

# 两种跨越轨道防护装备主塔在扭转工况下的强度分析

穆云飞, 黄志辉, 夏朝国, 胡飞飞

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室, 四川 成都 610031)

**摘要:** 综述了输电线横跨轨道面临的问题, 介绍了跨越轨道防护装备的安装流程。针对在沿铁路方向的风载作用下, 防护装备的横梁及副塔跨越轨道至与轨道方向垂直时骤停这一扭转工况, 计算防护装备的受力载荷, 对两种防护装备主塔进行有限元计算。计算结果表明: 改良设计后的主塔满足此扭转工况的应用要求, 开口式桁架与封闭式桁架组合的乙形桁架结构可有效地提高装备的抗扭性能。

**关键词:** 跨越轨道; 防护装备; 抗扭性能; 强度分析

**中图分类号:** TH123+.3    **文献标志码:** A    **文章编号:** 1671-5276(2020)05-0025-03

## Strength Analysis of Two Main Towers of Cross-track Protective Equipment under Torsional Condition

MU Yunfei, HUANG Zhihui, XIA Chaoguo, HU Feifei

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China)

**Abstract:** In this paper, the problems faced by transmission lines across the track are summarized, and the installation process of cross-track protective equipment is introduced. When by the action of wind load in the direction of the railway, the crossbeam and the sub-tower of the protective equipment cross the track to the torsional condition and the crossbeam and the sub-tower is perpendicular to the track direction, the force load of the protective equipment is calculated, and two main towers of the protective equipment are calculated by the finite element method. The calculation results show that the improved main tower meets the application requirements of the torsional condition, and the zigzag truss structure combined with the open truss and the closed truss can effectively improve the torsion resistance of the equipment.

**Keywords:** cross-track; protective equipment; torsion resistance; strength analysis

### 0 引言

近年来我国电网及铁路建设迅速发展, 在修建新的电网过程中时常遇到输电线横跨轨道的情况, 根据《中华人民共和国铁路法》规定, 在铁路轨道上架设线路施工须经铁路部门同意, 并采取相关的安全防护措施。目前, 安全防护措施主要是采用人工搭建脚手架并拉设防护网的方式, 这种方法危险性高, 且效率低。本文对两种新型跨越轨道防护装备主塔进行了强度分析, 查看它们是否满足扭转工况的应用要求。

### 1 跨越轨道防护装备介绍

跨越轨道防护装备由两套相同的机构及中间的柔性防护网组成。每套机构主要由底座、回转盘、主塔、横梁、副塔及副塔驱动架组成<sup>[1]</sup>。柔性防护网分别挂在两套机构的横梁上。跨越轨道防护装备如图 1 所示。

跨越轨道防护装备的安装流程为: 调平并固定底座, 在两个横梁之间加挂防护网; 主塔在其支撑油缸作用下起

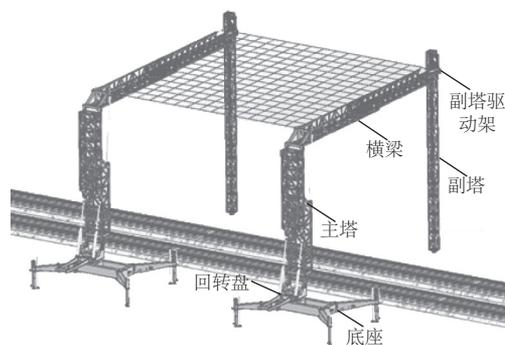


图 1 跨越轨道防护装备

竖, 横梁在其支撑油缸作用下保持水平; 主塔带动横梁及副塔转动至横梁与轨道方向垂直; 副塔起竖后下降至接触地面; 最后, 人工加装固定件。

为了保证横梁及副塔从主塔内部起升, 减小主塔占用空间, 所以最初将主塔设计成开口式桁架结构。防护装备主塔如图 2 所示。

根据 GB/T 3811-2008《起重机设计规范》<sup>[2]</sup>, 在沿铁路方向的风载作用下, 横梁及副塔跨越轨道至与轨道

基金项目: 牵引动力国家重点实验自主研究课题(2017TPL-T03)

第一作者简介: 穆云飞(1996—), 男, 河北邢台人, 硕士研究生, 研究方向为车辆设计理论及强度分析。

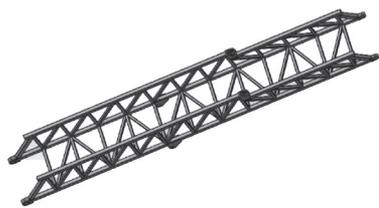


图2 跨越轨道防护装备主塔

方向垂直时骤停,主塔受到的转矩最大。由于主塔是开口式桁架结构,扭转刚度较小,所以对此扭转工况下的主塔进行静强度计算,查看其是否满足该工况的应用要求至关重要。

## 2 扭转工况下防护装备受力计算

扭转工况下主塔受到的载荷包括:横梁的作用力、主塔风载、跨越轨道骤停产生的转矩、横梁风载和副塔风载产生的转矩及转动产生的水平惯性力。其中,横梁对主塔的作用力是通过对其横梁进行静强度分析,从结果文件中获得,此处不作计算。

### 2.1 防护装备风载计算

根据 GB/T 3811-2008《起重机设计规范》,当风向与桁架结构受风面垂直时,风载计算公式为:

$$P = C \times p \times A \quad (1)$$

式中: $P$ 为作用在迎风面的风载,单位为 kN; $C$ 为风力系数,根据 GB/T 3811-2008《起重机设计规范》,直边型钢桁架结构风力系数取 1.7; $p$ 为风压,根据 GB/T 3811-2008《起重机设计规范》,6 级风风压为  $0.25 \text{ kN/m}^2$ ; $A$ 为垂直于风载方向的实体迎风面积,单位为  $\text{m}^2$ ,实体迎风面积等于受风面外轮廓面积  $A_0$ 乘以结构迎风充实率  $\varphi$ ,其中  $\varphi$  计算公式为:

$$\varphi = \frac{A_1}{A_2} \quad (2)$$

式中: $A_1$ 为实体部分面积,  $\text{m}^2$ ; $A_2$ 为外轮廓面积,  $\text{m}^2$ 。

在三维软件中测出各受风面的实际受风面积和外轮廓面积并代入结构迎风率的计算公式中,得出各受风面的结构迎风充实率。装备受风面的风载计算参数如表 1 所示。

表1 风载计算参数

装备受风面	实体迎风面积/ $\text{m}^2$	结构迎风充实率
主塔侧面	5.68	1.38
横梁侧面	8.13	1.43
副塔侧面	3.86	1.42

将各受风面的风载计算参数代入风载计算公式中得:  
主塔侧面风载

$$F_{zc} = 0.25 \times 1.7 \times 5.68 \times 1.38 = 3.33 \text{ kN};$$

横梁侧面风载

$$F_{hc} = 0.25 \times 1.7 \times 8.13 \times 1.43 = 4.94 \text{ kN};$$

副塔侧面风载

$$F_{fc} = 0.25 \times 1.7 \times 3.86 \times 1.42 = 2.33 \text{ kN}.$$

### 2.2 主塔转矩计算

防护装备在跨越轨道时突然停止转动,由于转动的惯性,主塔会受到很大的转矩。在三维软件中测出横梁、副塔及其附属部件的转动惯量  $J = 5.5 \times 10^5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 。横梁及副塔侧面受风载作用,对主塔也产生很大的转矩。

防护装备在跨越轨道时,最快 2 min 转动  $90^\circ$ , 停止过程的时间为 1.1 s。此时:

$$\text{角速度 } \omega = \frac{0.5 \times 3.14}{2 \times 60} = 13.1 \times 10^{-3} \text{ rad/s};$$

$$\text{角加速度 } \alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{0.0131}{1.1} = 0.012 \text{ rad/s}^2;$$

横梁、副塔及其附属部件对主塔的转矩  $M = J \cdot \alpha = 5.5 \times 10^5 \times 0.012 = 6.6 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 。

横梁侧面风载  $F_{hc} = 4.94 \text{ kN}$ , 副塔侧面风载  $F_{fc} = 2.33 \text{ kN}$ 。风载等效作用点与主塔顶端铰点的距离如图 3 所示。

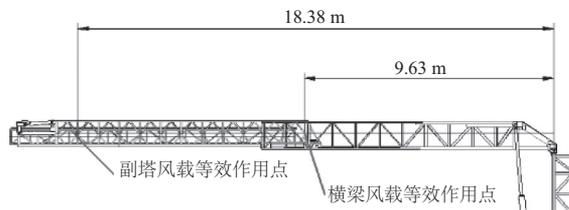


图3 风载等效作用点与主塔顶端铰点的距离图

风载对主塔顶端铰点的转矩  $M = 4.94 \times 9.63 + 2.33 \times 18.38 = 90.40 \text{ kN} \cdot \text{m}$ 。

将主塔所受两个转矩转化为垂直于主塔顶端两铰点连线方向的力偶,施加于主塔顶端两销轴铰点。主塔顶端两铰点之间距离为 1.47 m, 所以力偶大小为  $65.99 \text{ kN}$ 。

### 2.3 水平惯性力计算

防护装备跨越轨道时做匀速圆周运动,会产生水平惯性力。水平惯性力计算公式为:

$$F = m \times \frac{v^2}{r} = m \times \omega^2 \times r \quad (3)$$

防护装备跨越轨道时的转动角速度  $\omega = 0.0131 \text{ rad/s}$ 。在三维软件中测出横梁、副塔及其附属部件的质量  $m = 3920.09 \text{ kg}$ , 质心转动半径  $r = 7.15 \text{ m}$ , 将数据代入水平惯性力计算公式中,得出横梁、副塔及其附属部件对主塔的拉力(离心力)为  $4.81 \text{ N}$ , 由于离心力很小,对结构的影响可以忽略不计。

## 3 最初设计主塔的有限元计算

### 3.1 主塔有限元模型

跨越轨道防护装备的主塔为桁架结构,其中的方形管材部分属于薄壁结构,以 SHELL181 单元离散,主塔与回转盘、主塔与横梁之间的连接铰点以 SOLID185 单元离散<sup>[3]</sup>。主塔的网络大小以 20 mm 为主,离散出的有限元模型如图 4 所示。主塔有限元模型共有 128 113 个单元,

128 554 个节点。



图4 主塔有限元模型

跨越轨道防护装备的主塔由 Q345 钢焊接而成。Q345 钢的材料属性如表 2 所示。

表 2 Q345 钢材料属性

弹性模量/MPa	密度/(t/mm <sup>3</sup> )	泊松比	屈服强度/MPa
$2.06 \times 10^5$	$7.85 \times 10^{-9}$	0.28	345

根据 GB/T 3811-2008《起重机设计规范》,跨越轨道防护装备在风载作用下工作时,安全系数取 1.34。此扭转工况下 Q345 钢许用应力值为:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} = 257.46 \text{ MPa}。$$

式中: $\sigma_s$  为屈服强度; $n$  为安全系数。

### 3.2 主塔有限元模型约束及载荷施加

由于主塔与回转盘之间通过销轴连接,主塔只能绕销轴转动,所以在主塔铰点处约束为除绕  $z$  轴转动自由度外的其他自由度。两根主塔起竖油缸由一个油泵控制,为了保证两个油缸力相同,在主塔有限元模型的油缸铰点处施加与油缸同向的轴向力。同时为了保证计算结果收敛,在主塔有限元模型两个油缸铰点中点处约束  $x$  向平动自由度。改变油缸力的大小使得中点处的约束反力近似为 0,则主塔达到平衡状态,计算结果与主塔实际静态平衡结果一致。

将横梁对主塔的作用力、跨越轨道骤停转矩转化的力偶、横梁和副塔的风载及风载转矩转化的力偶施加在主塔与横梁连接处;将横梁起竖油缸的作用力和主塔起竖油缸的作用力施加在相应的油缸铰点处;将主塔侧面所受沿铁路方向的风载平均分配,施加在侧面节点上。主塔有限元模型施加的约束及载荷如图 5 所示(已隐藏主塔侧面风载)。

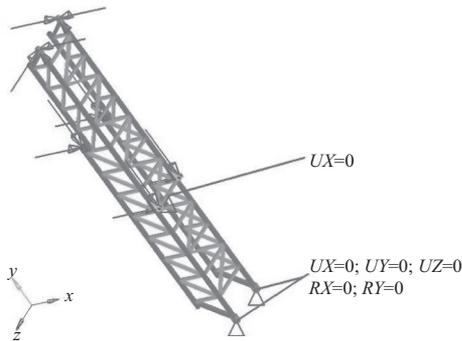


图5 主塔有限元模型约束及载荷施加示意图

根据设计要求,取质量放大系数为 1.1,根据 GB/T 3811-2008《起重机设计规范》,自重振动系数为 1.1,起升动载系数为 1.15,所以重力加速度为  $13.65 \text{ m/s}^2$ 。

### 3.3 主塔有限元模型计算结果

将有限元模型导入 ANSYS 软件,求解各节点应力,利用 HyperView 软件查看计算结果。图 6 是主塔 Von-Mises 等效应力云图,其中灰色部分为应力合格区域,蓝色和红色部分应力不合格(本刊黑白印刷,相关疑问咨询作者)。

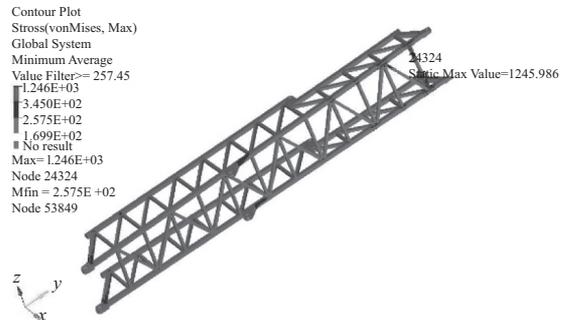


图6 主塔 Von-Mises 等效应力云图

由有限元计算结果可知,主塔有限元模型最大节点应力为 1 245.986 MPa,在主塔下弦杆与横向腹杆连接处,远远大于此扭转工况下 Q345 钢的许用应力 257.46 MPa,不满足该工况的静强度要求。主塔有限元模型多处部位都不满足该工况的静强度要求,说明主塔整体上不能满足该工况的应用要求。造成这种情况的原因为:该主塔是开口式桁架结构。文献[4]指出,开口式薄壁结构的扭转刚度远远小于闭口式薄壁结构,在相同的转矩作用下,前者的最大应力远远大于后者。所以,针对开口式桁架结构扭转刚度较小的问题,应该重新设计出具有良好抗扭性能的主塔。

### 4 改良设计后主塔的有限元计算

主塔腹部要安放横梁、副塔等部件,还要保证横梁及副塔等部件从其内部保持水平起升,故主塔下部分仍需为开口式桁架结构。为了保证主塔的抗扭性能,将主塔上部分背面设计成封闭式桁架结构,将两种油缸铰点之间的部分设计成开口式桁架与封闭式桁架组合结构。由于主塔下部分背面要留有空间安装主塔支撑油缸和回转盘,故在主塔下部分背部不设计封闭式桁架结构。改良设计后的主塔是开口式桁架与封闭式桁架组合的乙形桁架结构。图 7 是改良设计前后主塔对比图。

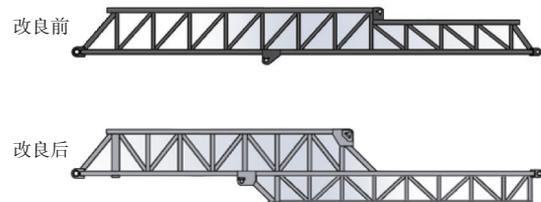


图7 改良设计前后主塔对比图

改良设计后的主塔仍为桁架结构,采用与上述模型相同的原则对主塔离散,最终的有限元模型如图 8 所示。主塔有限元模型共有 196 320 个单元,193 511 个节点。

(下转第 36 页)

### 3 改善电主轴热态特性基本思路

#### 3.1 加强散热

由热态特性有限元分析知前端轴承组、后端轴承组、主轴前端这3个区域温升较高,且发生了热变形,因此需要进一步加强散热。为了使散热效果明显,应对前后轴承组采用合理的冷却专用回路。此外,还可以采用迷宫加气封的密封方式。迷宫加气封的密封方式不但能起到很好的密封作用,同时由于其压缩空气不断向外逸出,还具有一定的冷却效果。

#### 3.2 热误差建模

通过测量多组温升与变形量的数据,对电主轴进行热误差建模。建模的常用方法主要有经验热误差建模和理论热误差建模<sup>[12]</sup>。前者主要应用于热误差的补偿,基于对统计学模型的参数识别实现误差的预测。后者主要用于热误差的避免,基于传热关系及力与位移的约束建立方程,通过数值方法得到热变形量。

### 4 结语

基于电磁学和摩擦学理论对电主轴的热源进行了计算,然后使用传热学经典理论计算电主轴热边界条件。在此基础上使用 Ansys Workbench 对电主轴进行了热态分析和热-结构耦合分析。通过分析云图可知,在电主轴系统达到稳态后,温升较高的部位主要分布在前端轴承组、后端轴承组、主轴前端,最为严重的部位是前端轴承组和主轴前端,相应地引起了热变形,最终会引起加工误差。由此提出了可在温升和热变形最为严重的区域加强散热,或者

建立电主轴热误差模型。

#### 参考文献:

- [1] BOSSMANN B, TU J F. A thermal model for high speed motorized spindles[J]. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 1999, 39: 1345-1366.
- [2] HOLKUP T, CAO H, KOLAR P, et al. Thermo-mechanical model of spindles[J]. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 2010, 59(1): 365-368.
- [3] 何晓亮,熊万里,黄红武. 高速精密主轴轴承热特性的计算及分析[J]. 机械, 2003, 6: 14-16.
- [4] 曹骏,胡佩俊,应济. 基于接触热阻的主轴热特性有限元分析[J]. 机电工程, 2008, 25(2): 20-25.
- [5] 何强,李安玲. 高速精密电主轴仿真关键技术研究[M]. 武汉:华中科技大学出版社, 2018: 127.
- [6] 邱明,陈龙,李迎春. 轴承摩擦学原理及应用[M]. 北京:国防工业出版社, 2012.
- [7] 蒋兴奇,马家驹,赵联春. 高速精密角接触轴承热分析[J]. 轴承, 2000(8): 1-4.
- [8] 毕江涛. 高速高性能电主轴热态性能分析[J]. 机械传动, 2011, 35(12): 84-87.
- [9] 陈夺,冯明. 高速电主轴稳态温度场分析[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2014(5): 54-57.
- [10] 王欣,强云玥. K-C33 磨床高速电主轴加工过程中的温升特性分析[J]. 农业装备与车辆工程, 2018, 56(2): 84-85.
- [11] 任朝晖,李炎臻,刘杨. 高速电主轴热力学分析的仿真研究[J]. 机床与液压, 2018, 46(1): 121-125.
- [12] 王海同,李铁民,王立平,等. 机床热误差建模研究综述[J]. 机械工程学报, 2015, 51(9): 119-128.

收稿日期: 2019-05-24

(上接第 27 页)



图 8 主塔有限元模型

采用与上述模型相同的方式对改良设计后的主塔有限元模型施加约束和载荷。将有限元模型导入 ANSYS 软件,求解各节点应力,并利用后处理功能查看计算结果。图 9 是主塔 Von-Mises 等效应力云图。

由有限元计算结果可知,主塔有限元模型最大节点应力为 254.603 MPa,在斜腹杆与主塔支撑油缸铰点连接处,小于此扭转工况下 Q345 钢的许用应力 257.46 MPa,满足该工况的静强度要求。

### 5 结语

1) 改良设计后的主塔满足此扭转工况的应用要求,解决了最初设计主塔扭转刚度不足、抗扭性能差的问题。

2) 因装备的应用要求,其一端必需为开口式桁架结

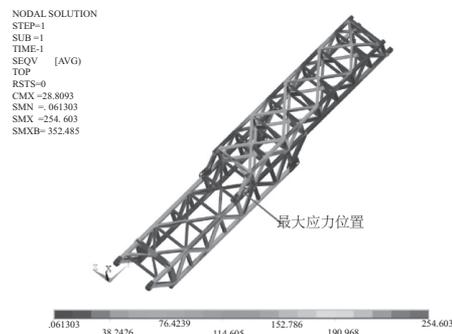


图 9 主塔 Von-Mises 等效应力云图

构时,将装备设计成开口式桁架与封闭式桁架组合的乙形桁架结构,可有效地提高装备的抗扭性能。

#### 参考文献:

- [1] 田宝桢. 铁路跨越安全防护装备关键技术研究[D]. 成都:西南交通大学, 2018.
- [2] GB/T 3811-2008 起重机设计规范[S].
- [3] 曾攀. 有限元基础教程[M]. 北京:高等教育出版社, 2009.
- [4] 孙训方,方孝淑,关来泰. 材料力学[M]. 北京:高等教育出版社, 2009.

收稿日期: 2019-05-06