

有载分接开关真空管操动机构力学特性动态仿真

顾传宇¹, 严英杰², 刘亚东², 邓军³, 朱强⁴, 江秀臣²

(1. 上海交通大学 电子信息与电气工程学院, 上海 200240; 2. 上海交通大学 电气工程系, 上海 200240; 3. 中国南方电网有限责任公司超高压输电公司, 广州 510000; 4. 上海华明电力设备制造有限公司, 上海 200333)

摘要: 真空管操动机构是换流变有载分接开关的核心部件, 其机械结构较为复杂, 且因其频繁操作常导致机械机构发生塑性形变与损伤, 从而发生换流变故障。研究有载分接开关真空管操动机构力学特性动态仿真能够弥补传统测试手段无法直观展示应力分布的不足, 并为真空管操动机构的设计与改进提供理论基础。首先, 在 ANSYS 中建立了基于隐式非线性动力学的真空管操动机构瞬态动力学仿真模型, 采用 Von Mises 屈服准则与等向硬化模型计算模型等效应力; 其次通过有限元分析了操动机构整体的应力分布情况; 最后针对性地分析了凸转盘、凸杆、支撑机构和真空管的应力分布情况, 从而便于深入分析分接开关在各种工况下的工作原理, 并有助于根据应力分布情况有效改进操动机构机械结构, 并在设计阶段预见并避免可能的故障模式。

关键词: 真空管操动机构; 应力; 有限元分析; 瞬态动力学

中图分类号: TM 403.4 **文献标志码:** A

Dynamic simulation of mechanical characteristics of vacuum tube operating mechanism of on load tap changer

GU Chuanyu¹, YAN Yingjie², LIU Yadong², DENG Jun³, ZHU Qiang⁴, JIANG Xiuchen²

(1. School of Electronic Information and Electrical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China; 2. Department of Electrical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai 200240, China; 3. China Southern Power Grid Ultra High Voltage Power Transmission Company, Guangzhou 510000, China; 4. Shanghai Huaming Electric Power Equipment Manufacturing Co., Ltd., Shanghai 200333, China)

Abstract: The vacuum tube operating mechanism is the core component of the on load tap changer of the converter transformer. Its mechanical structure is relatively complex, and frequent operation often leads to plastic deformation and damage of the mechanical mechanism, resulting in converter transformer failure. Studying the dynamic simulation of the mechanical characteristics of the vacuum

收稿日期: 2024-09-30

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52207166)

第一作者: 顾传宇(2002-), 男, 硕士研究生。研究方向: 电气设备多物理场仿真。E-mail: gcy515@sjtu.edu.cn

通信作者: 严英杰(1988-), 男, 副研究员。研究方向: 数字化电力装备。E-mail: yanyingjie@sjtu.edu.cn

引文格式: 顾传宇, 严英杰, 刘亚东, 等. 有载分接开关真空管操动机构力学特性动态仿真[J]. 上海理工大学学报, 2024, 46(5): 475-483.

Citation: GU Chuanyu, YAN Yingjie, LIU Yadong, et al. Dynamic simulation of mechanical characteristics of vacuum tube operating mechanism of on load tap changer[J]. Journal of University of Shanghai for Science and Technology, 2024, 46(5): 475-483.

tube operating mechanism of the on load tap changer can compensate for the shortcomings of traditional testing methods that cannot intuitively display stress distribution, and provide a theoretical basis for the design and improvement of vacuum tube operating mechanisms. Firstly, a transient dynamic simulation model of the vacuum tube operating mechanism based on implicit nonlinear dynamics was established in ANSYS. The Von Mises yield criterion and isotropic hardening model were used to calculate the equivalent stress of the model. Secondly, the stress distribution of the operating mechanism as a whole was analyzed by finite element method. Finally, the stress distribution of the convex turntable, convex rod, support mechanism, and vacuum tube was analyzed in a targeted manner, which facilitates in-depth analysis of the working principle of the tap changer under various working conditions and helps to effectively improve the mechanical structure of the operating mechanism based on the stress distribution, and to predict and avoid possible failure modes in the design stage.

Keywords: *vacuum tube operating mechanism; stress; finite element analysis; transient dynamics*

有载分接开关(on-load tap changer, OLTC)是换流变的核心部件之一, 其通过逐级切换触头分接实现调压功能, 承担着调节无功功率、稳定电网电压的重要作用^[1-3]。对于高压直流输电系统的换流变压器而言, 有载分接开关的频繁调压操作等常导致变压器故障发生。其主要分为两大类: 电气故障和机械故障。其中机械故障占比较大, 并且若分接开关出现机械故障后还继续运行, 往往还将导致二次电气故障^[4-6]。真空管操动机构是换流变有载分接开关的核心部件, 通过精确控制真空管的开合, 实现在变压器不停电的情况下安全地切换分接头。但由于其机械结构较为复杂, 且对应其在整个服役周期内操作次数达百万次以上, 因而真空管操动机构动作后的机械性能变化为本文的研究重点。

在进行有载分接开关真空管操动机构的应力应变分析时, 传统实验法虽然直观但成本高、耗时长, 限制了其在复杂结构中的应用。此外, 实验法难以获取内部详细应力分布, 特别是难以触及的区域, 这影响了对结构薄弱点的准确识别^[7-8]。鉴于上述局限性, 本文采用虚拟仿真的方法来进行有载分接开关真空管操动机构的应力应变分析。对于应力应变虚拟仿真分析, 多个领域已有相当广泛的应用。李丽丽^[9]通过对铸造过程应力场的数值模拟来预测铸件的变形和残余应力。滕彦磊^[10]使用非线性模型研究了水库大坝防渗墙应力变形特性。丁雅博等^[11]利用 ABAQUS 对比分析了钢筋轻骨料混凝土梁的试验数据并验证了损伤塑性模型的准确性。万一品^[12]用 ANSYS 分析了

桥壳的静力学特性, 从而得到桥壳结构的振动特性。续俊^[13]用 ANSYS 研究了压力容器的工作状态下的应力和变形, 得到压力容器的应力及变形分布情况。时圣占等^[14]通过 ABAQUS 分析了 C 型钢-混凝土组合梁的承载力和刚度。彭正等^[15]采用 ANSYS 对移动式秸秆颗粒机车架进行静力学和模态分析, 验证了车架的应力变形和稳定性。

综上所述, 在复杂工况下, 尤其是多轴应力作用时, 虚拟检测进行应力应变分析高效可靠。该方法能细致模拟真空管操动机构在静态、动态负载、温度变化及材料老化等条件下的力学行为, 并揭示其长期性能演变^[16-18]。通过构建精确的三维模型, 虚拟检测可全面考虑各部件(如凸转盘、弹簧、连接件)的相互作用, 准确计算应力集中区、应变分布和潜在疲劳破坏点^[19-24]。此外, 这种方法有助于识别设计中的薄弱环节, 评估材料极限承载能力, 并提出结构优化策略, 如调整部件尺寸、形状或材料, 引入缓冲或加强结构, 优化动态特性, 从而提升系统稳定性和耐用性。虚拟检测的后处理功能还能以彩色云图、等值线图等形式直观展示应力应变分布, 帮助理解工作原理, 预见并避免故障模式, 减少维护成本和风险^[25-26]。

本文使用 ANSYS 有限元分析软件建立了基于隐式非线性动力学的真空管操动机构的瞬态动力学仿真模型。在计算中采用了 Von Mises 屈服准则和等向硬化模型来确定等效应力。通过有限元分析, 研究了操动机构整体的应力分布, 并特别关注了凸转盘、凸杆、支撑机构和真空管的应力分布情况。进一步分析了这些组件材料在疲劳损伤

后的力学性能变化, 这对于真空管操动机构的设计验证与优化具有重要意义。

1 操动机构动态应力应变模拟原理

在每次开断过程中, 真空泡、触点、弹簧和传动机构等关键部件会经历快速位移和变形, 产生瞬时应力, 特别是在触点接触和断开时, 局部应力集中明显。长期反复应力作用会导致材料累积应变, 引起微观结构变化, 如晶粒滑移、裂纹萌生和扩展, 最终可能引发材料疲劳, 影响机械性能。此外, 触点的频繁接触和分离还会导致摩擦和磨损, 增加接触电阻, 甚至造成触点熔焊或粘连, 影响分合闸速度和稳定性。磨损产生的微粒还可能加剧内部磨损。

为了全面理解多次开断后的机械性能变化, 从应力应变角度进行研究非常重要。这通常结合有限元分析和材料试验, 建立模型模拟应力分布和应变发展, 预测损伤程度, 并通过疲劳和磨损试验验证结果, 为设计优化和寿命预测提供数据支持。

1.1 有限元模型建立

以某高压有载分接开关真空管操动机构为原型建立简化模型, 采用 ANSYS 进行仿真, 有载分接开关实物及简化二维模型如图 1 所示。为方便研究正常运行下的应力分布仿真, 本文对仿真部位进行了简化, 重点关注凸转盘的 4 个凸台和真空管下的杠杆机构。因而去除了不重要的主驱动轴和真空管上方的一系列结构部位, 对真空管部位下方的弹簧简化, 利用边界载荷来模拟弹簧, 对凸转盘下方的底座圆盘进行简化。简化后的模型包括 4 个部分: 凸转盘、支撑机构、凸杆和真空管。中央凸盘通过旋转带动凸杆上下运动, 从而驱动真空管进行分合闸操作。

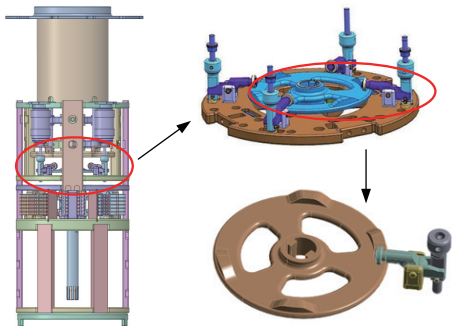


图 1 有载分接开关及仿真模型
Fig.1 Load tap changer and simulation model

本次仿真在真空管操动机构的绝大部分部位划分 3 mm 三角形网格, 在连接与碰撞处等关键部位划分超细化的 0.5 mm 三角形网格, 以通过调整网格的大小和密度, 可以在不同区域上实现更精确和高效的仿真结果。针对 0.25 s 的瞬态仿真过程, 设置时间步长为 0.01 ms, 共 25 000 个时间步, 共耗时 128 h, 保证了计算结果准确性与计算量之间的平衡。

1.2 边界条件

凸转盘、凸杆、真空管材料都是 45 号钢, 支撑机构的材料是酚醛玻璃纤维 4330-2, 其密度、弹性模量、泊松比、屈服强度、拉伸强度如表 1 所示。

表 1 有载分接开关材料力学参数
Tab.1 Mechanical parameters of OLTC materials

材料牌号	45#	酚醛玻璃纤维4330-2
密度/(kg·m ⁻³)	7810	1 740
弹性模量/GPa	210	25
泊松比	0.28	0.31
屈服强度/MPa	355	/
拉伸强度/MPa	600	300

由于其中凸转盘的下方还有一个圆形底座, 在有载分接开关实际运行下是固定于底座的, 所以施加固定边界条件; 凸转盘的下方底座禁止其平移, 约束平移运动, 释放绕轴进行旋转的自由度; 同时给转轴内部施加固定边界条件; 给凸转盘约束平移自由度, 释放其绕轴旋转的自由度, 让凸转盘可以绕轴进行自转。

按照凸转盘在 100 ms 内转过 90°, 角加速度为 $\alpha = 18\,000^\circ/\text{s}^2$, 凸转盘转轴已具有的转速为 $\omega = 22.32\text{ rad/s}$, 将此速度作为模型的初始转速。

由于凸转盘旋转带动凸杆运动, 因而需在关键部位接触或连接处设置摩擦, 初始摩擦系数设为 0.1, 共需要设置 5 处, 分别为凸转盘和凸杆接触处、凸杆和支撑机构连接处、凸杆和真空管接触处、凸杆和真空管连接处和凸杆与支撑机构接触处, 如图 2 所示。

同时, 由于真空管实际与上方装置相连接, 故将真空管约束为仅可上下运动, 且初始受到竖直向上的 500 N 负载。

1.3 基于隐式非线性动力学的操动机构运行原理

由于分合闸期间有载分接开关真空管操动机

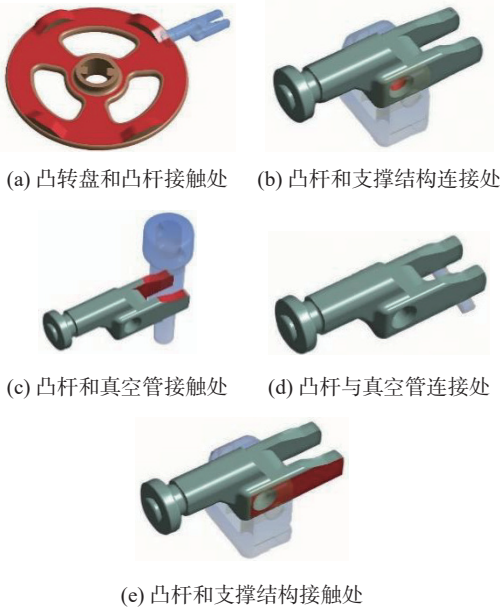


图2 摩擦系数设置

Fig.2 Friction coefficient setting

构机械结构不断运动并发生碰撞,其应力应变随时间不断发生改变,因而采用瞬态仿真模拟其运动过程,并研究其应力应变变化。为确定有载分接开关真空管操动机构随时间变化的载荷作用下的动力学响应,即确定结构在静载荷、瞬态载荷和简谐载荷的随意组合作用下的随时间变化的位移、应变、应力等,本文采用 Newmark 隐式积分法进行计算。

对于空间有限元离散,用 0x_i , tx_i , ${}^{t+\Delta t}x_i$ ($i=1,2,3$)描述真空管操动机构各点在时间 0, t , $t+\Delta t$ 的位形坐标, tu_i , ${}^{t+\Delta t}u_i$ ($i=1,2,3$)表示其中的每个质点在时间 t 和 $t+\Delta t$ 内的位移。由平衡方程,采用虚位移原理得

$$\int_V {}^{\tau_{ij}^{t+\Delta t}} \delta e_{ij}^{t+\Delta t} dV = Q^{t+\Delta t} \quad (1)$$

式中: $\tau_{ij}^{t+\Delta t}$ 为 $t+\Delta t$ 时刻的应力; $\delta e_{ij}^{t+\Delta t}$ 为 $t+\Delta t$ 时刻的应变; $Q^{t+\Delta t}$ 为 $t+\Delta t$ 时刻的外力虚功。

但是真空管操动机构和凸转盘之间的碰撞过程是大位移、小变形的非线性运动过程,可得瞬态动力学分析求解的基本运动方程为

$$M\ddot{\mathbf{u}} + C\dot{\mathbf{u}} + K\mathbf{u} = \mathbf{F}(t) \quad (2)$$

式中: $\mathbf{M}$ 表示质量矩阵; $\mathbf{C}$ 表示阻尼矩阵; $\mathbf{K}$ 表示刚度矩阵; $\ddot{\mathbf{u}}$ 表示节点加速度向量; $\dot{\mathbf{u}}$ 表示节点速度向量; $\mathbf{u}$ 表示节点位移向量; $\mathbf{F}(t)$ 表示 t 时刻的载荷向量。

对时间积分,可采用中心差分法、平均加速

度法、Houbolt 法、Newmark 法等,这里采用 Newmark 方法,其中 a 为控制加速度的近似,可计算出 $\mathbf{u}_{t+\Delta t}$ 的公式:

$$\left(\mathbf{K} + \frac{1}{a\Delta t^2} \mathbf{M} + \frac{\delta}{a\Delta t} \mathbf{C} \right) \mathbf{u}_{t+\Delta t} = \mathbf{Q}_{t+\Delta t} + \mathbf{M} \left[\frac{1}{a\Delta t^2} \mathbf{u}_t + \frac{1}{a\Delta t} \dot{\mathbf{u}}_t + \left(\frac{1}{2a} - 1 \right) \ddot{\mathbf{u}}_t \right] + \mathbf{C} \left[\frac{\delta}{a\Delta t} \mathbf{u}_t + \left(\frac{\delta}{a} - 1 \right) \dot{\mathbf{u}}_t + \left(\frac{1}{2a} - 1 \right) \Delta t \ddot{\mathbf{u}}_t \right] \quad (3)$$

即得出 $t+\Delta t$ 时间真空管操动机构位置,重复迭代计算过程,因此就可以确定给定时间内的真空管操动机构的位置。

1.4 应力场计算

真空管操动机构在多轴应力状态下发生塑性变形,为评估模型在复杂应力状态下的屈服行为,本文基于 Von Mises 屈服准则确定真空管操动机构模型结构所受等效应力为

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{3}{2} \sigma' \cdot \sigma'} \quad (4)$$

式中: σ_{eq} 为等效应力; σ' 为应力偏张量,即去除静水压力部分的应力张量。

应力偏张量表示为

$$\begin{pmatrix} \sigma'_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma'_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{yz} & \sigma'_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma_x - \sigma_m & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma_m & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma_m \end{pmatrix} \quad (5)$$

式中: σ'_x , σ'_y , σ'_z 分别代表结构沿 x , y , z 轴方向修正后的正应力,它们通过从原始正应力 σ_x , σ_y , σ_z 中减去静水压力 σ_m 得到。 τ_{xy} , τ_{xz} , τ_{yz} , τ_{yx} , τ_{zx} , τ_{yz} 表示结构各个平面内的剪应力,这些值保持不变。由此可得到基于 Von Mises 屈服准则的真空管操动机构等效应力分布。

其次,考虑到局部应力过大而导致的塑性变形情况,且由于接触区域多次重复施加应力,材料屈服后会经历硬化,即随着塑性应变的增加,材料需要更大的应力才能产生进一步的变形。本文采用等向硬化模型,即材料的硬化效应是等向的,屈服面在应力空间中的大小随塑性应变的增加而均匀增大,但其形状和方向保持不变。

当前屈服应力可表示为

$$\sigma_y = \sigma_{y,0} + H \cdot \varepsilon_p \quad (6)$$

式中: σ_y 是当前的屈服应力; $\sigma_{y,0}$ 是初始屈服应力; H 是硬化模量,代表材料的硬化能力; ε_p 是累

积塑性应变。

综上, 等向硬化模型的增量型本构方程为

$$\Delta\sigma = E \cdot \Delta\varepsilon^{el} + \Delta\sigma^p l \tag{7}$$

式中: $\Delta\sigma$ 是应力增量; E 是弹性模量; $\Delta\varepsilon^{el}$ 是弹性应变增量; $\Delta\sigma^p l$ 是塑性应力增量。

代入 45 号钢相关参数, 可模拟真空管操动机构应力应变情况。计算流程如图 3 所示。

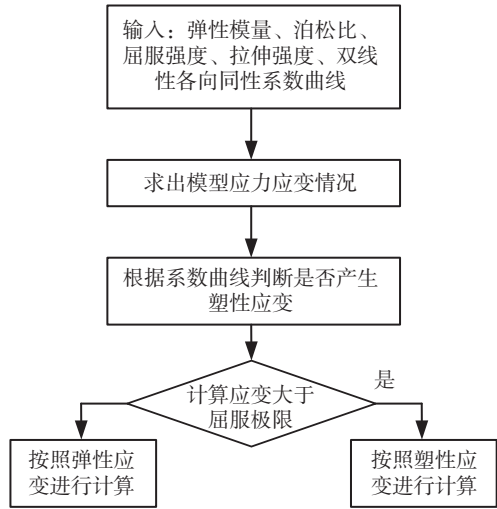


图 3 真空管操动机构应力应变计算流程

Fig.3 Stress and strain calculation process for vacuum tube operating mechanism

2 仿真结果

设置中央凸转盘转速为 22.32 rad/s, 摩擦系数均为 0.1, 真空管负载为 500 N, 开展模型的瞬态仿真, 研究其运行一圈, 即凸杆运动经过 4 个凸台, 共历经 0.25 s 的应力应变分布情况。

2.1 整体模型等效应力分析

真空管操动机构的平均等效应力可体现出整体模型中应力的分布趋势, 由于 4 个凸台形状大小均相同, 故取凸杆经过单个凸台进行研究。又因为在真空管操动机构运行初期, 凸转盘速度从 0 逐步升至 22.32 rad/s, 故其初始运行状态并未稳定, 为模拟分合闸过程中模型的应力变化, 本文取凸杆经过凸转盘第三个凸台, 即 155 ~ 195 ms 时刻整体模型应力进行分析。其中 155 ~ 167 ms 凸杆未撞击凸台, 167 ~ 174 ms 凸杆撞击凸台并运行在凸台上升面, 174 ~ 187 ms 凸杆运行在凸台平面部分, 187 ~ 194 ms 凸杆运行在凸台下降面。

图 4 为整体模型在凸转盘运行一周后的等效应力云图, 如图 4 所示, 最大等效应力出现在真

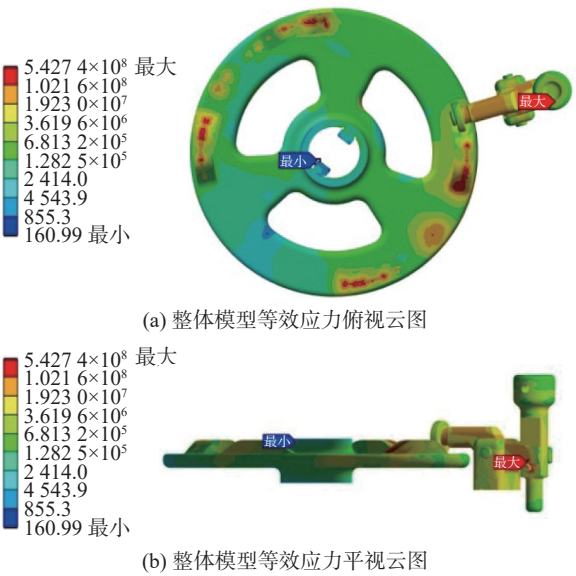


图 4 整体模型等效应力云图

Fig.4 Equivalent stress cloud map of the overall model

空管与连接机构接触处, 其次较大应力集中于凸转盘的 4 个凸台, 尤其集中于凸杆碰撞凸台后的上升阶段和平面运动阶段。应力集中往往导致材料的疲劳寿命下降, 从而导致磨损、断裂等问题。此处应力集中主要来源于凸杆所受来源于真空管的向下弹力, 为保证结构的正常运行, 该应力不可避免, 因而为降低结构损伤, 可以在设计过程中加以考虑, 如采取适当降低凸台角度、适当降低真空管弹力等措施。真空管操动机构的最小应力分布在凸转盘的内侧, 其并未直接受到外力作用。

除此之外, 不难看出真空管操动机构凸杆亦承担较大应力, 其主要来源于运动过程中各个结构间的碰撞挤压。而支撑部件和真空管所受应力较小, 表明分合闸期间其损耗较小。

图 5 描述的是整体模型所受最大等效应力在此期间随时间的变化, 其表明, 自分合闸运动开始, 其最大等效应力水平约为 500 MPa, 并随凸杆撞击凸台出现最大应力峰值。未撞击时, 最大等效应力稳定在 463 MPa, 在撞击后陡增, 并随着在凸台的平面和下降面上的运动逐步下降, 最后在离开凸台后最大等效应力上升至原本水平。

2.2 各个部件等效应力分析

针对真空管操动机构的各个部件, 在分合闸过程中其所受应力水平与峰值时间有所不同, 其相应损耗也会产生区别。因此, 将模型拆分为凸转盘、凸杆、支撑机构和真空管 4 个部分, 分别

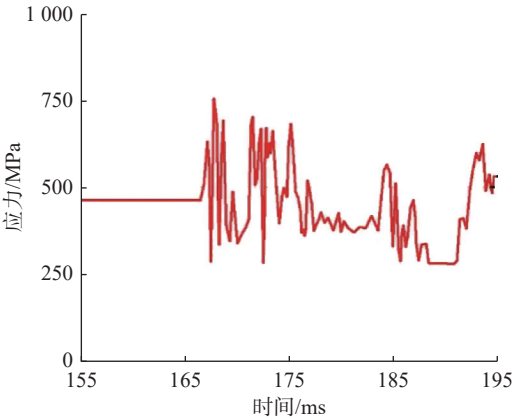


图5 整体模型最大等效应力

Fig.5 Maximum equivalent stress of the overall model

提取其应力分布水平云图进行分析。

首先，对凸转盘等效应力云图和最大等效应力进行分析。图6为155~195 ms期间，凸转盘等效应力最大值出现时的等效应力分布云图。不难看出，在运动过程中，凸转盘的应力分布具有明显的不均匀性，其应力集中分布于凸台部分，绝大部分区域应力极小。由此可见，凸台区域尤其是上升面，为凸转盘损耗最严重区域，其应受到重点关注。

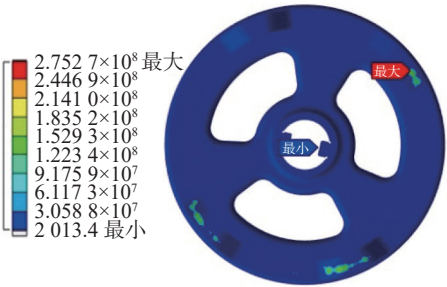


图6 凸转盘等效应力分布云图

Fig.6 Equivalent stress cloud map of convex turntable

图7为155~195 ms期间凸转盘最大等效应力的数值变化情况。凸转盘最大等效应力在碰撞后升高约50 MPa，其原因为在经历碰撞后凸转盘与凸杆结构发生一定量塑性变形，从而导致其形状与物理性质发生一定变化，因而促使最大等效应力上升。

由图7可知，在155~195 ms期间，凸转盘所受应力最大时刻为172.85 ms，截取凸转盘于172.85 ms应力最大的节点并记为A，其位于凸台上升面，研究A节点于155~195 ms期间应力变化情况。如图8所示，A节点应力在凸杆撞击凸台前保持极低水平，并在撞击后极速升高，直至凸杆运动到A节点时达到顶峰，并随着凸杆离开

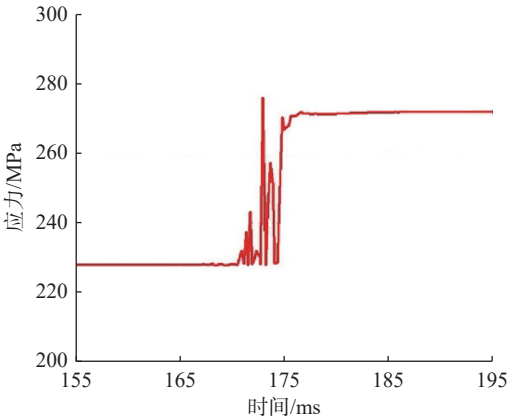


图7 凸转盘最大等效应力

Fig.7 Maximum equivalent stress of convex turntable

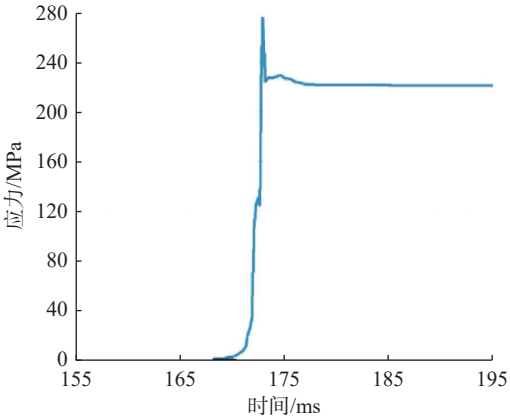


图8 凸转盘节点A等效应力

Fig.8 Equivalent stress of convex turntable node A

A节点下降并稳定在220 MPa。

其次，对凸杆等效应力分布云图和最大等效应力进行分析。图9为155~195 ms期间，凸杆等效应力最大值出现时的等效应力分布云图。不难看出，在运动过程中，凸杆与真空管接触处应力最大，除此之外，在凸杆的弯曲部位和连接处，应力集中也比较明显。这是因为这些地方与凸转盘和真空管发生碰撞挤压所导致。除了上述的应力集中区域外，大部分区域的应力分布相对较为均匀，颜色相对较浅。这表明在正常工作条件下，凸杆能够较好地分散负载，保持整体结构的稳定性。

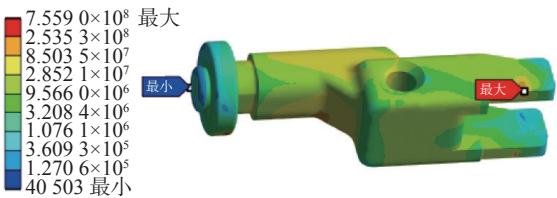


图9 凸杆等效应力分布云图

Fig.9 Equivalent stress cloud map of convex rod

图 10 为 155~195 ms 期间凸杆最大等效应力的数值变化情况。其表明凸杆的最大等效应力在与凸台撞击前保持不变，在撞击的一瞬间飙升至最大值，并在经历上升、平动和下降 3 个阶段后最大等效应力波动下降至原本应力水平以下，平稳后升至原本水平。

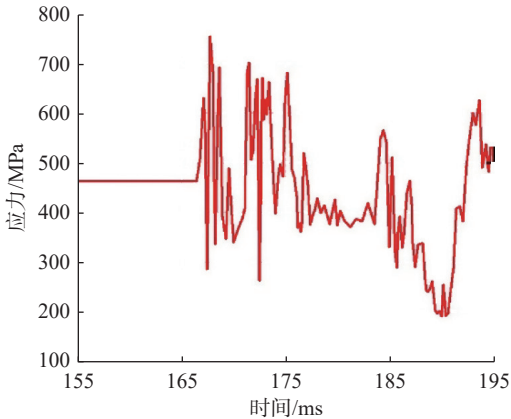


图 10 凸杆最大等效应力

Fig.10 Maximum equivalent stress of convex rod

由图 10 可知，在 155~195 ms 期间，凸杆所受应力最大时刻为 167.72 ms，截取凸杆于 167.72 ms 应力最大的节点并记为 B，其位于凸杆与真空管接触处，研究 B 节点于 155~195 ms 期间应力变化情况。如图 11 所示，B 节点应力在凸杆撞击凸台前稳定在 160 MPa，并在撞击后的凸台上升面运动阶段经历陡增与骤降，在凸台平面阶段应力保持极低水平，在凸台的下降面同样经历陡增与骤降，最终回归原本应力水平。

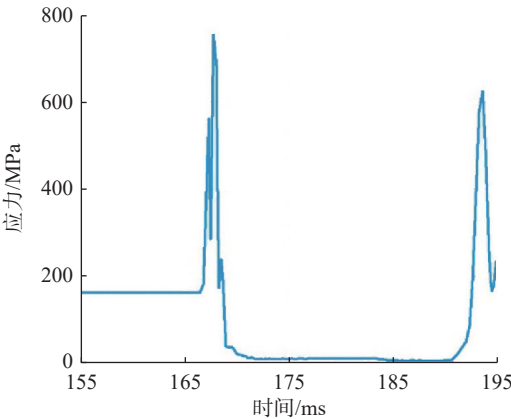


图 11 凸杆节点 B 等效应力

Fig.11 Equivalent stress of convex rod node B

接着，对支撑机构等效应力云图和最大等效应力进行分析。图 12 为 155~195 ms 期间，支撑机构等效应力最大值出现时的等效应力分布云图。如图 12 所示，在运动过程中，仅在支撑机构

与凸杆连接处，应力集中较为明显，其应力最大值也出现在此处。除此之外，应力均处于极低水平。

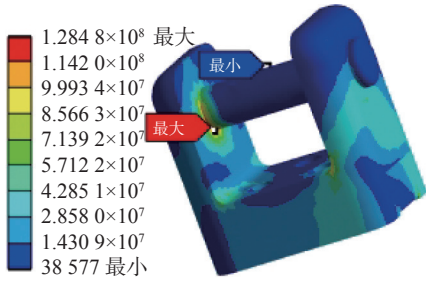


图 12 支撑机构等效应力分布云图

Fig.12 Equivalent stress cloud map of supporting mechanism

图 13 为 155~195 ms 期间支撑机构最大等效应力的数值变化情况。其表明，支撑机构最大等效应力在凸杆与凸台撞击前保持 36 MPa，撞击后极速增长至 128 MPa，并随凸杆在凸台上的运行逐步降低，最终回归原值。

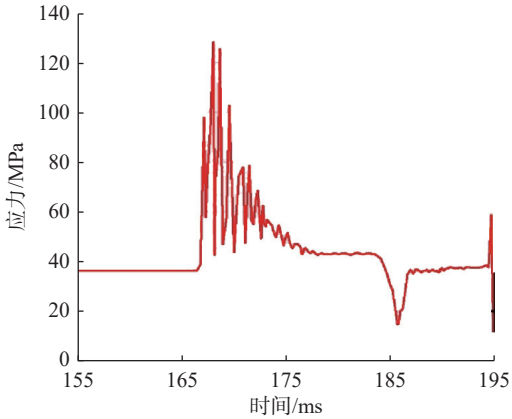


图 13 支撑机构最大等效应力

Fig.13 Maximum equivalent stress of supporting mechanism

由图 13 可知，在 155~195 ms 期间，支撑机构所受应力最大时刻为 167.98 ms，截取支撑机构于 167.98 ms 应力最大的节点并记为 C，其位于支撑机构与凸杆连接处，研究 C 节点于 155~195 ms 期间的应力变化情况。如图 14 所示，C 节点应力在凸杆撞击凸台前稳定在 20 MPa，并在撞击后增长至 128 MPa，总体应力发展趋势与图 13 中最大应力发展趋势相同，仅在撞击前与离开凸台后应力水平不同。结合图 12 可知在凸杆运行在凸台期间，支撑机构应力数值从大到小由点 C 向外辐射，即仅在点 C 及附近损耗较大。

最后，对真空管等效应力云图和最大等效应力进行分析。图 15 为 155~195 ms 期间，真空管等效应力最大值出现时的等效应力分布云图。其表明运动过程中，仅在真空管与凸杆连接处，应

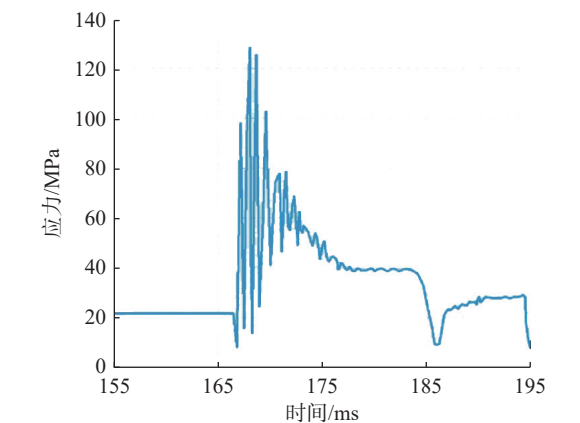


图 14 支撑机构节点 C 等效应力

Fig.14 Equivalent stress of supporting mechanism node C

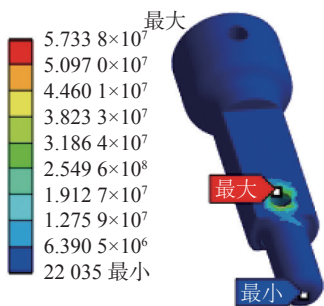


图 15 真空管等效应力分布云图

Fig.15 Equivalent stress cloud map of vacuum tube

力集中较为明显，其应力最大值也出现在此处。除此之外，应力均处于极低水平。

图 16 为 155~195 ms 期间真空管最大等效应力的数值变化情况。其显示最大等效应力开始未发生显著变化，稳定在 48 MPa，并随凸杆运动在 40~58 MPa 之间波动。

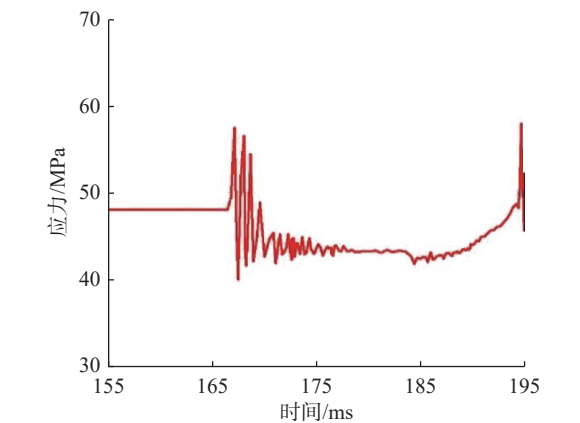


图 16 真空管最大等效应力

Fig.16 Maximum equivalent stress of vacuum tube

由图 16 可知，在 155~195 ms 期间，真空管所受应力最大时刻为 167.11 ms，截取真空管于 167.11 ms 应力最大的节点并记为 D，其位于真空

管与凸杆连接处，研究 D 节点于 155~195 ms 期间应力变化情况。如图 17 所示，D 节点应力在凸杆撞击凸台前稳定在 48 MPa，并随凸杆运动在 34~58 MPa 之间波动，总体应力发展趋势与图 16 中最大应力发展趋势相同，仅在撞击前与离开凸台后应力水平不同。结合图 15 可知在凸杆运行在凸台期间，真空管应力数值从大到小由点 D 向外辐射，即仅在点 D 及附近损耗较大。

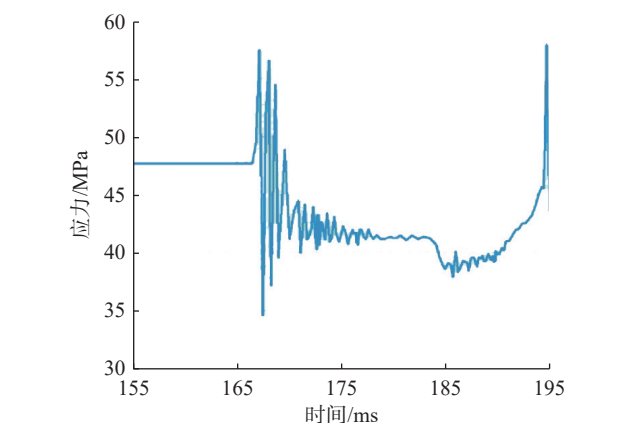


图 17 真空管节点 D 等效应力

Fig.17 Equivalent stress of vacuum tube node D

3 结 论

本文针对有载分接开关真空管操动机构分合闸期间应力变化趋势进行了研究，借助 ANSYS 虚拟仿真工具，通过对有载分接开关真空管操动机构分合闸运动的仿真模拟，得出并分析了操动机构整体和各个部件包括凸转盘、凸杆、支撑机构和真空管的应力分布情况，得出如下结论。

- a. 有载分接开关真空管操动机构分合闸过程中，最大等效应力出现在凸杆与真空管连接处。从整体来看，凸转盘凸台部分和凸杆与其他部件连接部分应力较大，所受损伤也较大。
- b. 凸转盘部分凸台区域尤其是上升面，为凸转盘损耗最严重区域，其整体应力幅值在碰撞前后发生增长，可通过降低凸台区域表面的抬升程度降低其应力幅值。
- c. 凸杆部分凸杆与真空管接触处应力最大，除此之外，在凸杆的弯曲部位和连接处，应力集中也比较明显，其损伤明显。其整体应力幅值在碰撞时产生峰值，可通过加装垫片、改进真空管材料防止应力集中部位过度的疲劳损伤。
- d. 支撑机构部分整体应力水平较低，并在碰撞时产生峰值，仅在支撑机构与凸杆连接处，应

力明显集中,较其余部分损伤较小,可降低连接处摩擦系数提升部件的疲劳寿命。

e.真空管部分整体应力水平最低,在碰撞时产生峰值,仅在真空管与凸杆连接处,应力集中较为明显,较其余部分损伤最小,可忽略不计。

综上,本文对真空管操动机构单次运行的应力应变情况进行了仿真分析,有利于深入探讨分接开关在不同工作条件下的运行机制,同时根据应力分布来优化操动机构的机械设计,并且在设计初期就能识别并预防潜在的故障模式。

参考文献:

[1] 鲁沛乐,严英杰,刘亚东,等.有载分接开关绝缘油中金属颗粒运动规律及其对介电性能的影响[J].南方电网技术,2024,18(5):1-11.

[2] 胡鹏伟,李豪,刘洋,等.真空有载分接开关的应用及可靠性提升措施分析[J].电力设备管理,2021,(4):183-184.

[3] 刘源,杨旭,熊富强,等.真空有载分接开关的应用及可靠性提升措施分析[J].电工技术,2019,(23):108-111.

[4] 陈徐晶,王丰华,周翔,等.变压器有载分接开关机械性能的在线监测及故障诊断[J].华东电力,2013,41(7):1515-1518.

[5] 钟斯静,张勇,钟炜.电力变压器有载分接开关的常见问题及处理办法研究[J].光源与照明,2022,(9):72-74.

[6] 王昱皓.变压器有载分接开关电气与机械特性的状态评估技术研究[D].济南:山东大学,2021.

[7] 郭贤珊,李凤祁,阮思烨,等.高压直流换流变压器有载分接开关控制优化[J].电力建设,2021,42(2):9-19.

[8] 张书琦,张耀,汪可,等.真空有载分接开关动力学建模及仿真分析[J].中国电机工程学报,2023,43(9):3621-3629.

[9] 李丽丽.钛合金铸造热应力有限元分析及实验研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2009.

[10] 滕彦磊.塑性混凝土防渗墙应力变形有限元分析[D].郑州:郑州大学,2010.

[11] 丁雅博,杨思乐,蒋美幸,等.基于ABAQUS的轻骨料混凝土梁有限元分析[J].居舍,2024,(12):35-37.

[12] 万一品.装载机驱动桥结构有限元分析与动态仿真[D].

西安:长安大学,2015.

[13] 续俊.基于ANSYS的压力容器有限元分析及优化设计[J].石化技术,2024,31(4):317-318.

[14] 时圣占,李建雄,王铎,等.冷弯薄壁C型钢-混凝土组合梁抗弯性能试验研究及有限元分析[J].建筑结构,2024,54(8):35-43,128.

[15] 彭正,姜春霞,张立勇,等.基于Ansys的移动式秸秆颗粒机车架稳定性的有限元分析[J].安徽科技学院学报,2024,38(2):110-116.

[16] 梁志鸿,李建,阚前华,等.形状记忆聚氨酯热力耦合变形行为实验和有限元模拟[J].材料工程,2019,47(10):133-140.

[17] 俞韶秋,汤华.有限元/离散元耦合分析方法及其工程应用[J].上海交通大学学报,2013,47(10):1611-1615.

[18] 朱伟,赵峦啸,王晨晨,等.基于数字岩心动态应力应变模拟的非均匀孔隙介质波致流固相对运动刻画[J].地球物理学报,2020,63(6):2386-2399.

[19] 姚萍,王润梓,郭素娟,等.GH4169合金蠕变疲劳行为的有限元模拟及寿命预测[J].航空学报,2018,39(12):422193.

[20] 马芹永,张鸿朋,黄坤,等.不同小主应力和负温条件下冻结粉质黏土平面应变试验研究[J].岩石力学与工程学报,2024,43(3):768-780.

[21] 肖建庄,唐宇翔,张凯建,等.再生粗骨料混凝土应力-应变关系[J].工程力学,2024,41(2):43-55.

[22] 曹建玲,王辉,刘晓霞,等.川滇主要断裂带应力应变积累速率的三维有限元模拟:初步结果[J].地球物理学报,2024,67(5):1839-1852.

[23] 祝贺,袁鸣,郭鑫.温度影响下碳纤维导线分层力学特性有限元分析[J].西南交通大学学报,2024,59(3):700-711.

[24] 冯玉兰,吴志生,孙智宇.覆材厚度对不锈钢复合板焊接接头应力应变影响的数值模拟分析[J].焊接学报,2024,45(1):73-82.

[25] 梁厚燃.高温喷水冷却后钢筋再生卵石混凝土梁受力性能试验及剩余承载力评估[D].南宁:广西大学,2019.

[26] 张书,马睿,胡昱,等.基于应力应变疲劳准则的混凝土疲劳寿命分析[J].清华大学学报(自然科学版),2024,64(8):1330-1335.

(编辑:董伟)