

基于 OptiStruct 的某客车拖车钩的优化设计

林如松, 张祥宇, 丘荣印

(浙江吉利新能源商用车发展有限公司, 浙江 杭州 310051)

摘要: 通过 HyperWorks 软件 OptiStruct 求解器对客车拼焊件组成的拖车钩进行有限元分析, 对每块拼焊件进行尺寸优化确定各自最佳板厚, 再对拖车钩进行结构拓扑优化确定最佳材料分布, 最后对其进行强度分析验证和优化方案评价, 为拖车钩设计提供依据。

关键词: 汽车; 客车; 拖车钩; 拓扑优化; 尺寸优化

中图分类号: U463.91

文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2019)05-0012-05

拖车钩作为客车用来牵引车辆的关键部件, 其承担着来自整车的载荷。传统的设计方法一般是根据市场类似结构来设计, 但往往对拖车钩部件厚度规格和结构材料分布无法做到数据化设计, 以致设计的拖车钩结构与理论上结构的最佳状态存在较大偏差。为缩短开发周期, 保证产品性能, 该文以某客车拖车钩模型为研究对象分别进行尺寸优化和拓扑优化, 并根据尺寸优化和拓扑优化结果进行详细数模设计。

1 车辆简介

图 1 为某客车拖车钩模型。该拖车钩由垫板、立板、肋板、平板和牵引销拼焊而成, 牵引销与平板为间隙配合, 拖车时由拖车的拖车杆连接客车上的拖车钩牵引销。

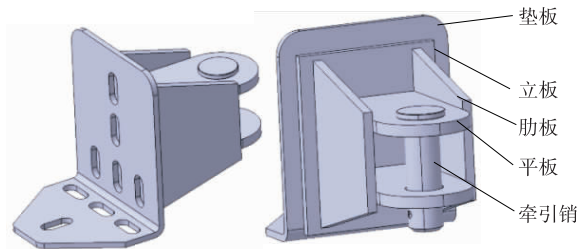


图 1 某客车拖车钩模型

2 原方案分析

2.1 有限元模型建立

不考察图 1 中的牵引销与周边部件接触应力, 对牵引销采用 RBE2 单元模拟。

考虑到拖车钩的垫板、立板、肋板、平板均为等厚度板, 厚度分别为 6、7、8、10 mm, 采用壳单元进行有限元模型搭建。运用 Hypermesh 对模型部件

进行抽中面处理, 对抽取的中面进行分割以得到更好的网格质量。设置单元尺寸 4 mm 对中面进行网格划分。有限元模型的节点数为 7 073 个, 单元为 6 540 个, 其中三角单元 13 个, 占 0.20%, 符合网格质量要求。

该拼焊件的材料全部为 510L, 材料属性如下: 杨氏模量为 2.1×10^5 MPa; 泊松比为 0.3; 密度为 7.85×10^{-9} t/mm³; 屈服强度为 355 MPa; 抗拉强度为 510 MPa。

有限元模型见图 2, 其中 X 轴正向为车前向车后, Y 轴正向为车左到车右, Z 轴正向为垂直向上。

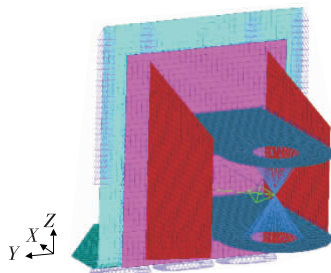


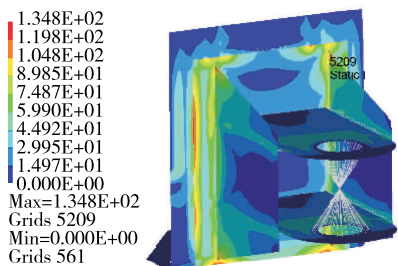
图 2 某客车拖车钩有限元模型

2.2 分析工况

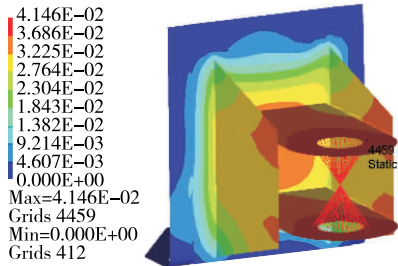
依据焊接位置, 将垫板与底架骨架的连接处约束 6 个自由度。拖车钩负载按 GB/T 28948—2012《商用车车辆前端牵引装置》执行, 客车的牵引装置需承受的最小静载荷 $F = \text{整车整备质量} \times g/2$ 。考虑到实际拖车情况, 实车的拖车钩典型工况归纳为两类: 工况一为整车 X 负向; 工况二为整车 X 负向, Y 负向 15°, Z 向 10°。

2.3 分析结果

各工况下拖车钩应力、位移分析结果见图 3~5 和表 1。

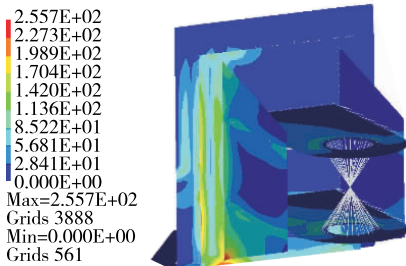


(a) 应力(单位: MPa)

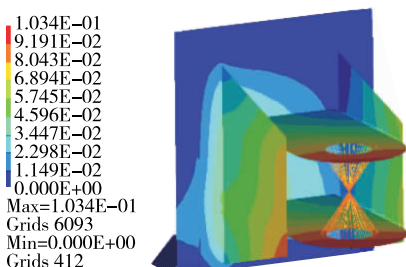


(b) 位移(单位: mm)

图 3 工况一下拖车钩应力和位移云图



(a) 应力(单位: MPa)



(b) 位移(单位: mm)

图 4 工况二下拖车钩应力和位移云图

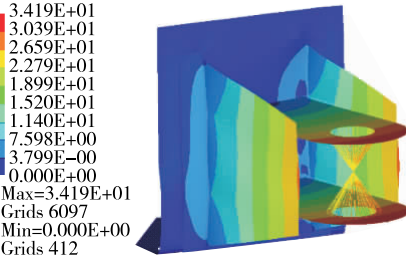


图 5 拖车钩一阶固有频率云图(单位: Hz)

由表 1 可知:各板的最大应力相差较大。为使各工况下每块拼焊件的极限应力值相近,引入系数

表 1 原拖车钩设计方案各种工况下分析结果

项目	分析结果	
	工况一	工况二
最大应力/MPa	垫板	102.7
	立板	122.6
	肋板	134.8
	平板	43.7
位移/mm	0.041	0.103
K	0.324	0.363
重量/kg	5.709	
一阶频率 f/Hz	2 203	

K ,其按式(1)计算。 K 越趋近于 1,则整体受力越均匀,结构越合理。考虑到平板配合孔周边受挤压等变形,分析应力比实际小,赋予平板一个安全系数 2, K 理论上的最佳值为 0.5。

$$K = \frac{\min\{\text{垫板、立板、肋板、平板的最大应力}\}}{\max\{\text{垫板、立板、肋板、平板的最大应力}\}} \quad (1)$$

3 尺寸优化方案

3.1 尺寸优化原理

OptiStruct 求解器的尺寸优化是一种细节优化设计方法,在概念设计的基础上进行,它通过改变结构单元的属性如壳单元厚度、两单元的横截面属性等达到设计要求。

先改变壳单元的厚度,以达到最大屈服应力 355 MPa(为保险起见,采用屈服应力而不是抗拉应力 510 MPa)的要求;并设置各板厚度最小值为 3 mm,最大值为 10 mm。

3.2 尺寸优化后分析结果

尺寸优化后,各工况下拖车钩位移分析结果见图 6、图 7。

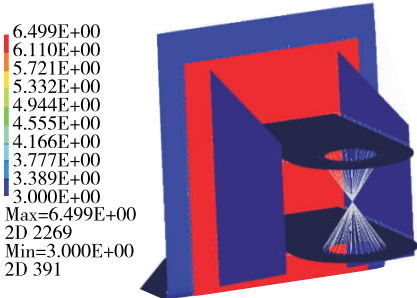


图 6 尺寸优化后工况一下拖车钩位移云图(单位:mm)

对比图 6、图 7,确定工况二较为恶劣,故以工况二为基准,重新设计各板厚度(均向上取整)。其中

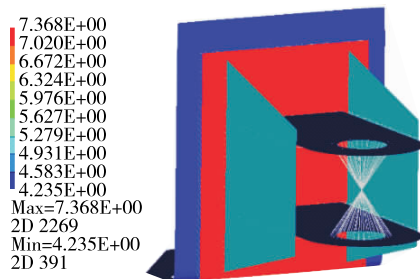


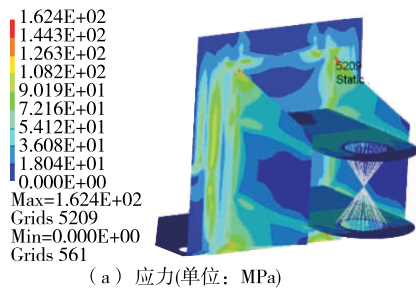
图7 尺寸优化后工况二下拖车钩位移云图(单位:mm)

平板按安全系数 2 计算并取整,考虑实际无 9 mm 厚度的板,设置板厚为 8 mm。各板厚度如下:垫板 5 mm;立板 8 mm;肋板 6 mm;平板 8 mm。

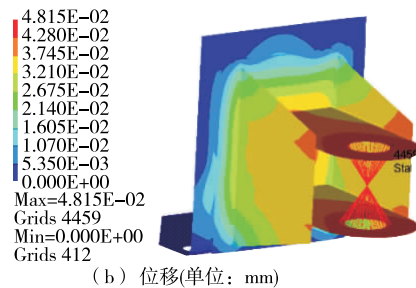
3.3 尺寸优化结果确认

调整各板厚度后,重新分析两工况下拖车钩应力和位移,结果见图 8、图 9,各工况下各部位的最大应力见表 2。

由表 2 可知:以工况二为例,相对于原方案,尺

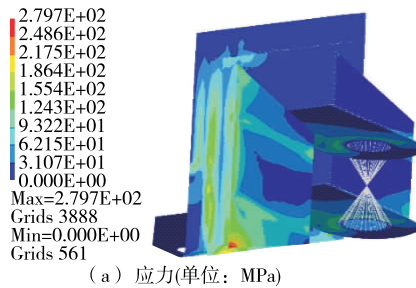


(a) 应力(单位: MPa)

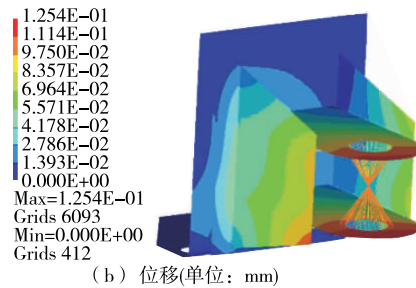


(b) 位移(单位: mm)

图8 尺寸优化后工况一下拖车钩应力和位移云图



(a) 应力(单位: MPa)



(b) 位移(单位: mm)

图9 尺寸优化后工况二下拖车钩应力和位移云图

表2 拖车钩尺寸优化后各工况下分析结果

项目	分析结果	
	工况一	工况二
最大应力/MPa	垫板	145.4
	立板	108.0
	肋板	162.4
	平板	54.8
位移/mm	0.048	0.125
K	0.337	0.468
重量/kg	4.892	
一阶频率 f /Hz	2 302	

寸优化方案下最大应力增大 9.39%, K 值提高 28.9%,重量降低 14.3%,一阶固有频率提高 4.49%。

4 拓扑优化方案分析

尺寸优化后拖车钩重量降低 14.3%,但还不确

定该结构是否有可以挖除的部分。为确定最佳材料分布,将拖车钩的肋板边界填充上,建立拓扑原型(见图 10)。

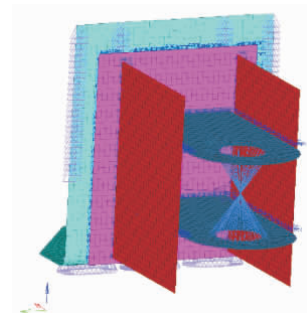
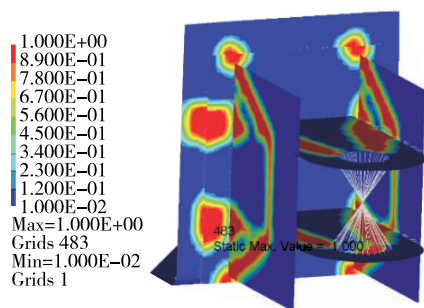


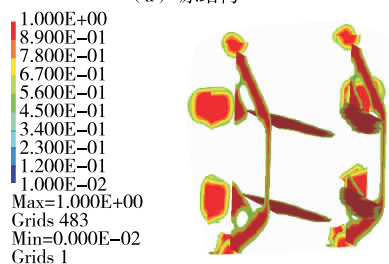
图10 某客车拖车钩拓扑原型

对拓扑原型进行拓扑优化参数设置,如设置最大位移、对称面约束等,分析结果见图 11、图 12。

结合以上拓扑优化分析的材料分布重新设计新方案(见图 13)。两工况下拓扑优化方案应力和位

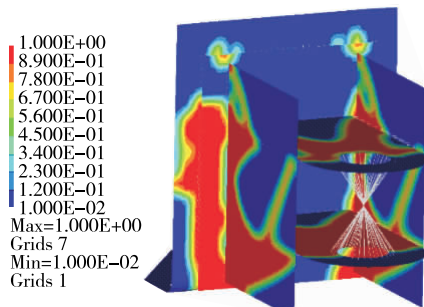


(a) 原结构

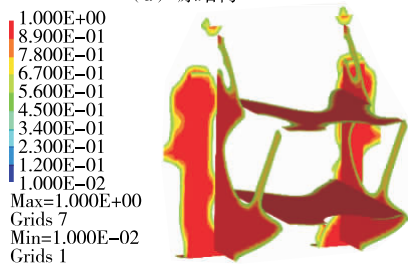


(b) 去除多余部分后

图 11 工况一下拓扑分析材料分布



(a) 原结构



(b) 去除多余部分后

图 12 工况二下拓扑分析材料分布

移见图 14、图 15,一阶固有频率见图 19,各板分析结果见表 3。

由表 3 可知:拓扑优化方案下拖车钩各板的最大应力都较大且靠近屈服强度,材料利用达到最大化。以工况二为例,相对于原方案,拓扑优化方案下的最大应力增大 20.3%, K 值提高 24.5%,重量降低 17.4%,一阶固有频率几乎不变;相对于尺寸优化方案,拓扑优化方案下的最大应力增大 9.94%, K 值降低 3.42%,重量降低 3.58%,一阶固有频率降低

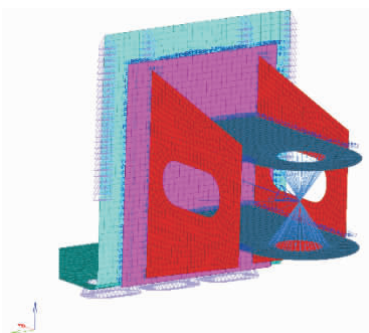
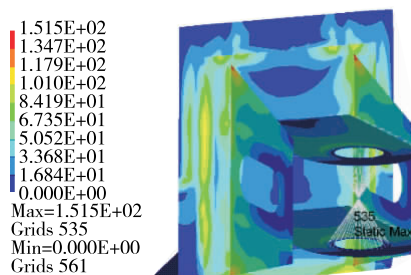
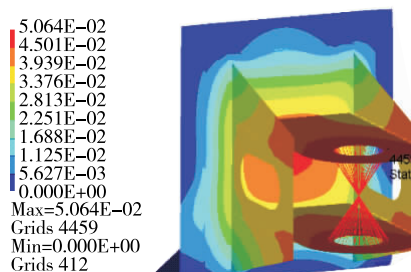


图 13 某客车拖车钩拓扑优化方案

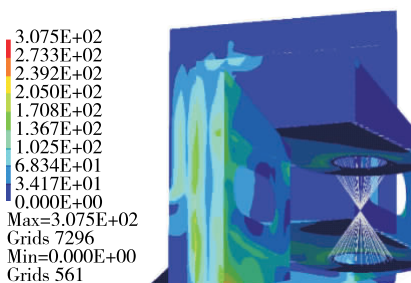


(a) 应力(单位: MPa)

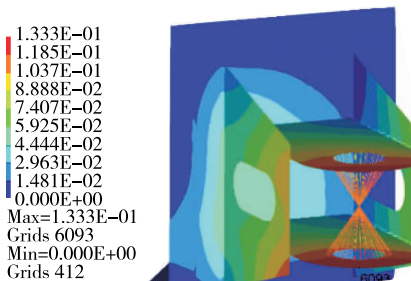


(b) 位移(单位: mm)

图 14 工况一下拖车钩拓扑优化方案应力和位移云图



(a) 应力(单位: MPa)



(b) 位移(单位: mm)

图 15 工况二下拖车钩拓扑优化方案应力和位移云图

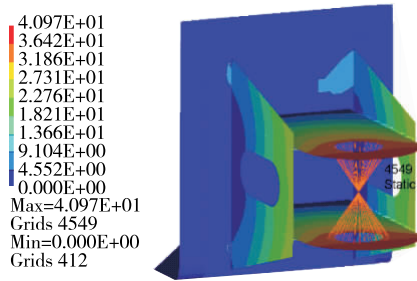


图 16 拖车钩拓扑优化方案一阶固有频率(单位:Hz)

表 3 拖车钩拓扑优化方案各工况下分析结果

项目	分析结果	
	工况一	工况二
最大应力/MPa	垫板	151.5
	立板	108.5
	肋板	145.5
	平板	60.1
位移/mm	0.051	0.133
K	0.397	0.452
重量/kg	4.717	
一阶频率 f /Hz	2 197	

4.56%。考虑到拖车钩在实际中用到的情况较少,应力可接近于屈服强度,重量越低越好,拓扑优化方案满足设计要求,可作为最终设计方案。

5 结语

该文基于 OptiStruct 求解器对拖车钩进行尺

寸优化及拓扑优化,通过应力和模态对比,确定满足设计要求的方案。该方法可应用于相同结构设计,不用再凭经验来确定各板的厚度和材料分布。

参考文献:

- [1] 张胜兰,郑冬黎,郝琪,等.基于 HyperWorks 的结构优化设计技术[M].北京:机械工业出版社,2008.
- [2] 梁新华,朱平,林忠钦,等.有限元法与试验法相结合进行客车车架结构分析[J].机械设计与研究,2004,20(6).
- [3] 林银聚.XMQ6120C 城郊客车车架设计[J].客车技术与研究,2010(5).
- [4] 刘伟,张志斌,刘清颖.基于 OptiStruct 的机身前段总体优化设计[J].机械设计与研究,2013,29(5).
- [5] 胡桂川,刘敬花.基于 CAE 分析的机械结构优化设计[J].机械设计与研究,2011,27(3).
- [6] 朱晓晶,籍庆辉,朱平.基于多种工况下的自卸车车厢轻量化设计[J].机械设计,2014,31(5).
- [7] 梁江波,吕景春.基于 HyperWorks 发动机支架的拓扑优化设计[J].重型汽车,2009(3).
- [8] 杨志刚.发动机支架有限元分析及改进[J].汽车实用技术,2011(2).
- [9] 曹春生,刘遗勋,朱琳.浅谈某车型前拖车钩的设计及改进[A].自主创新,学术交流:第十届河南省汽车工程科学技术研讨会论文集[C].2013.
- [10] 邓仲卿,阳林,李琦,等.城市电动客车车身结构拓扑优化设计[J].客车技术与研究,2013(2).

收稿日期:2019-04-13

(上接第 11 页)

究是对每个目标进行各自独立设计,没有在路噪全局开发体系中进行考虑,过于片面。文中提出的路噪开发体系进行了完整的路噪目标分解,每个目标参数都是路噪理论体系的一环,比传统路噪开发体系目标分解更合理和平衡。

参考文献:

- [1] Cesar Helou Teodoro da Silva, Alvaro Costa Neto, Leopoldo P R de Oliveira. Transfer path analysis of road noise: overview and customized approaches for road rumble noise[R].SAE technical paper,2010.
- [2] Todd Freeman, Gabriella Cerrato. Source-path-contribution methodologies across a wide range of product types[R].SAE technical paper,2015.
- [3] 车勇,刘浩,夏祖国,等.纯电动汽车车内结构路噪识别

[J].噪声与振动控制,2014,34(5).

- [4] 张志勇,潘达,刘鑫,等.基于 OPA 方法的隔振系统传递路径分析[J].机械科学与技术,2015,34(11).
- [5] 王万英,靳晓雄,彭伟,等.轮胎振动噪声结构传递路径分析[J].振动与冲击,2010,29(6).
- [6] 张磊,张进秋,罗涛,等.车辆悬架系统性能综合评价方法[J].汽车工程,2016,38(12).
- [7] 谭晶晶,杜建科,李洪亮,等.基于传递路径分析的乘用车路面噪声优化控制[J].汽车技术,2017(3).
- [8] 余雄鹰,刘波,张军,等.路面激励导致的汽车低频轰鸣声控制及应用研究[A].2015 中国汽车工程学会年会论文集[C].2015.
- [9] 吴东,汪阳.HK6909H 客车车内噪声控制改进[J].客车技术与研究,2016(1).

收稿日期:2019-05-22