

某地铁车体防爬器结构轻量化研究

赵辉,孙丽萍,王玉艳

(大连交通大学 机车车辆工程学院,辽宁 大连 116028)

摘要:依据某地铁车体防爬器的初始结构,分别建立两种不同形状的有限元分析模型,利用HyperMesh 仿真软件进行静强度分析计算,在此基础上对应力富余比较多的结构依次进行拓扑优化和尺寸优化。考虑实际制造加工及外形美观等因素,在满足静强度要求的前提下确定最终方案,实现防爬器结构减质量 46.0%。

关键词:地铁;车体;防爬器;拓扑优化;尺寸优化;轻量化

中图分类号:U270.32 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2022)06-0061-05

Lightweight Research on Anti-creeper's Structures of Subway Car Body

ZHAO Hui, SUN Liping, WANG Yuyan

(School of Locomotive and Rolling Stock Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China)

Abstract: According to the initial structure of the anti-creeper for subway car body, two finite element analysis models in different shapes are established. The static strength analysis and calculation are carried out by HyperMesh. Based on the result as above, topology optimization and size optimization are sequentially performed on the structure with more stress surplus. Considering the actual manufacturing and appearance factors, the final scheme is determined on the premise of meeting the static strength requirements so as to realize the weight decrease of the anti-creeper structure by 46.0%.

Keywords: subway; car body; anti-creeper; topology optimization; size optimization; lightweight

0 引言

随着城市化进程的快速发展,地铁因其载客量大、速度快和安全性高等特点在城市轨道交通运输中不断发展壮大,已成为缓解城市交通压力的主要手段。在地铁车辆实际运行时,为了更好、更有效地保障司乘人员的人身安全和财产安全,需要在地铁车辆车体的前端安装防爬器^[1]。地铁车体的质量直接关系到生产运营成本,降低车体质量有利于提高运行速度,降低牵引功率,增加载客能力,减少能源消耗,延长使用寿命等。因此对车体进行结构轻量化研究是地铁车辆研制过程中的必要课题^[2]。本文以某出口地铁车体的防爬器为研究对象,采用计算机仿真分析软件和结构优化技术,在地铁车辆技术规范要求所规定的工况下进行静强度计算分析,并依据此结果进行结构轻量化设计研究,从而达到防爬器减质量的目的。

生较大的塑性变形来消耗部分撞击能量,从而达到缓冲吸能、降低冲击作用的效果。该地铁车体防爬器结构通过螺栓结构和前端司机室横梁相连接,防爬器各结构均采用Q355型钢性材料,每个防爬器结构的质量为 65.4 kg。该防爬器结构的安装位置及几何形状如图 1 所示。

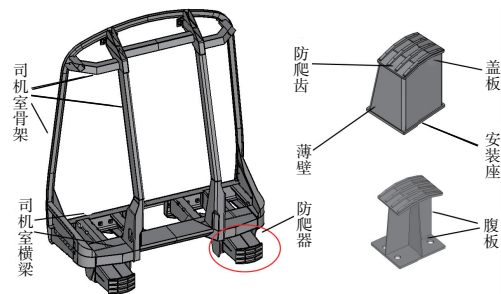


图 1 防爬器几何结构模型

1 防爬器结构简介

防爬器是地铁车辆车体前端结构的基本组成部分,属于重要的被动安全防护装置,对称安装在地铁车辆司机室的下方,主要包括防爬齿、盖板、腹板及安装座等。其主要功能为当两列车发生碰撞时,两对防爬器上的防爬齿发生交叠而相互啮合,从而防止较大的冲击力导致列车发生相互交叠攀爬,以防止相撞车辆发生较大的变形,增加乘客的生存空间,有效保障乘客的生命安全^[3];同时还可以将碰撞产生的巨大纵向冲击力传递给后端吸能结构,通过发

2 防爬器结构有限元分析

2.1 有限元计算模型的建立

利用 HyperMesh 仿真计算分析软件建立防爬器有限元模型。该防爬齿、盖板和薄壁结构采用大小为 5 mm 的壳单元划分,腹板和安装座结构采用实体单元划分,螺栓采用刚性单元和梁单元组合模拟。参考已实际投入运行

第一作者简介:赵辉(1997—),男,陕西榆林人,硕士研究生,研究方向为车辆结构分析与现代设计方法。

地铁车辆的防爬器结构形状特点,分别建立了两种不同形状的有限元网格模型,如图2、图3所示。

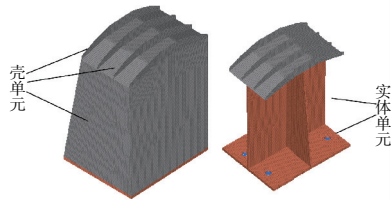


图2 第一种形状有限元网格模型

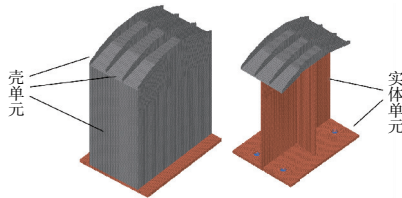


图3 第二种形状有限元网格模型

根据《BS EN 12663-1 铁路应用—铁路车辆车体的结构要求 第1部分:机车和客车》规范标准及地铁车辆车体防爬器结构的任务书设计要求,确定了两种防爬工况。

防爬工况1:前端两个防爬器共800kN纵向压缩载荷,每个施加400kN,以均布力的形式作用在防爬器盖板的前端面。

防爬工况2:前端两个防爬器共600kN纵向压缩载荷和100kN向上垂直载荷,每个施加300kN和50kN,以均布力的形式作用在防爬器盖板的前端面。

2.2 静强度计算分析

利用Optistruct求解器模块对两种不同形状的防爬器结构进行计算分析,分别得出在两种工况下的应力云图,如图4、图5所示。

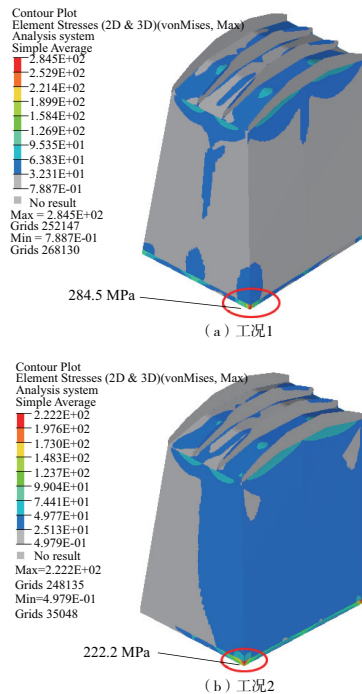


图4 第一种形状应力云图

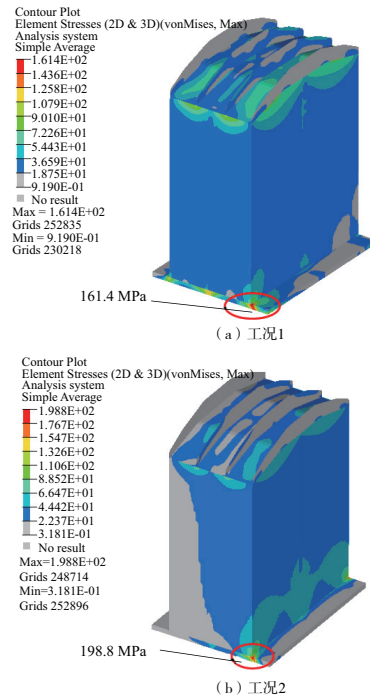


图5 第二种形状应力云图

由图4、图5可知,两种不同形状的防爬器在两种工况下的最大VonMises应力均位于薄壁与安装座连接处;第一种形状在两种工况下的最大应力数值分别为284.5MPa和222.2MPa,第二种形状在两种工况下的最大应力数值分别为161.4MPa和198.8MPa。防爬器材料为Q355钢,屈服极限为355MPa,由规范知,安全系数不小于1.15。因此,防爬器的许用应力为308MPa。对比分析可知,第二种形状的防爬器在两种工况下的最大VonMises应力均小于第一种形状,且都小于308MPa,故该防爬器满足强度规范。整体结构质量为57.1kg,与原结构相比质量减少8.3kg,减少了12.7%。

3 拓扑优化

3.1 拓扑优化简介

拓扑优化就是指在规定的空间区域中,设计人员通过设置符合要求的受力载荷工况和边界约束条件,在满足各项规定性能要求的前提下,通过计算机技术寻找使用材料的最佳分布或最优传力路径,最终实现改善设计结构力学性能或减轻结构质量的目标。这属于结构优化的一种^[4]。在产品的设计初期阶段,通过拓扑优化可以大大提高设计效率和准确性;主要方法是把设计结构重新等效划分为有限个单元,通过使用合理的数学算法删除设计结构中的多余部分,从而实现产品的拓扑优化。主要拓扑表达形式和材料插值模型方法包括密度法、变厚度法、均匀化法和拓扑函数描述法等;其中,密度法是较为常见且简单高效的拓扑优化方法之一,适用于大多数的结构优化问题。主要通过重新转换材料弹性性质和单元密度的关系,把材料拓扑优化问题转化成求解单元密度问题,从

而实现对结构的设计目标。

拓扑优化技术可分为离散体结构与连续体结构优化两大类,具有成熟广泛、快捷高效、创新灵敏等特点。在Optistruct有限元分析软件中,单元的密度和结构的材料参数相关,把有限元模型的密度设置为材料模式,就是把设计区域中的“单元密度”作为拓扑优化的设计变量。优化在0~1之间连续取值进行求解分析,计算结束后单元密度数值为1(或靠近1)表示该单元处的材料对结构的影响很大,需要保留;单元密度数值为0(或靠近0)表示该单元处的材料对结构的影响很小,可以去除,从而可以根据优化后的密度云图来实现材料的高效利用及结构轻量化设计目标^[4]。

3.2 防爬器结构拓扑优化

由静强度计算分析结果可知,原防爬器安装座结构和内部腹板结构在两种防爬工况下,应力大小分布不均,材料利用率不高,存在着一些优化空间。在保证防爬器结构安全的前提下,对安装座及腹板进行拓扑优化来去除多余材料,具体数学模型参数如下:

设计变量:厚度为10 mm 安装座和5 mm 腹板结构的单元密度;

约束条件:防爬器结构的等效应力小于许用应力308 MPa,体积分数减少不超过45%;

目标函数:优化区域的加权应变能最小。

本次拓扑优化经过16次迭代后结束,迭代曲线如图6所示。随着迭代步数的增加,目标函数的数值整体呈下降趋势,从第8次迭代开始曲线逐渐平滑,数值变化缓慢。为了能够得到更加精确的计算结果,让优化更充分的完成,设置收敛容差为 10^{-5} ,优化在第16次时收敛停止,拓扑优化后的密度云图如图7所示。

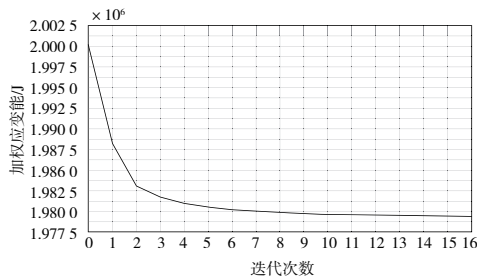


图6 拓扑优化迭代曲线

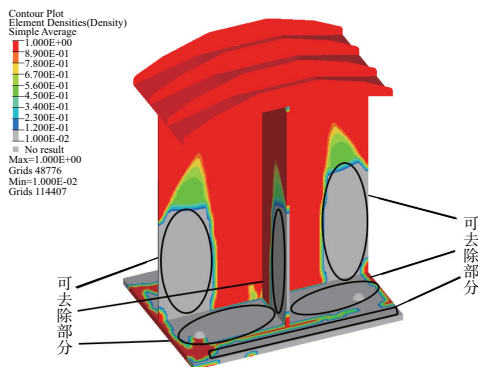


图7 拓扑优化密度云图

分析云图可知,安装座和腹板浅灰色部分应力较小,材料存在部分冗余,可以进行适当去除;为了保障螺栓来传递纵向力,螺栓孔附近区域应予以保留,不可去除。综合考虑各种影响因素,如生产制造工艺、防应力突变、外形美观等,保留传力路径上的材料,去除部分要保持平滑,用圆弧形状进行过渡处理,防止出现应力集中问题,改进后的安装座和腹板结构如图8所示。

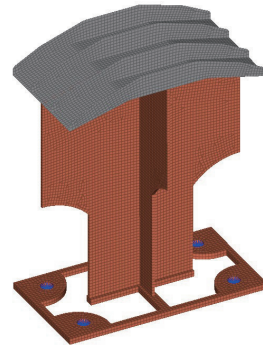


图8 改进后的安装座和腹板结构模型

经计算得出腹板结构应力较小,为了追求更好的优化效果,使计算结果更加收敛于最优结果,实现防爬器的最大化减质量。在满足安全性能的要求下,对改进后的腹板结构进行第二次拓扑优化,具体数学模型参数如下:

设计变量:厚度为5 mm 腹板的单元密度;

约束条件:防爬器应力小于许用应力308 MPa,体积分数减少不超过45%;

目标函数:优化区域加权应变能最小。

经过25次迭代优化停止,迭代曲线如图9所示。在第15次迭代时曲线趋于平滑,优化在第25次时收敛停止,迭代后的密度云图如图10所示。

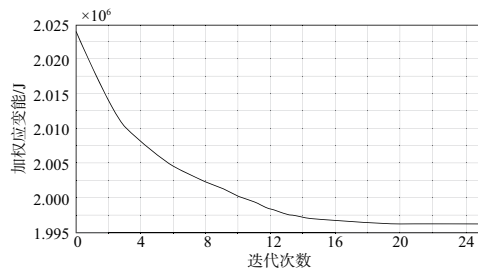


图9 第二次拓扑优化迭代曲线

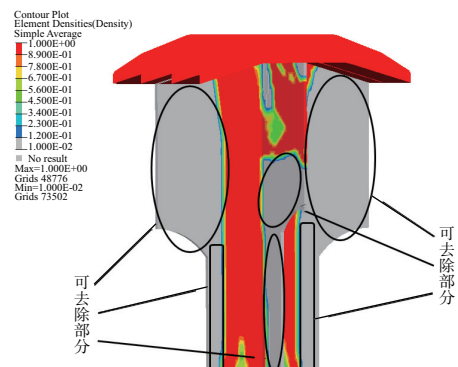


图10 第二次拓扑优化密度云图

分析云图可知,内部腹板中所有浅灰色部分为非主要传力路径,材料可进行适当去除。考虑制造加工工艺及防应力突变等因素,参考云图优化结果,对腹板结构进行适当的改进,最终改进结构如图 11 所示。

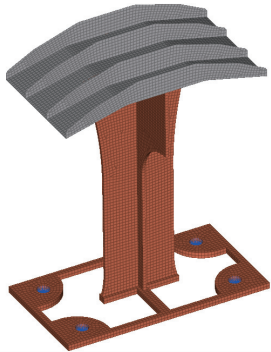


图 11 第二次改进后的腹板结构模型

3.3 拓扑优化结果校核

对改进后的防爬器结构进行静强度分析计算,在两种工况下的应力云图如图 12 所示。

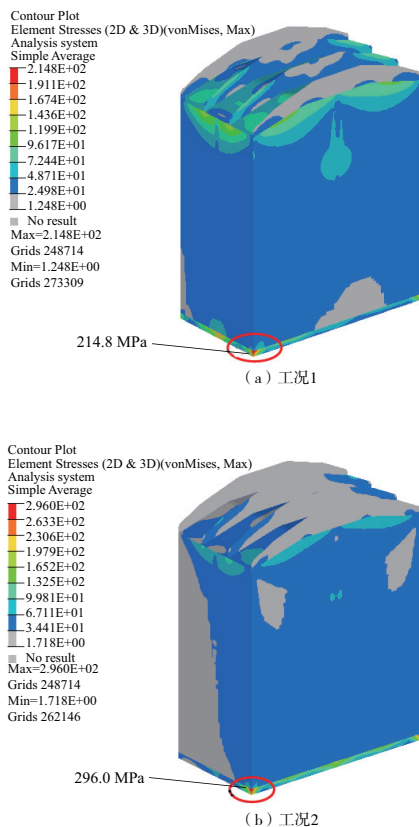


图 12 拓扑优化后的应力云图

结果表明防爬器在两种工况下的最大 VonMises 应力均位于薄壁与安装座连接处且最大应力位置没有发生改变。在两种工况下的最大应力数值分别为 214.8 MPa 和 296.0 MPa,均 <308 MPa,满足强度要求;优化后的结构质量为 47.8 kg,相比之前结构质量减少了 9.3 kg,减少了 16.2%。

4 尺寸优化

4.1 尺寸优化简介

尺寸优化又叫参数优化,是一种细节优化设计技术。设计人员在概念设计的初期对模型结构进行初步设计后,为了更好地满足设计要求,通过改变某些参数来进行优化,如板件厚度、杆梁截面尺寸、弹性单元刚度、质量单元和材料特性等。根据不同的设计阶段,尺寸优化可以分为两大类;通常情况下如果需要确定非等厚薄板或其他部件的厚度,可以选用类似拓扑优化算法的尺寸优化方法,这就是用于概念设计的自由尺寸优化。当某个产品或零部件在设计的前期阶段已经确定了结构的形式和材料,只需要对一些具体的尺寸数据参数进行确定,就可以转化成数学表达式来进行优化。这就是用于详细设计的尺寸优化技术^[5]。

在 Optistruct 软件中的尺寸优化是通过数学优化方法来进行求解分析,从而实现结构的优化。首先用数学优化模型的线性表达式转化实际工程中的非线性问题,如设计变量、目标函数、边界条件等。设计变量就是指在工程中可以用来改善某些性能的参数,目标函数就是通过尺寸优化想要得到的实际工程结果,边界条件就是为了达到优化目的而设置的限制要求;然后利用数学函数把工程中的设计经验或解析方法集成到 Optistruct 软件内,以便形成更多符合实际工程要求的设计约束条件,最后使用可行方向法找到最优解,实现结构优化设计^[6]。

4.2 防爬器结构尺寸优化

分析拓扑优化校核结果可得出防爬器结构还存在部分优化空间;在此基础上,对防爬器盖板、薄壁和防爬齿 3 处结构进行尺寸优化。由于 3 处结构厚度各不相同,需要分别定义设计变量,设置不同的上下限。综合考虑实际生产过程中的型材厚度,采用离散变量尺寸优化方法,设置变量的离散值为 0.1 mm,具体数学模型参数如下:

设计变量:厚度为 10 mm 薄壁厚度,15 mm 盖板厚度,15 mm 防爬齿厚度;

约束条件:等效应力小于许用应力 308 MPa;

目标函数:体积最小。

本次尺寸优化共进行了 5 次迭代,随着迭代步数的增加,各结构厚度发生了改变,整体数值呈下降趋势,设置收敛容差为 10^{-5} 。尺寸优化过程中各迭代步厚度变化数值如表 1 所示。

表 1 各迭代步设计变量数值 单位:mm

迭代步数	盖板厚度	薄壁厚度	防爬齿厚度
1	7.5	7.8	7.5
2	6.7	7.9	7.4
3	6.4	7.9	7.4
4	6.3	7.9	7.5
5	6.3	7.9	7.5

在实际应用中,考虑到各结构型材厚度制造加工水平和材料特性等因素,在保证安全性能的要求下,对尺寸优化结果进行了向上圆整^[7],得到了最终优化结果;其中10 mm 薄壁厚度减少到8 mm;15 mm 防爬齿厚度减少到7.5 mm;15 mm 盖板厚度减少到6.5 mm,其余结构厚度保持不变。

4.3 尺寸优化结果校核

按照尺寸优化结果对防爬器模型各结构厚度进行修改,进行静强度分析计算,得出在两种工况下的应力云图如图13所示。

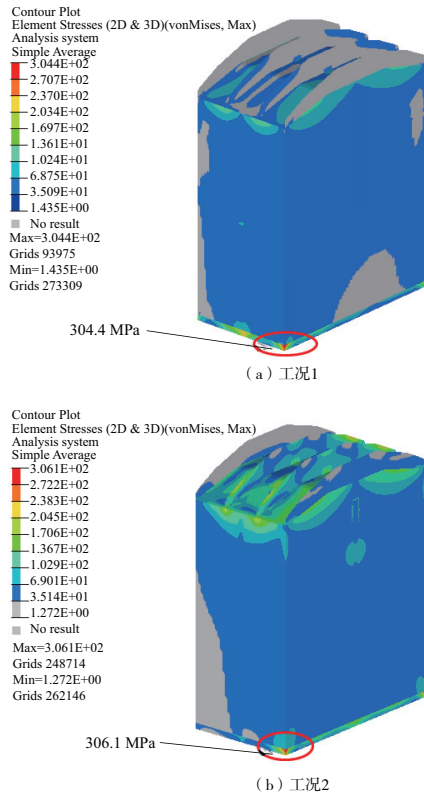


图13 尺寸优化后的应力云图

由云图可知,在两种工况下防爬器的最大 VonMises 应力均位于薄壁与安装座连接处且最大应力位置不变。两种工况下的最大应力数值分别为 304.4 MPa 和 306.1 MPa,均没有超过材料的许用应力,故满足强度要求;优化后的防爬器结构在两种工况下的最大纵向位移与初始结构相比分别增大 0.125 mm 和 0.141 mm,变化较小,

刚度基本不变。尺寸优化后结构的质量为 35.3 kg,与拓扑优化后相比减少了 12.5 kg,减少了 26.1%;最终优化后的防爬器结构与初始结构相比减少了 30.1 kg,减轻了 46.0%。

5 结语

本文以某地铁车体的防爬器为研究对象,在地铁车辆技术规范要求所规定的工况下利用计算机仿真分析软件对该结构进行静强度分析和结构优化,得出以下结论。

1) 分别对两种不同形状的防爬器进行有限元建模分析,经计算得出在两种工况下均满足强度要求。对比分析可知,第二种形状的最大应力均小于第一种形状且远远小于材料的许用应力,材料利用不充分,存在部分冗余,可以通过拓扑优化进行轻量化设计来实现减质量的目的。

2) 对防爬器安装座和腹板进行了二次拓扑优化,最终实现整体结构减少 9.3 kg,减质量达 16.2%。在此基础上对防爬器结构进行了尺寸优化,最终实现防爬器盖板型材减厚 8.5 mm,薄壁型材减厚 2 mm,防爬齿型材减厚 7.5 mm,整体结构减少 12.5 kg,减质量达 26.1%。

3) 经过静强度分析校核,结果满足强度规范。优化后的防爬器与初始结构相比实现减质量 30.1 kg,减轻了 46.0%,材料利用率显著增加,轻量化效果十分明显。本文所使用的优化思路方法以及优化结果为日后设计人员对防爬器的设计提供了一定的参考。

参考文献:

- [1] 马艳波. 有轨电车轻型防爬器结构优化设计[J]. 城市轨道交通研究,2019,22(1):136-139.
- [2] 孙业琛,孙丽萍,王玉艳,等. 高速动车组排障器结构轻量化研究[J]. 大连交通大学学报,2020,41(4):86-89.
- [3] 苏柯,刘永强,柳晓峰,等. 上海地铁车辆新平台车体结构研究[J]. 电力机车与城轨车辆,2019,42(1):40-44.
- [4] 洪清泉,赵康,张攀,等. OptiStruct & HyperStudy 理论基础与工程应用[M]. 北京:机械工业出版社,2013.
- [5] 张斌瑜,赵洪伦. 基于 Optistruct 的防爬器结构优化设计[J]. 铁道车辆,2011,49(6):11-14,47.
- [6] 赵阔,孙丽萍,王萌,等. 地铁车冲击座的拓扑优化[J]. 大连交通大学学报,2018,39(3):50-53.
- [7] 王正超,赵东伟,尹怀仙. 基于近似模型的城市客车车架轻量化设计研究[J]. 机械制造与自动化,2020,49(5):169-171,187.

收稿日期:2021-08-25