DOI: 10.3901/JME.2020.11.141

独立桩抗撞结构的碰撞相容性优化设计方法*

雷正保 黄羽鹏 宋 洁

(长沙理工大学汽车与机械工程学院 长沙 410114)

摘要: 以往用于独立桩(树、电线杆、桥墩等路面固定物)抗撞结构的优化设计方法,只能解决独立桩抗撞结构或车辆单方面的安全性优化设计问题,不能兼顾车辆与被撞物体的安全性优化设计。提出了一种独立桩抗撞结构的碰撞相容性优化方法,该方法以车-车碰撞相容性设计方法为参考,将独立桩抗撞结构视为“对方车辆”,将“独立桩”视为“对方车辆中的乘员”展开碰撞相容性研究,确定了独立桩抗撞结构的前端几何形状。然后,根据独立桩抗撞结构设计的轻量化要求,在独立桩抗撞结构的刚度设计中运用最大吸能原则的耐撞性拓扑优化设计方法,获取传力路径最佳的独立桩抗撞结构拓扑构型,解决独立桩抗撞结构与车辆的刚度匹配问题,并弥补独立桩抗撞结构与车辆之间因质量不相容而带来的不足。这样,通过使独立桩抗撞结构与车辆在接触区域两者的前端几何形状和刚度的匹配,既保证了车内乘员的安全性,还使独立桩抗撞结构的吸能能力最大化,从而保证了独立桩的完整性。最后,将所提出的方法对保护树的抗撞结构进行设计,得到了一种能同时保护树的完整性和确保车内乘员安全的全新抗撞结构,验证这种方法的可行性。

关键词: 碰撞相容性; 抗撞结构; 几何形状; 刚度; 独立桩

中图分类号: U491

Crash Compatibility Optimization Design Method of Independent Pile Anti-collision Structure

LEI Zhengbao HUANG Yupeng SONG Jie

(School of Vehicle and Mechanical Engineering, Changsha University of Science and Technology,
Changsha 410114)

Abstract: Previous optimization design methods of independent pile anti-collision structure (such as trees, poles, piers and other road fixed objects) are capable of settling the safety optimization problem of independent pile or vehicle unilaterally, however, the safety performance optimization design for the vehicle and the object impacted can't be solved simultaneously. A crash compatibility optimization method of independent pile anti-collision structure is proposed. Taking crash compatibility design method of vehicle-vehicle collision as a reference, a crash compatibility study by regarding the independent pile anti-collision structure as “vehicle” and the independent pile as “occupant” is conducted, and the geometry of the independent pile anti-collision structure front end is obtained. Then, according to the lightweight design requirements of the independent pile anti-collision structure, the crashworthiness topology optimization design method is introduced into the stiffness design of independent pile anti-collision structure. The independent pile anti-collision structure topology configuration which the force transmission path is optimal is obtained by means of topology optimization method of the maximum energy absorption principle. The stiffness matching problem of the independent pile anti-collision structure and vehicle is solved, and the deficiency of quality incompatibility between the independent pile anti-collision structure and the vehicle is remedied. By matching the geometric shape and stiffness of front end, it not only ensures the safety of the occupant in the vehicle, but also maximizes the energy absorption capacity of the independent pile anti-collision structure, so the integrity of independent pile is guaranteed. Finally, the proposed method is applied to the design of independent pile protecting trees, and the brand new independent pile anti-collision which can guarantee the integrity of tree and ensure the safety is gained. The feasibility of the proposed method is verified.

Key words: crash compatibility; anti-collision structure; geometry; stiffness; independent pile

* 国家自然科学基金资助项目(51675059)。201907122 收到初稿, 20191130 收到修改稿

0 前言

在汽车交通领域,车辆撞击道路沿线独立桩(树、电线杆、桥墩等)的事故死亡率约占车辆偏离正常行驶路径所造成交通事故致死人数的40%^[1],车辆撞击独立桩既对车辆及车内乘员造成危害,又损毁独立桩,是引发恶性事故的重要源泉。

图1 车辆撞击独立桩

为抑制不断增长的车辆撞击独立桩事故,2016年美国联邦公路管理局颁布的技术报告文件“NOTEWORTHY PRACTICES: Roadside Tree and Utility Pole Management”表明,加强路侧树木和电线杆等独立桩的管理有利于减轻事故的严重程度^[1]。于是,路侧护栏的应用被进一步强化,遗憾的是,每年因车辆撞击独立桩而导致的人员伤亡占比却基本没有发生变化^[2]。于是,人们逐步开展了独立桩抗撞结构的研究,代表性成果如BOYLAN公司的Quad Guard^[3]和Absorb360^[4]两类防撞装置;UDDIN^[5-6]等提出由空心圆柱形薄壁结构集成的吸能缓冲装置和由空心正六边形薄壁结构集成的耐撞性结构;刘伟杰等^[7]设计了至少包括一中空吸能桶的防撞垫。总之,人们对独立桩的防护措施研究正在兴起,并取得一些成果,但普遍的独立桩(树、电线杆、桥墩等路面固定物)抗撞结构的设计方法,基本是验证型优化设计,只能解决撞击物或被撞击物单方面的安全性优化,不能同时解决撞击物和被撞击物的安全性优化。车-车碰撞相容性技术及耐撞性拓扑优化设计方法的发展,为同时解决撞击物和被撞击物的优化设计问题奠定了新基础。

1970年Experimental Safety Vehicle(ESV)会议上提出车辆攻击性的概念,这是对汽车碰撞相容性问题最早的研究之一^[8]。近年来,碰撞相容性在汽车安全领域扮演着非常重要的角色,汽车碰撞研究在满足相关法规的前提下需考虑不同车型的碰撞相容性^[9]。研究发现,发生碰撞的两车辆之间的质量、前端刚度和几何形状的不相容是引起碰撞不相容性的主要因素^[10],而且两车之间的相容程度与两车之间这3个参数的差异程度呈负相关关系^[11]。目前,绝大多数碰撞相容性研究都是关于两车辆之间的碰

撞,而在车辆与抗撞结构的碰撞领域却是一片空白。事实上,对于独立桩抗撞结构,也应具有既能保证车内乘员安全又能保证独立桩安全的双重功能,本质上就是车辆与抗撞结构的碰撞相容性问题。

耐撞性拓扑优化是1996年MAYER等^[12]提出的。拓扑优化能够根据已知的约束和载荷等条件来获取结构的最佳传力路径。目前,基于元胞自动机的无梯度方法,由于具有很好的优化效率并产生良好的拓扑结果,已成为耐撞性拓扑优化的主流^[13-16]。

为此,本文将碰撞相容性概念及耐撞性拓扑优化设计方法相结合并引入到独立桩抗撞结构的设计中,提出了一种独立桩抗撞结构的碰撞相容性优化设计方法,以车撞树为算例,利用所提出的方法得到了一种能同时保护树的完整性和确保车内乘员安全的抗撞结构,本文方法的可行性得以验证。

1 抗撞结构碰撞相容性评价指标

独立桩抗撞结构的安全性能主要表现为攻击性和耐撞性。若抗撞结构的攻击性很大,则有可能会对失控车辆及车内乘员造成严重的损伤;若其耐撞性不足,则会对独立桩的保护不足,容易使得独立桩直接受到失控车辆的冲击。因此,在独立桩抗撞结构的设计中需同时考虑其攻击性和耐撞性,以提升车辆与独立桩抗撞结构的碰撞相容性。本文采用车辆质心加速度和独立桩所受最大碰撞力作为独立桩抗撞结构的碰撞相容性评价指标。

(1) 车辆质心最大加速度 $a_{\max}$ 。碰撞时,车辆的动能由其自身及独立桩防撞装置的变形所吸收,但一旦传递到乘员身上的冲击加速度值过大时,乘员难免受到损伤甚至造成死亡。

(2) 独立桩所受最大撞击力 F_c 。独立桩抗撞结构通过其缓冲吸能作用将车辆撞击带来的撞击力降低到独立桩自身允许的抗力范围值之内,以免其受损。

于是,独立桩抗撞结构的碰撞相容性设计的评价指标可用下列数学模型表述

$$\text{Objective } a_{\max} \leq a_p \quad F_c \leq F_p \quad (1)$$

$$\text{s.t. } A_j^l \leq A_j \leq A_j^u, j=1,2,\dots,J \quad (2)$$

式中, $a_{\max}$ 为车辆质心最大加速度; a_p 为车内乘员能承受的最大加速度; F_c 为独立桩所受的撞击力; F_p 为独立桩允许的撞击力; A_j 为抗撞结构的设计变量; A_j^l 为抗撞结构的设计变量的下限; A_j^u 为抗撞结构的设计变量的上限。

2 设计方法

2.1 几何外形设计

几何形状决定抗撞结构的外部形式。

(1) 独立桩抗撞结构的几何中心高度。

根据文献[15]可知, 来自车辆的撞击力的作用高度 HOF 可表述为(图 2)

$$HOF(d) = \frac{\sum_{i=1}^n F_i(d) \cdot H_i(d)}{\sum_{i=1}^n F_i(d)} \quad (3)$$

式中, i 表示车辆第 i 个负载单元; d 表示车辆在撞击过程中的动态变形量; $F_i(d)$ 为变形量为 d 第 i 个负载单元测得的撞击力; $H_i(d)$ 为变形量为 d 第 i 个负载单元得到的撞击力作用高度。根据加速度与位移的物理关系, 通过测得安装在车辆横梁处的加速度传感器的响应值的双重积分即可求得撞击过程中的动态变形量。

图2 力的的高度说明图

在汽车碰撞中, 使用 $AHOF400$ 即可描述汽车前端几何相容性特征(图 3)^[17-19]

$$AHOF400 = \frac{\sum_{d=25}^{400} HOF(d) \cdot F(d)}{\sum_{i=1}^{400} F(d)} \quad (4)$$

图3 车辆与独立桩抗撞结构高度关系

独立桩抗撞结构的几何形状, 决定了对碰撞相容性影响很大的撞击力的作用高度。独立桩抗撞结构的撞击力作用高度用几何中心高度 H_c 定义(图 3), 它用以描述独立桩抗撞结构几何高度相容性特征。

$$H_c = \int \frac{Hdm}{m} \quad (5)$$

式中, H 为抗撞结构总高度; m 为抗撞结构质量。

ΔH 是表征车辆与独立桩抗撞结构的几何高度相容性特征的物理量, ΔH 越小, 则车辆与独立桩抗撞结构的几何相容性越好。

$$\Delta H = |AHOF400 - H_c| \quad (6)$$

(2) 独立桩抗撞结构的宽度。

车辆与独立桩抗撞结构的几何宽度相容性特征用 ΔD 描述(图 4)。

$$\Delta D = |D_i - D_l| \quad (7)$$

式中, D_i 为独立桩抗撞结构的总宽; D_l 为车辆两纵梁之间的宽度。 ΔD 越小, 则车辆与独立桩抗撞结构的几何相容性越好。

图4 车辆与独立桩抗撞结构宽度关系

(3) 独立桩抗撞结构的前端截面形状。

若独立桩抗撞结构的前端截面形状与车辆前端几何形状相似度越高, 则独立桩抗撞结构在车辆冲击下的变形会更加均匀合理, 因此两者应尽量相似。

$$S_{af} \sim S_{cf} \quad (8)$$

式中, S_{af} 为独立桩抗撞结构的前端截面形状; S_{cf} 为车辆前端几何形状。

(4) 独立桩抗撞结构的吸能区长度。

独立桩抗撞结构的吸能区长度 L , 应与撞击物吸能缓冲区长度匹配。

(5) 抗撞结构无材料区的独立桩的保护空间尺寸。

位于抗撞结构无材料区的独立桩的保护空间尺寸(如图 5 所示)。在安装空间允许范围内, 根据独立桩截面面积大小确定独立桩保护空间大小, 且保护空间越大越好, 但是其大小要与抗撞结构尺寸相协调。

图5 独立桩抗撞结构的保护空间

独立桩抗撞结构与车辆的几何相容性越好, 两

者在碰撞过程中的撞击力传递效果越好, 结构变形越合理, 不仅提高了独立桩防撞垫的缓冲吸能能力, 还有利于车辆的自变形吸能。

2.2 质量设计

除了几何外形对碰撞相容性有影响外, 质量也是影响碰撞相容性的主要因素之一, 而几何外形或多或少与质量有关。碰撞动量直接与质量成正比。

设车辆质量为 m_1 、初速度 v_1 , 独立桩抗撞结构质量为 m_2 、初速度 0, 根据动量守恒定理, 在完全塑性碰撞后的最终速度都为 v_f , 碰撞前后的动量表示如下

$$m_1 \cdot v_1 = (m_1 + m_2)v_f \quad (9)$$

$$v_f = \frac{m_1 \cdot v_1}{m_1 + m_2} = \frac{v_1}{1 + \frac{m_2}{m_1}} \quad (10)$$

车辆的速度变化量可以用车辆与抗撞结构的质量比 m_1/m_2 和车辆的初始速度 v_1 来描述

$$\Delta v_1 = \frac{v_1}{\frac{m_1}{m_2} + 1} \quad (11)$$

可见, m_2 越小, Δv_1 就越小, 车辆的碰撞动能就越难以被吸收掉。

显然, 有两种途径可以解决这个问题。

一是增加独立桩的质量, 即使独立桩抗撞结构与车辆的质量相容, 但这明显是一种糟糕的方法, 因为人们对防撞装置设计的基本要求就是轻量化, 因此, 走质量相容性这条路是行不通的。

二是给独立桩的保护空间施加必要的约束, 并大幅提高独立桩抗撞结构的吸能能力, 使车辆对独立桩防撞装置的碰撞不是完全塑性碰撞, 以弥补质量不相容的不足。

2.3 刚度设计

为使车辆对独立桩抗撞结构的碰撞不是完全塑性碰撞, 这就意味着独立桩抗撞结构不能是无约束状态, 为了让抗撞结构具有最大的吸能空间, 对独立桩抗撞结构中的保护空间进行一定的约束是明智的, 这也是给保护空间设置一个初始刚度。有很多方法可以给保护空间设置初始刚度, 其中, 在工程上常用的添加钢丝绳的软约束方法, 是设置初始刚度的一个不错的选项。

由于耐撞性拓扑优化方法能够根据已知边界条件和载荷条件获取较合理的传力路径, 因此, 通过耐撞性拓扑优化进行刚度匹配, 有望得到使独立桩抗撞结构的吸能能力最大化且传力路径最佳的结构, 从而弥补质量不相容带来的不足。显然, 基于

最大吸能原则的耐撞性拓扑优化对独立桩抗撞结构的刚度设计具有重要意义。此时, 独立桩抗撞结构上的所有单元都应有助于通过塑性变形来吸收能量, 且任一单元的场变量状态 S_i (内能密度) 都应该逼近预期目标 S_i^* 。

拓扑优化设计中, 拟采用分段线性弹塑性材料模型, 考虑到材料性能的显式表达, 拟采用惩罚密度法材料插值模型 (Solid isotropic microstructure with penalization, SIMP) 更新每个单元的材料模型参数, 对于碰撞问题, 需要对四个材料参数进行更新, 即单元内部的材料属性 U_i (材料密度 ρ 、弹性模量 E_i 、屈服强度 σ_i 、应变硬化模量 E_h) 将按式 (12) 更新

$$U_i(x_i) = x_i^p U_0 \quad (12)$$

式中, 材料相对密度 x_i 为设计变量, U_0 为材料的初始属性, p 为惩罚因子, 其中 $p \geq 1, 0 \leq x_i \leq 1$ 。当材料发生塑性形变时, 每个离散单元的内部材料属性可通过上述模型进行表述。从而将 0-1 离散变量优化设计模型转换为连续优化变量设计模型。

于是, 基于最大吸能原则的独立桩抗撞结构耐撞性拓扑优化方法可表述为式 (13)

$$\begin{aligned} & \text{find } x_i, (i=1, 2, \dots, N) \\ & \min_x \sum_{i=1}^N |S_i(x_i) - S_i^*| \\ & \text{s.t. } \sum_{i=1}^N x_i v_i = V \\ & \mathbf{M}\ddot{\mathbf{d}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{d}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{d}(t) = \mathbf{F}(t) - \mathbf{R}(\mathbf{d}, t) \\ & 0 \leq x_{\min} \leq x \leq x_{\max} \leq 1 \end{aligned} \quad (13)$$

式中, 材料相对密度 x_i 为设计变量; S_i 为单元场变量 (内能密度), 它是 x_i 的函数, 其计算式为

$$S_i(x_i) = \int_0^{\varepsilon_i} \sigma(x_i) d\varepsilon \quad (14)$$

式中, ε 为第 i 个单元的等效应变, $\sigma(x_i)$ 为第 i 个单元的应力; S_i^* 为设定的目标内能密度; N 为设计区域材料离散单元数量; v_i 为第 i 个单元的体积; V 为拓扑优化空间; $\mathbf{M}\ddot{\mathbf{d}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{d}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{d}(t) = \mathbf{F}(t) - \mathbf{R}(\mathbf{d}, t)$ 为碰撞系统的动力学方程, $\mathbf{M}$, $\mathbf{C}$, $\mathbf{K}$, $\mathbf{R}$ 分别代表质量、阻尼、刚度矩阵、残余能量; t 为时间; $\mathbf{F}$ 为作用力矩阵; $\ddot{\mathbf{d}}(t)$ 、 $\dot{\mathbf{d}}(t)$ 、 $\mathbf{d}(t)$ 分别表示加速度、速度和位移。

对式 (13) 的求解, 可使用来自元胞自动机的单元状态信息更新设计变量, 并用元胞自动机的局部规则解决计算中的数值稳定性问题^[14-16]。在动载荷问题中, 材料分配将在迭代过程中产生震荡, 为减少这种震荡, 需要使用前面迭代中的信息, 在本文中,

每个单元的场状态 S_i 采用当前迭代步及 n 个前面迭代步的指数移动平均值来表示, 这样就给予了每个单元对前面状态的记忆, 于是, 第 k 次迭代的每个单元的场状态 S_i 可来自前面 n 次迭代的信息加权表示

$$S_i^{(k)} = \frac{1}{\sum_{k=0}^n w_i^k} \sum_{j=0}^n w_i^j S_i^{(k-j)}, w_i = (x_i - x_{min})^2 \quad (15)$$

本文中, 在计算当前迭代中每个单元的场状态时, 所用加权信息来自前面三次迭代($n=4$)。

优化迭代过程中, 材料密度改变后, 目标值 S^* 也要相应改变, 第 $k+1$ 次迭代的 S^* 值可以通过式 (16) 来更新。

$$S^{*(j+1)} = S^{*(j)} \left(\frac{M_f^{k+1}}{M_f^*} \right) \quad (16)$$

式中, j 就是式 (15) 中的第 k (此处 $k=j$) 次迭代子循环的迭代数; M^* 为质量分数的目标值; M_f 是设计域的质量分数, 且

$$M_f = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N} \quad (17)$$

第 i 个单元的材料分配是基于场状态 S_i 之间的比例误差的, 在第 k 次迭代中, 材料更新法则可表达为

$$\Delta x_i^{(k)} = \max \left\{ -0.1, \min \left\{ K_p (S_i^{(k)} - S_i^{*(k)}), 0.1 \right\} \right\} \quad (18)$$

式中, K_p 为一比例参数。最大允许的相对密度变化为 0.1, 这是用来提高拓扑结构演化稳定性的。

对耐撞性拓扑优化, 以质量分数为约束条件, 在每次迭代过程中的质量变化可表示为

$$\Delta M^{(k)} = \sum_{i=1}^N |x_i^{(k)} - x_i^{(k-1)}| \quad (19)$$

当质量变化符合下述容差参数 ε 约束时, 则拓扑优化迭代过程达到收敛状态。

$$\frac{\Delta M^{(k)} + \Delta M^{(k+1)}}{2} < \varepsilon \quad (20)$$

独立桩抗撞结构刚度设计的拓扑优化流程参见图 6 所示。

2.4 独立桩抗撞结构设计流程

(1) 确定碰撞相容性评价指标。

(2) 将第 2.1 节确定的独立桩抗撞结构几何外形作为设计空间。

(3) 按照第 2.3 节的方法开展独立桩抗撞结构的刚度设计。先对抗撞结构中的保护空间进行约束, 完成初始刚度设计。然后, 以吸能能力最大化为目标, 开展独立桩抗撞结构的耐撞性拓扑优化设计, 获取撞击力传递路径最佳的独立桩抗撞结构的拓扑

图 6 刚度设计的拓扑优化流程

构型, 解决由于独立桩抗撞结构与车辆的质量不相容所带来的问题。最后, 在明确传力路径后, 按照常规的尺寸设计方法, 确定传力路径上各部位的尺寸参数, 完成二者的刚度匹配设计。

(4) 检验独立桩抗撞结构拓扑构型对碰撞相容性评价指标的满足情况。

独立桩抗撞结构设计过程中的碰撞仿真分析采用 LS-DYNA 软件进行。独立桩抗撞结构设计的流程图参见图 7 所示。

图 7 独立桩抗撞结构的碰撞相容优化设计流程

3 算例

在撞击力作用下树木断裂的风险大于其他独立桩,以车与路侧树木相撞为算例,对上述独立桩抗撞结构碰撞相容性设计方法进行验证。对保护路侧树木的抗撞结构进行碰撞相容性设计,旨在得到一种能同时保证树的完整性和车内乘员安全的抗撞结构。

所研究的抗撞结构主要针对保护城市道路树木,考虑城市道路中的车辆运行情况,确定撞击车型为小型车辆。根据国家标准《公路护栏安全性能评价标准(JTG B05-01—2013)》中防撞垫的防护等级和实车足尺碰撞试验条件,确定保护树木的抗撞结构的防护等级为TB级,其设计防护速度为60 km/h。

3.1 评价标准的确定

(1) 在抗撞结构安全性评价标准中,小型车辆的主要定量考核指标是车辆 x 、 y 、 z 三个方向的最大加速度,用最大加速度来评价车辆内乘员的安全性。因此在本文中对车辆与抗撞结构碰撞的有限元仿真分析时对车辆采用车体质心加速度作为车辆碰撞的安全性指标。标准规定,车体质心的 x 、 y 、 z 三个方向的最大加速度不得大于 $20 g$ 。

(2) 除了保护车内乘员安全外,还应保证树木的完整性,故树木所能抵抗的最大撞击力是另一个很重要评价指标,也是客观评价抗撞结构与车辆撞击是否碰撞相容的一个主要依据。但是,树干所能承受的最大抗力因其截面尺寸不同而不同。

不同截面尺寸树干的抗力,可通过计算树干所能承受的最大弯矩得到。

$$M_{\max} = \frac{2\sigma_{\max} I_h}{D_h} \quad (21)$$

$$F_r = \frac{M_{\max}}{H} \quad (22)$$

式中, $\sigma_{\max}$ 为木材的极限抗弯强度; $M_{\max}$ 为树干所能承受的最大弯曲力矩(N·m); I_h 为地上高为 h (m) ($L \leq h \leq H$) 的树干断面二次力矩(m⁴); D_h 为地上高为 h (m) ($L \leq h \leq H$) 的树干直径(m)。

取树干直径 $D_h=300$ mm; 极限抗弯强度值取较为常见树木——香樟的抗弯强度^[20]为 81.41 MPa, 撞击力作用高度 $H=1\ 000$ mm, 通过式(23)计算可得 $F_{\text{抗}}=215.80$ kN。为了确保树木的绝对安全性,取安全系数 $S=1.5$, 最终确 $F_r=134.40$ kN。

对树的抗撞结构的碰撞相容性评价标准为 $a_p=20 g$ 、 $F_r=134.40$ kN, 并建立保护树的抗撞结构的评价指标的数学模型。

$$\begin{aligned} \text{Objective: } a_{\max} &\leq 20 g \\ F_c &\leq 134.40 \text{ kN} \end{aligned} \quad (23)$$

$$\text{subject to: } A_j^l \leq A_j \leq A_j^u, j=1, 2, \dots, J \quad (24)$$

3.2 抗撞结构设计

3.2.1 几何外形设计

当失控小型车辆撞击保护树的抗撞结构时,小型车辆前端与抗撞结构发生直接接触碰撞,保护树的抗撞结构与小型车辆的前端的几何相容对于保证两者的碰撞相容是十分必要的。

(1) 前端截面和保护空间形状的确定。

保护树的抗撞结构的前端形状根据小型车辆前端的几何形状设计成梯形状,考虑道路双向交通,抗撞结构前后对称布置。保护树的抗撞结构的中间无材料部分即为保护空间,将其设计成正方形,树受保护于此正方形内部。抗撞结构的外部形状如图8所示。

图8 抗撞结构的外部形状

(2) 几何尺寸的确定。

在车与保护树的抗撞结构的碰撞中,车的 $AHOF400$ 与保护树的抗撞结构的 H_c 越接近,其前端几何相容性就越好。但是不同车型的 $AHOF400$ 不尽相同,如图9所示,比较了三款不同小型车辆的 $AHOF400$ 值及相对于“581 zone”的位置情况。又因车辆的 $AHOF400$ 与车辆的纵梁中心高度接近,故测量了八款不同小型车辆的纵梁中心高度和两纵梁之间的宽度,如表1所示。

图9 三款不同小型车辆的 $AHOF400$ 位置

表 1 不同车型车辆纵梁高度统计表

车型	纵梁中心高度/mm	两纵梁宽度/mm
Accord_BL_V1.1y	475	1 015
Caravan_FEM_2007	500	1 050
Econoline_FEM_2007	580	930
Explorer	470	767
Neon-0.7	460	1 005
Silverado	510	810
VenzaHO	508	1 025
Yaris	468	930

为保证小型车辆与保护树的抗撞结构的几何碰撞相容性,综合考虑三款不同小型车辆的 AHOF 400 和八款不同小型车辆的纵梁中心高度、两纵梁中心宽度以及车辆前端吸能缓冲区长度。确定了保护树的抗撞结构的初始几何中心高度 $H_c=500$ mm; 总宽度 $D=1\ 000$ mm; 吸能空间几何长度 $L=2\ 400$ mm。为确保树木有足够大的保护空间,保护空间边长 l 值设定为两倍树干直径,即 $l=600$ mm; 保护树的抗撞结构初始尺寸如图 10 所示。

图 10 抗撞结构外形初始尺寸

3.2.2 刚度设计

(1) 树的保护空间初始刚度设定。

确定保护树的抗撞结构保护空间的大小之后,在树的保护空间内壁下端添加钢丝绳进行约束,至此完成初始刚度的设定。保护空间初始刚度的设定不仅能增大保护空间的刚度,使得抗撞结构发生完全塑性变形的难度增大;还能降低抗撞结构在完全被压溃变形后的撞击力作用高度,从而降低抗撞结构内壁与树干直接接触时撞击力所产生的弯矩,减小树木屈服断裂的风险。然而,这种做法对于抗撞结构前端的变形情况不会产生影响。

(2) 前端刚度设计。

抗撞结构前端刚度应与车辆前端刚度相匹配,

以提高吸能效果。将抗撞结构初始模型分为三个区域,通过耐撞性拓扑优化获得抗撞结构传力路径最佳的前端构型。钢丝绳的安装位置和拓扑优化区域划分示意如图 11 所示。

图 11 抗撞结构拓扑优化模型

根据法规碰撞条件,小型车辆初始速度赋值为 60 km/h,然后分别建立正碰、偏碰、斜碰、正侧碰、反侧碰五种不同工况的有限元模型。将五种工况的有限元模型同时进行拓扑优化分析,并设置不同的质量分数,得到一种同时满足多工况的抗撞结构前端拓扑构型。

当质量分数为 0.4 时,抗撞结构拓扑设计域构型较为清晰,传力路径达到较佳水平。通过对质量分数的调整,使材料删减得当,从而得到较为清晰合理的拓扑构型。当质量分数为 0.3 时,设计域拓扑构型更为合理清晰,整体已达到满应变能密度设计准则,传力路径基本达到最佳水平。质量分数为 0.3 时的抗撞结构拓扑构型,也即保护树的抗撞结构的最佳传力路径如图 12 所示。

图 12 质量分数为 0.3 的抗撞结构拓扑构型

根据设计区域的拓扑结果,提取保护树的抗撞结构的拓扑构型,如图 13 所示。

图 13 抗撞结构拓扑构型提取图

4 设计结果讨论

刚度相容是由两部分来完成的, 首先是通过拓扑优化, 使二者的传力路径最匹配; 然后, 在明确传力路径后, 确定传力路径上各部位的尺寸参数, 完成二者的刚度匹配。即根据拓扑优化模型式(13)明确传力路径得到独立桩抗撞结构的拓扑构型后, 接下来对拓扑构型进行厚度设计, 完成车辆与保护树的抗撞结构的刚度匹配。保护树的抗撞结构由 Q235 低碳钢制成。根据经验, 对保护树的抗撞结构拓扑构型分别取 4 mm、5 mm 和 6 mm 的厚度, 根据碰撞条件, 运用 LS-DYNA 软件对车辆撞击保护树的抗撞结构的过程进行有限元仿真分析。由仿真结果可知, 当抗撞结构厚度为 4 mm 和 6 mm, 车辆质心加速度和树木所承受的撞击力不能同时符合评价标准; 当厚度为 5 mm 时, 车辆质心加速度和撞击力均在评价标准范围内。表 2 为抗撞结构厚度为 5 mm 时, 五个工况的仿真分析结果。保护树的抗撞结构的厚度为 5 mm 时, 其前端刚度用力-变形位移特性曲线进行评价。图 14a、14b 分别为抗撞结构力-变形位移图和车辆前端力-变形位移图。对比两者的力-变形位移特性曲线的峰值发现: 两曲线的峰值大小不等, 且抗撞结构的力-变形位移特性的曲线峰值小于车辆前端的力-变形位移特性的曲线峰值, 可知车辆前端刚度大于保护树的抗撞结构的刚度; 但是, 通过对比两曲线的变化趋势: 两者的力-变形位移特性曲线的变化趋势基本相同。说明在质量分数为 0.3 时, 通过拓扑优化得到的传力路径与车辆前端传力路径相匹配, 也即保护树的抗撞结构的前端刚度与车辆前端刚度相匹配。

分别对保护树的抗撞结构厚度为 4 mm、5 mm 和 6 mm 时的五个工况进行有限元分析, 结果发现: 不同厚度的抗撞结构在斜碰工况下, 树干所受的最大撞击力都大于树干 $D_k=300$ mm 时所能承受最大允许撞击力 F_p , 不满足保护树的评价标准。

对斜碰工况下的情况进行分析, 发现垂直于钢丝绳 y 方向的撞击力大于最大允许撞击力。保护树的抗撞结构的 y 方向的刚度不足会造成这种情况的发生。因此, 尝试将水平布置且相互平行的钢丝绳错开一个角度, 同时减小钢丝绳的长度以增大刚度。钢丝绳重置后的布局如图 15 所示。

对钢丝绳重置后的保护树的抗撞结构取厚度为 5 mm, 根据法规碰撞条件, 对五个工况的车-抗撞结构的碰撞过程进行有限元仿真验证。结果发现五个工况下的车辆质心最大加速度和撞击力均满足评

价标准, 并将结果与无保护装置的碰撞结果进行对比分析(图 16)。通过对比可知: 车辆撞击安装了抗撞结构后的变形量明显小于车辆直接撞击树后的变形量, 且车辆撞击保护的抗撞结构后乘员舱的变形量很小, 能够保证乘员的生存空间。

(a) 抗撞结构力-变形位移图

(b) 车辆前端力-变形位移图

图 14 抗撞结构与车辆前端力-变形位移关系对比图

表 2 厚度为 5 mm 薄壁防撞结构的验证分析结果

碰撞工况	加速度/g	最大碰撞力/kN
正碰	18.55	0
偏碰	13.90	0
斜碰	17.32	165.86
正侧碰	7.50	0
反侧碰	3.93	0

图 15 初始刚度优化后的抗撞结构

(a) 无保护装置

(b) 安装了抗撞结构

图 16 车辆撞击有无保护装置的情况对比

图 17 给出了车辆与无保护装置的树木直接相撞的正碰过程的车辆质心加速度和车辆与安装在树木外围的抗撞结构的正碰过程的车辆质心加速度对比。在无保护装置时, 车辆最大质心加速度大于车辆与抗撞结构碰撞时的车辆最大质心加速。此外, 车辆与无保护装置的树木直接相撞的车辆质心加速度超过了 20 g , 不符合评价标准; 车辆与安装在树木外围的抗撞结构相撞后车辆质心加速度小于 20 g , 满足评价标准。

图 17 正碰车辆质心加速度对比

根据车辆实际运行方向可知, 正碰工况下被撞击物 x 方向撞击力最大, 斜碰工况下被撞击物 y 方向撞击力最大。故只验证分析车辆与无保护装置的树木和安装在树木外围的抗撞结构发生正碰时的 x 方向的撞击力和斜碰时 y 方向的撞击力。

图 18 给出了有无抗撞结构保护树时, 正碰工况下树干 x 方向所受到的撞击力的对比。车辆与安装在树木外围的抗撞结构发生撞击时, 受保护的树干 x 方向所受的撞击力趋于零, 明显小于车辆直接撞击树时树干受到的撞击力。

图 18 正碰工况树干 x 方向撞击力对比

斜碰工况下, 车辆与安装在树木外围的抗撞结构相撞时, 树干 y 方向的撞击力远小于车辆直接撞击树时树干受到的撞击力。有无安装抗撞结构树干 y 方向撞击力对比如图 19 所示。

以上分别对比分析了正碰工况和斜碰工况下有无安装抗撞结构时树干所受到撞击力的大小, 结果

发现: 树木安装了依照所提出的碰撞相容性设计方法设计的抗撞结构后, 车辆与其发生撞击时, 正碰工况下树干 x 方向的撞击力和斜碰工况下树干 y 方向的撞击力均远低于车辆直接撞击树木时树干受的撞击力, 并且撞击力远低于树干所能承受的最大抗力。

图 19 斜碰工况树干 y 方向撞击力对比

综上, 车辆与安装在树干外围的抗撞结构相撞相比于车辆直接与树木相撞, 车辆的变形程度更小, 质心加速度更小, 树干所受到的撞击力更小。表明保护树的抗撞结构不仅能保证车内乘员的安全, 也能保证树木的完整性, 本文所提出的独立桩抗撞结构碰撞相容性设计方法得以验证。

5 结论

本文通过将车-车碰撞相容性设计方法引入到抗撞结构设计中, 同时引入耐撞性拓扑优化方法, 弥补车-车碰撞相容性设计方法在独立桩抗撞结构设计中质量不相容的不足, 进而提出一种独立桩抗撞结构的碰撞相容性优化设计方法, 以车撞树为例运用该方法设计了一种保护树的抗撞结构, 并对其性能进行了仿真验证分析。

(1) 利用本文方法得到的独立桩抗撞结构能够大大降低作用在独立桩上的撞击力, 甚至可以达到撞击力不会直接作用于独立桩的效果, 且独立桩抗撞结构具有很好的耐撞性。

(2) 利用本文方法得到的抗撞结构具有很低的攻击性, 能够使撞击物与独立桩发生碰撞后, 车辆质心加速度满足评价标准。

总之, 本文方法为道路交通中独立桩抗撞结构的设计提供了一种既能保护车内乘员安全又能保证独立桩安全的优化设计新方法, 对道路交通安全的提升有一定意义。

参 考 文 献

- [1] JONES J G. Noteworthy practices: Roadside tree and

- utility pole management [R]. FHWA-SA-16-043, 2016.
- [2] BERG A, AHLGRIMM J. Tree impacts-still one of the most important focal points of road deaths[J]. American Heart Journal, 2014, 160(6): 418 - 424.
- [3] Bolyan quadguard cushion system[M]. Bolyan Group, Australia, 2015.
- [4] RMS. Absorb360 crash cushion[M]. Road Management Solutions, Australia, 2015.
- [5] UDDIN M S, QUINTEL J, ZIVKOVIC G. On the design of energy absorbing crash buffers for high speed roadways[J]. Open Journal of Safety Science & Technology, 2016, 6(1): 11-24.
- [6] UDDIN M S, SHAFIE N A, ZIVKOVIC G. Hexagonal hollow tube based energy absorbing crash buffers for roadside fixed objects[C]//IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Bristol: IOP Publication, 2017, 184: 012038.
- [7] 刘伟杰, 黎冬平, 韩慧, 等. 防撞垫: 中国, 201510852302.6[P]. 2016-01-20.
LIU Weijie, LI Dongping, HAN Hui, et al. Crash cushion: China, 201510852302.6[P]. 2016-01-20.
- [8] CHILLON G. The importance of vehicle aggressiveness in the case of a transversal impact[C]//1st International Technical Conference on Experimental Safety Vehicles, Paris, 1971: 21-31.
- [9] 丁宗阳. 车与车斜角碰撞相容性研究[D]. 长沙: 湖南大学, 2015.
DING Zongyang. Study on the vehicle crash compatibility in oblique Crash[D]. Changsha: Hunan University, 2015.
- [10] DAVIES H C, EDWARDS M J, HOBBS A, et al. Development of test procedures and performance criteria to improve compatibility in car frontal collisions[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering, 2002, 217(D4): 233-245.
- [11] 商博, 许伟, 乐中耀. 汽车碰撞兼容性的影响因素及测试方法分析[J]. 汽车安全与节能学报, 2012, 3(3): 232-238.
SHANG Bo, XU Wei, YUE Zhongyao. Analysis of influence factors and test procedures of vehicle crash compatibility[J]. Automotive Safety and Energy, 2012, 3(3): 232-238.
- [12] MAYER R R, KIKUCHI N, SCOTT R A. Application of topological optimization techniques to structural crashworthiness[J]. International Journal for Numerical Methods in Engineering, 1996, 39(8): 1383-1403.
- [13] PATEL N M, KANG B S, RENAUD J E, et al. Crashworthiness design using topology optimization[J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131(6): 061013-1-061013-12.
- [14] MOZUMDER C, RENAUD J E, TOVAR A. Topometry optimisation for crashworthiness design using hybrid cellular automata[J]. International Journal of Vehicle Design, 2012, 60(1-2): 100-120.
- [15] 雷正保, 何茹, 王瑞. 纯电动汽车正面碰撞相容性车头拓扑优化设计[J]. 计算力学学报, 2014, 31(6): 722-728.
LEI Zhengbao, HE Ru, WANG Rui. Topology optimization design of pure electric vehicle headbased on frontal crash compatibility[J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2014, 31(6): 722-728.
- [16] 甘宁. 基于 BESO 方法的多相材料及连续体结构拓扑优化研究[D]. 长沙: 中南大学, 2018.
GAN Ning. Topological optimization of multiphase materials and continuum structures based on bi-directional evolutionary structural optimization method[D]. Changsha: Central South University, 2018.
- [17] YONEZAWA H, MIZUNO K, HIRAZAWA, et al. Summary of activities of the compatibility working Group in Japan[C]//21st International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, June 15-18, 2009, Stuttgart, Germany.
- [18] THOMSON R, EDWARDS M, MARTIN T, et al. Car-car crash compatibility: Development of crash test procedures in the VC-Compat project[J]. International Journal of Crashworthiness, 2007, 12(2): 137-151.
- [19] 新井勇司, 水野幸治, 山崎邦夫, 等. SUV のコンパティビリティに関する研究[J]. 自動車研究, 2006, 28(4): 127-130.
ARAI Y, MIZUNO K, YAMAZAKI K, et al. The related research for the compatibility of SUV[J]. Automatic Vehicle Research, 2006, 28(4): 127-130.
- [20] 吴显坤. 台风灾害对深圳城市园林树木的影响和对策[D]. 南京: 南京林业大学, 2007.
WU Xiankun. Effect of typhoon disasters to urban landscape trees and typhoon disaster-reducing strategies in Shenzhen[D]. Nanjing: Nanjing Forestry University, 2007.

作者简介: 雷正保, 男, 1964 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。
主要研究方向为汽车交通安全技术。
E-mail: doclei@163.com