

240 MW 220 kV 变压器空负载移动 试验平台设计及试验

汤国龙, 汪先炜, 胡华锋, 陈威, 闫培渊, 戴迎宏, 李敏

(国网电力科学研究院武汉南瑞有限责任公司, 武汉 430074)

摘要: 空载及负载试验是变压器的例行试验。大型变压器空载及负载试验所需试验设备体积大质量重, 试验设备需要被吊装、固定、运输、卸货、二次组接线, 这一过程存在一定的运输风险且效率较低。针对这一现场试验问题, 采用 SolidWorks 设计空负载试验平台, 将变频电源、中间变压器、互感器组、电容器组等试验设备集成两个试验车上, 并通过重心分析、3D 力学仿真、设备螺栓紧固方案设计, 最后根据分析结果研制试验平台。该试验平台经过长途驾驶及现场试验, 车载设备稳固无偏心无偏移问题, 现场试验效率提高了 3 倍。

关键词: 空载负载试验; 结构设计; 试验平台

中图分类号: TM43 **文献标志码:** A **文章编号:** 1671-1807(2025)02-0050-07

变压器是电网系统重要的变电设备, 其空载损耗和短路损耗数据的大小与其正常运行损耗指标、供电质量以及抗故障短路能力关系非常紧密^[1-6]。

240 MW 及以下容量的 220 kV 电力变压器空负载试验现场试验所需的变频电源、中间变压器、互感器组、电容器组、电容器等进行, 体积大, 质量重, 试验时需要吊装、固定、运输、卸货, 需配备一台吊车和二台卡车, 由卡车将设备运到现场^[7-10]。存在一定的运输风险, 试验准备工作耗时耗力。

针对以上现场空负载试验困难、效率低的问题, 本文设计并研制了 240 MW 220 kV 变压器空负载试验平台。该平台采用两台移动车辆, 试验时, 无需搬运设备和二次接线, 2 人即可完成大型变压器空负载试验, 提高了试验效率^[11-12]。

1 240MW 220kV 变压器空负载试验平台总体结构设计及重心分析

1.1 试验平台总体结构设计

变压器空负载试验平台需要将输入柜、输入电缆、变频电源、输出滤波、中间变压器、互感器、PLC、

电容分压器, 安装固定。根据试验电气接线及设备体积重量特点, 全部电气设备安装在 1 号车(东风 25 t 厢式货车)内, 3 组补偿电容器组安装到 2 号车(东风 25 t 厢式货车)内。

1 号车依次放置电源输入控制装置、变频电源及高压滤波装置, 三者安装在一个箱体内, 均由计算机远控操作, 变频电源外侧放置中间变压器, 变频电源输出接线端子与中间变压器输入端子(侧面引出)相对使用铜排连接, 中间变压器输出端子在另一侧面引出, 其两侧套管斜向布置使接线板位置与 A、C 相精密测量互感器位置平行, 通过铜排与精密测量电流互感器连接, 本文采用 SolidWorks 进行设计^[13-14], 3D 整体结构设计如图 1 所示。

2 号车内三相电容器组从内到外依次放置, 最内外侧放置可编程逻辑控制器(programmable logic controller, PLC)控制柜以及电磁阀柜。3D 整体结构设计如图 2 所示。

1.2 车体改装重心分析

对 1 号车和 2 号车所有设备质量进行统计, 如表 1 和表 2 所示。

收稿日期: 2024-07-25

基金项目: 中国南方电网车载式变压器空负载损耗测试装置项目(0024HC1712460)

作者简介: 汤国龙(1989—), 男, 湖北黄冈人, 硕士, 工程师, 研究方向为高电压与绝缘技术、高压试验设备研制等; 汪先炜(1992—), 男, 湖北孝感人, 硕士, 工程师, 研究方向为电力专用车开发、机械设计与制造等; 胡华锋(1987—), 男, 湖北黄石人, 硕士, 工程师, 研究方向为电力专用车开发、机械设计与制造等; 陈威(1976—), 男, 湖北黄石人, 高级工程师, 研究方向为高电压与绝缘技术研究、高压试验专用车辆及设备的研发等; 闫培渊(1975—), 男, 山东菏泽人, 高级工程师, 研究方向为计量测试设备研制; 戴迎宏(1981—), 男, 湖北麻城人, 硕士, 高级工程师, 研究方向为机电一体化、自动化技术、电力试验设备及电力专用车研制; 李敏(1984—), 女, 湖北孝感人, 硕士, 高级工程师, 研究方向为电力专用车(专用装置)检测设备的研发等。

平台结构设计,假设车辆平台前轴中心位置地面投影点为原点,车辆平台纵向为 x , 横向为 y , 水平高度为 z , 车辆平台重心为 (X, Y, Z) 。

$$X = \frac{\sum_{i=1}^n X_i G_i}{\sum_{i=1}^n G_i} \quad (1)$$

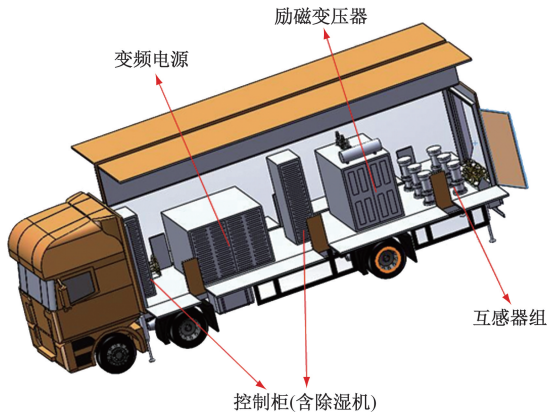


图1 1号车整体结构 3D 设计

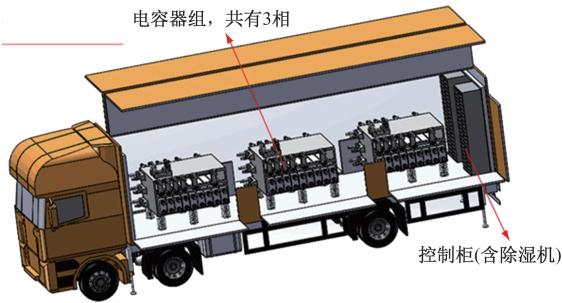


图2 2号车整体结构 3D 设计

表1 1号车主要设备

序号	设备名称	数量/套	质量/kg
1	变频电源	1	4 000
2	输入控制柜	1	500
3	输出控制柜	1	500
4	中间变压器	1	3 000
5	电压互感器	3	500
6	电流互感器	3	500
7	电缆盘	2	1 000
—	总计	—	10 000

表2 2号车主要设备

序号	设备名称	数量/套	质量/kg
1	补偿电容器组	1	7 000
2	控制柜	2	1 000
3	附件	1	1 000
—	总计	—	9 000

$$Y = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i G_i}{\sum_{i=1}^n G_i} \quad (2)$$

$$Z = \frac{\sum_{i=1}^n Z_i G_i}{\sum_{i=1}^n G_i} \quad (3)$$

式中: G_i 为各类设备的质量, kg; X_i 为各类设备的 x 方向坐标, mm; Y_i 为各类设备的 y 方向坐标, mm; Z_i 为各类设备的 z 方向坐标, mm。

车辆平台悬架、轮胎具有一定弹性, 本文是弹性支撑, 将刚性梁视为刚体车架受力分析如图 3 所示。

根据图 3 受力分析, 可得方程:

$$\sum R_i = G_S \quad (4)$$

$$R_2 L_2 + R_3 L_3 = G_S L_0 \quad (5)$$

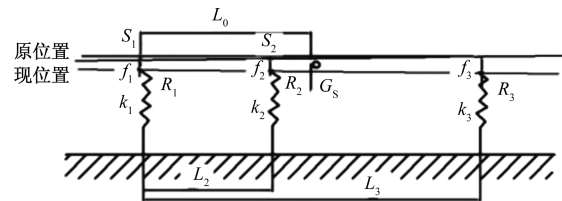
$$\frac{f_3 - (S_1 + f_1)}{(S_2 + f_2) - (S + f_1)} = \frac{L_3}{L_2} \quad (6)$$

$$f_1 = \frac{R_1}{k_1} \quad (7)$$

$$f_2 = \frac{R_2}{k_2} \quad (8)$$

$$f_3 = \frac{R_3}{k_3} \quad (9)$$

1号车主要设备的中心及质量如表 3 所示。



S_i 为出厂安装水平高度; f_i 为为平台车辆第 i 个轴车架垂直方向上的位移量; G_S 为平台车辆总质量; k_i 为平台车辆第 i 个轴悬架、轮胎等效刚度; R_i 为平台车辆第 i 个轴车架受车桥反作用力; L_0 为平台车辆重心位置, L_2 、 L_3 分别为平台车辆 1 轴与 2、3 轴的距离

图3 汽车纵梁受力分析

表3 主要设备质量及其分布

序号	名称	G_i	X_i	Y_i	Z_i
1	车辆底盘	11 425.00	2 500	0	1 200
2	输入电动电缆盘	500.00	1 600	-850	1 585
3	输入柜	500.00	1 420	0	2 380
4	变频电源	4 000.00	3 540	0	2 050
5	输出滤波柜	500.00	5 640	0	2 380
6	中间变压器	3 500.00	7 390	0	2 150
7	互感器组	1 000.00	9 640	0	1 700
8	输出电动电缆盘	500	10 150	570	1 585
9	整体	21 425	3 917.74	-5.98	1 636.71

车辆底盘总质量为 21 425 kg < 25 000 kg。

经计算车重心位于第一轴中心偏后 3 651.11 mm、重心高度在地面上方 1 588.10 mm、左右偏离轴心线约 6.53 mm。

式(1)~式(9)中:已知量为 $L_2 = 1\ 950\ \text{mm}$, $L_3 = 7\ 300\ \text{mm}$, $k_1 \approx k_2 \approx \frac{1}{2}k_3$ 。底盘簧上质量 $M = 21\ 425\ \text{kg}$, $L_0 = 3\ 917.74\ \text{mm}$ 。把整个汽车大梁以上看作一个刚体,初始安装高度 $S_1 = 0$ 。

桥 $G_1 = 6\ 385.11\ \text{kg}$, 桥 $G_2 = 5\ 900.21\ \text{kg}$, 桥 $G_3 = 9\ 139.67\ \text{kg}$ 。

底盘各轴最大载荷分别为 7 000 kg、7 000 kg、11 000 kg, 满足要求。

2 号车主要设备的中心及质量如表 4 所示。

表 4 主要设备质量及其分布

序号	名称	G_i	X_i	Y_i	Z_i
1	车辆底盘	11 425	2 000	0	1 200
2	补偿电容器 1	2 700	2 720	0	2 100
3	补偿电容器 2	2 700	5 570	0	2 100
4	补偿电容器 3	2 700	8 420	0	2 100
5	控制柜	1 000	10 440	0	2 400
6	附件	1 000	10 000	0	1 650
7	整体	21 525	4 637.96	0.00	1 615.33

车辆底盘总质量为 21 525 kg < 25 000 kg。

经计算车重心位于第一轴中心偏后 4 107.18 mm、重心高度在地面上方 1 615.33 mm、左右不偏离轴心线。

式(1)~式(6)中:已知量为 $L_2 = 1\ 950\ \text{mm}$, $L_3 = 7\ 300\ \text{mm}$, $k_1 \approx k_2 \approx \frac{1}{2}k_3$ 。底盘簧上质量 $M = 21\ 525\ \text{kg}$, $L_0 = 4\ 107.18\ \text{mm}$ 。把整个汽车大梁以上看作一个刚体,初始安装高度 $S_1 = 0$ 。

算出桥 $G_1 = 5\ 645.69\ \text{kg}$, 桥 $G_2 = 5\ 615.32\ \text{kg}$, 桥 $G_3 = 10\ 263.00\ \text{kg}$ 。

底盘各轴最大载荷分别为 7 000 kg、7 000 kg、11 000 kg, 满足要求。

2 试验平台 3D 力学仿真分析

依据上文试验平台的 3D 结构设计,建立试验平台的 3D 力学仿真模型,仿真分析各个设备的振动情况和紧固力学裕度,进而针对紧固力不足的部件研究相应的解决方案。

2.1 理论基础

由经典力学理论可知,物体的动力学通用方

程为

$$\mathbf{M}\mathbf{x}'' + \mathbf{C}\mathbf{x}' + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{F}(t) \quad (10)$$

式中: \mathbf{M} 为质量矩阵; \mathbf{C} 为阻尼矩阵; \mathbf{K} 为刚度矩阵; \mathbf{x} 为位移矢量; $\mathbf{F}(t)$ 为力矢量; \mathbf{x}' 为速度矢量; \mathbf{x}'' 为加速度矢量^[15-18]。

动力学问题的运动方程为

$$\mathbf{M}\mathbf{x}'' + \mathbf{x}\mathbf{K} = \{0\} \quad (11)$$

结构的自由振动为简谐振动,即位移为正弦函数:

$$\mathbf{x} = \mathbf{x}\sin(\omega t) \quad (12)$$

代入式(12)得:

$$(\mathbf{K} - \omega^2\mathbf{M})\mathbf{x} = \{0\} \quad (13)$$

式(13)为经典的特征值问题,此方程的特征值为 ω_i^2 ,其开方 ω_i 就是自振圆频率,自振频率为 $f = \frac{\omega_i}{2\pi}$ 。特征值 ω_i 对应的特征向量 \mathbf{x}_i 为自振频率 $f = \frac{\omega_i}{2\pi}$ 对应的振型。

对应的振型。

2.2 试验车上下坡时的振动分析

模型的整体构建如图 4 所示。

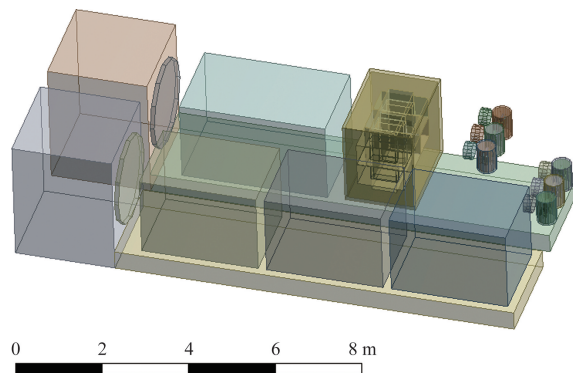


图 4 两台试验车的整体模型

首先分析 1 号试验车,1 号试验车依次放置电源输入电缆盘、变频电源、变频电源右侧放置中间变压器,变频电源输出接线端子与中间变压器输入端子使用电缆连接,中间变压器输出端子在另一侧面引出,其套管斜向布置使接线板位置与 A、C 相精密测量互感器位置平行,通过母排与精密测量电流互感器连接。将车底盘设定为固定约束,其中变压器和互感器的外壳被隐藏时可以看到其内部的铁芯和绕组结构。

假设车辆上坡行驶,此时受到重力和地面支持力的合力与摩擦力方向相同,均沿车身向下,研究试验车上下坡行驶的振动情况时,可以简化为沿车身方向对其施加力,来判断车辆及设备的振动情况

以及上下坡行驶是紧固不足的地方。1号车总质量为 21 425 kg,2号车总质量为 21 525 kg,在一般的沥青或混凝土路面上轮胎与地面的摩擦系数一般为 0.018~0.020,假设坡度分别为 30°和 45°,1号车和 2号车的仿真结果分别如图 5和 6所示,

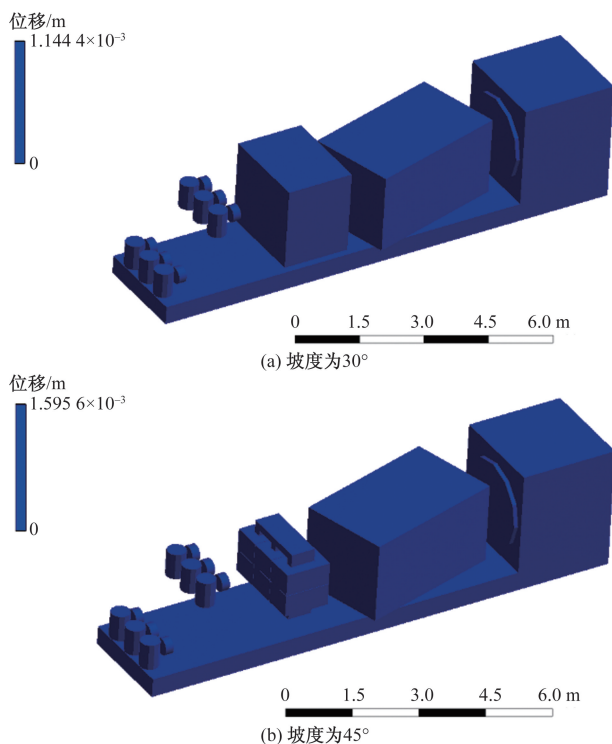


图 5 1号试验车在上坡情况下的位移

1号车和 2号车在上坡时整体基本都没有变形,1号试验车上的频率电源会发生左右滑动,2号试验车最里面的电容器组也易发生左右滑动,当坡度增加时,位移有极小的增加,可以忽略不计,整体情况不变。同样,当车辆下坡行驶,此时受到重力和地面支持力的合力与摩擦力方向相反,假设坡度分别为 30°和 45°,1号试验车和 2号试验车的仿真结果分别如图 7和 8所示。

与上坡情况相似,1号车和 2号车在下坡时整体基本都没有变形,同样,1号车上的频率电源会发生左右滑动,需要加强四角的固定,2号车最里面的电容器组也易发生左右滑动,需要加强靠近车头侧两角的固定,当坡度增加时,位移有极小的增加,可以忽略不计,整体情况不变。

3 车载设备螺栓紧固方案设计

根据上述章节体积大、重心高的变频源等设备容易出现滑动变形情况,以质量最重的变频源 4 000 kg的车载单部件在时速 100 km 的条件下紧急制动的初设条件对所设计的紧固件进行强度校

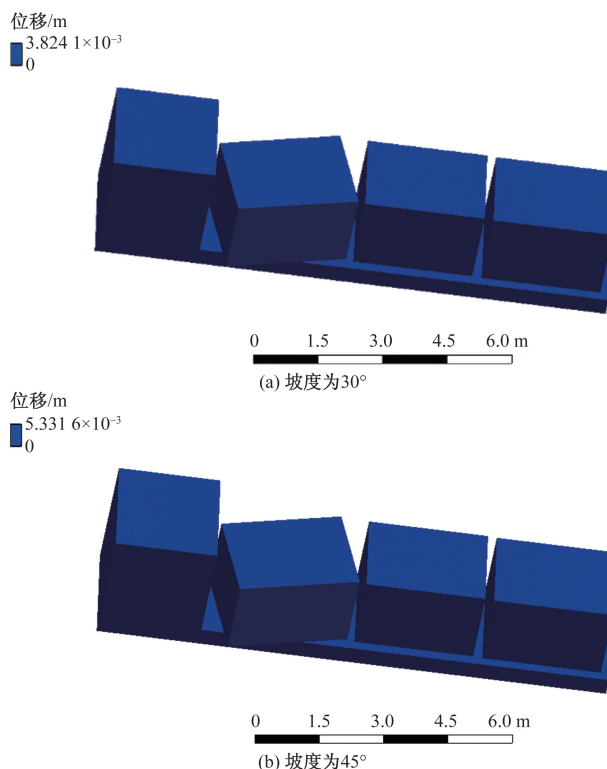


图 6 2号车在上坡情况下的位移

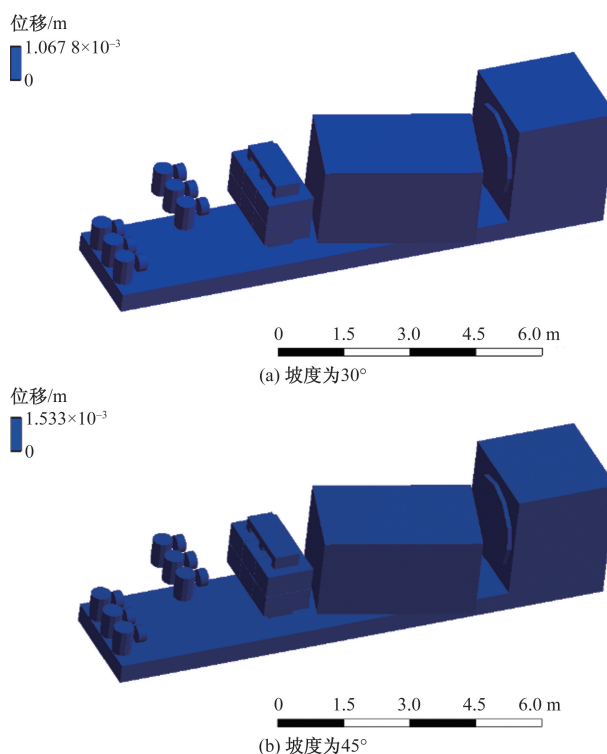


图 7 1号车在下坡情况下的位移

核计算。

在紧急制动时,车辆平台制动距离为 100 m 左右,制动加速度近似为定值,计算为 3.858 m/s²。

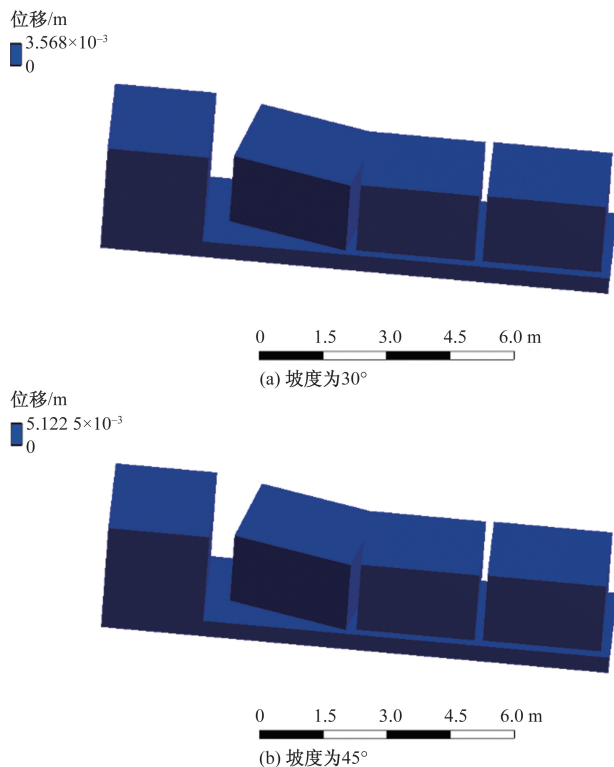


图 8 2号车在下坡情况下的位移

以 1 号平台车辆最重的部件变频电源为例,使用 12 个 6.8 级 M20 螺栓连接,校核螺栓强度。

校核具体计算如下。

(1) 螺栓的拧紧力矩:

$$T_K = T_1 + T_2 = \frac{1}{2} F_0 \tan(\phi + \rho_v) d_2 + \frac{1}{3} F_0 f_c \frac{D_w^3 - d_0^3}{D_w^2 - d_0^2} \quad (14)$$

$$F_0 = \frac{6T_K}{3 \tan(\phi + \rho_v) d_2 + 2f_c \frac{D_w^3 - d_0^3}{D_w^2 - d_0^2}} \quad (15)$$

式中: F_0 为单个螺栓的拉紧力, kN; T_K 为螺栓的拧紧力矩规定值, Nm; ϕ 为螺栓升角; ρ_v 为螺旋副当量摩擦角; $\rho_v = \arctan f_v$, 其中 f_v 为螺旋副当量摩擦系数, 取 $f_v = 0.17$; d_1 为螺纹小径, mm; d_2 为螺纹中径, mm; f_c 为螺栓工作面摩擦系数, 取 $f_c = 0.15 \sim 0.20$; D_w 为螺栓头摩擦面外径, mm; d_0 为螺栓头孔直径, mm; T_1 为螺栓副螺纹阻力矩, Nm。

$$T_1 = \frac{1}{2} F_0 \tan(\phi + \rho_v) d_2 \quad (16)$$

T_2 为螺栓头与其接触面的摩擦力矩, N·m:

$$T_2 = \frac{1}{3} F_0 f_c \frac{D_w^3 - d_0^3}{D_w^2 - d_0^2} \quad (17)$$

(2) 螺栓螺纹部分的拉应力:

$$\sigma = \frac{4F_0}{\pi d_1} \quad (18)$$

(3) 螺栓螺纹部分的剪应力:

$$\tau = \frac{16T_1}{\pi d_1} = \frac{8F_0 \tan[(\phi + \rho_v) \times d_2]}{\pi d_1} \quad (19)$$

(4) 对一般的钢制螺栓, 其强度条件为

$$\sigma_1 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (20)$$

(5) 螺栓安全系数:

$$n_1 = [\sigma] / \sigma \quad (21)$$

式中: $[\sigma]$ 为螺栓的极限许用应力, U_n 。

校核结果如表 5 所示。

螺栓许用应力 $[\sigma] = 73.85 \text{ MPa}$;

螺栓计算应力 $\sigma = 68.54 \text{ MPa}$ 。

表 5 预紧螺栓连接的安全系数

材料种类	静载荷			动载荷		
	M6-M16	M16-M30	M30-M60	M6-M16	M16-M30	M30-M60
碳钢	4~3	3~2	2~1.3	10~6.5	6.5	6.5~10
合金钢	5~4	4~2.5	2.5	7.5~5	5	6~7.5

校核计算结果: $\sigma \leq [\sigma]$ 满足固定要求, 长途运输设备固定无隐患。

4 样机静侧翻及运行试验

为验证本文以上的结构设计, 按照 1:1 研制了空负载试验平台 1 号车和 2 号车如图 9 所示, 并进行车辆成功通过静侧翻试验。试验时试验平台以 $3^\circ/\text{min}$ 升速度(匀速)至侧倾稳定角为 28° , 后以 $27^\circ/\text{min}$ 速度(匀速)。车辆经过长途驾驶湖北省武汉市新洲区金阳大道国网电力科学研究院武汉南瑞有限责任公司前往广州市南沙区广州供电局有限公司员工技术技能实训中心, 经过 30% 陡坡、 90° 急转弯, 全程为 1 067.1 km。经检测, 车载设备没有出现明显的变形和位移。

经调研大型变压器空负载试验, 一般需要 3 名司机, 5 名试验工作人员进行试验设备吊装、运输、搬运、试验接线等工作, 准备及试验总时长约为 8 h。本试验平台研制投运后, 此类试验只需要 2 名司机, 2 名试验人员, 准备及试验总时间长短约为 4 h, 试验时间缩短一半, 人力减少一半, 运输设备减少三分之一。

5 结论

针对大型变压器现场空负载试验耗时耗力效率低等问题, 设计并研制了变压器空负载试验平台, 得到如下结论。

(1) 本文采用 solidworks 对试验平台的 1 号车和 2 号车进行了 3D 设计, 对 1 号车和 2 号车进行重心分析, 1 号车重心位于第一轴中心偏后 3 651.11 mm、



图9 空负载试验平台1号车和2号车实物



图10 空负载试验平台1号车和2号车侧翻试验现场



图11 空负载试验平台1号车和2号车试验现场

重心高度在地面上方 1 588.10 mm、左右偏离轴心线约 6.53 mm。2 号车重心位于第一轴中心偏后 4 107.18 mm、重心高度在地面上方 1 615.33 mm、左右不偏离轴心线。平台车辆重心符合 GB/T12538—2003 重心位置的要求。

(2)采用 ANSYS 对平台的 1 号车和 2 号车进行了 3D 力学分析,结果表明 1 号车的频率电源会发生左右滑动,需要加强四角的固定,2 号车最里面的电容器组也易发生左右滑动,需要加强靠近车头侧两角的固定。

(3)针对仿真容易出现滑动的设备,进行设备

螺栓紧固方案设计,以质量最大的变频源为例,进行强度校核计,使用 12 个 6.8 级 M20 螺栓连接, $\sigma \leq [\sigma]$ 满足固定要求,长途运输设备固定无隐患。

(4)本文首次设计并研制了大型变压器空负载现场试验平台,通过静侧翻及现场试验效率提高 3 倍。

参考文献

- [1] 王红卫,张娜. 特高压变压器现场空负载试验参数探讨[J]. 山西电力,2020,3(A): 13-16.
- [2] 陈欣. 三绕组变压器的空、负载试验[J]. 中国科技信息,2010,16(7): 142-143.
- [3] 刘小高. 220kV 变压器短路和空载试验数据与结论分析[J]. 广西电业,2008,12: 117-118.
- [4] 刘睿,张宗喜,蒋伟,等. 油浸式配电变压器过载能力研究[J]. 科学技术与工程,2016,16(36): 22-23.
- [5] 武雪峰,张玲玲,洪腾腾,等. 单相双绕组变压器空负载运行特性分析[J]. 河南科技,2020,26: 53-55.
- [6] 杨子岳,孙贤明,魏瑛辰. 基于多物理场耦合的非晶合金变压器短路特性分析[J]. 科学技术与工程,2021,32(21): 159-162.
- [7] 周海滨,陈伟民,夏谷林,等. 谐振在特高压直流输电设备现场特殊试验中的应用[J]. 电力建设,2015,2(2): 123-124.
- [8] 朱太云,杨道文,刘振山,等. 1000 kV 主变压器调压补偿变压器现场试验技术研究[J]. 安徽电气工程职业技术学院学报,2015(A1): 205-206.
- [9] 罗学琛. 对进口变压器现场试验项目的几点看法[J]. 高电压技术,1992,1(1): 56-57.
- [10] 顾南峰,赵杰. 广西 500 kV 变压器现场试验调试专栏: 天生桥、平果、来宾、梧州 500 kV 变电站(开关站)超高压电气设备简介[J]. 广西电力技术,1993(2): 103-104.
- [11] 王清强,安宣社. 沙漠草方格铺设车的设计与试验[J]. 机械设计与研究,2023,39(6): 217.
- [12] 杜介勋. 蔬菜运输车的结构设计及仿真[J]. 潍坊学院学报,2023,23(2): 28.
- [13] 唐政,余越,刘羽飞,等. 田间作物表型获取无人车平台主体结构设计与优化[J]. 浙江大学学报,2022,49(2): 282.
- [14] 智晋宁,张浩杰,王志强,等. 混凝土泵车整车有限元模态分析与试验[J]. 中国工程机械学报,2021,19(6): 550.
- [15] 任昭. 基于 ANSYS Workbench 的助老起升装置动力学仿真研究[J]. 机械设计与制造工程,2023,8: 25-29.
- [16] 赵伟. 结构力学仿真的在机载产品结构设计中的应用[J]. 现代制造技术与装备,2021(6): 55-56.
- [17] 郝中波,郭俊华. 基于 ANSYS 的车桥耦合动力学仿真分析[J]. 机械与电子,2012(3): 73-75.
- [18] 戚立伟,石瑞玉. 核心机台架静力学仿真[J]. 机电产品开发与创新,2023(2): 137-140.

Design and Test of 240 MW 220 kV Transformer No-load and Load Mobile Test Platform

TANG Guolong, WANG Xianwei, HU Huafeng, CHEN Wei, YAN Peiyuan, DAI Yinghong, LI Min

(Wuhan NARI Limited Liability Company of State Grid Electric Power Research Institute, Wuhan 430074, China)

Abstract: No-load and load tests are routine tests for transformers. The test equipment required for no-load and load tests of large transformers is bulky and heavy, and the test equipment needs to be lifted, fixed, transported, unloaded, and reassembled and wired. This process has certain transportation risks and low efficiency. To solve this field test problem, this paper designed an No-load and load test platform by using SolidWorks, and integrated variable frequency power supply, intermediate transformer, instrument transformer set, capacitor set and other test equipment into two test vehicles. Through gravity center analysis, 3D mechanical simulation, equipment bolt fastening scheme design, and finally developed the test platform according to the analysis results. After long-distance driving and field test, the on-board equipment is stable and has no eccentricity or deviation problem, and the field test efficiency is increased by 3 times.

Keywords: no-load and load test; structural design; test platform