DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2020.04.004

跨越轨道安全防护装置稳定性分析

夏朝国,黄志辉

(西南交通大学 牵引动力国家重点实验室,四川 成都 610031)

摘 要:介绍了跨越轨道安全防护装备的整体结构及其工作流程。通过分析防护装备的工作 流程找出其稳定性危险工况,并参照《起重机设计规范》确定稳定性计算的载荷及安全系数。 采用力矩法对防护装备稳定安全系数与配重之间的关系进行分析,找出最小稳定安全系数。 结合规范和防护装备现场施工环境,确定防护装备配重为2t。通过对底座有限元分析确定其 在倾翻力矩最大的工况下不会因为局部强度不够而发生失稳;通过分析底座支腿的支反力,再 次验证防护装备的稳定性符合要求。 关键词:防护装备;稳定性;力矩法;有限元 中图分类号:TP202⁺.1 文献标志码:A 文章编号:1671-5276(2020)04-0012-04

Stability Analysis of Safety Protection Device for Crossing Track

XIA Chaoguo, HUANG Zhihui

(State Key Laboratory of Traction Power, Southwest Jiaotong University, Chengdu 610031, China) **Abstract**: The overall structure and work flow of safety protection equipment for crossing track are introduced. Through the analysis of the working process of protective equipment, the dangerous working conditions of its stability are found out, and according to the load and safety factor of stability calculation specified in the "Crane Design Code", the relationship between stability, safety factor and counterweight of the protective equipment is analyzed by moment method, and the minimum stability safety factor is found out. Combining the specifications with the construction environment of the protective equipment on site, the weight of protective equipment is decided to be 2 tons. Through the finite element analysis of the base, it is determined that the stability of the base is not destabilized due to the insufficient local strength under the condition of the maximum overturning moment. At the same time, the stability of the protective equipment is verified again by analyzing the reaction force of the support leg of the base.

Keywords: protective equipment; stability; torque method; finite element method

0 引言

近年来,国家电力设施建设高速发展,形成了庞大的 输电网络。与此同时,国家铁路建设也取得了非凡的成 就^[1]。在电网建设过程中,高压输电线跨越铁路的现象 屡有发生。根据《中华人民共和国铁路法》,跨越铁路的 施工须经过相关铁路部门的批准,且须具有安全防护措 施。目前常采用的防护方法工期长,人工参与过多,安全 性和可靠性得不到保障。跨越轨道安全防护装备的研发 是为了高效、安全、可靠地实现跨线施工防护工作,而防护 装备的稳定性则是首先需要被考虑的。

1 跨越轨道安全防护装备简介

安全防护装置整体结构如图1所示。防护装置由两 套相同的机构及中间的柔性防护网组成。每套机构均由 底座、回转盘、主塔、横梁、副塔驱动架、副塔构成。



 1--底座;2--回转盘;3--主塔起竖油缸;
4--主塔;5---横梁起竖油缸;6---横梁;7--柔性防护网; 8--副塔驱动架;9--副塔变幅油缸;10---副塔。
图 1 整体结构

2 跨越轨道安全防护装备搭建流程

防护装备搭建流程如图 2 所示。防护装备由运输车 辆运到现场,待地面平整完成后,防护装备在液压系统的 辅助下自卸下车,然后由人工对防护装备进行前期整备。

基金项目:国家重点研发计划(2016YFB1200501)

第一作者简介:夏朝国(1992—),男,四川雅安人,硕士研究生,研究方向为结构与强度。

整备内容包括:拉伸横梁、挂网、加长副塔。整备完成后的 安全防护装备如图 1(a)所示。防护装备的搭建流程如 下:控制主塔和横梁的液压油缸,同步起升主塔和横梁。 主塔在主塔起竖油缸的作用下缓慢竖起;横梁则在横梁起 升油缸的作用下始终和底面保持平行,直到主塔完全竖 起,如图 2(b)所示。当天窗送达后,在回转系统的驱动 下,防护装备旋转跨越铁路,如图 2(c)所示。副塔在副塔 变幅油缸的驱动下缓慢竖起,直至与地面垂直,如图 2(d) 所示。在副塔驱动电机的驱动下,副塔缓慢下落,直到与 底面接触,如图 2(e)所示。最终由人工完成展网及张拉 缆风绳工作。至此防护装备搭建完成,如图 2(f)所示。



图 2 防护装备搭建流程

3 跨越防护装备的稳定性计算

防护装备的工作地形复杂、环境恶劣,搭建过程中需 要横跨铁路,倘若整体稳定性较差,可能引发铁路重大安 全事故,给铁路运输行业造成巨大的经济损失。因此校核 防护装备的稳定性,并计算出使防护装备安全工作的配重 尤为重要。

采用力矩法对防护装备的稳定性进行校核。载荷及安 全系数的确定参考 GB/T 3811-2008《起重机设计规范》^[2]。

a)风载及防护网拉力计算

1) 定义机构的受风面

因机构由不同部分组成,且每个部分都有不同的受风 面,所以为了方便计算,先定义机构各受风面的名称,如图 3所示。



1-底座与z轴 重的面;2-底座与x轴垂直的面;3-底座与y轴
垂直的面;4-主塔正面(下);5-主塔侧面;6-主塔正面(上);
7-横梁侧面;8-横梁底面;9-副塔侧面;10-副塔端面。

图 3 机构各受风面标示图

2)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:

$$P_w = C \times p \times A \tag{1}$$

式中:P_w为作用在迎风面的风载,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;防护网由圆柱形迪尼玛绳编织而成,且绳 子的长度比上绳子的直径>50,所以防护网的风力系数取 1.1;p 为计算风压,6 级风风压为 0.25 kN/m²;A 为垂直于 风载方向的实体迎风面积.m²。

若受风面为两片式结构时,则实际受风面积计算公 式为

$$A = (1 + \eta) \times A_1 \tag{2}$$

式中:A 为结构的总迎风面积,m²;A₁为第1片结构的实际 受风面积,m²;η 为挡风折减系数,由结构充实率和间隔比 查表获得。

在三维软件中测算出防护装备各受风面风载所需要的参数。将各个面的风载计算参数带入风载计算公式中得:主塔正面风载 f_{zz} =3.54 kN、主塔侧面风载 f_{zz} =3.54 kN、 横梁底面风载 f_{fd} =4.05 kN、横梁侧面风载 f_{fc} =4.94 kN;副 塔侧面风载 f_{fc} =2.33 kN、副塔端面风载 f_{fd} =0.31 kN;底座 受 x 轴方向风的风载 f_{dx} =3.33 kN、底座受 y 轴方向风的风 载 f_{dy} =3.98 kN;底座受 z 轴方向风的风载 f_{dz} =2.51 kN;防 护网完全展开时的风载 f_w =4.39 kN。

3) 防护网拉力的等效计算

防护网完全展开时,其长度方向和宽度方向各有 37 根绳子。由于防护网的受力复杂,现将防护网等效为单根 绳子,等效后的绳子弹性模量不变,为 4.22×10⁴ MPa,横截 面积为 74 根迪尼玛绳的横截面积之和,即 $A_1 = 83.62 \times$ 10^{-4} m²。将绳子的弧线近似看为圆弧,根据最大弧垂为 2.5 m,跨距为 18 m,可得出绳子原长 l = 18.91 m。

对单根绳子进行受力分析,设绳子的一半变形为 l₁, 其受力分析如图 4 所示。



图 4 防护网等效模型受力分析图

对图中0点列力平衡方程:

$$\sum F_x = 0.2 \times F_1 \times \sin a = F \tag{3}$$

绳子的变形量和几何变形条件:

$$l_{1} = \frac{F_{1} \times \frac{l}{2}}{E \times A_{1}}; \cos a = \frac{9}{\frac{l}{2} + l_{1}}$$

联立方程可解出绳子在受不同载荷时对两边横梁的 拉力 F_1 。防护网只受自重时,F = 1.96 kN,解出: $F_1 = 3.16$ kN。防护网受6级风风载,F = 2.45 kN,解出: $F_1 = 3.95$ kN。防护网受与网面夹角为45°的6级风作用时, F = 2.20 kN,解出 $F_1 = 3.55$ kN。3种不同力作用下,绳子与水平位置的夹角相差非常小,所以认为它们相等,为 18.06° °

4)安全系数确定

三维模型中测出的质量并不包括焊缝,为了更准确地 校核防护装备稳定性,取质量放大系数 n₁=1.1。防护装 备搭建过程中,起升动载系数 n=1.15。

b)稳定性计算工况分析

稳定性危险工况主要出现在搭建过程中,当副塔完全 起竖后,倾翻力矩达到最大,防护装备的危险工况有:风向 与y-相同、风向与x-相同、风向与z+相同、风向平行于 xOy面且与y轴夹角为45°。

c)稳定性计算

稳定性计算的坐标系定义为:坐标原点位于回转中 心线与底座下盖板下表面交点处; x 轴和 z 轴与地面平 行,方向如图 5 所示; y 轴垂直于 xOz 面,方向由右手定则 确定。



将质心在四条支腿之间的部分(底座、回转盘、主塔、 主塔起竖油缸、横梁起竖油缸)质量记为 G₁, G₁ = 162.86 kN。质心在支腿之外的部分(横梁、副塔变幅油缸、副塔 驱动架、副塔驱动电机、副塔)质量记为 G₂, G₂ = 39.17 kN。

副塔起竖后机构稳定性计算参数如表1所示。

オ	反1 副哈起竖后机构稳定计异参数	卑怛∶m
序号	项目	数值
1	产生防倾翻力矩部分的力臂长 L _{G1}	3.07
2	产生倾翻力矩部分的力臂长 L _{G2}	7.15
3	底座 AC 两支腿之间的距离 L_{AC}	8.79
4	底座 AB 两支腿之间的距离 LAB	6.74
5	回转中心到 AB 边的距离 L_1	3.04
6	副塔受向下风载时的力臂长 L _f	17.86
7	配重到回转中心的距离 L _p	3.69
8	横梁底面受向下风载时的力臂长 L _h	7.66
9	防护网拉力作用点离地高度 h _w	15.45
10	底座受水平面内风载作用时的力臂 h _d	1.50
11	主塔受水平面内风载作用时的力臂 h _z	8.58
12	横梁侧面受水平面内风载作用时的力臂 h _h	14.95
13	副塔侧面受水平面内风载作用时的力臂 h _f	17.24

4种危险工况的风载示意如图6所示。

风向与 y-同向时,机构受风载示意图如图 6(a) 所示。此时机构有绕 AC 轴顺时针倾翻的可能。对 AC 轴取



图 6 危险工况风载示意图

矩,得出工况1的安全系数k与配重之间的函数关系式:

$$k = \frac{G_1 \times L_{G1} \times n_1 + f_{dy} \times (L_{AB}/2) + P \times (L_P + L_{AB}/2)}{G_2 \times L_{G2} \times n_1 \times n_1 + f_{dy} \times L_L + f_{dy} \times L_L}$$
(3)

风向与 x-同向时,机构受风载示意图如图 6(b) 所示。此时机构有绕 AC 轴顺时针倾翻的可能。对 AC 轴取矩,得出工况 2 的安全系数 k 与配重之间的函数关系式:

$$k = \frac{G_1 \times L_{G1} \times n_1 + P \times (L_P + L_{AB}/2)}{G_2 \times L_{G2} \times n_1 \times n + f_{dx} \times h_d + f_{zz} \times h_z + f_{f_c} \times h_f}$$
(4)

风向平行于 xOy 面且与 y 轴夹角为 45°时,机构受风 载示意图如图 6(c)所示。此时机构有绕 AC 轴顺时针倾 翻的可能。对 AC 轴取矩,得出工况 3 的安全系数 k 与配 重之间的函数关系式:

k =

* 1

$$\frac{G_1 \times L_{G1} \times n_1 + f_{dy} \times (\cos 45^\circ)^2 \times \frac{L_{AB}}{2} + P \times \left(L_P + \frac{L_{AB}}{2}\right)}{G_2 \times L_{G2} \times n_1 \times n + (f_{dx} \times h_d + f_{zx} \times h_z + f_{hd} \times L_h + f_{fc} \times h_f + f_{fd} \times L_f) \times (\cos 45^\circ)^2}$$

(5)

风向与 z+同向时,机构受风载示意图如图 6(d) 所示。 此时机构有绕 AB 轴顺时针倾翻的可能。对 AB 轴取矩, 得出工况 4 的安全系数 k 与配重之间的函数关系式:

$$k = \frac{G_1 \times L_1 \times n_1 + G_2 \times L_1 \times n_1 + P \times L_1}{f_{d_2} \times h_d + f_{sc} \times h_z + f_{hc} \times h_h + f_{fc} \times h_f + F_{w1} \times \cos 18.06^\circ \times h_w}$$
(6)

将机构各参数带入安全系数与配重的函数关系式中, 利用得到的函数关系式画出工况 1-工况 4 的稳定安全系 数 *k* 与配重 *P* 的函数关系图,如图 7 所示。



图 7 稳定安全系数与配重函数关系图

如图 7 可以看出,配重与稳定安全系数呈线性关系。 当配重质量在 0~30 kN 范围变化时,工况 1-工况 4 的稳 定安全系数分别位于 1.5~2.06、1.33~1.84、3.50~3.98、1. 41~1.95 之间。所以,不配重时最小稳定安全系数为工况 2 的1.33。根据起重机规范可知,稳定安全系数需>1.11, 说明防护装备的稳定性符合要求。但由于防护装备是新 开发的工程机械,没有现场使用经验,为了防止一些现场 未知因素对防护装备的稳定性造成影响,决定添加 2 t 配 重。配重 2 t 后最小稳定安全系数提升到 1.65。

4 底座有限元分析

通过稳定性分析可知:机构在工况2时,倾翻力矩最 大。对工况2底座以上部分进行有限元分析,得到底座以 上部分对底座的支反力和支反力矩。将支反力和支反力 矩施加到底座上,可求出并判断工况2时底座的强度是否 合格,会不会出现局部失稳现象;其次可通过支腿与地面 的支反力来判断此时支腿是否离地,即从有限元分析的角 度再次验证防护装备的稳定性是否符合要求。

4.1 底座有限元模型

底座由钢板焊接而成的箱型结构以 SHELL181 单元进 行离散,而对于球形铰支座、回转支承,则采用SOLID185单 元^[4]。销轴连接以 rbe2 和 BEAM188 单元模拟^[5]。模型中 共有 196 040 个单元,节点 197 163 个。为了方便描述,为 底座支腿编号。底座有限元模型如图 8 所示。



4.2 底座材料属性

底座材料属性参数如表 2 所示。有风工况的强度安 全系数取 1.34。

材料属性素

₩ 2 · 例 件商 上 秋						
材料	材料 弾性模量/ 密度/ 材料 MPa (kg∕m ³)		泊松比	屈服强度/ MPa	许用应力∕ MPa	
Q355	206 000	7.85	0.28	355	264.93	

4.3 载荷、约束的施加

1)载荷的施加

底座以上结构对底座产生的力和力矩如表 3 所示。

将底座回转支承上表面所有节点的3个平动自由度耦合 到回转中心点的辅助质量单元上,将支反力和支反力矩施 加于质量单元上。

表 3 底座载荷数据

支反力/N	$F_x = -5 870.3$	$F_y = -155 \ 330$	$F_z = 3 \ 004.1$
支反力矩/(Nm)	$M_x = 41\ 166$	$M_y = 9 035.9$	$M_z = 596520$

2) 约束的施加

将每条支腿底面的所有节点耦合于各自底面的中心 点处,在中心点施加约束。底座的约束为1、2、3、4号支腿 底面中心点的3个平动自由度^[6]。

4.4 有限元计算结果分析

1)底座强度分析

底座应力云图如图 9 所示。最大应力点在销轴与销 孔连接处,最大应力值为 228.05 MPa,小于材料许用应力。 底座强度合格,不会出现局部失稳。



图 9 底座应力云图

2) 底座稳定性分析

机构在旋转过程中,当底座受力较为均匀时,4条支 腿均受地面的压力。当底座受力不均匀时,则可能是3条 支腿受力,1条支腿悬空,此时应该释放悬空支腿的约束, 重新进行计算^[7-8]。如果倾翻力矩过大,会发生倾翻,有 限元计算结果为2条支腿受地面压力,另外2条支腿受地 面拉力。

底座4条支腿的支反力如表4所示。1、2、3、4号支腿的y向支反力均为压力,说明工况2的4条支腿均与地面接触,未出现支腿悬空状况,证明底座不会倾翻,也验证了稳定性计算的正确性。

表 4 底座支腿支反力数据

支腿编号	F_x /N	F_y /N	F_z/N	
1	14 088	146 290	-20 415	
2	-6 815.6	4 651	-1 645.9	
3	-9 094.6	27 106	8 038.9	
4	7 692	65 849	14 348	

(下转第27页)

表1 单道次梯温剪切轧制中心层实验应变和仿真应变

项目	\mathcal{E}_{χ}	$\boldsymbol{\varepsilon}_{\boldsymbol{y}}$	$\boldsymbol{\gamma}_{xy}$	$\boldsymbol{\varepsilon}_{e}$	
实验值	0.203	-0.249	-0.231	0.294	
仿真值	0.215	-0.228	-0.218	0.285	
相对误差/%	5.9	8.4	5.6	3.1	

表 2 单道次对称轧制中心层实验应变和仿真应变

项目	\mathcal{E}_{x}	$\boldsymbol{\varepsilon}_{y}$	$\boldsymbol{\gamma}_{xy}$	${oldsymbol{arepsilon}}_e$
实验值	0.207	-0.229	-0.061	0.255
仿真值	0.221	-0.219	-0.052	0.255
相对误差/%	6.8	4.6	14.8	—

由表1和表2中的数据可以看出梯温剪切轧制中心 层的剪切应变和等效应变都大于传统的对称轧制,与上文 分析结果一致,同时 x 方向的应变小于对称轧制,y 方向 的应变大于对称轧制。所测数据与有限元仿真基本吻合, 能基本反映轧板变形的情况,说明研究的可靠性。

4 结语

本研究进行了不同轧制方式下等效应变和剪切应变 的比较。与对称轧制相比,梯温剪切轧制中板材中心点的 等效应变和剪切应变显著增加,并随异速比和梯度温度的 增加而增加。轧板厚向变形的均匀性也随着异速比的提 升和梯度温度的增加而增加。利用实验验证了有限元模 型的可靠性。故得出结论,在梯温剪切轧制方式下能够有 效地加大轧板芯部变形。

参考文献:

 ZHANG X M, DENG Y L, ZHANG Y. Development of high strength aluminum alloys and processing techniques for the materials [J]. Acta Metallurgica Sinica Chinese Edition, 2015, 51(3): 257-271.

- [2] 宋寒,杨吟飞,陈波,等. 7055-T7751 铝合金预拉伸板内部 残余应力分布评估[J]. 机械制造与自动化,2016,45(1): 18-21.
- [3] HU H E, ZHEN L, ZHANG B Y, et al. Microstructure characterization of 7050 aluminum alloy during dynamic recrystallization and dynamic recovery [J]. Materials Characterization, 2008,59(9):1185-1189.
- [4] ZUO F, JIANG J, SHAN A, et al. Shear deformation and grain refinement in pure Al by asymmetric rolling[J]. Transactions of Nonferrous Metals Metals Society of China, 2008,18: 774-777.
- [5] 袁福顺, 孙蓟泉. 辊速不等的非对称轧制条件下变形区内的 变形分析[J]. 山东冶金, 2010, 32(6):25-27.
- [6] JIN H, LLOYD D J. Evolution of texture in AA6111 aluminum alloy after asymmetric rolling with various speed ratios between top and bottom rolls[J]. Materials ence & Engineering A, 2007, 465(1/2):267-273.
- [7] LEE J K, LEE D N. Texture control and grain refinement of AAl050 A1 alloy rolling[J]. International Journal of Mechanical ences, 2008, 50(5): 869-887.
- [8] 李高盛, 余伟, 蔡庆伍. 差温轧制对厚板芯部变形的影响 [J]. 轧钢, 2018, 34(3):13-18.
- [9] 贺有为. 温度梯度对铝合金厚板轧制变形的影响[D]. 长沙: 中南大学, 2012.
- [10] LI G S, YU W, CAI Q W. Effect of gradient temperature rolling (GTR) and cooling on microstructure and properties of E40 -grade heavy plate [J]. Archives of Civil and Mechanical Engineering, 2017, 17(1):121-131.
- [11] LI G S, YU W, CAI Q W. Investigation of the evolution of central defects in ultra-heavy plate rolled using gradient temperature process [J]. Metallurgical & Materials Transactious B Process Metallurgy & Materials Processing Science, 2015, 46(2):831-840.

收稿日期:2019-11-13

(上接第15页)

5 结语

1)利用力矩法对防护装备稳定性进行分析,分析结 果表明跨越轨道安全防护装备整体稳定性符合要求。

2) 对底座强度进行有限元分析,底座强度合格,不会 出现局部失稳而导致整体失稳的情况。

3)分析底座的支反力,得出防护装备在最大倾翻力 矩工况支腿不会离地的结论,再次验证了防护装备的稳 定性。

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/T3811-2008 起重机设计规范[S].

- [3] WU, CHENG W. The analysis of the static mechanics for the vehicle frame [J]. Applied Mechanics and Materials, 2015, 733: 505-508.
- [4] 贺李平,肖介平,龙凯. ANSYS 14.5 与 HyperMesh 12.0 联合仿 真有限元分析[M].北京:机械工业出版社,2014.
- [5] 张攀峰. 基于参数化计算程序的混凝土泵车下车结构有限元 分析及优化[D]. 吉林;吉林大学,2013.
- [6] 左维琦. 基于 ANSYS 的大吨位双回转铁路起重机底架的优 化设计及研究[J]. 机械制造与自动化,2016,45(5):140-141,182.
- [7] 曾礼平. 基于 CAE 技术的打桩机桩架结构分析及优化设计 [D]. 南京:南京航空航天大学,2012.
- [8] 王湘. HB58 弧形腿混凝土泵车底架总成有限元分析与结构 优化[D]. 吉林:吉林大学,2016.

收稿日期:2019-03-27