

基于等效静态载荷法的车身碰撞拓扑优化

高云凯¹, 田林雳^{1,2}

(1. 同济大学 汽车学院, 上海 201804; 2. 武汉理工大学 汽车工程学院, 湖北 武汉 430070)

摘要: 将约束释放作为边界条件引入基于等效静态载荷法的拓扑优化中,以应变能作为整车刚度的评价指标,引入相对位移作为部件柔度的评价指标.对比研究了整车正碰工况下采用约束释放和单点约束作为碰撞分析模型的拓扑优化的异同以及不同优化目标对优化结果的影响.研究表明:采用约束释放作为边界条件的优化结果更集中于碰撞发生位置的结构优化,而采用单点约束作为边界条件的结果更倾向于在约束处分布材料;相对位移最小可以作为优化目标,而最大化相对位移最好转化为约束条件再优化.

关键词: 车身结构; 拓扑优化; 碰撞分析; 正碰工况; 等效静态载荷法

中图分类号: U467

文献标志码: A

Topology Optimization of Automotive Body Crashworthiness Design with Equivalent Static Loads Method

GAO Yunkai¹, TIAN Linli^{1,2}

(1. College of Automotive Studies, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. College of Automotive Studies, Wuhan University of Technology, Wuhan 430070, China)

Abstract: The crashworthiness topology optimization of body in white (BIW) under frontal impact loading was carried out by using the equivalent static loads method (ESL). Inertia relief was introduced as boundary conditions; strain energy was adopted as strain energy and relative displacement was employed as the compliance index of the components and parts. A series of comparative studies were executed to discuss the effects of different boundary conditions and various optimization objectives. The results show that if an inertia relief is used as a boundary condition, the ESL-based topology optimization results have a tendency to distribute more material on the impact occurred position, while the single point constraint (SPC) boundary conditions tend to concentrate more materials on the contrived SPC restrained positions. In addition, minimizing relative displacements is

suitable for the ESL-based topology optimization, but maximizing relative displacements should be transformed into constraints to perform the optimization.

Key words: automotive body structure; topology optimization; crashworthiness design; frontal impact; equivalent static loads method(ESL)

非线性和动态效应存在于大多数工程实际问题中,十分有必要在结构优化中考虑这两个特性.结构优化离不开结构分析,而考虑动态效应和非线性特性的有限元分析技术已经较为成熟,但对于结构非线性优化,其灵敏度的计算成本太高,而且考虑动态效应的优化过程中必须处理时间域内复杂的瞬变特征.传统的基于梯度的优化方法很难被应用于动态结构非线性优化,因此亟需研究专门适用于动态非线性结构的优化方法.

近年来,许多学者采用代理模型的方法来求解动态非线性优化问题.常用的代理模型有多项式响应面拟合、径向基函数法、kriging 方法和神经网络法等,但到目前为止,还没有任何一种代理模型可以适用于任意模型的拟合,并且代理模型本身就是对优化问题的近似,因此基于代理模型的优化解不如基于梯度的优化方法获得的优化解准确.此外,代理模型的计算成本是和设计变量密切相关的,因此,该方法多用于尺寸优化或是形貌优化等设计变量不是太多的问题,并不太适用于拓扑优化.

鉴于非线性动态优化的复杂性,传统的结构设计方法通常先进行考虑刚度和模态频率的拓扑优化,根据优化结果设计概念模型,而在最后的详细设计阶段再考虑结构的非线性动态性能.实际上,在详细设计阶段,结构拓扑形态的改变空间十分小,而新提出的非线性动态性能又对结构提出了更苛刻的要求,为全方位的满足设计要求,必须重新优化结构.

这样不断的迭代设计不仅浪费时间,更浪费人力物力,该问题对于强调碰撞安全性能的汽车工业尤为突出.因此,十分有必要将碰撞安全性能纳入车身结构概念设计阶段,即研究考虑整车碰撞工况的拓扑优化是十分重要的.

基于此,本文首先综述了考虑碰撞工况的拓扑优化方法和研究进展;其次给出基于等效静态载荷法的拓扑优化流程;随后将约束释放作为边界条件引入基于等效静态载荷法的拓扑优化中;接着以整车正碰工况为例,探讨了不同优化目标或是边界条件对优化结果的影响.

1 考虑碰撞工况的拓扑优化方法综述

对于考虑碰撞工况的拓扑优化,现有的优化方法有惯性释放法(Inertia relief method, IRM)、基结构拓扑优化法^[1]、混合元胞自动机法(Hybrid cellular automata method, HCA)和等效静态载荷法(Equivalent static load method, ESL)等,其中惯性释放法、HCA 法和 ESL 法由于可以和现有的商业软件直接集成因而有较广的工程应用.因此下文分别综述了这三种方法的优缺点和各自的应用范围.

1.1 IRM 法

相较于 HCA 法和 ESL 法,IRM 是较早应用于耐撞性拓扑优化的方法.IRM 是一种近似求解动态载荷作用下结构内力的方法,其基本思想是通过惯性力和惯性加速度构造一个平衡力系,随后采用线性静态分析的方法计算结构性能.Nelson M F^[2]等人证实,只要计算时间、采样频率等计算参数设置合理,该方法便是准确可行的.由于该方法简单易行,一些汽车厂已将 IRM 法用于实际车型的耐撞性拓扑优化中.

IRM 法的优点在于不需要考虑动态分析和静态优化之间的模型转化,但该方法只是针对特定时刻的优化,而无法考虑整个时间历程上的碰撞性能.对于整车碰撞工况,一般期望整车碰撞加速度尽可能小以防止发生二次碰撞;同时必须控制车内空间的侵入量,以确保车内乘员的安全.而碰撞过程中的加速度、峰值力、位移量和结构内能等性能评价指标都是随时间变化的量,无法事先预知碰撞峰值力或是最大侵入量将发生在哪一时刻.而 IRM 法仅仅针对最大载荷下的碰撞状态进行优化,无法保证优化结构在整个碰撞过程中的变形和加速度等性能最优.此外,该方法优化结果的可应用性还取决于合适的

碰撞优化时刻的选取,合理的外载荷的数目、大小以及位置等,十分考验工程师的经验.因此,该方法不太符合工程应用的发展前景.

1.2 HCA 法

HCA 是一种启发式算法,最早由 Tovar 和 Patel 等人^[3-4]结合有限元分析应用到耐撞性拓扑优化设计中.其优化目标为结构内能密度(IED)的均匀化,设计变量为每个单元的相对密度,优化的同时约束质量以保证制造成本.优化问题定义如下:

$$\begin{aligned} \min_x \quad & \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^L (w_j U_i(x_i) - U_i^*) \\ \text{s. t.} \quad & \sum_{i=1}^N \rho(x_i) V_i \leq M^* \\ & x_{\min} \leq x_i \leq 1.0 \end{aligned}$$

式中: U_i 为第 i 个单元的内能密度; V_i 为第 i 个单元的体积; U_i^* 为内能密度的设定值; ρ 为材料密度; M^* 为质量的约束值; L 为工况数; w_j 为权重.

目前,该方法已经集成到 LS-DYNA 的运行环境中,可以通过 LS-TaSC 软件^[5]直接调用碰撞分析的有限元模型和 HCA 优化程序,因此不存在有限元计算和优化分析之间的数据转换过程,也可以节约大量的前后处理时间,这是该方法最大的优点.

但是,该方法的缺陷十分明显.首先,HCA 算法的精确性和稳健性有待提高,现有研究结果表明该方法一般需要经过很多轮迭代才能获得可接受的拓扑优化结果,并且目标函数的迭代历程可能存在非周期性震荡.因此,该方法虽然已经成功应用于一些零部件的耐撞性拓扑优化^[6-7],但鉴于算法的稳健性较差、求解效率较低等缺点,目前还不太适合大规模工程问题的求解.其次,HCA 算法倾向于在高应力高应变区域累积材料,这就意味着优化出来的结果将会在支撑处、集中受力处和大弯曲应力区域分布较多材料,因此很有可能获得破裂的拓扑结构.另外,HCA 方法只能采用内能密度均匀化作为优化目标,但这样优化获得的结构可能并不是吸能量最大的结构.并且,对于整车碰撞而言,碰撞加速度、车体变形状况、位移侵入量和碰撞峰值力等都是需要考虑的因素,因此,基于 HCA 的拓扑优化方法并不能很好的满足整车耐撞性设计的要求.

1.3 ESL 法

ESL 法最早是由 Park^[8]等人应用于线性动态系统的尺寸优化和形状优化,随后又被 Shin 等人推广到非线性静态^[9]和非线性动态^[10]的优化领域.而最早将 ESL 方法应用到线性动态拓扑优化则是

Jang 等人^[11],随后 Lee 等人^[12-13]将其推广到非线性动态优化领域。

ESL 法的基本思想是将一系列的静态载荷施加到分析模型上进行线性静态分析,使其产生与动态分析某一时刻相同的位移场,这样便保证了用于后续优化的线性静态分析模型与非线性动态分析模型的等价性。随后即可将非线性动态优化问题转化为“线性优化 \leftrightarrow 非线性分析”的线性静态多工况迭代优化过程,这样便可利用成熟的线性优化算法来求解结构的动态优化。

和 HCA 方法一样,VR&D 公司提供的 ESLDyna 软件^[14]可以完成等效静态载荷的计算、非线性分析和线性优化之间的数据转化,并调用 Genesis 软件内部的优化程序完成线性静态优化的计算。此外,大量的数值仿真和工程问题^[9-13,15]通过该方法获得了良好的优化结果,文献^[16]已证明基于 ESL 的优化方法满足 Karush-Kuhn-Tucker 条件,并且和直接动态优化方法具有数学上的等价性,验证了 ESL 法的可靠性。

相较于 HCA 法,ESL 法具有如下优势:首先 ESL 法可以利用成熟的线性优化方法求解,一般运行 5 次非线性分析和 25 轮线性优化便可达到收敛,优化效率和算法可靠性大大优于 HCA 法;其次 ESL 法可以选择不同的性能指标,如:质量^[17]、位移^[18]和应变能^[13]等作为目标函数,而不仅限于内能密度均匀化则一个目标,因而更符合工程实际的要求。因此,下文采用 ESL 法进行白车身正碰工况的拓扑优化研究。

2 基于等效静态载荷的拓扑优化方法

2.1 拓扑优化的数学模型

拓扑优化是用来寻找设计域内最合理的材料分布的一种优化方法,许多响应,如:柔度、位移和应力等,可以作为优化的目标和约束。在传统的静态拓扑优化中,通常以柔度最小作为优化目标以保证结构的刚度。但是白车身的设计要求不仅仅是保证车身结构的在日常使用中不易发生变形或破坏,更需要在发生撞击时保证乘员的安全,这就需要保证乘员舱的生存空间,减小乘员舱变形和对乘员舱的侵入;同时减小车身撞击后的加速度。因此针对白车身结构耐撞性设计,定义拓扑优化问题如下:

$$\text{Find } b \in R^m \quad (1a)$$

$$\min F(b, z) \quad (1b)$$

$$\text{s. t. } \mathbf{M}(b) \ddot{\mathbf{z}}_N(t) + \mathbf{C}(b) \dot{\mathbf{z}}_N(t) + \mathbf{K}_N(b, \mathbf{z}_N(t)) \cdot$$

$$\mathbf{z}_N(t) - \mathbf{f}(t) = 0$$

$$t = t_0, t_1, \dots, t_n \quad (1c)$$

$$\mathbf{v}^T \mathbf{b} \leq V \quad (1d)$$

$$g_j(b, \mathbf{z}_N(t)) \leq 0, j = 1, 2, \dots, l \quad (1e)$$

$$0.0 < b_{\min} < b_i < 1.0, i = 1, 2, \dots, m \quad (1f)$$

式中: R^m 为设计域; F 为目的函数; \mathbf{M} 是质量矩阵,为设计变量 b 的函数; \mathbf{K}_N 是刚度矩阵,为节点位移 \mathbf{z}_N 和设计变量 b 的函数; $\dot{\mathbf{z}}_N$ 为速度向量; $\ddot{\mathbf{z}}_N(t)$ 为加速度向量; $\mathbf{f}(t)$ 为第 t 个时间步所施加的外载荷; 下标 N 代表非线性分析; 常数 n 为总的时间步数; 式(1c)为结构非线性动态分析的控制方程, m 为设计变量的数目; \mathbf{v} 是单元的体积向量; V 是设计者确定的结构体积分数; b_i 是第 i 个设计变量; b_{\min} 为设计变量的下限。优化目标 F 和约束条件 g 都是设计变量 b 和节点位移 \mathbf{z} 的函数,可以按照设计者的需求选择应变能、位移或加速度等响应作为目标或约束。

2.2 等效静态载荷法的计算方法

等效静态载荷法的基本思想是将一系列静态载荷施加到分析模型上进行线性静态分析,使其在任意时刻产生与非线性分析相同的位移场^[10, 13]。等效静态载荷可定义为

$$\mathbf{f}_{eq}(s) = \mathbf{K}_L(b) \mathbf{z}_N(t) \quad (s = s_0, s_1, \dots, s_n) \quad (2)$$

式中, s 和式(1c)中的 t 一一对应,即 $t = t_i$ 等价于 $s = s_i$, s 的总数为 n ; 下标 L 代表线性分析, \mathbf{K}_L 表示静态分析刚度矩阵。本质上而言,等效静态载荷等于非线性分析的位移场乘以线性分析的刚度矩阵。

将由式(2)获得的 n 个等效静态载荷 $\mathbf{f}_{eq}(s)$ 的集合当作外载荷,施加于静态分析模型上,可得

$$\mathbf{K}_L(b) \mathbf{z}_L(s) = \mathbf{f}_{eq}(s) \quad (s = s_0, s_1, \dots, s_n) \quad (3)$$

这样就保证了由式(3)获得的静态分析位移 $\mathbf{z}_L(s)$ 和式(1c)中的非线性动态分析位移 $\mathbf{z}_N(t)$ 在任意时刻 t 上是相等的,这为将非线性优化转化为线性静态优化提供了必要的理论基础。

2.3 基于等效静态载荷的拓扑优化流程

基于 ESL 的非线性动态拓扑优化包括如下几个部分:非线性动态分析、ESL 的计算、线性静态拓扑优化和根据优化结果更新非线性动态分析模型,进行下一轮迭代循环。图 1 显示了整个优化分析流程,具体计算步骤如下:

(1) 设定基本参数和设计变量的初值,令迭代次数 $k=0$,设计变量 $b^{(k)} = b^{(0)}$,收敛参数:微小的数 ε ;

(2) 将 $b^{(k)}$ 代入式(1c)进行非线性动态分析;

(3) 当 $k=0$, 转向步骤(4); 当 $k>0$, 若

$$\|b^{(k)} - b^{(k-1)}\| \leq \epsilon \quad (4)$$

在满足式(4)的同时满足式(1d)和(1e)的约束条件, 优化收敛, 优化完成; 若满足式(4)但违反了式(1d)和式(1e)的约束条件, 则减小收敛参数 ϵ 的值, 转向步骤(4);

(4) 根据式(2)计算等效静态载荷集;

(5) 求解线性静态拓扑优化:

$$\text{Find } b^{(k+1)} \quad (5a)$$

$$\min F(b^{(k+1)}, z^{(k+1)}) \quad (5b)$$

$$\text{s. t. } \mathbf{K}_L(b^{(k+1)})z_L(s) - f_{eq}^{(k)}(s) = 0$$

$$s = s_0, s_1, \dots, s_n \quad (5c)$$

$$v^T b \leq V \quad (5d)$$

$$g_j(b^{(k+1)}, z(s)) \leq 0, j = 1, 2, \dots, l \quad (5e)$$

$$b_{il}^{(k+1)} \leq b_i^{(k+1)} \leq b_{iu}^{(k+1)}, i = 1, 2, \dots, m \quad (5f)$$

采用密度法建立设计变量和材料密度之间的关系, 利用序列二次规划算法求解拓扑优化问题^[19];

(6) 更新设计结果, 设定 $k=k+1$, 返回第二步, 继续优化, 直到优化收敛。

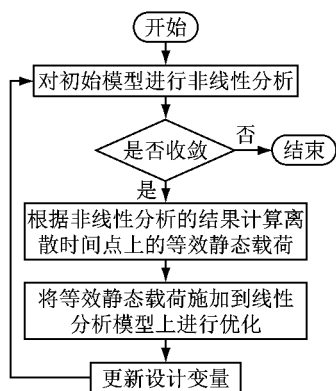


图 1 基于 ESL 的拓扑优化分析流程图

Fig.1 The flow diagram of topology optimization analysis

3 正碰工况下的白车身结构拓扑优化

3.1 有限元模型的建立

采用壳单元建立白车身的拓扑空间, 采用弹塑性材料模拟车身钢材, 材料特性参数如表 1 所示. 建立高 1.5 m 的壁障, 采用刚体模拟壁障的材料属性.

表 1 白车身的材料特性

Tab.1 The material characteristics of BIW

材料	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量/ GPa	初始屈服应力/ MPa	泊松比
钢	7 800	210	221	0.3

参考国家标准《乘用车正面碰撞的乘员》(11551-2003)设置正面碰撞分析模型. 约束壁障的所有平动和转动自由度, 设置白车身沿 X 轴负方向移动的初始速度为 $50 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$, 同时, 定义白车身所有节点的自接触, 定义白车身和刚性墙之间的面接触. 经过大量试算, 综合协调计算时间、计算规模和计算精度, 设置仿真时间 80 ms, 最终建立的有限元分析模型如图 2 所示.

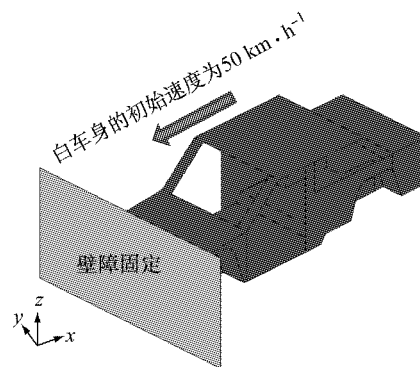


图 2 碰撞分析模型

Fig.2 Crash analysis model

3.2 拓扑优化的方案描述

目前采用方法进行整车碰撞工况优化的研究较少, 整车碰撞的边界条件应该如何设定也并未达成共识. 文献[20]采用单点约束 (SPC) 约束四个车轮处的全部平动以及转动自由度, 用可移动刚性墙撞击整车, 并对该碰撞分析进行了拓扑尺寸优化, 实际上, 汽车发生碰撞的时车轮轮心处并不存在任何约束, 因而这样的边界条件模拟并不接近真实. 为了尽可能模拟真实工况, 提出约束释放的概念, 即在碰撞分析以及优化过程中不在各轮轮心处施加额外约束.

分别以应变能和位移为优化目标设计不同的优化方案, 每种优化方案又分别采用约束释放和单点约束 (SPC) 作为碰撞分析模型的边界条件, 以探讨不同的优化目标以及边界条件对整车碰撞工况下的拓扑优化结果的影响.

(1) 以整车刚度最大为目标的拓扑优化

以优化设计域的应变能最小为目标, 约束结构体积分数在 0.1~0.3 之间. 对于汽车耐撞性等动态非线性问题, 没必要等效所有时间步的位移, 只需要求得最后若干个时间步对应的等效静载荷并提交线性优化即可^[21]. 综合考虑计算成本等因素, 选择碰撞基本完成时刻 20 ms 和 21 ms 两个时刻作为优化时间步.

(2) 以乘员舱变形最小为目标的拓扑优化

为保证碰撞发生后车内乘员的生存空间,选取前舱防火墙处若干节点(左右对称共12个节点)的位移作为前舱侵入量的考察对象,以B柱下方某点作为参考点,以两者的相对位移的平均值最小作为优化目标,同样约束结构体积分数。

(3) 以前舱变形最大为目标的拓扑优化

对于正碰工况,设计者希望汽车的动能大部分通过车身前部的变形吸收,即车身结构的前舱尽量设计得软一些,而乘员舱的刚性设计大一些。因此该方案以前舱若干节点的位移作为车身前部变形的考核量,选取前舱防火墙处某节点作为参考点,以两者的相对位移的平均值最大作为优化目标,同样约束结构体积分数。

(4) 同时考虑应变能和位移的拓扑优化

对于整车结构设计,刚度是必不可少的要求,但是考虑到碰撞安全性要求,大多数车身结构件需要在保证刚度的同时具有一定的柔度。因此以相对位移作为结构件柔度的评价指标,以应变能作为整车结构刚度的评价指标,采用评价指标倒数归一的方法处理多目标优化问题,优化目标如下:

$$\min \sum_{s=0}^n E_s/E_0 + \sum_{s=0}^n D_s/D_0 - \sum_{s=0}^n d_s/d_0 \quad (6)$$

式中: E 为白车身的应变能; D 为某些较强刚度要求部件的相对位移,此处为乘员舱相对位移;而 d 为一些具有一定柔度要求部件的相对位移,本文为前舱相对位移; s 为工况数; n 为工况总数。

3.3 结果与讨论

(1) 初始拓扑空间的碰撞结果分析

鉴于研究不同边界条件对最终拓扑优化结果的影响,有必要分析约束释放和单点约束这两种约束下的初始碰撞结果。下文以分析模型一和分析模型二分别指代约束释放和单点约束这两种约束工况。碰撞中的整个系统能量变化情况是评价该模型建模是否正确的重要指标之一,图3对比了两种正碰分析过程中总体能量变化情况。

在整个碰撞过程中,两个分析模型的总能量基本保持不变,相较于总能量,沙漏能和滑移界面能基本可以忽略不计,说明模型精度是可接受的。由于两个分析模型的初始运动对象不同,因此模型的总能量也存在一定差异,但是两者的能量变化趋势基本相同:都是从初始时刻到17 ms左右,内能增加,动能减少,结构发生压缩变形,动能大部分转变为材料的内能;此后,动能和内能基本不变,碰撞过程基本

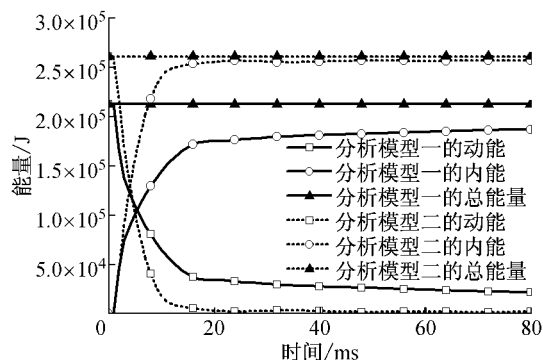


图3 碰撞分析的能量曲线

Fig.3 The energy curves of crash analysis

结束。这说明两个分析模型具有一定的相似性,因此,后文基于分析模型一进行的以约束释放为边界条件的拓扑优化和采用基于分析模型二进行的以单点约束为边界条件的拓扑优化具有一定的比较性。

(2) 不同边界条件的结果对比分析

以“整车刚度最大为目标”的拓扑优化方案为例,来说明约束释放和单点约束这两种边界条件度最终拓扑优化结果的影响。

图4显示了两种优化模型的迭代历程,可以看出两个模型都经过了17次迭代达到了收敛,由于初始分析模型的能量不同,优化后模型二的应变能稍大于模型一,但两者的迭代曲线变化趋势基本相同。

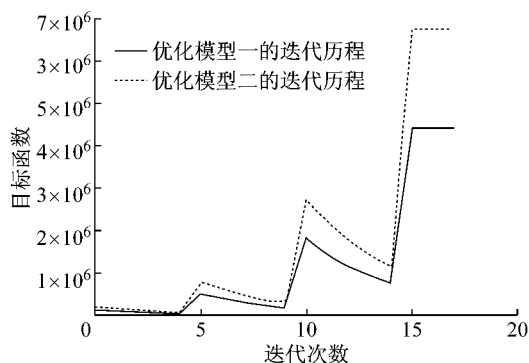


图4 碰撞分析的能量曲线

Fig.4 The iteration history of two optimization models

图5分别显示了两种优化模型的密度分布云图。可以看出若以约束释放作为碰撞分析的边界条件,材料分配主要集中在前舱、A柱和顶盖前部,前舱盖、前舱立面以及前风窗风挡玻璃处形成较为明显的环状结构。若采用单点约束作为碰撞分析的边界条件,则材料的分布主要集中在车身下部,特别是前后悬架约束点处存在大量的材料集中。而前舱结构的材料分布主要存在于与刚性墙的接触面上。

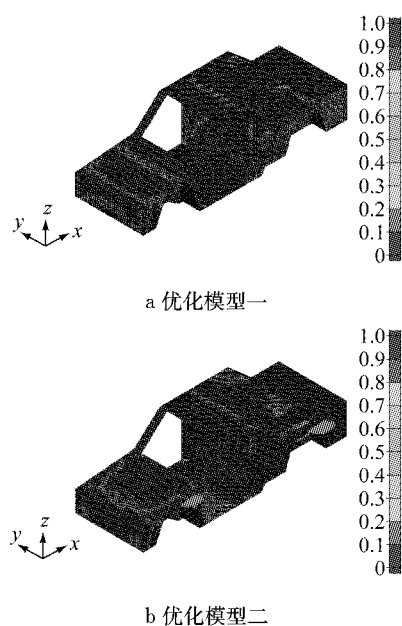


图 5 整车刚度最大为目标的拓扑优化密度分布云图

Fig.5 The density distribution contour of stiffness maximum optimization

由此可以看出,采用约束释放作为边界条件的优化结果更注重碰撞发生位置的结构优化,而采用单点约束作为边界条件的结果更倾向于在约束处分布材料.约束释放工况保证车辆前、中、后各舱结构在碰撞过程中的刚度贡献更真实,从而使拓扑优化结果更加合理,下文采用约束释放作为边界条件进行不同优化方案之间的比较分析.

(3) 不同优化方案的结果对比分析

基于刚度的优化只适用于部分车身结构件,大多数车身结构件需要在保证刚度的同时具有一定的柔度,因此引入相对位移作为部件柔度的评价指标.

图 6a 和图 7a 分别显示了只以乘员舱变形最小和前舱变形最大作为优化目标的拓扑优化结果,可以发现最终的优化结构分布非常模糊,并且优化过程中设计变量变动非常小,并没有出现所期望的密度 0-1 分配的趋势,而在优化目标中引入应变能后,优化结果较为清晰明了,如图 6b 和图 7b 所示.

此外,若是考虑前舱位移最小作为优化目标,则优化出来白车身前部不存在任何结构,因此将其改为约束条件,约束前舱相对位移不小于 40 mm,以乘员舱位移最小和整车应变能最小作为优化目标,获得的优化结果如图 8 所示,尽管结构的分布比较离散,但是还是可以看出前舱形成的纵横交错的杆件以及连接前后的纵梁结构.由于整车结构受力状况复杂,仅考虑单一工况的拓扑优化可能很难获得连

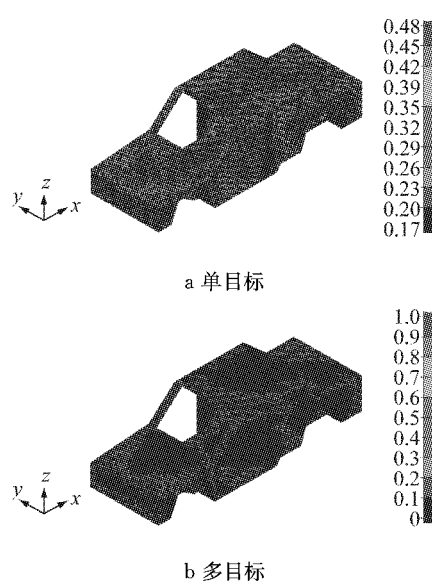


图 6 考虑乘员舱变形的拓扑优化密度分布云图

Fig.6 The density distribution contour of optimization considering passenger cabin deformation

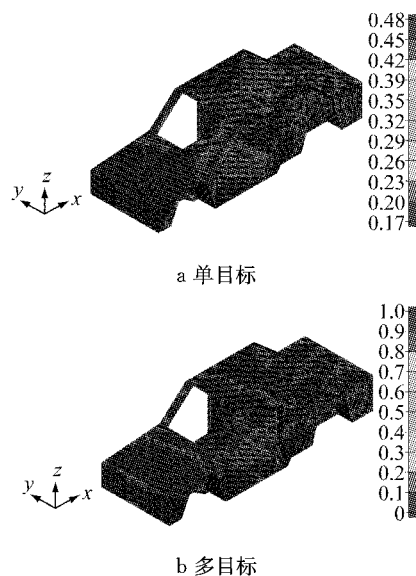


图 7 考虑前舱变形的拓扑优化密度分布云图

Fig.7 The density distribution contour of optimization considering front cabin deformation

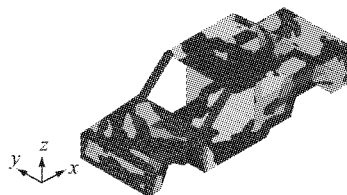


图 8 拓扑优化密度分布云图(显示密度阈值大于 0.25 的单元)

Fig.8 The density distribution contour (displaying elements with density threshold over 0.25)

续封闭的结构,但本文提出的优化方法是可以推广到侧碰、后碰以及顶压工况的,这对白车身结构概念设计具有重要意义。

4 结论

(1) 总结现有考虑碰撞工况的拓扑优化方法,综述工程应用较广泛的约束释放法、HCA法和ESL法的优缺点。鉴于ESL法是可以考虑整个碰撞时间历程选择不同的性能指标作为目标函数,具有较高的优化效率和算法可靠性,因而,基于ESL法的拓扑优化被认为更具有工程应用价值。

(2) 将约束释放作为边界条件引入基于ESL法的拓扑优化中,对比研究了采用约束释放和单点约束作为碰撞分析模型的拓扑优化的异同。研究结果表明,采用约束释放作为边界条件的优化结果更集中于碰撞发生位置的结构优化,而采用单点约束作为边界条件的结果更倾向于在约束处分布材料。但约束释放工况更符合工程实际。

(3) 基于刚度的优化只适用于部分车身结构件,而大多数车身结构件需要在保证刚度的同时具有一定的柔度,可以引入相对位移作为部件柔度的评价指标。将相对位移最大化处理的约束条件,相对位移最小化处理为优化目标。

参考文献:

- [1] Pedersen C B W. Crashworthiness design of transient frame structures using topology optimization[J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2004,193(6/8):653.
- [2] Nelson M F, Wolf J A. The Use of Inertia Relief to Estimate Impact Loads[C]//SAE International. [S.l.]: SAE, 1977: 2237-2243.
- [3] Patel N M, Kang B, Renaud J E, *et al.* Crashworthiness design using topology optimization[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2009,131(6):61013.
- [4] Tovar A, Patel N M, Niebur G L, *et al.* Topology optimization using a hybrid cellular automaton method with local control rules[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2006,128(6):1205.
- [5] Livermore Software Technology Corporation. A topology and shape computations for LS-DYNA, user's manual[M]. [S.l.]: Livermore Software Technology Corporation, 2011.
- [6] 高云凯,张玉婷,方剑光. 基于混合元胞自动机的铝合金保险杠横梁设计[J]. *同济大学学报:自然科学版*, 2015,43(3):456.
GAO Yunkai, ZHANG Yuting, FANG Jianguang. Design of an aluminum bumper beam based on hybrid cellular automata[J]. *Journal of Tongji University: Natural Science*, 2015,43(3):456.
- [7] 聂昕,黄鹏冲,陈涛,等. 基于耐撞性拓扑优化的汽车关键安全件设计[J]. *中国机械工程*, 2013(23):3260.
NIE Xin, HUANG Pengchong, CHEN Tao, *et al.* Topology optimization of automotive key safety component design based on crashworthiness [J]. *China Mechanical Engineering*, 2013(23):3260.
- [8] Park G, Choi W. Structural optimization using equivalent static loads at all time intervals[J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2002,191(19):2105.
- [9] Shin M, Park K, Park G. Optimization of structures with nonlinear behavior using equivalent loads [J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2007,196(4):1154.
- [10] Kim Y, Park G. Nonlinear dynamic response structural optimization using equivalent static loads [J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2010,199(9):660.
- [11] Jang H H, Lee H A, Lee J Y, *et al.* Dynamic response topology optimization in the time domain using equivalent static loads[J]. *AIAA Journal*, 2012,50(1):226.
- [12] Lee H, Park G. Topology optimization for structures with nonlinear behavior using the equivalent static loads method[J]. *Journal of Mechanical Design*, 2012,134(3):31004.
- [13] Lee H, Park G. Nonlinear dynamic response topology optimization using the equivalent static loads method [J]. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2015,283:956.
- [14] Vanderplaats Research And Development Inc. ESLDYNA 12.1 User's manual [M]. [S.l.]: Springs, 2009.
- [15] Motamarri P, Ramani A, Kaushik A. Structural topology synthesis with dynamics and nonlinearities using equivalent linear systems [J]. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2012,45(4):545.
- [16] Park G J, Kang B S. Validation of a structural optimization algorithm transforming dynamic loads into equivalent static loads[J]. *Journal of Optimization Theory and Applications*, 2003,118(1):191.
- [17] Kaushik A, Ramani A. Topology optimization for nonlinear dynamic problems: Considerations for automotive crashworthiness[J]. *Engineering Optimization*, 2013,46(4):487.
- [18] Park G J, Kang B S. Validation of a structural optimization algorithm transforming dynamic loads into equivalent static loads[J]. *Journal of Optimization Theory And Applications*, 2003,118(1):191.
- [19] Vanderplaats Research Development Inc. Design manual 12.2 user's manual[M]. [S.l.]: Springs, 2012.
- [20] Pan F, Hu R, *et al.* Nonlinear crashworthiness optimization integrated with LS-DYNA and equivalent static load method [J]. *FEA Information Engineering Journal*, 2013,2(11):21.
- [21] 陈涛,陈自凯,段利斌,等. 针对结构动态非线性优化问题的ESLM梯度优化方法[J]. *机械工程学报*, 2015,51(8):116.
CHEN Tao, CHEN Zika, DUAN Libin, *et al.* Gradient-based equivalent static loads method for structure nonlinear dynamic optimization problem [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2015,51(8):116.