始母材屈服强度为 420 MPa,同理经弯曲理论估算和动力学仿真验证选用了屈服强度 320 MPa 左右的母材,截面尺寸不变,棱边强化工艺同前者一样,其强化棱边位置和区域见图 7。

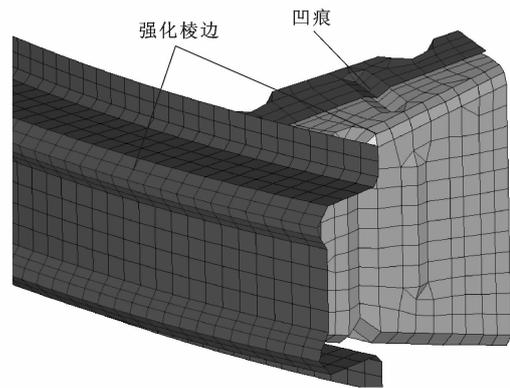


图 7 强化棱边和凹痕位置

Fig. 7 Positions of strengthened ridgelines and dent

## 3 仿真结果分析

### 3.1 塑性变形模式对比

图 8~11 为整合了上述棱边强化设计方案后的整个前保险杠子结构  $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  正面碰撞仿真过程中棱边强化模型与原始模型在碰撞早期阶段(0.01 s)和最终阶段(0.05 s)的塑性变形对比。通过前保横梁和吸能盒的变形模式、塑性铰发生的次序和发生位置对比可知,棱边强化前后的塑性变形模式和最终变形均非常一致。此外,将上下面的一个凹痕加工成平面之后,由图 8、9 可知,对该处平面

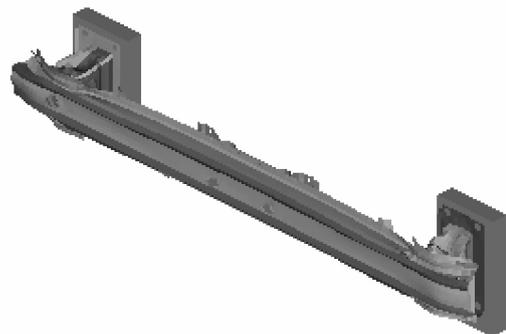


图 8 0.01 s 棱边强化模型变形

Fig. 8 Deformation of RS model at 0.01 s

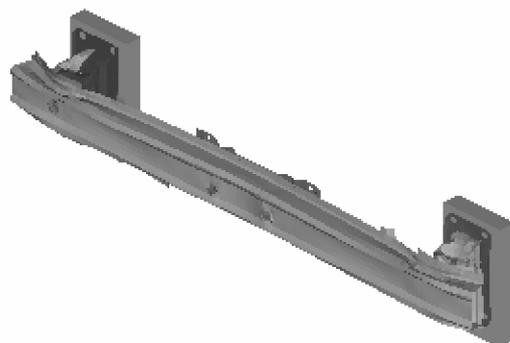


图 9 0.01 s 时原始模型变形

Fig. 9 Deformation of original model at 0.01 s

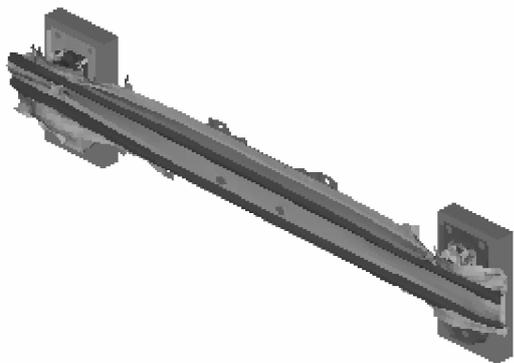


图 10 棱边强化模型最终变形  
图 10 Final deformation of RS model

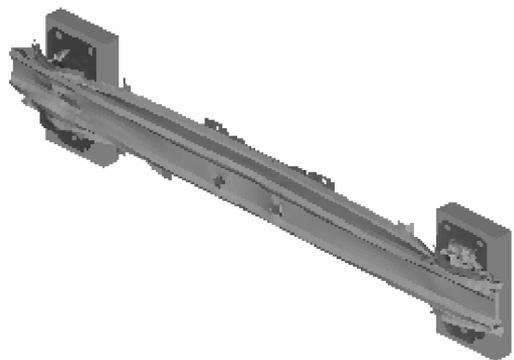


图 11 原始模型最终变形  
图 11 Final deformation of original model

塑性变形模式影响并不大,它与强化的棱边可一起增大吸能盒中截面抗力峰值,虽然总体截面力仍略低于原始吸能盒的抗力水平,这与吸能盒棱边强化的理论设计预期相吻合。

### 3.2 传力路径对比

首先,传力路径须考虑前保横梁的截面抗弯能力,因前保横梁在正面碰撞过程中主要靠弯曲变形来吸收能量,压平后左右两侧拉住吸能盒,保证吸能盒的轴向稳定压溃变形,但前保横梁传导的侧向力不能过大,否则会导致吸能盒在轴向压溃前发生侧向弯曲失稳。图 12 为正面碰撞过程中棱边强化模

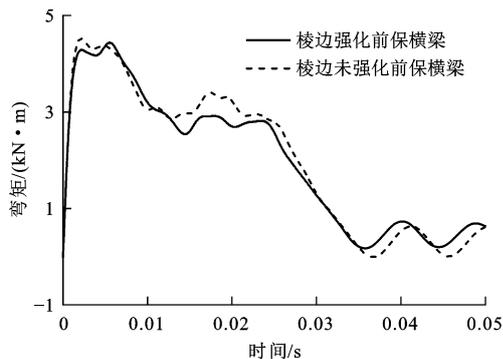


图 12 前保横梁弯矩对比

Fig. 12 Bending moment comparison of front bumper beams

型与原始模型中前保横梁的中截面绕竖轴弯矩变化曲线对比,可见棱边强化模型的中截面抗弯能力比原始模型稍弱,但两者吻合度较好,且绕竖轴弯矩峰值偏差不超过 3%。前保横梁中截面侧向力的对比见图 13,两者的峰值非常接近,同时注意到棱边强化导致前保横梁侧向力出现了反向回弹牵拉,但反向峰值不到最大峰值的一半,对吸能盒的纵向传力路径和轴向压溃吸能影响不大。

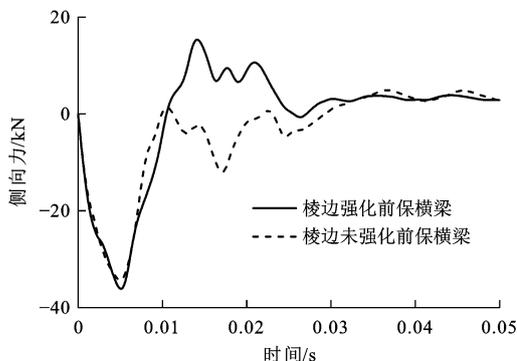


图 13 前保横梁侧向力对比

Fig. 13 Lateral force comparison of front bumper beams

其次,传力路径须严格控制碰撞过程中棱边强化吸能盒和碰撞吸能结束后基座的纵向力,直接关系到前保险杠后端的前纵梁塑性铰变形次序和碰撞前期支撑稳定性,因此,在保险杠系统设计时,须保证整个碰撞前期(0~0.016 s)中纵向压溃力低于前纵梁最大纵向截面抵抗力 141.8 kN,该值来自整车正面 50 km·h<sup>-1</sup>碰撞仿真结果。左侧吸能盒在碰撞过程中的纵向力变化曲线见图 14,可以看出母材替换后棱边强化吸能盒的峰值力比原始模型低 10%左右,与棱边强化设计方案的预期结果非常吻合,且峰值力出现的时间约晚了 0.004 s,说明吸能盒在高截面抗力的持续作用下轴向压溃距离增大了,吸收能量能力得到了一定程度的提高。图 15 为基座截面纵向力变化对比,记录了整个碰撞过程中

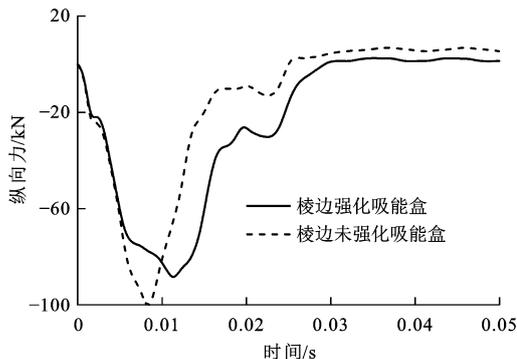


图 14 左侧吸能盒纵向力对比

Fig. 14 Longitudinal force comparison of left crashboxes

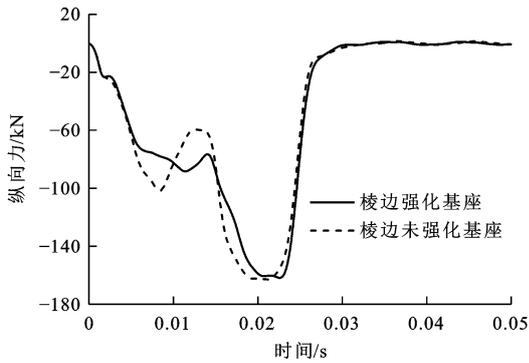


图 15 基座纵向力对比

Fig. 15 Longitudinal force comparison of bases

纵向力的变化波动,两者吻合度非常高,且第 2 峰值力为 163.5 kN,大于前纵梁最大纵向截面抗力,满足整车碰撞过程中车身前部结构的传力设计要求,也说明该车型整车  $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  碰撞过程中当前保险杠子结构系统完全吸能结束后,左右前纵梁才会发生纵向压溃变形。

### 3.3 吸能能力对比

图 16、17 分别描绘了整个碰撞压溃过程中前保险杠子结构系统中前保横梁和吸能盒棱边强化前后的吸能对比,可见:棱边强化后的前保横梁吸收能量为 10.4 kJ,比原始模型减少 0.4 kJ;棱边强化后的吸能盒吸能 8.4 kJ,比原始模型增加了 0.2 kJ,其他部件材质未变,虽然吸能盒选用了屈服强度只有 290 MPa 的母材,但经棱边强化后的吸能能力却反而略超过了屈服强度为 400 MPa 的原始模型。棱边强化模型和原始模型的子结构系统整体吸能水平对比表明偏差不超过 0.3 kJ,说明两者的吸能水平总体相当。

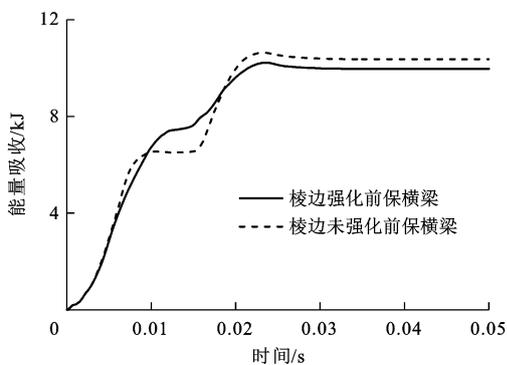


图 16 前保横梁能量吸收对比

Fig. 16 Energy absorption comparison of front bumper beams

通过上述前保险杠子结构系统变形模式、传力路径和吸收能量的对比可知:采用延展性能更优越的普通延性钢结构进行选择性的棱边强化工艺实施

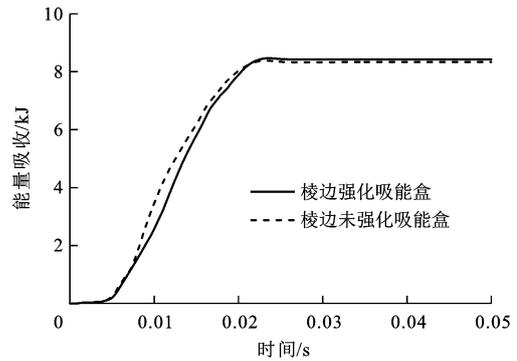


图 17 左侧吸能盒能量吸收对比

Fig. 17 Energy absorption comparison of left crashboxes

可以达到较高强度钢结构的碰撞力学性能要求,完全有希望通过合理强度设计来实现置换具有特定功能的较高强度钢薄壁结构。

## 4 结 语

(1) 棱边强化薄壁方管的平均压溃力比原始方管有了较大幅度提高,即当棱边强化区域(4 条强化棱边)仅占薄壁方管截面周长的 9.09%,平均压溃力可提高 30.2%。预测平均压溃力式(15)和增幅式(18)可用于评估薄壁方管或类似箱形结构的棱边强化设计效果。

(2) 将棱边强化技术首次应用到汽车前保险杠系统的强度设计中,建立了准确可靠的 100% 正碰  $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$  子结构独立评价模型,并从塑性变形模式、传力路径和能量吸收方面详细对比分析了棱边强化和材质更换后的保险杠系统力学表现。分析结果表明:选择性棱边强化的普通延性钢结构件置换高强度钢结构件是可行的,该技术应用范围可延伸至其他车身关键结构设计中,如 A 柱、B 柱和地板横梁等,为未来的车身结构碰撞安全和轻量化设计提供技术借鉴。

(3) 基于理论修正获得的棱边强化方管压溃过程的能量平衡方程,虽成功得到了棱边强化方管的平均压溃力预测公式和棱边强化效果评估表达式,且在前保险杠子结构系统强度设计中也得到相应的数值仿真验证,但棱边应力强化工艺的可实施性和棱边强化薄壁结构的准静态压溃和动态冲击性能仍需进一步试验验证。

### 参考文献:

### References:

- [1] PUGSLEY A, MACAULAY M. The large-scale crumpling of thin cylindrical columns[J]. Quarterly Journal of Mechanics and

- Applied Mathematics, 1960, 13(1): 1-9.
- [2] ALEXANDER J M. An approximation analysis of the collapse of thin cylindrical shells under axial loading[J]. Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, 1960, 13(1): 10-15.
- [3] ABRAMOWICZ W. The effective crushing distance in axially compressed thin-walled metal columns[J]. International Journal of Impact Engineering, 1983, 1(3): 309-317.
- [4] ABRAMOWICZ W, JONES N. Dynamic axial crushing of square tubes[J]. International Journal of Impact Engineering, 1984, 2(2): 179-208.
- [5] ABRAMOWICZ W, JONES N. Dynamic axial crushing of circular tubes[J]. International Journal of Impact Engineering, 1984, 2(3): 263-281.
- [6] ABRAMOWICZ W, JONES N. Dynamic progressive buckling of circular and square tubes[J]. International Journal of Impact Engineering, 1986, 4(4): 243-270.
- [7] WIERZBICKI T, ABRAMOWICZ W. On the crushing mechanics of thin-walled structures[J]. Journal of Applied Mechanics, 1983, 50(4): 727-734.
- [8] LANGSETH M, HOPPERSTAD O S, HANSEN A G. Crash behaviour of thin-walled aluminium members[J]. Thin-Walled Structures, 1998, 32(1-3): 127-150.
- [9] LANGSETH M, HOPPERSTAD O S, BERSTAD T. Crashworthiness of aluminium extrusions: validation of numerical simulation, effect of mass ratio and impact velocity[J]. International Journal of Impact Engineering, 1999, 22(9): 829-854.
- [10] 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.
- [11] FYLLINGEN Ø, HOPPERSTAD O S, HANSEN A G, et al. Modelling of tubes subjected to axial crushing [J]. Thin-Walled Structures, 2010, 48(2): 134-142.
- [12] YUEN S C K, NURICK G N. The energy-absorbing characteristics of tubular structures with geometric and material modifications: an overview[J]. Applied Mechanics Reviews, 2008, 61(2): 409-420.
- [13] 张燕瑰, 邓劲松, 魏宪波, 等. 高强度钢性能及其在车身中的应用[J]. 精密成形工程, 2013, 5(4): 64-68.  
ZHANG Yan-gui, DENG Jin-song, WEI Xian-bo, et al. A study on performance of high strength steel and application in bodywork[J]. Journal of Netshape Forming Engineering, 2013, 5(4): 64-68. (in Chinese)
- [14] ALTAN T. Hot-stamping boron-alloyed steels for automotive parts, part I: process methods and uses[J]. Stamping Journal, 2006(12): 40-41.
- [15] 惠卫军, 张永健, 吴振宇, 等. Si-Mn 系超高强度热成形淬火钢板的点焊性能[J]. 钢铁研究学报, 2012, 24(9): 51-55.  
HUI Wei-jun, ZHANG Yong-jian, WU Zhen-yu, et al. Spot welding property of Si-Mn type ultrahigh strength hot stamping quenched steel sheet[J]. Journal of Iron and Steel Research, 2012, 24(9): 51-55. (in Chinese)
- [16] KIM C H, CHOI J K, KANG M J, et al. A study on the CO<sub>2</sub> laser welding characteristics of high strength steel up to 1 500 MPa for automotive application[J]. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, 2010, 39(1): 79-86.
- [17] 嵯 明, 安孙子拓也, 岡村俊明. 異なる材料強度の稜線を有する箱形断面の圧縮曲げ強度[C]//日本自動車エンジニア学会. 自動車技術会論文集. とうきょう: 日本自動車エンジニア学会, 2015: 645-652.  
JI Ming, ABIKO T, OKAMURA T. Compressive and bending collapse of box structure with different strength in ridgeline[C]//The Society of Automotive Engineers of Japan. Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan. Tokyo: The Society of Automotive Engineers of Japan, 2015: 645-652.
- [18] 郑玉卿, 朱西产, 胡 强, 等. 棱线强化薄壁方管轴向压溃力学特性[J]. 同济大学学报: 自然科学版, 2016, 44(6): 949-954.  
ZHENG Yu-qing, ZHU Xi-chan, HU Qiang, et al. Mechanical properties of thin-walled square tube with strengthened ridgelines subjected to axial crushing[J]. Journal of Tongji University: Natural Science, 2016, 44(6): 949-954. (in Chinese)
- [19] 董学勤. 乘用车车身耐撞性子结构独立评价模型及应用研究[D]. 上海: 同济大学, 2014.  
DONG Xue-qin. Research and application on substructure independent evaluation model of passenger car body crashworthiness[D]. Shanghai: Tongji Universtiy, 2014. (in Chinese)
- [20] 李凤宸, 朱西产, 董学勤, 等. 基于零部件试验的保险杠系统轻量化研究[J]. 汽车技术, 2014(3): 5-9.  
LI Feng-chen, ZHU Xi-chan, DONG Xue-qin, et al. Lightweight research of bumper and crash box based on components test[J]. Automobile Technology, 2014(3): 5-9. (in Chinese)
- [21] 谢素超, 田红旗, 姚 松. 车辆吸能部件的碰撞试验与数值仿真[J]. 交通运输工程学报, 2008, 8(3): 1-5.  
XIE Su-chao, TIAN Hong-qi, YAO Song. Impacting experiment and numerical simulation of energy-absorbing component of vehicles[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2008, 8(3): 1-5. (in Chinese)
- [22] KECCMAN D. Bending collapse of rectangular and square section tubes[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1983, 25(9/10): 623-636.