

新能源中型商用车底盘集成总布置轻量化设计与空间匹配研究

肖 强

中车时代电动汽车股份有限公司 湖南 株洲 410000

摘 要：中型商用车电动化转型对底盘总布置提出轻量化与空间匹配的双重要求。本文针对新能源中型商用车底盘架构特征，提出“集成化总布置—拓扑优化—多目标平衡”的技术路线。通过分析电池包布置、驱动系统集成、悬架结构优化三个关键环节，建立以底盘自重与装载空间为双目标的匹配模型。采用集成化电驱桥与桁架式车架纵梁结构，可在保证承载能力前提下降低底盘自重，同时释放车架中部空间用于电池布置。研究成果为新能源中型商用车底盘平台化开发提供了设计方法与工程参考。

关键词：新能源商用车；底盘集成；轻量化设计；空间匹配；总布置优化

引言：中型商用车电动化受制于续航与装载的矛盾，传统燃油底盘直接改制导致电池布置空间不足、底盘自重过高、轴荷失衡等问题。现行设计多将轻量化与空间匹配独立处理，缺乏总布置层面的系统优化。本文以某 4.5 吨纯电动厢式物流车底盘开发为对象，从集成化总布置入手，分析电池包与底盘结构的空间竞争关系，建立轻量化与空间匹配的协同设计方法，聚焦车架拓扑优化、集成电驱桥应用、悬架精简三条路径，旨在形成中型商用车底盘集成设计准则。

1 新能源中型商用车底盘架构特征与设计约束

1.1 底盘架构演变与电动化适配问题

传统中型商用车采用“发动机+变速箱+传动轴+驱动桥”经典布置，纵梁为直通式槽钢截面。电动化改制中，多数企业采用“油改电”策略，仅做局部替换，带来三类问题：电池包悬挂于车架两侧或下方，离地间隙减小、重心升高；传动轴通道取消后横梁未做匹配调整，空间利用率低于 60%；整备质量增加导致电耗升高、续航衰减。因此需从总布置层面重新审视底盘架构，将电池与驱动系统作为核心约束进行正向设计。

1.2 新能源中型商用车设计约束体系

新能源中型商用车底盘设计面临多重约束。法规方面，GB 1589 规定总质量限值和轴荷分配要求，GB 7258 明确制动、转向等安全标准。空间方面，驾驶室后部至货箱前壁需容纳电池包，其厚度制约装载容积。承载方面，车架须满足弯扭刚度要求，并应对电池质量带来的附加弯矩。热管理方面，电池与电机散热对通风空间提出要求。上述约束构成多目标耦合系统，需在总布置层

面进行系统权衡^[1]。

1.3 轻量化与空间匹配的耦合关系

轻量化与空间匹配存在非线性耦合关系。轻量化措施影响空间可用性：减小纵梁截面高度可增加电池布置空间，但降低车架刚度；集成电驱桥取消传动轴通道，但电机占用后桥上方空间。空间匹配影响轻量化效果：电池布置改变轴荷分配，影响悬架刚度设计。两者耦合本质是“质量—空间—承载”三角平衡关系。设计目标是在满足承载与安全约束下，使底盘自重最小且装载空间最大。

2 底盘集成化总布置方案设计

2.1 电池包布置形式比选与空间匹配

电池包布置是底盘总布置的核心决策，直接影响轴荷分配、离地间隙和货箱高度。常见布置形式分为三类：两侧纵梁悬挂式、驾驶室后置式和车架中部嵌入式。两侧悬挂式适用于“油改电”方案，电池包分别挂于纵梁外侧，离地间隙约为 180 毫米，通过性较差，且不利于整车低重心。驾驶室后置式将电池包置于驾驶室后方、货箱前端下方，空间相对独立但轴荷分配前轴过重。车架中部嵌入式利用纵梁内侧空间布置电池包，需采用变截面或桁架式纵梁以释放中部宽度，电池包可嵌入两纵梁之间，离地间隙保持 220 毫米以上，重心较两侧悬挂式降低约 50 毫米。综合空间利用率和整车稳定性，推荐嵌入式方案作为中型商用车底盘正向设计的基础布置形式，但需对车架结构进行适应性改造以保证扭转刚度。

2.2 集成电驱桥选型与布置优化

集成电驱桥将驱动电机、减速器、差速器集成为一个整体,取消了传动轴和中间支承,从根本上释放了底盘中部纵向空间。与中央电机+传动轴方案相比,集成电驱桥可节省底盘纵向空间约 400 至 600 毫米,这部分空间可用于电池包前移或货箱长度增加。集成方案的核心选型参数包括:电机峰值功率、额定转矩、减速器速比以及桥壳承载能力。布置约束方面,电驱桥总成轴向长度影响后悬架连杆布置空间,电机壳体顶部与货箱底板之间需预留至少 50 毫米散热间隙。悬架导向机构应避开电机壳体,必要时采用后置或偏置布置。集成电驱桥将簧下质量增加约 80 至 120 千克,需通过悬架参数重新匹配加以补偿。

2.3 悬架与转向系统集成精简

悬架系统的集成精简集中体现于少片簧和空气悬架两种技术路径的对比。少片簧方案采用 2 至 3 片变截面钢板弹簧,较传统多片簧减重约 35%,且纵向刚度分布均匀,有利于制动俯仰控制。空气悬架方案采用囊式气囊替代钢板弹簧,可实现车身高度调节和载荷自适应,但成本较高,适用于高端物流车型。对于转向系统,电动助力转向较液压助力转向减重约 15 千克,且可根据车速调节助力特性,提升高速稳定性。转向机布置应避免让电机包前端,转向管柱与中间轴夹角不超过设计限值^[2]。

2.4 底盘总布置集成方案

综合上述分析,形成底盘集成化总布置方案:车架采用前段等截面、中段桁架式变截面结构,中部释放宽度用于嵌入式电池包,纵梁内侧增设电池包安装支架,电池包上表面与纵梁上翼面平齐。集成电驱桥安装于后桥位置,取消传动轴通道,电机控制器与高压配电箱集成于一个箱体,布置于车架右侧。少片簧悬架前桥采用 3 片变截面簧,后桥采用 4 片变截面簧,配合双向筒式减振器。转向系统采用循环球式电动助力转向机,布置于前桥前方。该方案相较传统“油改电”底盘,底盘纵向利用率从 58% 提升至 82%,离地间隙从 185 毫米提高至 225 毫米,为后续轻量化优化建立了良好的空间基础。

3 底盘结构轻量化设计

3.1 车架拓扑优化方法

车架是底盘重量的主要来源,其轻量化潜力最大。采用变密度拓扑优化方法,以车架总应变能最小为目标,以体积分数和应力约束为限制条件。设计域为车架纵梁与横梁的包络空间,载荷工况包括弯曲工况(满载静载)、扭转工况(单轮抬起 60 毫米)和制动工况(0.8g 减速度)。拓扑优化结果表明:纵梁在前悬架安

装区域和后桥安装区域材料分布密度最高,中部区域主要承受弯曲载荷,材料可向上下翼缘集中。基于拓扑优化结果,将纵梁截面由等截面槽钢优化为变截面结构:前段截面高度 120 毫米,中段渐变为 150 毫米,后段渐变为 130 毫米。优化后车架质量由 285 千克降至 218 千克,减重 23.5%,一阶扭转频率由 32 赫兹提升至 37 赫兹,弯扭联合工况下最大应力为 312 兆帕,满足材料屈服强度要求。

3.2 基于应力约束的纵梁截面尺寸优化

纵梁截面尺寸优化采用响应面法建立截面参数与力学响应的近似模型。设计变量包括纵梁翼缘宽度、腹板高度和材料厚度,约束条件为各工况下最大 Von Mises 应力不超过材料屈服强度(510L 汽车大梁钢,屈服强度 355 兆帕),目标函数为纵梁质量最小。通过中心复合设计生成 25 组试验点,采用有限元计算获得对应的应力与变形响应,构建二阶响应面模型。优化结果显示:翼缘宽度最优值为 65 毫米,腹板高度在前段为 120 毫米、中段为 150 毫米、后段为 130 毫米的渐变方案,板厚由统一的 5 毫米优化为前段 6 毫米、中段 4.5 毫米、后段 5 毫米的变厚度方案。优化后纵梁质量由 218 千克进一步降至 189 千克,较初始方案总减重 33.7%,各工况最大应力范围为 298 至 315 兆帕,强度余量约 12% 至 16%。

3.3 电池包框架集成承载设计

嵌入式电池包不仅作为储能单元,其框架结构可参与整车承载。设计策略是将电池包框架与车架横梁功能合并,电池包上框架兼作车架横梁,承担横向载荷与抗扭功能。电池包框架采用铝合金挤压型材拼焊结构,外部框架截面为矩形管,内部设置纵横向加强筋。框架与车架纵梁通过 8 个螺栓连接节点固定,连接点位置经优化后布置于扭转模态节点处,以减小振动传递。集成设计后,原车架中部 4 根横梁减少为 2 根,减重约 32 千克。电池包框架的扭转刚度贡献约为车架总扭转刚度的 18%,使车架+电池包系统的整体扭转刚度达到 7800 牛·米每度,较非集成方案(约 6960 牛·米每度)提升约 12%。

3.4 底盘附件轻量化方案

底盘附件轻量化涉及转向、制动、悬架、车轮等子系统。转向系统选用铝合金壳体电动助力转向机,较铸铁液压助力转向机减重约 8.5 千克。制动系统采用铝合金制动卡钳和复合制动盘(铸铁摩擦环+铝合金帽),四轮合计减重约 14 千克。悬架系统通过少片簧方案减重约 42 千克,同时采用铝合金上臂和下臂,较钢制摆臂减重

约 35%。车轮选用高强度钢制轮辋，优化轮辋截面厚度分布，单轮减重约 2.5 千克。轮胎选用低滚动阻力型号，滚动阻力系数降低 12%。附件轻量化累计减重约 94 千克，约占底盘总重的 6.8%。上述减重措施对成本影响控制在合理范围内，单台成本增加约 1200 元，较电池增容方案具有明显经济优势^[3]。

4 空间匹配优化与多目标平衡

4.1 装载空间与电池容量权衡模型

建立多目标优化模型：设计变量为轴距、电池包厚度、货箱长度；目标函数为装载容积最大和电池容量最大；约束条件包括总质量限值、轴荷分配限值、最小离地间隙。帕累托前沿分析表明：电池包厚度每增加 10 毫米，电池容量可增加约 1.8 千瓦时，但货箱底板高度需抬升约 12 毫米以保持离地间隙，货箱容积损失约 0.8 立方米。以城市配送场景为基准，设定续航里程需求为 250 公里，对应的电池容量需求约为 82 千瓦时，在此条件下电池包厚度为 140 毫米，货箱容积为 18.5 立方米。若采用更高能量密度电芯，可将电池包厚度压缩至 115 毫米，货箱容积提升至 19.6 立方米。

4.2 重心高度与操纵稳定性校核

重心高度直接影响整车侧倾稳定性。满载状态下，集成方案整车重心高度为 785 毫米，较“油改电”方案的 840 毫米降低约 55 毫米。侧倾稳定性校核采用静态侧翻阈值法：在 0.4g 侧向加速度下，集成方案侧倾角为 3.8 度，“油改电”方案为 4.7 度；侧翻阈值（仿真计算值）集成方案为 0.62g，‘油改电’方案为 0.54g。制动俯仰方面，0.5g 制动减速度下，集成方案俯仰角为 2.1 度，较传统方案降低约 0.8 度。操稳改善主要源于电池包嵌入式布置使质心前移且降低，以及集成电驱桥减少了簧下质量的非均匀分布。悬架参数匹配在此基础上进行针对性调校，前悬架侧倾角刚度设置为每度 3800 牛·米，后悬架为每度 5200 牛·米，均衡前后侧倾分配。

4.3 多目标平衡优化结果

以底盘自重、装载容积、续航里程三个核心指标构建综合评价函数，采用加权和法进行多目标优化。权重系数根据市场调研确定：用户对续航里程的敏感度最高（权重 0.45），装载容积次之（权重 0.35），底盘自重

再次（权重 0.20）。优化后得到的最优方案参数为：轴距 3450 毫米，电池包容量 86 千瓦时，货箱容积 18.9 立方米，底盘自重 1380 千克。该方案较‘油改电’基准方案（底盘自重 1775 千克）减重 395 千克，减重率为 22.3%；货箱容积增加 1.8 立方米，增幅为 10.5%；续航里程由改造前约 220 公里提升至 268 公里，增幅约 22%。三项目标均实现正向增益，证实了集成化总布置与轻量化协同设计的有效性。

4.4 样车验证与效果评估

按照优化方案完成样车试制，并进行底盘称重、空间测量和道路测试。底盘称重结果为 1365 千克，较设计值 1380 千克低 15 千克，主要得益于制造公差和附件选型的进一步优化。货箱内部尺寸实测为 4200×2100×2150 毫米，容积为 18.96 立方米，与设计值偏差小于 0.5%。满载状态下续驶里程测试（中国典型城市工况）结果为 268 公里，高于设计目标 250 公里约 7.2%。底盘离地间隙实测为 220 毫米，最小转弯直径为 13.8 米，满足城市工况机动性要求。各项指标均达到或优于设计目标值，验证了本文提出的集成总布置轻量化设计方法的可行性。

结束语

新能源中型商用车底盘设计面临轻量化与空间匹配的双重挑战。本文从集成化总布置入手，建立“电池包嵌入式布置—集成电驱桥选型—拓扑优化减重—多目标平衡”的系统化设计方法。研究明确了底盘空间利用与结构轻量化的耦合机理，提出桁架式纵梁与电池包框架集成承载的轻量化策略，并建立装载容积与电池容量的帕累托权衡模型。当前分析主要基于单一车型平台，后续研究应拓展至多轴距、多承载等级的系列化平台，进一步探索模块化设计方法。

参考文献

- [1] 陈涛,李雪刚,梅哲,等.传统商用车与新能源商用车底盘技术对比分析[J].汽车与驾驶维修,2026(1):21-23.
- [2] 豆中旭,张孟华,陈亚勇.新能源轻型商用车线控底盘全矢量协同控制与智能化关键技术研究[J].汽车维修技师,2025(z1):15-17.
- [3] 张建锋,王印,刘大伟,等.新能源商用车智能底盘电气架构优化开发[J].专用汽车,2025(9):36-38.