

doi:10.16576/j.ISSN.1007-4414.2024.02.035

JP72 举高喷射消防车支腿反力与稳定性分析*

侯西震¹, 张国安², 刘志强², 郭桐³, 赵立军¹, 刘逸群¹

(1. 哈尔滨工业大学 汽车工程学院, 山东 威海 264209; 2. 威海广泰空港设备股份有限公司, 山东 威海 264200;
3. 北京中卓时代消防装备科技有限公司, 北京 101300)

摘要: 举高喷射消防车是重要的消防装备类产品, 当其折叠臂完全展开时, 等效受力点与回转中心之间的跨距将达到数十米, 这将对消防车的稳定性提出更高要求。同时, 水炮冲击力及风力等均会对消防车的稳定性产生较大影响, 严重时将导致车辆前倾或侧翻。为避免上述危险工况, 该文以 72 m 举高喷射消防车为对象展开稳定性分析, 在充分考虑各因素的影响情况下进行 C++ 编程, 并依照相关标准计算其等效作用点及作用力, 计算出各支腿受力数值, 最后依照国家标准以及合力圆分析进行稳定性检验, 所研究内容为同类型分析计算工作提供了一定的参考。

关键词: 举高喷射消防车; 支腿反力; 稳定性检验

中图分类号: TU998.131

文献标识码: A

文章编号: 1007-4414(2024)02-0135-05

Support Leg Reaction and Stability Analysis of JP72 Lift Jet Fire Truck

HOU Xi-zhen¹, ZHANG Guo-an², LIU Zhi-qiang², GUO Tong³, ZHAO Li-jun¹, LIU Yi-qun¹

(1. School of Automotive Engineering, Harbin Institute of Technology, Weihai 264209, Shandong, China;
2. Weihai Guangtai Airport Equipment Co., Ltd, Weihai 264200, Shandong, China;
3. Beijing Zhongzhuo Fire Fighting Equipment Co., Ltd, Beijing 101300, China)

Abstract: The elevated jet fire trucks are important fire equipment products; when the folding arm is fully expanded, the equivalent force point and the span between the slewing center will reach tens of meters, so that the impact of the water cannon and wind will have a greater impact on the stability of the vehicle, which will lead to the vehicle tilting forward or overturning in serious cases. In order to avoid dangerous working conditions, the 72m elevated jet truck is taken as the object in this paper, fully considering the influence of various factors, C++ programming is carried out, the equivalent action point and action force are calculated according to the relevant standards. Finally, the force of each outrigger is calculated, and the stability tests are carried out according to the national standard and the combined force circle analysis. It provides a certain reference for the same type of analytical calculation work.

Key words: water tower fire truck; outrigger reaction; stability test

0 引言

消防车是重要的消防设备产品。当火灾发生时, 消防车能够及时阻断火势的蔓延, 减少损失, 起到非常重要的防护作用。升降式消防车主要用于应对高空火灾和各种危险情况的紧急救援和处理, 由于它可以完成物资高空输送功能, 并支持高空特种作业, 因而被广泛应用于工程建设和应急救援。升降式喷射消防车主要是伸缩臂、折叠臂或组合臂结构, 这些结构可围绕旋转中心旋转。工作时, 它由四条腿支撑, 以保持车辆稳定。

在举高喷射消防车实际操作过程中, 支腿承受的最大支腿压力是其地盘支腿在极端条件下所能承受的最大法向压力。计算支腿压力的目的是设计框架、设置支腿油压并检查轴强度。支腿结构是维持举高消防车稳定性的一个重要因素。目前, 对支腿的研究主要集中在极端工况下支腿反作用力对于车身稳定

性的计算和校核上。对支腿反力的获取主要包括实验方法、解析计算方法和有限元方法。此外, 五腿、六腿和八腿等四腿以上支撑的结构形式也出现在举高喷气式消防车和其他大型支撑平台上, 而对多于四腿结构类型的支腿反作用力的计算方法鲜有研究。

在四支腿举高喷射消防车支腿压力的原始计算方法中, 通常使用力分配法, 即根据质点力矩与支腿的距离来分配力和力矩。但是该计算方法有较大的缺陷, 即将整个消防车的框架和支腿视为刚体来进行研究和校核。事实上, 举高喷射消防车的结构和支撑面都是弹性体, 因此计算结果存在较大误差。曹强^[1]分析了四支腿举高喷射消防车支腿反应的解决方法, 通过理论分析对原来忽略了负载对称性要求的计算方法进行了更新简化, 使结果更加准确。姜校林^[2]应用了平衡力系的方法, 避免了采用变形协调的方式所存在的弊端, 新方法得到了更为应用普遍的

* 收稿日期: 2023-08-21

作者简介: 侯西震 (2000-), 男, 山东邹城人, 硕士研究生, 研究方向: 智能与特种车辆。

计算结果。郑春歧、任立义^[3]采用了刚度矩阵的方法对特种车辆的支腿受力进行了分析,并且在考虑形变和界面弯曲的基础上,计算出了相对真实的计算结果。李义申^[4]参考了多种分析支腿受力的方法,指出了其中两种传统分析受力的错误之处,并且提出了改进意见。荣国瑞^[5]所研究内容在一定程度上解决了支腿反作用力分析问题,并且以反向补偿的方式解决了支腿翘曲后的支腿反力计算问题(考虑了支腿刚度的承受情况)。房晓文^[6]以车身底盘大梁以及四条支腿同时产生变化弯曲为条件,分析了支腿的受力情况,并且推导出了求解公式。韩伟、刘志军^[7]采用平面法求解4点支撑以及4点以上的刚性支撑平面的受力情况,研究发现,当出现支腿翘起的情况后,平面法不能很好地通过机器编程来解决。但在后人的逐步改良中,五条支腿的受力情况可以采用 AN-SYS 软件编程解决。

现如今,国家工程工具的建设趋向于重型化及大型化,消防车的举高喷射装置的设计也顺其趋向发展,并且要应对更复杂多变的工况。顺应此趋势,国际上的重工业厂家不断推出自己的新品,各种各样的举高喷射消防车不断出现,对这些消防车的工作幅度范围、升降高度范围,推举力矩大小等的要求逐渐精细化和高标准化。面对繁乱的作业情况,车辆下车支腿结构的性能是否满足要求显得尤为重要。

作为一款特种型号车辆,72 m 举高喷射消防车在大部分情况下都需要高强度的地面支撑,因此明确各支腿所需承受的支腿反作用力的安全系数至关重要。此外,支腿结构的简化也离不开对安全工作范围内支腿反力的准确计算,简化可以降低支腿的制造成本。所设计的举高喷射消防车对称布置四个支腿,且调定内侧两个支腿的最大压力与臂架的工作可以同时进行,这样可以确保在举高喷射车工作过程中,各个支腿所承受的地面反作用力不超过最大安全受力范围。此种结构可以最大限度地保证支腿承受的压力不超限,因此,内侧支腿最大压力调定值的求解便成了亟须解决的问题。

为设计出安全性能满足国家标准和行业要求的举高消防车支腿结构,笔者以 72 m 举高喷射消防车为研究对象,计算了消防车旋转过程中支腿对地面的反作用力,验证设计的合理性。

1 举高喷射消防车总体结构设计

整车采用消防泵中置、转台后置的结构形式,泵室、器材室相对独立,臂架采用同步伸缩形式,将拖链内置,以提升整车美观性。将支腿操作与水路操作整合至车辆尾部,以提升操作便捷性。详细参数如表 1 所列。

表 1 72 m 举高喷射消防车设计参数

项 目	数 值
上车总质量 G_1 /kg	16 556
下车总质量 G_2 /kg	25 868
支腿横向跨距的一半 a /mm	3 000
支腿纵向跨距的一半 b /mm	4 413
臂架总长度 L /m	71.419
回转体距支腿中心的水平距离 l_2 /mm	1 121
下车重心距支腿中心的水平距离 l_1 /mm	3 693
额定载荷 m /kg	42 424

底盘最大额定载荷 44 t, 根据 GB 7956.1 中规定,底盘总质量不得超过最大额定载荷的 97%, 因此消防车最大总质量应不超过 42.68 t。

举高喷射消防车臂架采用侧置折叠臂的结构形式,上臂由一节主臂+两节伸缩臂组成,下臂由两节主臂+两节伸缩臂组成,同时还有一节三号臂。该结构具有作业范围广、臂架动作平稳的特点。采用的 8 边形臂架截面可以有效提高臂架材料的利用率并提升臂架结构的稳定性。拖链内置的结构形式优化了拖链的布置方式,降低了安装及布管的难度。上臂设计中使用了工艺更为简单的四边形结构,实现了臂架结构的优化和轻量化,使得下臂头部的偏载情况得到较大改善。下臂采用 8 边形截面设计,创新性地使用了超高强度合金板,减少了臂身上的加强板数量,尽可能减少了因加强板焊合引起的焊接变形。

副车架采用 H 型支腿,如图 1 所示。该结构成熟、稳定性好,在举高消防车上应用极为广泛。副车架主梁焊合的截面宽度达到 850 mm,可适应大多数底盘的大梁宽度,为后续底盘优化提供方便。使用外圈式回转支撑,一方面可以优化回转减速机的受力,另一方面也方便维护。

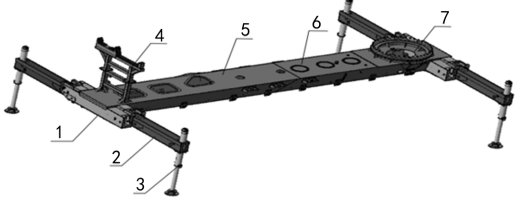


图 1 副车架与支腿结构

- 1.固定支腿 2.活动支腿 3.垂直油缸 4.支撑框架总成
- 5.副车架主梁 6.液压油箱 7.座圈焊合

2 支腿反力计算模型

举高喷射消防车的主要用途是处理应对高空险情,同时要有一定的安全稳定性以避免侧翻和高空失效。为了避免举高消防车在正常高空作业时发生车身侧倾或者框架结构失效的危险,都会将臂架的工作范围控制在提前设置好的安全工作范围之内。GB

7956.12-2015《消防车第 12 部分:举高消防车》中关于举高车安全要求的规定是:向举高车工作斗内加上 1.1 倍额定负载,当臂架在安全工作范围内动作时,受载后减小负载的两个支腿剩余载荷之和不小于整车整备质量的 6%^[8]。文中将通过理论分析,建立力学模型,推导出举高消防车支腿反力计算公式。

2.1 力学模型简化

支腿反力是指特种车辆在进行特种作业时平衡力矩发生改变而导致支腿所受到的地面反作用力。建立举高消防车力学模型时需要注意着重分析支腿受力最不平衡的情况,即举高消防车一号臂架升至最大角度,同时其他臂架始终保持水平状态的情况,此时分析左右两侧支腿反力,校核车架倾覆的可能性。举高消防车受到水泡自带冲击力、车身臂架受风力和自身重力的影响较大^[9],同时忽略车身振动以及其他冲击等引起的动载荷的影响。

72 m 举高喷射消防车上车主要包括转台、臂架和水炮等运动部件;下车主要包括汽车底盘和副车架(含支腿)。举高消防车工作状态时下车支腿支撑简图如图 2 所示,A、B、C、D 分别表示 4 个支腿的支撑点, O 、 O_r 、 O_g 分别表示支腿几何中心、上车回转中心和下车重心。以 O_r 为原点建立坐标系,车辆纵向为 Y 轴,车尾方向为正向,横向为 X 轴。将下车部分的自重简化为作用在下车重心 O_g 的集中载荷 G_2 ,方向竖直向下。将上车部分的自重及额定载荷简化为作用在回转支承中心点 O_r 的竖直向下的集中载荷 G_1 和力矩 M ,其中力矩 M 为臂架变幅平面内力矩,其与 X 轴正方向夹角即回转角度 φ ,臂架与水平面间的夹角即变幅角度 θ ^[10]。举高消防车在作业过程中,上车部分通过转台可在 $0^\circ\sim 360^\circ$ 范围内做回转运动。

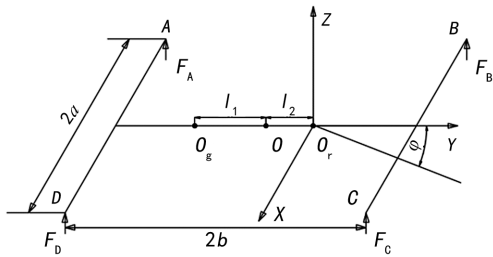


图 2 工作状态支腿支撑简图

2.2 数学模型建立

由消防车受力简图可知,作用在举高消防车上的载荷主要由作用在点 O_g 的集中载荷 G_2 ,作用在点 O_r 的集中载荷 G_1 ,以及由臂架自重、水炮冲击力(向上 30°)、高空作业时的风力影响、工作时水路自重所引起的对回转中心点 O_r 的力矩 M 三部分组成。令臂架的长度为 L ,假定在集中载荷 G_1 和 G_2 以及力矩 M

作用下,4 个支腿所受到地面的支反力分别为 F_A (右前支腿)、 F_B (右后支腿)、 F_C (左后支腿)和 F_D (左前支腿),取竖直向上为正方向。臂架从车辆纵轴开始旋转,旋转一周依次经过的支腿为 C、D、A、B,产生的倾翻线分别为 BC、CD、DA、AB,则力平衡方程如式(1)所列^[11]。

$$\begin{cases} \sum M_{BC} = 0 \\ \sum M_{CD} = 0 \\ \sum M_{DA} = 0 \\ \sum M_{AB} = 0 \end{cases} \tag{1}$$

由式(1)可以求得:

$$\begin{cases} F_A + F_D = 1/2[G_2 \times (1 - l_1/b) + G_1 \times (1 - l_2/b) - M \cos \varphi/b] \\ F_A + F_B = 1/2[G_1 + G_2 - M \sin \varphi/a] \\ F_B + F_C = 1/2[G_2 \times (1 + l_1/b) + G_1 \times (1 + l_2/b) + M \cos \varphi/b] \\ F_C + F_D = 1/2[G_1 + G_2 + M \sin \varphi/a] \end{cases} \tag{2}$$

由式(2)可以求得:

$$\begin{cases} F_A = 1/4[G_2 \times (1 - l_1/b) + G_1 \times (1 - l_2/b) - M \times (\cos \varphi/b + \sin \varphi/a)] \\ F_B = 1/4[G_2 \times (1 + l_1/b) + G_1 \times (1 + l_2/b) + M \times (\cos \varphi/b - \sin \varphi/a)] \\ F_C = 1/4[G_2 \times (1 + l_1/b) + G_1 \times (1 + l_2/b) + M \times (\cos \varphi/b + \sin \varphi/a)] \\ F_D = 1/4[G_2 \times (1 - l_1/b) + G_1 \times (1 - l_2/b) - M \times (\cos \varphi/b - \sin \varphi/a)] \end{cases} \tag{3}$$

式中: F_A 、 F_B 、 F_C 、 F_D 代表各支腿反力; G_1 代表上车总重; G_2 代表下车总重; l_1 代表下车质心距离支腿几何中心的距离; l_2 代表回转中心距离支腿几何中心的距离; a 代表车辆轴线至单侧支腿的距离; b 代表前后支腿间距的一半; M 代表转动中心集中力矩; φ 代表臂架旋转角度,臂架初始位置为指向车辆正后方,校核侧倾力时可取其为 90° 或 270° 。

2.3 支腿反力国家标准

72 m 举高喷射消防车采用了 4 支腿支撑结构,根据国家标准要求,令:

$$F_i + F_j = 0.06 G_0 \tag{4}$$

式中: $F_i + F_j$ 为受载后减小负载的两个支腿剩余载荷之和; G_0 为整车整备重量。

3 支腿反力计算

除集中力矩 M 外,其余各参数可由车辆基本参数直接获得,图 3 为 72 m 举高喷射消防车的工作范围简

图,建立举高消防车力学模型时需要注意着重分析支腿受力最不平衡的情况,即举高消防车一号臂架升至最大角度,同时其他臂架始终保持水平状态的情况,此时分析左右两侧支腿反力,校验车架倾覆的可能性。以下将计算此工况下的集中力矩。

3.1 集中力矩计算

集中力矩 M 主要由臂架自重、水炮冲击力、高空作业时的风力影响、工作时水路自重等产生,公式可表示为:

$$M = M_{\text{臂架}} + M_{\text{水炮}} + M_{\text{风}} + M_{\text{水路}} + M_{\text{其他}} \tag{5}$$

臂架自重产生的力矩为:

$$M_{\text{臂}} = 1.1 \times m_{\text{总}} \times g \times e_{\text{臂}} \tag{6}$$

式中: $M_{\text{臂}}$ 代表臂架总重; $e_{\text{臂}}$ 代表臂架质心距回转中心的距离。

水炮冲击力为:

$$M_{\text{水炮}} = 1.5 \times (F_q \times \sin 30^\circ \times L_{\text{炮1}} - F_q \times \cos 30^\circ \times L_{\text{炮2}}) \tag{7}$$

式中: $F_q = P \times A$ 代表水炮冲击力; P 为出水压力; A 为出水截面积; $L_{\text{炮1}}$ 代表水炮质心距回转中心的力臂。

风力作用为:

$$M_{\text{风}} = 1.2 \times w_p \times A_{\text{臂}} \times H_{\text{臂}} = 0.5 \times r \times \frac{v^2}{g}$$
$$= \frac{v^2}{1\,600} \times A \times H_{\text{臂}} \tag{8}$$

式中: v 代表风速,根据要求采用六级风,查阅相关资料可得 v 取值范围为 10.8~13.8 m/s,此处取 13.8 m/s; $H_{\text{臂}}$ 采用近似值,取一号臂上端最大高度的一半。

工作状态下水路自重的影响可表示为:

$$M_{\text{水路}} = (m_{\text{管}} + m_{\text{水}}) \times g \times L_{\text{水}} = (m_{\text{管}} \times g + \rho g V) \times L_{\text{水}} \tag{9}$$

式中: $m_{\text{管}}$ 代表上车水路管道的自重; $m_{\text{水}}$ 代表工作时空管中水的自重; $L_{\text{水}}$ 代表上车水路总的质心距回转中心的距离。

其他机构自重产生的力矩为:

$$M_{\text{其他}} = m_{\text{其他}} \times e_{\text{其他}}$$
$$= m_{\text{上伸缩}} \times g \times e_{\text{上伸缩}} + m_{\text{上变幅}} \times g \times e_{\text{上变幅}} +$$
$$m_{\text{下伸缩}} \times g \times e_{\text{下伸缩}} + m_{\text{下变幅}} \times g \times e_{\text{下变幅}} +$$
$$m_{\text{上臂拖链}} \times g \times e_{\text{上臂拖链}} + m_{\text{主臂拖链}} \times g \times e_{\text{主臂拖链}} +$$
$$m_{\text{炮}} \times g \times e_{\text{炮}} \tag{10}$$

式中: $m_{\text{上伸缩}}$ 代表上臂伸缩机构质量; $e_{\text{上伸缩}}$ 代表上臂伸缩机构距离回转中心的距离; $m_{\text{上变幅}}$ 代表上臂变幅机构的质量; $e_{\text{上变幅}}$ 代表上臂变幅机构距离回转中心的距离; $m_{\text{下伸缩}}$ 代表主臂伸缩机构的质量; $e_{\text{下伸缩}}$ 代表

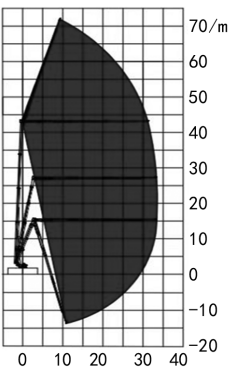


图3 工作范围简图

主臂伸缩机构质心距回转中心的距离; $m_{\text{下变幅}}$ 代表主臂变幅机构的质量; $e_{\text{下变幅}}$ 代表主臂变幅机构距离回转中心的距离; $m_{\text{上臂拖链}}$ 代表上臂拖链的质量; $e_{\text{上臂拖链}}$ 代表上臂拖链质心距回转中心的距离; $m_{\text{主臂拖链}}$ 代表主臂拖链的质量; $e_{\text{主臂拖链}}$ 代表主臂拖链质心距离回转中心的距离。

3.2 计算结果分析

应用 Visual C++ 软件编写计算支腿反力程序,计算程序中设定参数有:变幅角度 $\theta = 88^\circ$,回转角度 $0^\circ \leq \varphi \leq 360^\circ$,一号臂架升至最大角度 88° ,二号臂及三号臂始终保持水平状态,安全系数取 1.4。由程序中对支腿反力的计算,不同回转角度所得的支腿反力值统计数据如图 4 所示, F_A 、 F_B 、 F_C 、 F_D 分别为右前腿、右后腿、左后腿、左前腿的支腿力, F_s 为两最小支腿力之和。

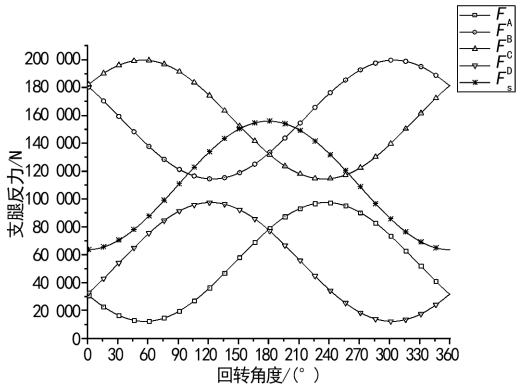


图4 支腿反力计算结果

4 稳定性检验

4.1 两最小支腿力之和

由国家标准要求可知,每个腿的力均不能为负值,令:

$$F_i + F_j \geq 0.06 \times G_0 \times 1.4 \tag{11}$$

式中: $F_i + F_j$ 为受载后减小负载的两个支腿剩余载荷之和; G_0 为整车整备质量。

经计算两个支腿剩余载荷之和最小值为 66 107 N,大于国家标准要求(35 636.16 N),且各支腿反力均为正数,满足稳定性要求。

4.2 合力圆

图 5 所示为上车总重产生的简化合力圆模型。图中, A 、 B 两点靠近车头; G_2 代表下车固定空载部分总质量; e_2 代表下车重心距支腿中心距离; L 代表下车重心距回转中心距离; G_0 代表上车回转部分质量; e_0 代表回转中心距支腿中心距离; r 代表上车重心距回转中心距离; G 代表空载总质量。由图 5 可得,等效力矩作用范围未超出支腿两侧,消防车不存在侧翻的危险。

图 6 中下车总重产生的稳定力等效为整车总重及对应力臂, 此力臂仍以回转中心为起始点, 设为 D , 图中圆心位置距离回转中心的距离与此力臂相等, 半径代表上车总重产生的倾翻力矩等效为整车总重对应的力臂大小, 设为 r , 当 $D > r$, 也即回转中心位于图 6 所示合力圆范围之外时, 稳定力矩大于倾翻力矩, 说明车辆稳定。

合力圆半径为:

$$r = G_0 \times R / G \quad (12)$$

合力圆坐标: $(G_2 \cdot L / G, 0)$ 。

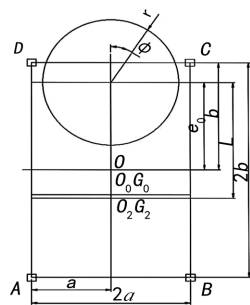


图 5 上车合力圆

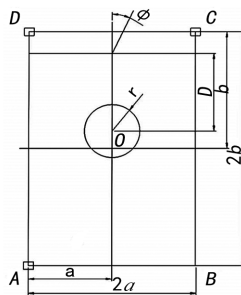


图 6 下车合力圆

5 结 语

举高喷射消防车的稳定性是衡量其设计合理性的重要指标。文中建立了支腿反力计算的力学与数学模型, 并以此为基础编写了 C++ 程序, 有效简化了支腿反力计算流程, 避免了冗杂的重复性计算过程, 有利于节约时间与成本, 为此类问题提供了较为良好的参考。

(上接第 134 页)

量将降低 8% 左右。这对于目前在高油价时代艰难生存的卡车用户来说, 这无疑是非常诱人的。此案例为后续重卡自卸车货厢轻量化设计提供了一种系统性研究方法, 在未来轻量化研究中可进一步考虑新型复合材料和零部件集成化研究。

参考文献:

- [1] De S, Singh K, Seo J, et al. Lightweight chassis design of hybrid trucks considering multiple road conditions and constraints [J]. World Electric Vehicle Journal, 2020, 12(1): 3.
- [2] Zhang K, Zeng J, Zhang Q, et al. Multiobjective Lightweight Optimization Design Method for a Dump Truck Carriage under Multiple Working Conditions [J]. Mathematical Problems in Engineering, 2022(1): 1-13.
- [3] Jiang R, Ci S, Liu D, et al. A hybrid multi-objective optimization method based on NSGA-II algorithm and entropy weighted TOPSIS for lightweight design of dump truck carriage [J]. Machines, 2021, 9(8): 156.
- [4] 李祥龙. 重卡自卸车货厢轻量化设计研究 [D]. 济南: 山东大学, 2021.

文中使用国标要求与合力圆分析两种方法验证了该举高喷射消防车的稳定性, 数字和图形两种方式较为直观地展现了分析结果, 使结果更具可信度并便于理解与接受。通过对举高喷射消防车支腿反作用力的计算和稳定性的检验验证, 进一步优化了举高喷射消防车的高空作业水准, 同时也为后续的优化设计奠定了基础。

参考文献:

- [1] 曹 强. 从起重机支腿反力计算谈四支承对称结构支反力的简化计算 [J]. 建筑机械, 1987(1): 14-18.
- [2] 姜校林. 矩形四点支承空间平行力系的力学研究 [J]. 产品 · 技术, 2007(12): 100-102.
- [3] 郑春歧, 任立义. 汽车起重机支腿受力分析中的刚度矩阵法 [J]. 建筑机械, 1993(11): 18-20.
- [4] 李以申. 试评轮胎式起重机支腿反力的几种计算方法 [J]. 建筑机械, 1989(2): 48-52.
- [5] 荣国瑞. 汽车起重机支腿压力的新算法 [J]. 重庆建筑大学学报, 1997(3): 54-60.
- [6] 房晓文. 汽车起重机支腿反力简化计算方法与实验验证 [J]. 起重运输机械, 2012(3): 89-92.
- [7] 韩 伟, 刘志军. 基于平面法求解刚性支承平面多点支承的反力 [J]. 建筑机械, 2013(4): 1001-1007.
- [8] GB 7956.12-2015. 消防车第 12 部分: 举高消防车 [S].
- [9] 赵静一, 苗 增. 高空作业车支反力计算及作业半径规划 [J]. 机床与液压, 2011(16): 1-3, 7.
- [10] 荣国瑞. 汽车起重机支腿压力的新算法 [J]. 建设机械技术与管理, 1997(6): 19-21.
- [11] 孙占瑞, 张 勇, 张 鑫, 等. 举高消防车支腿反力及安全作业范围计算 [J]. 工程机械, 2018, 49(11): 36-39.

- [5] 李 勇, 李文超. 基于 ANSYS Workbench 的重型自卸车货箱底板有限元分析及结构轻量化设计 [J]. 重庆理工大学学报 (自然科学), 2018, 32(12): 7-13.
- [6] 杨润泽, 文少波, 许屹洲. 基于 CATIA 和 ANSYS 的电动摩托车车架强度仿真分析 [J]. 小型内燃机与车辆技术, 2022, 51(1): 35-39.
- [7] 肖家旺. 一种电动巡逻车的车架结构: 中国, CN211642472U [P]. 2020-10-09.
- [8] 于 杰, 王战古. 一种纯电动校园巡逻车整车设计与性能仿真 [J]. 汽车实用技术, 2017(17): 81+111.
- [9] 苏小平, 朱 健, 王 强. 轻型客车车架正面碰撞仿真分析 [J]. 机械设计与制造, 2010(11): 85-86.
- [10] 陈 韬, 张 凯, 喻 攀, 等. 货车货厢仿真分析与台架试验 [J]. 机械制造, 2021, 59(10): 64-66, 79.
- [11] 王怀谦. 某厢式货车货箱结构轻量化设计 [D]. 潍坊: 山东理工大学, 2022.
- [12] 段瑛涛, 王智文, 栗 娜, 等. 轻型厢式货车货厢面板材料轻量化选材优化设计 [J]. 汽车工艺与材料, 2022(4): 5-9.
- [13] 王怀谦, 焦学健, 刘建磊. 某铝合金厢式货箱有限元分析及优化设计 [J]. 农业装备与车辆工程, 2022, 60(9): 171-176.
- [14] 闫玉红. 虚拟制造技术在汽车装配工艺中的应用 [J]. 内燃机与配件, 2019(4): 29-30.