

8.5 m 短后悬长轴距城市客车玻璃的轻量化设计与分析

杨 浩

(中车时代电动汽车股份有限公司, 湖南 株洲 412007)

摘 要:针对城市客车轻量化需求,本文以 8.5 m 短后悬长轴距城市客车为研究对象,提出一种基于玻璃厚度优化的侧窗轻量化设计方案。通过有限元方法,对比分析了传统 5 mm 厚的钢化玻璃与减薄方案(4 mm、3.2 mm)在静力学强度、动力学谐响应及模态特性等方面的性能差异。研究结果表明:在满足安全标准的前提下,3.2 mm 玻璃方案可实现 36% 的减重,静载最大应力为 23.5 MPa,动态谐响应位移幅值仅增加 0.01 mm,且通过实物冲击试验验证。该设计可为同类客车降低能耗提供参考。

关键词:新能源城市客车;轻量化;有限元分析;钢化玻璃

中图分类号:U463.83⁺5

文献标志码:A

DOI:10.15917/j.cnki.1006-3331.2025.04.012

Lightweight Design and Analysis of 8.5 m Short-rear-overhang Long-wheelbase City Bus Glass

YANG Hao

(CRRC Electric Vehicle Co., Ltd., Zhuzhou 412007, China)

Abstract: Addressing the demand for lightweight city buses, this paper takes an 8.5 m short-rear-overhang long-wheelbase city bus as the research object. It proposes a lightweight side window design scheme based on glass thickness optimization. Using the finite element method, the static strength, dynamic harmonic response, and modal characteristics of traditional 5 mm toughened glass are compared with those of thinner alternatives (4 mm and 3.2 mm). The results demonstrate that the 3.2 mm glass scheme meets the safety standard while achieving a 36% weight reduction. Under maximum static load, the stress is 23.5 MPa, and the dynamic harmonic response displacement amplitude increases by only 0.01 mm. Physical impact tests have verified these findings. This design scheme provides a valuable reference for similar buses to reduce energy consumption.

Key words: new energy city bus; lightweight; finite element analysis; tempered glass

短后悬客车是一种车身长约 8~9 m、长轴距、载客量约为 72 人的中型客车。与普通城市客车(车身长 10 m 及以上)相比,此类客车转弯半径小,载客人数与 10 m 车接近,更适合城市支线使用场景。此外,其购置和运营成本低、机动性强,使其在路况复杂的城市交通体系中展现出广阔的发展潜力^[1]。

考虑到较大的载客量变化和长期持续工作工况,降低车身自重对于纯电动城市客车尤为关键。近年

来,国内外在客车轻量化方面开展了诸多研究和实践。例如,采用高强度钢、铝合金、复合材料等替代传统车身骨架钢材,并优化车身骨架结构设计。然而,这些措施的材料和制造成本相对较高。此外,因技术路线和安全要求的限制,电池、电机总成的重量短期内难以大幅降低^[2-5]。因此,探索成本低且切实可行的客车轻量化途径具有重要意义。

车窗玻璃作为车辆的重要组成部分,是一个值得

收稿日期:2025-05-22。

第一作者:杨 浩(1984—),男,助理工程师,主要从事新能源城市客车产品研发和工艺研发工作。E-mail:yanghao.cy@crrecg.cc。

关注的领域。传统城市客车侧窗多采用 5 mm 厚的平板钢化玻璃。近年来,随着热钢化工艺技术的不断提升以及玻璃总成刚性的提高,4 mm 厚的侧窗玻璃在行业中不断普及。目前,行业内已在电动客车上使用 3.2 mm 厚的侧窗玻璃,以实现车身减重。在确保足够的强度和安全性的同时,按照每侧三块玻璃(总面积约 8 m²)计算,可减重约 40 kg;全车侧窗共减重约 80 kg,占整备质量(7.2 t)的 1.1%。对电动城市客车来说,相当于多载 1.1%的电量,或增加 1 名乘客的重量。从能耗角度估算,假设城市客车百公里耗电量约为 100 kW·h,减重 80 kg 可使滚动阻力和加速能耗降低约 1%~2%,每百公里节省 1~2 kW·h 电能。

鉴于目前研究中缺乏对短后悬城市客车侧窗玻璃减薄的系统性量化分析,本文针对 8.5 m 短后悬客车提出轻量化设计方案,并通过有限元仿真对其力学性能进行深入分析。研究重点是对比原始厚度玻璃和减薄方案玻璃在静力载荷及动力谐振工况下的应力差异,并分析减薄后的玻璃是否仍然满足强度和振动要求^[6-7]。

1 车型选型与参数

本文研究对象为一款 8.5 m 短后悬城市客车,该车型车长约 8.5 m,车宽约 2.5 m,整备质量约 7.2 t(其中车身骨架主要由钢材构成)。由于整车模型包含大量细节,因此在建模时对几何模型进行了必要的

简化,忽略了与分析无关的小特征(如螺栓孔、倒角),只保留与侧窗结构相关的骨架和支撑件。简化后的 8.5 m 客车骨架几何模型如图 1 所示。

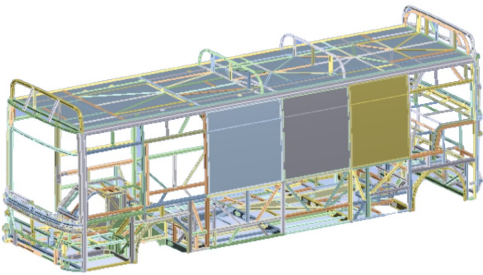


图 1 简化后的 8.5 m 客车骨架几何模型

由于客车两侧结构对称,本次仿真仅选取左侧中部区域的三扇侧窗及其周围框架进行分析。这三扇侧窗包括前、中、后三块侧窗玻璃及其对应的立柱和腰梁骨架,能够代表整车侧壁中间的大部分区域。通过这种局部建模,可以大幅降低模型规模,同时保证关键受力路径与实际情况一致^[8-10]。

在材料方面,车体骨架采用高强度钢,侧窗玻璃采用钢化玻璃。玻璃通过粘接剂安装在车身框架上,粘接剂采用商用聚氨酯湿气固化粘接胶。各部件材料的主要力学参数见表 1。钢化玻璃为典型脆性材料,没有明显屈服阶段,其抗拉强度受表面预应力影响。本文取玻璃的设计允许应力(约 24 MPa)作为安全评估依据。

表 1 材料参数表

部件	材料	弹性模量/MPa	泊松比	密度/(g·cm ⁻³)	屈服强度/MPa
车体骨架	高强度钢	2.1×10 ⁵	0.30	7.85	700
车窗	钢化玻璃	7.5×10 ⁴	0.25	2.50	24
胶粘剂	Sika265	3.0×10 ³	0.49	1.20	—

2 玻璃轻量化方案与仿真

按照研究目标,本文针对侧窗玻璃提出 3 种厚度方案:①初始方案,玻璃厚度为 5 mm,即传统设计厚度;②优化方案一,玻璃厚度为 4 mm,相比初始方案减重 20%;③优化方案二,玻璃厚度为 3.2 mm,相比初始方案减重 36%。

本文分析了动力和静力两个工况(见表 2)。静力工况是指车辆静止时的自重和风压作用,其载荷及边界条件如图 2 所示,具体包括垂直向下的 1g 重力(车窗自重会通过框架传递),以及由车内气压或行驶风压产生的 1 000 Pa 向外均布压力作用于玻璃内表面。1 000 Pa 的压力约为瞬时强阵风压力,可作为保守工况模拟玻璃在极端情形下承受的面外载荷。静力工况用于考察玻璃和框架在静态载荷下的强度

和刚度。

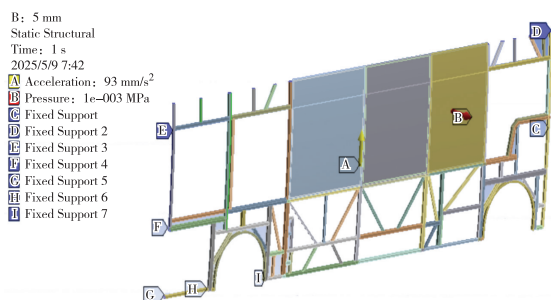


图2 静力工况载荷及边界条件

动力工况是指车辆行驶中车体受到不平路面激励产生的载荷,其载荷及边界条件如图3所示。设定在骨架底部与大梁连接处引入简谐位移激励。激励频率为33 Hz,垂向位移幅值为 ± 1.5 mm。33 Hz 接近该结构可能出现的低阶模态频率范围(根据经验,短

后悬城市客车的车身一阶垂向模态约为20~30 Hz), ± 1.5 mm 则代表中等不平路面的振幅。通过在约束支座处施加正弦位移激励,可以激发整个侧窗结构的受迫振动。

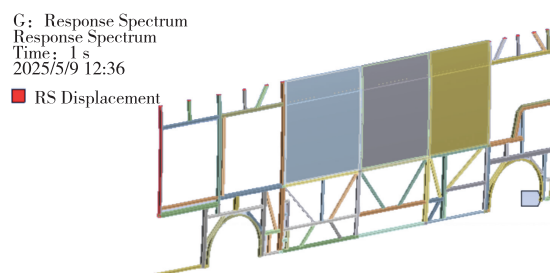


图3 动力工况载荷及边界条件

上述两个工况分别代表静载和动载的典型情况,涵盖了侧窗玻璃所受主要载荷形式。

表2 分析工况表

工况类型	载荷类型	大小及方向	边界约束
静力工况	重力 + 风压	1g 垂向+1 000 Pa 向外风压	四周与车体连接处全约束
动力工况	简谐基底激励(振动)	频率33 Hz;垂向位移 ± 1.5 mm	四周与车体连接处全约束

3 仿真结果分析

玻璃厚度为5 mm时,侧窗结构在自重和风压组合载荷作用下产生一定的弹性变形,变形云图如图4所示。总体变形主要表现为三块玻璃板向车外鼓出,中间玻璃的挠度最大。变形云图显示最大位移约为2.7 mm,出现在中间玻璃的中心区域,框架的变形则相对较小。三块玻璃由于面积和受压相同,中心变形量相近,均为2~3 mm量级,表明原始设计的侧窗玻璃具备良好的刚度。

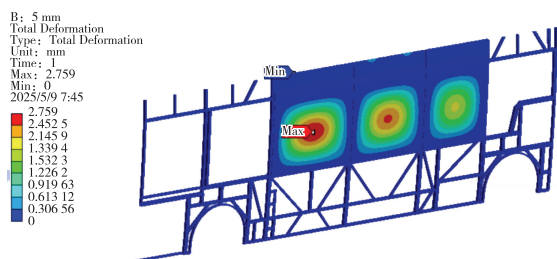


图4 初始方案侧窗玻璃及周边框架的变形云图

侧窗结构的强度也在静力工况下进行评估。初

始方案的等效力分布云图如图5所示,最大等效力约为16.5 MPa。最大应力位置出现在侧窗框架靠近固定支座处(上方边框与立柱交接附近),说明该处承受了较大的弯矩。玻璃板上的应力普遍较低,大部分区域等效力在5~15 MPa之间,分布呈现四角较大、中部较小的特点。这符合平板在均布压力下的受力规律——边缘约束处产生较大反作用力和应力集中,而中心区域主要承受弯曲。此外,框架底部与轮罩附近局部应力稍高,但仍低于材料的屈服强度。

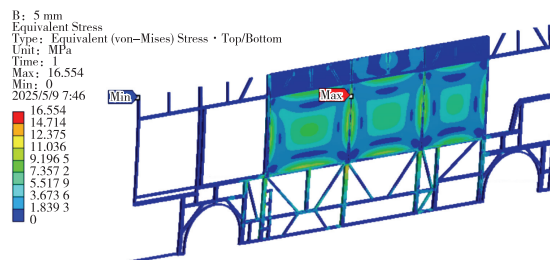


图5 初始方案侧窗玻璃及框架的等效力云图

初始方案单块玻璃的等效力云图如图6所示。由图可知,玻璃内部最大应力约为16.3 MPa,出现在玻璃中央偏上的区域。玻璃四周边缘由于与框架粘

接约束,形成较高的应力环,但数值略低于中心的最大应力值。应力云图的颜色过渡平缓,未出现尖锐的高应力梯度,说明四周连接处受力均匀,没有明显应力集中。此外,玻璃的最大应力为 16.3 MPa,远低于其许用应力 24 MPa,安全系数约为 1.47,表明初始设计在静态强度上具有充分的裕度。

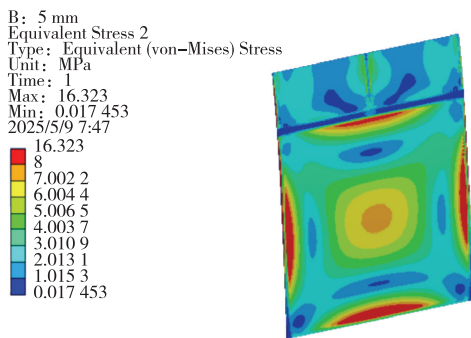


图6 初始方案单块玻璃的等效应力云图

在动力工况(33 Hz 简谐振动)下,对初始方案进行模态和谐响应分析。模态分析提取了侧窗结构的前六阶固有频率和振型。其中,一阶模态频率约为 34.6 Hz,振型表现为三块玻璃板在自身平面内的弯曲振动(鼓-凹形变形);第二阶频率约为 37.1 Hz;第三阶频率约为 42.3 Hz;第四至六阶频率分别约为 57.2、65.0、68.5 Hz(如图 7 所示)。这些模态依次对应侧窗结构不同的变形形态,基本可以概括为玻璃板在平面法向的不同节线振型。需要注意的是,前几阶模态均集中在玻璃本身,而侧窗框架由于刚度较大,在低阶振型中变形较小。

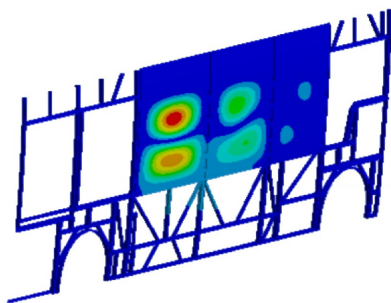


图7 六阶振型(68.491 Hz)

在激励频率 33 Hz 下进行谐响应分析。整体最大振动位移约为 0.22 mm,发生在中间玻璃的中心(如图 8 所示)。与静载下的 2.7 mm 变形相比,动态振动位移很小,这归因于激励频率 33 Hz 略低于一阶

共振频率,且激励加速度有限。相应的等效应力响应最大值约 1.15 MPa,也发生在玻璃中央区域(如图 9 所示)。玻璃的动态应力分布如图 10 所示,其数值仅为静载应力的十分之一。这说明在 33 Hz 的振动激励下,侧窗结构未出现共振放大,响应保持在弹性范围内,非常安全。由此可见,初始方案的侧窗玻璃在典型路面振动频率下具有足够的抗振能力。

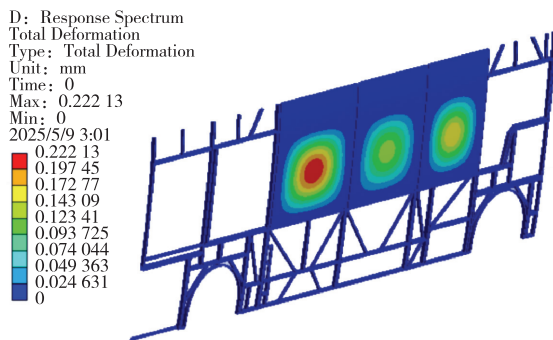


图8 整体位移响应云图(0.22 mm)

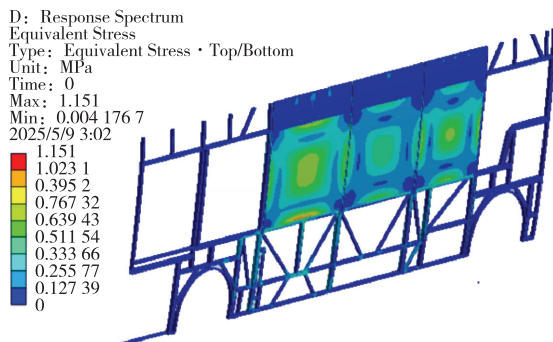


图9 整体应力响应云图(1.15 MPa)

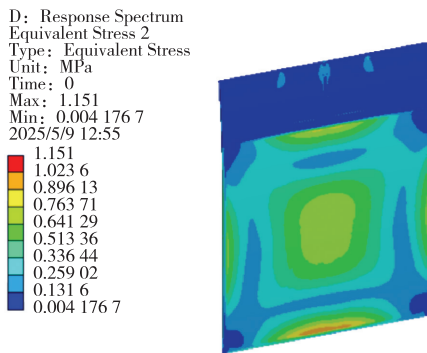


图10 玻璃应力响应云图(1.15 MPa)

由于不同厚度玻璃方案(4 mm 和 3.2 mm)的有限元分析方法、建模流程及工况设置均与 5 mm 方案完全一致,且分析内容(包括静力响应、应力分布、动力学特性等)也与前述方案类似,为避免重复赘述,本

文不再对每一种方案的仿真步骤和中间结果进行详细展开。三种厚度侧窗玻璃的力学性能差异和仿真结果见表 3。

表 3 分析汇总表

方案类型	整体变形/mm	整体应力/MPa	玻璃应力/MPa	最大谐响应位移/mm	最大谐响应应力/MPa	安全系数
初始方案 (5 mm)	2.7	16.5	16.3	0.22	1.15	1.47
优化方案一 (4 mm)	4.5	19.6	17.4	0.22	1.12	1.37
优化方案二 (3.2 mm)	5.9	23.5	20.5	0.23	1.03	1.17

从表 3 可知,厚度优化后的 4.0 mm 和 3.2 mm 轻量化玻璃最大应力未超出许用应力 24 MPa。其中 3.2 mm 厚度的轻量化玻璃已在 8.5 m 短后悬实车安装,并成功完成了 15 000 km 强化路可靠性路试。整车测试结果充分验证了 3.2 mm 厚度玻璃在实际应用中的可行性和安全可靠。

4 结束语

本文提出的侧窗玻璃轻量化设计方法,揭示了玻璃厚度对城市客车侧窗结构静态及动态性能的影响规律。当玻璃厚度减薄至 3.2 mm 时,在满足安全标准条件下能实现约 36%的减重。这在城市客车全生命周期中累计的节能效果显著。此外,车窗减重后还可降低车辆重心(玻璃多位于上半部),有利于行驶稳定性并减少转弯侧倾风险。对于经常在城市街道穿行的短后悬城市客车,重量减轻可提升其加减速性能和续驶里程。该设计思路可为同类客车轻量化提供参考。

参考文献:

[1] 舒文俊. 新能源汽车轻量化技术研究与应用[J]. 机械与

电子控制工程,2024,6(17):13-15.
[2] 丁振森,方海峰,姚占辉,等. LCA 与汽车开发协同路径研究——以客车轻量化为例[J]. 汽车工程学报,2022(4): 506-516.
[3] 王立波. 新能源客车轻量化技术途径研究[J]. 汽车实用技术,2020(10):8-9.
[4] 王秋林,牛寅中,何洪军,等. 基于高强钢材料的 10 米全承载客车轻量化设计[J]. 汽车实用技术,2018(23):96-98.
[5] 李桢楠,周雯雯,季金强. 轻量化技术对纯电动客车的节能影响分析[J]. 客车技术与研究,2019,41(5):18-20.
[6] 任诗发. 新能源客车轻量化技术评析[J]. 汽车与配件, 2018(21):54-57.
[7] 陈乐强,杨彦三,杨延功,等. 10 m 纯电动客车轻量化设计与分析[J]. 客车技术与研究,2016,38(2):18-20.
[8] 唐锐东,胡霞东,吴东,等. 某 6.6 m 纯电动客车轻量化设计[J]. 客车技术与研究,2016,38(3):16-17.
[9] 王亮,余英俊,余健. 纯电动客车轻量化设计方法研究[J]. 客车技术与研究,2016,38(5):4-7.
[10] 惠杰,王同祥,黄伟东,等. 客车轻量化应用浅析[C]//河南省汽车工程学会. 第十七届河南省汽车工程科技学术研讨会论文集. 2020:8-9.