

文章编号:1671-251X(2024)S2-0272-05

多功能作业车防倾覆稳定系统关键技术研究

魏珂

(国能北电胜利能源有限公司, 内蒙古 锡林浩特 026000)

摘要:煤矿井下多功能作业车防倾覆稳定系统是保障车辆和人员安全工作的重要基石。针对井下特有的恶劣工况,设计了一套稳健的多功能作业车防倾覆稳定系统。该系统首先采集建立防倾覆数学模型所需要的信号;然后通过数学模型计算出载荷对车辆形成的倾覆弯矩和整车的抗倾覆弯矩,进而根据安全系数生成报警信号;最后依据产生的报警信号,通过限制执行机构继续动作来控制车辆,以防止车辆倾覆事件的发生。该系统已成功应用于 3 t 多功能作业车,大大提高了车辆运行的安全性和稳定性。

关键词:多功能作业车;防倾覆稳定系统;倾覆弯矩;抗倾覆弯矩

中图分类号:TD67 文献标志码:A

Research on the key technologies of anti overturning stability system of
multi functional operation vehicle

WEI Ke

(CHN Energy Beidian Shengli Energy Co., Ltd., Xilinhote 026000, China)

0 引言

针对煤矿井下特有的恶劣工况,多功能作业车可有效缓解矿井工人的劳动强度,降低安全事故发生的概率^[1-4]。多功能作业车在工作过程中若发生倾覆事故,必将导致严重后果^[5-9]。因此,多功能作业车防倾覆稳定系统是整个车辆系统的核心之一。

目前众多学者已对地面流动式吊重机的防倾覆系统进行了大量研究并取得了丰硕成果^[10-12]。然而煤矿井下特有的恶劣环境使得通用工程车辆具备的防倾覆系统难以直接用于井下多功能作业车。煤矿井下环境相较地面环境更加复杂多变,如煤矿井下地面最大坡度 10°、巷道路面及搬家倒面路面,且煤矿井下多功能作业车没有类似于吊车吊装时的支腿支撑防倾覆结构^[13-15]。因此,有必要在普通路面工程机械所用的防倾覆稳定系统基础上,设计一套适用于矿井特定工况下的车辆防倾覆稳定系统。

宋义彤^[16]利用无痕迹卡尔曼滤波算法对车身侧倾角及角速度 2 个参数进行了估计,然后考虑侧倾工况,对车辆 AFS 与主动横向稳定杆进行协调控制。I. JAVANSHIR 等^[17]将路面不平度和转向角作为仿真的输入信号对重型车辆性能进行仿真测试和优化结构。潘鑫等^[18]提出流动性起重机通常借

助力矩限制器控制载重,以此预防倾覆事件的发生。H. M. Nair 等^[19]提出一种基于能量的增益增强防倾覆策略,当汽车发生近侧侧翻时,一侧车轮离地时,现有的侧翻控制器可更快地帮助车辆质心及时回正。

本文针对井下特有的恶劣工况,提出了适用于该环境下的多功能作业车防倾覆稳定系统。

1 多功能作业车防倾覆稳定系统方案

多功能作业车防倾覆稳定系统组成如图 1 所示。

信号采集 → 倾覆弯矩计算 → 防倾覆稳定控制实施

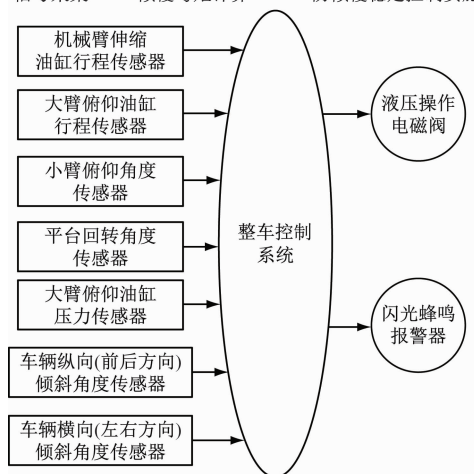


图 1 多功能作业车防倾覆稳定系统组成

收稿日期:2024-10-09;责任编辑:李明。

作者简介:魏珂(1992—),男,陕西榆阳区人,工程师,研究方向为煤矿机械,E-mail:1276321719@qq.com。

$$\angle BOH = \arcsin\left(\frac{L_{HB} \sin \angle OHB}{L_{OB}}\right) \quad (3)$$

$$\angle OBH = \arcsin\left(\frac{L_{OH} \sin \angle BOH}{L_{HB}}\right) \quad (4)$$

$$\angle OBA = 2\pi - \angle OBH - \angle HBA \quad (5)$$

式中 $\angle HBA$ 为小臂俯仰角度传感器测得的小臂俯仰角度。

$$L_{OA} = \sqrt{L_{OB}^2 + L_{AB}^2 - 2L_{OB}L_{AB} \cos \angle OBA} \quad (6)$$

$$\angle BOA = \arcsin\left(\frac{L_{AB} \sin \angle OBA}{L_{OA}}\right) \quad (7)$$

$$\angle DOE = \angle DOH - \angle BOH - \angle BOA \quad (8)$$

$$\angle COA = \angle COD + \angle DOE \quad (9)$$

$$\angle c = \angle COA - \angle a - \angle b \quad (10)$$

式中: $\angle c$ 为 L_{OA} 与水平面夹角; $\angle a$ 为大臂俯仰油缸下支耳中心点 C 至机械臂支座铰点 O 的连线与车身基准平面的夹角; $\angle b$ 为车辆纵向倾斜角度传感器测得的纵向坡度。

$$L_{X1} = L_{OA} \cos \angle c \quad (11)$$

式中 L_{X1} 为载荷 G 对机械臂支座铰点形成的弯力距。

$$L_{X2} = L_{hO} \cos(\angle c + \angle BOA + \angle BOH) \quad (12)$$

式中: L_{X2} 为机械臂质心对机械臂支座铰点形成的弯力距; L_{hO} 为大臂伸缩油缸行程传感器测得的机械臂质心距铰点距离。

$$\angle OCD = \arcsin\left(\frac{L_{OD} \sin \angle COD}{L_{CD}}\right) \quad (13)$$

式中 L_{CD} 由大臂俯仰油缸行程传感器测得。

$$L_{OG} = L_{OC} \sin \angle OCD \quad (14)$$

式中 L_{OG} 为大臂俯仰油缸对机械臂支座铰点形成的弯力距。

$$F_{\text{大臂俯仰}} L_{OG} = GL_{X1} + G_1 L_{X2} \quad (15)$$

$$G = \frac{F_{\text{大臂俯仰}} L_{OG} - G_1 L_{X2}}{L_{X1}} \quad (16)$$

式中: $F_{\text{大臂俯仰}}$ 为大臂俯仰油缸作用力, 由大臂俯仰油缸压力传感器测得; G 为机械臂抓举载荷; G_1 为机械臂质量。

3.2 载荷纵向倾覆弯矩计算

$$L_{XY} = L_{X1} \cos \angle g \quad (17)$$

式中: L_{XY} 为载荷 G 对机械臂支座铰点形成的弯力距在纵向方向上的投影距离; $\angle g$ 为平台回转角度, 由平台回转角度传感器测得。

$$L_{RN} = (L_{MN} - L_{OM} \tan \angle b) \cos \angle b \quad (18)$$

式中: L_{RN} 为机械臂支座铰点到前桥中心轴在纵向方向上的投影距离; L_{MN} 为机械臂支座铰点到前桥中心轴水平距离; L_{OM} 为机械臂支座铰点到水平地面高度; $\angle b$ 为纵向坡度, 由车辆纵向倾斜角度传感器测得。

$$L_{ZY} = L_{XY} - L_{XZ} \quad (19)$$

式中: L_{ZY} 为载荷 G 对前桥中心轴形成的弯力距; L_{XZ} 为机械臂支座铰点到前桥中心轴在纵向方向上的投影距离, $L_{XZ} = L_{RN}$ 。

$$W_{\text{载荷纵倾}} = L_{ZY} G \quad (20)$$

式中 $W_{\text{载荷纵倾}}$ 为机械臂抓举载荷在纵向方向上对车辆前桥产生的弯矩。

$$L_{ZO'} = L_{X2} \cos g - L_{XZ} \quad (21)$$

式中: $L_{ZO'}$ 为机械臂质心到前桥中心轴在纵向方向上的投影距离, 如图 4 所示。

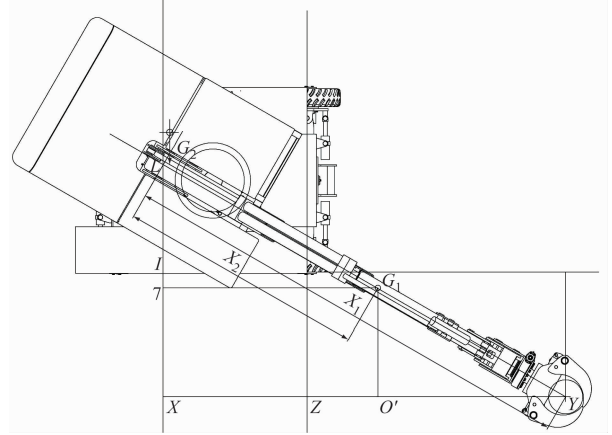


图 4 多功能作业车防倾覆稳定性分析 2

$$W_{\text{机械臂纵倾}} = L_{ZO'} G_1 \quad (22)$$

式中 $W_{\text{机械臂纵倾}}$ 为机械臂质量在纵向方向上对车辆前桥产生的弯矩。

$$W_{\text{纵倾}} = W_{\text{载荷纵倾}} + W_{\text{机械臂纵倾}} \quad (23)$$

式中: $W_{\text{纵倾}}$ 为机械臂质量和机械臂载荷在纵向方向上对车辆前桥产生的倾覆弯矩。

3.3 载荷横向倾覆弯矩

$$L_{AP} = L_{OM} + L_{OA} \sin(\angle b + \angle c) \quad (24)$$

式中: L_{AP} 为载荷 G 中心点 B 至地面垂直距离; L_{OM} 为机械臂支座铰点到地面垂直距离, 为结构尺寸。

$$L_{LX} = L_{X1} \sin \angle g \quad (25)$$

式中 L_{LX} 为载荷 G 对机械臂支座铰点形成的弯力距在横向方向上的投影距离。

$$L_{IX} = L_{LX} - L_{LI} \quad (26)$$

式中 L_{IX} 为载荷 G 对车辆侧面轮胎接触点在横向方向上的投影距离。

$$L_{PQ} = L_{AP} \tan \angle h \quad (27)$$

式中: P 为载荷 G 在坡面上的垂直投影点; Q 点为载荷 G 水平面垂直线与横向坡面的交点; L_{PQ} 为 P 和 G 之间的距离, 如图 5 所示; $\angle h$ 为横向坡度, 由车辆横向倾斜角度传感器测得。

$$L_{VQ} = L_{VP} + L_{PQ} \quad (28)$$

式中: L_{VQ} 为 Q 点至车辆侧面轮胎接触点之间的距离; L_{VP} 为 P 点至车辆侧面轮胎接触点之间的距离,

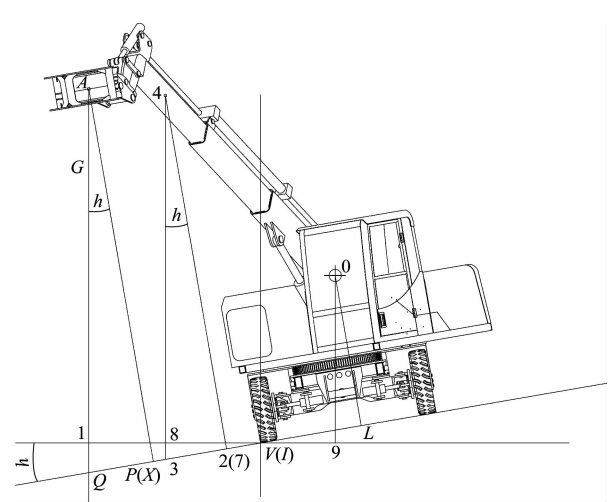


图5 多功能作业车防倾覆稳定性分析3

$L_{VP}=L_{IX}$ 。

$$L_{IV}=L_{VQ}\cos\angle h\tag{29}$$

式中 L_{IV} 为载荷 G 对车辆侧面轮胎接触点在横向方向上的弯力矩在横向方向上的投影距离。

$$W_{\text{载荷横倾}}=L_{IV}G\tag{30}$$

式中 $W_{\text{载荷横倾}}$ 为机械臂抓举载荷在横向方向上对车辆侧面轮胎接触点产生的弯矩。

$$L_{42}=L_{h5}=L_{OM}+L_O\sin(\angle b+\angle c+\angle BOH+\angle BOA)\tag{31}$$

式中: L_{42} , L_{h5} 为通过机械臂重心与坡面的垂直距离; L_{OM} 为机械臂支座铰点到地面垂直距离; L_O 为大臂伸缩油缸行程传感器测得的机械臂质心距绞点距离。

$$L_{L7}=L_{X2}\sin\angle g\tag{32}$$

式中: L_{L7} 为机械臂重心对机械臂支座铰点形成的弯力矩在横向方向上的投影距离。

$$L_{I7}=L_{L7}-L_{LI}\tag{33}$$

式中: L_{I7} 为机械臂重心对车辆侧面轮胎接触点在横向方向上的投影距离。

$$L_{3V}=L_{32}+L_{2V}=L_{42}\tan\angle h+L_{I7}\tag{34}$$

3 点为通过机械臂重心水平面垂直线与坡面的交点, L_{3V} 为 3 点与车辆侧面轮胎接触点之间的距离。

2 点为通过机械臂重心坡面垂直线与坡面的交点, L_{3V} 为 3 点与 2 点之间的距离。

$$L_{8V}=L_{3V}\cos\angle h\tag{35}$$

式中: L_{8V} 为机械臂重心对车辆侧面轮胎接触点上的弯力矩在横向方向上的距离; $\angle h$ 为横向坡度, 由车辆横向倾斜角度传感器测得。

$$W_{\text{机械臂横倾}}=L_{8V}G_1\tag{36}$$

式中 $W_{\text{机械臂横倾}}$ 为机械臂重心在横向方向对车辆侧面轮胎接触点产生的弯矩。

$$W_{\text{横倾}}=W_{\text{载荷横倾}}+W_{\text{机械臂横倾}}\tag{37}$$

式中: $W_{\text{横倾}}$ 为机械臂质量和机械臂载荷在横向方向对车辆侧面轮胎接触点产生的弯矩。

通过车辆合理布局, 设计车辆质心位置, 在满足载荷条件下, 车辆的自重保障车辆具有很好的稳定性。

4 防倾覆稳定控制实施模块

车辆自重(去除机械臂质量, 已知)对前桥形成的抗倾覆弯矩与式(23)求得的纵向倾覆弯矩值比较并设定阈值为 1.5, 值大于 1.5 时车辆纵向倾覆是安全的, 值小于 1.5 时车辆存在纵向倾覆风险。车辆自重(去除机械臂质量, 已知)对车辆侧面轮胎接触点形成的抗倾覆弯矩与式(37)求得的横向倾覆弯矩值比较(安全系数取值 1.5), 值大于 1.5 时车辆横向倾覆是安全的, 值小于 1.5 时车辆存在横向倾覆风险。

根据上述建立的数学模型, 在防倾覆稳定系统设定的安全范围之内, 车辆操作员可以正常操作设备; 当系统判断出有操作风险时, 整车控制系统控制蜂鸣器报警, 切断液压系统操作电磁阀, 停止液压系统工作, 保护车辆和操作员的安全; 根据车辆控制系统给出的修正方案进行调整后, 车辆状态恢复到正常的安全范围。

5 结语

普通路面工程机械所用的防倾覆稳定系统难以适用矿井下特定工况的多功能作业车。参考现有的路面机械防倾覆稳定系统, 设计了一套适用于煤矿井下多功能作业车的防倾覆稳定系统。该系统重点从防倾覆信号的采集、数学模型的建立和倾覆控制的实施 3 个方面考虑, 将整个车辆的重心控制在合理的范围内移动, 进而使多功能作业车具有更强的抗倾覆稳定性。该技术已经成功应用于 3 t 多功能作业车防倾覆策略上, 大大提高了车辆运行的安全性和稳定性。

参考文献:

[1] 贺耀宜, 高文, 杨耀, 等. 智能矿山多元监控信息融合与联动研究[J]. 工矿自动化, 2022, 48(11): 11-19.

[2] 丁利军. 近年山西省煤矿安全事故分析[J]. 能源与节能, 2022(9): 198-200.

[2] 李贤功, 宋学锋, 张明慧, 等. 矿山安全态势预测预警研究[J]. 工矿自动化, 2021, 47(5): 35-39, 111.

[4] 王世斌, 侯恩科, 王双明, 等. 煤炭安全智能开采地质

保障系统软件开发与应用[J]. 煤炭科学技术, 2022, 50(7):13-24.

[5] 王显政. 我国煤矿安全生产 50 年回顾与展望[J]. 煤矿安全, 2020, 51(10):1-4.

[6] 杨梦, 陈宁, 范誉航. 煤矿事故案例存储与检索研究[J]. 煤炭科学技术, 2021, 49(9):103-109.

[7] 陈孝慈, 李东海. 煤矿安全大数据特征及治理方法体系研究[J]. 工矿自动化, 2023, 49(5):52-58.

[8] 杨新华, 唐建军, 旷巍. 湖南省近年煤矿安全形势分析及对策[J]. 能源与节能, 2022(9):204-206.

[9] 宁小亮. 2013—2018 年全国煤矿事故规律分析及对策研究[J]. 工矿自动化, 2020, 46(7):34-41.

[10] 翟昊星. 分析起重机械在各类载荷条件下的抗倾覆稳定性[J]. 现代制造技术与装备, 2018(7):167-168.

[11] 丁浩. 一种越野车防倾覆装置研究与设计[D]. 沈阳: 沈阳理工大学, 2021.

[12] 王玉龙, 单科科, 吴俊. 一起流动式起重机倾覆事故的原因探讨[J]. 机械工程师, 2018(8):128-129, 132.

[13] 陈莹. 起重机抗倾覆稳定性分析[J]. 中国设备工程, 2021(17):178-179.

[14] 石琪晟, 杨峰, 虞杰. 汽车起重机倾覆事故分析及其抗倾覆能力研究[J]. 中国设备工程, 2017(13):166-167.

[15] 陈莹. 起重机抗倾覆稳定性分析[J]. 中国设备工程, 2021(17):178-179.

[16] 宋义彤. 车辆主动前轮转向与主动横向稳定杆集成协调控制[D]. 长沙: 湖南大学, 2016:1-7.

[17] JAVANSHIR I, MASELENO A, TASOOJIAN, et al. Optimization of suspension system of heavy off-road vehicle for stability enhancement using integrated anti-roll bar and coiling spring mechanism[J]. Journal of Central South University, 2018, 25(9):2289-2298.

[18] 潘鑫, 李贺兵, 奚云峰. 起重机械在各类载荷条件下的抗倾覆稳定性[J]. 化工管理, 2019(33):147.

[19] NAIR H M, SUJATHA C. Prevention of vehicle rollover after wheel lift-off using energy-based controller with proportional gain augmentation[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2020, 234(4):963-980.

(上接第 271 页)

[7] 洪嘉振. 计算多体系统动力学[M]. 北京: 高等教育出版社, 2009

[8] 濮良贵, 陈国定, 吴立言. 机械设计: 第 9 版[M]. 北京: 高度教育出版社, 2013.

[9] 刘银水, 李壮云. 液压元件与系统: 第 4 版[M]. 北京: 机械工业出版社, 2019.

[10] 王意. 车辆与行走机械的静液压驱动[M]. 北京: 化学工业出版社, 2014.

[11] 石亦平, 周玉蓉. ABAQUS 有限元分析实例详解[M]. 北京: 机械工业出版社, 2006.

[12] 温秉权, 王宾, 路学成. 金属材料手册: 第 2 版[M]. 北京: 电子工业出版社, 2013.

[13] 余志生, 夏群生. 汽车理论: 第 6 版[M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.

[14] 方献军, 张晨, 马小康, 等. HyperMesh&HyperView 应用技巧与高级实例: 第 2 版[M]. 北京: 机械工业出版社, 2017.

[15] 王勖成, 邵敏. 有限单元法基本原理和数值方法: 第 2 版[M]. 北京: 清华大学出版社, 2001.

[16] 朱伯芳. 有限单元法原理与应用: 第 2 版[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 1998.