

DOI: 10.7652/xjtuxb201607012

考虑间隙的弹塑性断路器弹簧操动机构 动力学特性研究

孟凡刚¹, 巫世晶¹, 贾俊峰¹, 张增磊², 肖杨¹, 李星¹

(1. 武汉大学动力与机械学院, 430072, 武汉; 2. 中船重工集团公司第719研究所, 430064, 武汉)

摘要: 基于碰撞理论及 Johnson-Cook 模型, 建立了含间隙某型高压断路器弹簧操动机构有限元弹塑性动力学模型, 研究了机械系统中分、合闸过程大功率脉冲诱发的复杂宽带非线性动力学特性, 探讨了销轴及轴套挤压变形及失效破坏的产生机理, 同时采用动力显示积分法、通过试验测试及能量平衡理论验证了模型的准确性。研究表明: 间隙会导致销轴和轴套发生接触碰撞, 弹塑性会导致碰撞过程中弹簧操动机构的构件发生挤压变形, 运动副间隙和构件弹塑性共同分配操动机构输入能量, 需综合考虑才能得到较真实的机构动力学响应; 适当增加间隙会将弹簧操动机构瞬间的部分驱动能量转换成铰接处接触碰撞的能量, 由此降低了构件的弹性变形, 缓冲了机构冲击振动。该结果可为机械操动机构研究提供参考。

关键词: 弹簧操动机构; 有限元; 间隙; 冲击

中图分类号: TH113 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2016)07-0075-08

Dynamic Characteristic Analysis on the Elastoplastic Spring Operating Mechanism of High Voltage Circuit Breaker with Clearance

MENG Fangang¹, WU Shijing¹, JIA Junfeng¹, ZHANG Zenglei², XIAO Yang¹, LI Xing¹

(1. School of Power and Mechanical Engineering, Wuhan University, Wuhan 430072, China;

2. No. 719 Institute, China Shipbuilding Industry Corporation, Wuhan 430064, China)

Abstract: An elastoplastic finite element dynamic model for the spring operating mechanism of a high voltage circuit breaker with clearance was established based on the collision theory and Johnson-Cook model. The wide-band nonlinear dynamic characteristics due to the high power pulse in mechanical system were studied. And the mechanism of extrusion deformation and structural failure of pin and sleeve was analyzed. Moreover, the dynamic explicit integration method was used to verify the model, and the accuracy of the model was proved by experimental tests and energy equilibrium theory. Simulation results indicate that the clearance causes the inner contact and impact between the pin and sleeve, and the elastoplastic behavior leads to the extrusion deformation of the components. The input energy of the mechanism is allocated by the clearance and elastoplastic behavior. These factors must be taken into account for obtaining more accurate dynamic responses. The collision energy in joint can be transferred from partial input energy by increasing suitable clearance, thus the elastic deformation and impact vibration will be reduced. This may provide a reference for the research of mechanical operating mechanism.

收稿日期: 2016-01-11。 作者简介: 孟凡刚(1988—),男,博士生;巫世晶(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51375350);南方电网科技资助项目(GDKJ00000031)。

网络出版时间: 2016-04-21

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20160421.1043.004.html>

Keywords: spring operating mechanism; finite element; clearance; impact

由于制造、装配误差及磨损等原因,间隙不可避免地存在于实际机械系统的运动副中。间隙的存在会造成实际与理想机构的运动发生偏离,降低运动精度,且易引起冲击载荷,导致运动副的失效。随着精密机械工程的发展,对精确预测系统动力学的行为要求越来越迫切,含间隙机构动力学已经成为国内外机械工程迫切要解决的关键问题之一^[1]。

Flores 等研究了在干摩擦、润滑及磨损等情况下的混合旋转铰模型,分析了曲柄滑块机构的动力学特性^[2-3]。Schwab 等通过对比含间隙的柔性、刚性机构动力学响应,指出构件柔性的缓冲作用^[4]。Bauchau 等利用非线性动力学理论建立含间隙铰的柔性曲柄滑块机构数学模型,研究其动态响应^[5]。陈鹿民等提出了多点接触碰撞模型及其离散算法,对含间隙铰的多体机械系统进行数值仿真分析并建立同时考虑径向、轴向间隙的旋转铰模型^[6-8]。Tian 等基于 L-N 连续力、Coulomb 摩擦力模型,采用绝对节点坐标法研究含间隙的弹性机构动力学问题^[9]。白争锋等建立了含间隙四连杆机构的动力学模型,为间隙运动副动态磨损特性的研究奠定了基础^[10]。但是,上述研究大多基于平面铰,忽略了机构的弹塑性变形,且研究对象单一,没有针对具体工程实际问题进行研究。国内外很多学者对断路器进行了大量的研究,主要集中在断路器开断电流、电弧特性及液压系统的仿真研究上,对机械操动机构研究较少^[11-13]。

针对以上问题,本文以某型高压断路器弹簧操动机构为研究对象,基于碰撞理论及 Johnson-Cook 材料本构模型,建立了考虑间隙的高压断路器三维弹塑性有限元模型,研究分、合闸过程中大功率脉冲诱发的复杂宽带非线性动力学特性,结合试验测试动触头位移、能量平衡理论,验证了仿真模型的精度,并探讨了销轴、轴套挤压变形及失效破坏的产生机理。

1 基本理论

1.1 间隙矢量模型

间隙矢量模型代表了由旋转铰连接的相邻两构件的连接点精确位置变化。间隙矢量方向代表销轴与轴套相对运动时的潜在接触点,间隙矢量大小代表构件加工误差,且矢量大小的变化反映运动副元素的接触状态。销轴和轴套并未接触,销轴可在轴

套的边界内自由运动;销轴和轴套刚好接触是分离状态结束或穿透状态开始的时刻;销轴和轴套之间产生弹性变形,发生穿透,两者时刻保持接触,如图 1 所示。

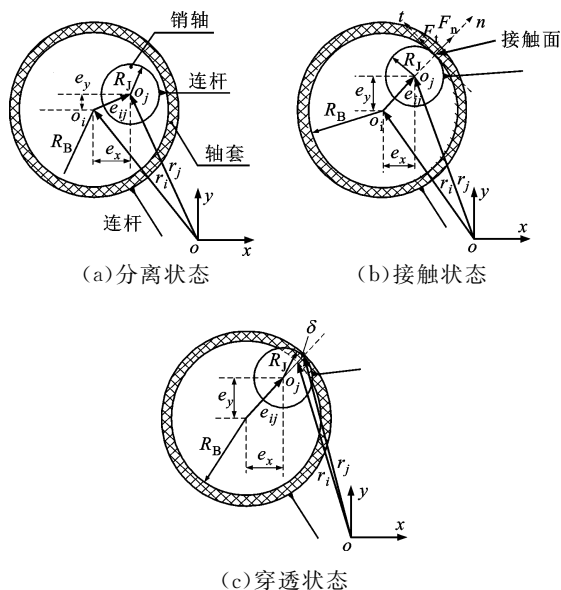


图 1 旋转副间隙模型

在该模型中,旋转铰间隙定义为

$$c = R_B - R_j \quad (1)$$

式中: R_B 、 R_j 分别为销轴和轴套的半径。间隙的存在会使销轴与轴套产生偏心,偏心距、碰撞产生的接触变形分别为

$$|e_{ij}| = (e_x^2 + e_y^2)^{1/2} \quad (2)$$

$$g = |e_{ij}| - c \quad (3)$$

1.2 法向力模型

有限元法处理接触问题主要分为拉格朗日乘子法和罚函数法。拉格朗日乘子法在解决静态下的低速问题时具有收敛快、结果稳定的特点,但在处理高速碰撞问题时往往会出现结果不稳定等现象。罚函数是一种施加接触约束数值的方法,在不增加系统自由度的情况下增加了系统矩阵带宽,使数值求解更加方便,对于一般问题均适用,其弱函数表达式为

$$\left. \begin{aligned} \delta p_p(u, \delta u) &= \delta p + \delta G_P = 0 \quad \forall \delta u \in u_0 \\ \delta G_P &= \int_{\Gamma_c} \frac{\beta}{2} \delta(\gamma_N^2) H(\gamma_N) dS \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

式中: δp 为泛函; β 为罚函数因子;当 $\gamma_N > 0$ 时, $H(\gamma_N) = 1$, 当 $\gamma_N < 0$ 时, $H(\gamma_N) = 0$ 。

通过计算两接触面的法向距离与法向碰撞力来判定接触单元是否接触,接触碰撞过程中从面、主面

法向距离为

$$g_i = (x^A - x^B)n^B \quad (5)$$

式中: x^A 、 x^B 分别为主面、从面人员任意两点; n^B 为从面 B 点处的法向值。

接触面的法向力表达式为

$$F_n = \begin{cases} \beta g_i, & g_i \leq 0 \\ 0, & g_i > 0 \end{cases} \quad (6)$$

在罚函数法中,罚函数因子的选取十分重要,直接决定有限元的计算效率和求解精度,可通过文献[14]选取合适的罚函数因子

$$\beta = fr_{\max} E_{\min} \quad (7)$$

式中: $r_{\max}$ 为两碰撞构件的最大半径值; $E_{\min}$ 为碰撞接触面两种材料杨氏模量的最小值; f 为修正系数。

1.3 切向力模型

摩擦的存在会使系统能量损失和非线性更强,有必要建立合适的摩擦力模型。经典的 Coulomb 摩擦模型为 $F_t = -\mu F_n$, 其中 μ 为滑动摩擦系数, F_n 为法向接触碰撞力。该模型在表达机构相对速度零点附近,摩擦力从 $-F_t$ 直接跃变为 F_t , 导致数值积分困难,并且假设的纯黏附状态与实际不相符,没有考虑铰接处销轴与轴套之间的相对滑动速度。为提高有限元计算的稳定性,采用修正库伦摩擦模型

$$F_t = -\mu(v_t) F_n \frac{v_t}{|v_t|} \quad (8)$$

$$\mu(v_t) = \begin{cases} -\mu_d, & v_t \leq -v_c \\ 2\mu_d \left[3 \left(\frac{v_t + v_c}{2v_c} \right)^2 - 2 \left(\frac{v_t + v_c}{2v_c} \right)^3 - \frac{1}{2} \right], & -v_c < v_t < v_c \\ \mu_d, & v_t \geq v_c \end{cases} \quad (9)$$

$\mu(v_t)$ 为切向滑动速度的函数,变化规律如图 2 所示,该模型考虑了构件间相对运动过程中切向力的渐变过程。

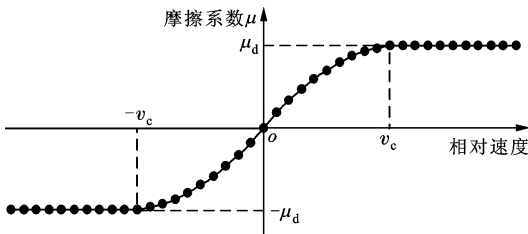


图 2 摩擦力模型

1.4 碰撞力及功能转换

碰撞的特征是持续时间短、冲击力水平高、能量损失大,这些特征在任何机械系统的设计、分析中都必须加以考虑。在碰撞过程中接触力 F_c 对时间的

积分为冲量 P , 那么由于碰撞而产生的能量损失可用冲量 P 、接触力 F_c 之间的微分关系来表示,根据功-能转化关系, F_c 所做的功 E_w 与系统内的动能变化 ΔE_{KE} 相同,转换关系为

$$\left. \begin{aligned} F_c &= (F_n^2 + F_t^2)^{1/2} \\ P &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \int F_c(t) dt \\ E_w &= - \int F_c(t) \dot{g} dt = - \int F_c(t) d\delta \\ \Delta E_{KE} + E_w &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

1.5 Johnson-Cook 模型

在强动载荷及高温、高压及高应变率状态下,材料内部表现出的力学性能与静态、准静态明显不同。本构模型反映了材料塑性变形时应力与应变、应变率、温度及压力等之间的关系,而 Johnson-Cook 材料本构模型(J-C 模型)主要考虑的是应变率和温度效应,该模型适应性强,参数容易获取,且较好反映了高应变率下材料的动态屈服应力、硬化效应对变形的影响,符合对大量金属材料的变形描述,因而得到了广泛应用^[15]。J-C 模型材料屈服应力可表述为应变、应变率及温度的函数,即

$$\sigma_y = f_1(\epsilon) f_2(\dot{\epsilon}) f_3(T) \quad (11)$$

具体形式为

$$\sigma_y = [A + B(\epsilon^p)^n] \left[1 + C \ln \left(\frac{\dot{\epsilon}^p}{\dot{\epsilon}_0} \right) \right] (1 - T_m) \quad (12)$$

式中: A 、 B 、 C 、 n 、 m 为材料参数; ϵ^p 为等效塑性应变; $\dot{\epsilon}^p$ 为等效塑性应变率; $\dot{\epsilon}_0$ 为参考应变率; T_m 为归一化温度。

1.6 显式有限元积分

对于碰撞这类含有未知边界条件的偏微分方程求解问题,应用最广泛的是动力学显式有限元方法。和隐式算法相比,显式积分会节省大量的计算成本,在模拟接触碰撞及其他一些复杂的不连续情况时,能够实现节点逐步求解,而不需要方程迭代和收敛。机械系统动力学方程为

$$\ddot{\mathbf{M}}\mathbf{u} + \dot{\mathbf{C}}\mathbf{u} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{F}_n^{\text{ex}} \quad (13)$$

式中: $\mathbf{M}$ 为质量矩阵; $\mathbf{C}$ 为阻尼矩阵; $\mathbf{K}$ 为刚度矩阵; $\mathbf{F}_n^{\text{ex}}$ 为外作用力矢量; $\mathbf{u}$ 、 $\dot{\mathbf{u}}$ 、 $\ddot{\mathbf{u}}$ 分别为时步 t_n 时的加速度、速度、位移。

发生碰撞的边界条件为

$$g_i(u^n) = 0 \quad (14)$$

碰撞过程的动力学方程为

$$\ddot{\mathbf{M}}\mathbf{u}^n = \mathbf{F}_n^{\text{ex}}(u^n, t^n) - \mathbf{F}_n^{\text{in}}(u^n, t^n) \quad (15)$$

式中: $\mathbf{F}_n^{\text{in}}$ 为内部节点力; $\mathbf{F}_n^{\text{ex}}$ 、 $\mathbf{F}_n^{\text{in}}$ 为节点位移和时间

的函数。

将速度中心差分进行转换,得

$$\left. \begin{aligned} u^{n+1} &= u^n + \Delta t^{n+1/2} \dot{u}^{n+1/2} \\ \Delta t^{n+1/2} &= t^{n+1} - t^n \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

将加速度中心差分进行转换,得

$$\left. \begin{aligned} \dot{u}^{n+1/2} &= \dot{u}^{n-1/2} + \Delta t^n \ddot{u}^n \\ \Delta t^n &= t^{n+1/2} - t^{n-1/2} \\ t^{n+1/2} &= (t^{n+1} + t^n)/2 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

式中: Δt 为时间步长。根据已知条件 u^n , 依次计算应变-位移、本构、节点力方程,可得到 u^{n+1} 。依次类推可得整个时域内的位移

$$U = \{u^{n+1}\}_{M \times P} \quad (18)$$

通过已解的节点位移可求得单元内的应力

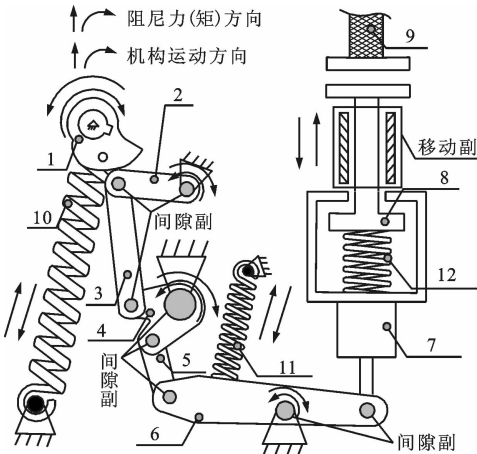
$$\left. \begin{aligned} \epsilon &= BU \\ \sigma &= D\epsilon = (D_e - D_p)BU \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

式中: B 为应变矩阵; D_e 为弹性矩阵; D_p 为塑性矩阵。

2 弹簧操动机构有限元建模

2.1 弹簧操动机构结构

高压断路器弹簧操动机构是利用弹簧储能实现分合闸动作的多连杆机构,主要由凸轮、动触头、拐臂、绝缘杆等构件通过铰链连接而成,用于传递运动、改变力的方向,具体结构如图 3 所示。动触头是断路器关键控制对象,断路器通过控制、操动、传动系统来实现动、静触头的分合,实现电流的通断,动触头的行程为 12 mm。



1: 凸轮; 2: 上连杆; 3: 中连杆; 4: 上拐臂; 5: 下连杆; 6: 下拐臂; 7: 绝缘拉杆; 8: 动触头; 9: 静触头; 10: 合闸弹簧; 11: 分闸弹簧; 12: 超程弹簧

图 3 高压断路器弹簧操动机构示意图

2.2 模型建立及边界条件加载

基于有限元法描述弹簧操动机构间隙铰接触碰撞过程,其计算流程如图 4 所示。首先利用三维建

模软件建立高压断路器弹簧操动机构精确三维几何模型,充分考虑操动机构铰间设计公差,本文研究对象设计公差等级为 IT7,结合操动机构轴的直径为 12 mm,取间隙值为 0.03 mm,并将所建几何模型转换成通用的几何类型文件;然后将这些通用文件导入有限元前处理软件 Altair/Hyperworks 中,利用 Hypermesh 模块进行网格划分,并将划分好的网格结构有限元模型通过 Abaqus、Hyperworks 软件之间的接口转换成 *.Inp 文件,在 Abaqus 中读入该文件,进行装配、定义材料属性,按照实际安装方式定义约束、边界条件以及预加载荷,通过 Abaqus 求解计算;最后通过 Python 语言二次开发提取计算结果。

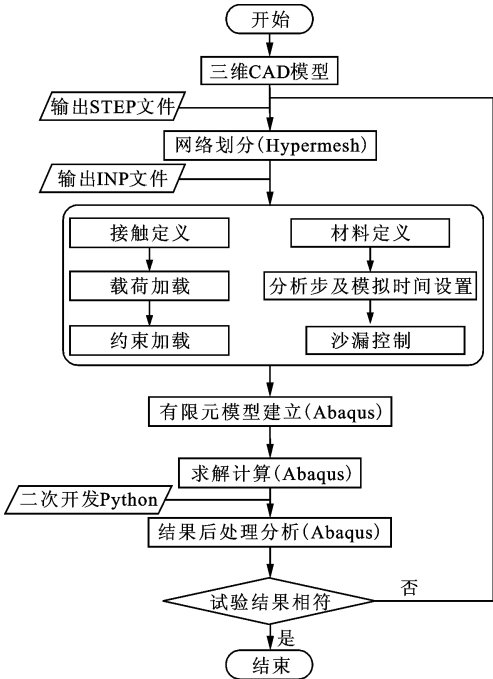


图 4 有限元计算流程图

2.3 网格划分

弹簧操动机构部件结构复杂,存在多处曲面和倒角,单元网格划分占整个有限元分析一半以上的工作量,单元划分的数量、大小决定了计算时间、结果的准确度^[16]。对构件进行网格划分时,尽可能采用六面体单元网格,单元大小控制在 2~4 mm,单元网格划分如图 5 所示。针对机架薄壁结构特点,选用壳单元;对运动过程中的接触区域的剪切自锁问题,选用八节点六面体线形非协调模式单元(C3D8I)。弹簧操动机构有限元网格参数如表 1 所示。

2.4 材料参数设置及约束条件

高压断路器弹簧操动机构各构件的材料参数如表 2 所示。

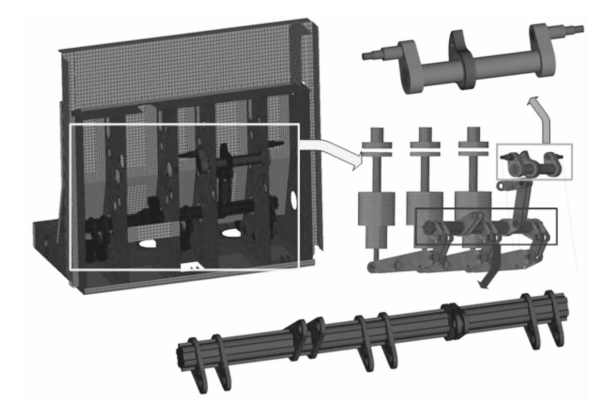


图 5 网格单元

表 1 操动机构网格参数表

总节点数	总单元数	六面体 (C3D8R/C3D8I) 数	楔形五面体 (C3D6R) 数	壳单元 (S4R) 数
695 456 611 003		537 420	17 806	55 777
数量占比/%		87.96	2.91	9.13

表 2 操动机构材料参数表

部件序号	材料	抗拉强度/ MPa	屈服强度/ MPa	弹性模量/ GPa	泊松比
1,4,6	40Cr	980	785	211	0.277
2,3,5	30CrNi3	980	785	211	0.250
7	QA15	540	395	103	0.300
8,9	35CrMo	980	835	213	0.286

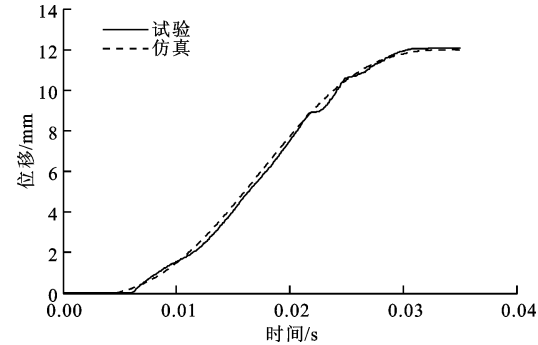
定义载荷分析步时,根据弹簧操动机构实际工况为模拟断路器分合闸过程定义 3 个分析步:①模拟机构的合闸过程;②限制机构所有自由度,释放机构惯性使机构迅速静止,避免惯性对分闸过程的影响;③模拟机构的分闸过程。同时,考虑几何非线性情况,打开 Abaqus 求解器中 NLGEOM 大变形选项,采用定步长计算策略对所建有限元模型进行数值计算。

3 试验测试

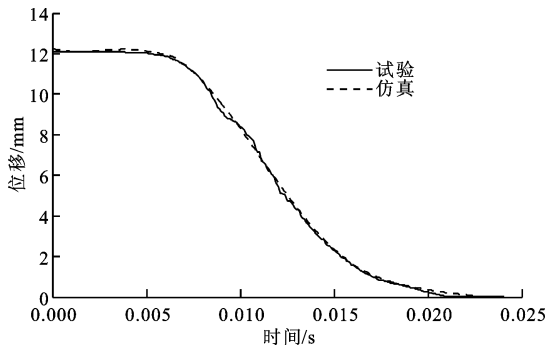
位移参数是断路器操动机构的关键参数,直接决定了断路器操动机构在工作过程中的运动特性,是确定断路器开断、合闸能力的重要依据。本试验测试系统包括信号采集模块、A/D 转换模块、信号处理模块及保存于处理数据的上位机模块。主要仪器有位移传感器(KDW)、自动分(KoCoSACTAS)。先通过位移传感器实现数模信号的转换,再由 A/D 转换数字信号,最后对信号进行采集、分析。操动机

构受到冲击载荷作用,在运动过程中会产生剧烈的振动,KDW 可减小机械振动对测试的干扰。采用 ACTAS 分析仪对测试数据进行处理,因其具有极强的抗干扰性与可靠性,保证了在复杂的电磁环境中有着极高的精度。

有限元仿真及试验测试的弹簧操动机构动触头分、合闸过程位移曲线如图 6 所示。所得的仿真结果与试验结果高度吻合,最大误差不超过 4%,验证了有限元模型具有一定的准确性。



(a)合闸位移曲线



(b)分闸位移曲线

图 6 操动机构位移特性曲线

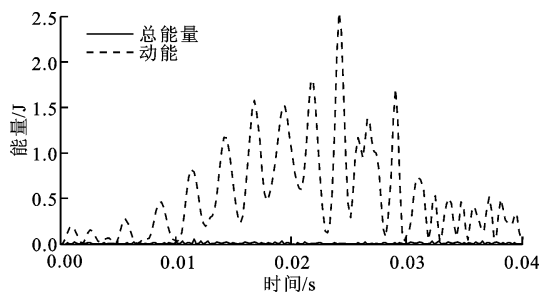
4 数值计算结果分析

4.1 能量平衡分析

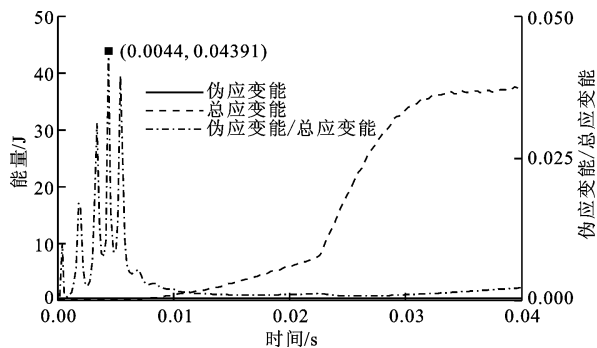
显式时间积分计算十分强健,很少会因数值运算求解失败而终止,但缺少时间的稳定性。对非线性接触碰撞问题,可通过能量平衡进行有效识别^[17],表达式为

$$\left. \begin{aligned} E_1 + E_V + E_{FD} + E_{KE} - E_W &= E_T \\ E_1 &= E_E + E_P + E_{CD} + E_A \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

式中: E_1 为内能; E_E 为弹性应变能; E_P 为塑性应变能; E_{CD} 为黏弹性或蠕变耗散能; E_A 为伪应变能; E_V 为黏性耗散能; E_{KE} 为动能; E_W 为外加载荷所做的功; E_T 为能量总和,近似为常数。弹簧操动机构能量如图 7 所示,能量总和近似为 0,表明能量平衡关



(a) 动能与总能量



(b) 伪应变能与总应变能

图7 弹簧操动机构能量图

系得到满足。伪应变能包括了储存在沙漏阻力以及在壳和梁单元的横向剪切中的能量,出现大量的伪应变能则表明必须对网格进行细划或对网格进行其他的修改。由图 7b 可知,伪应变能与总应变能的比值在整个过程中最高峰值为 4.39%,小于 5%,即沙漏现象没有恶化。

4.2 销轴应力分析

在 Abaqus/Visualization 后处理模块中可查看操动机构应力云图,但操动机构受到冲击载荷作用,运行时间极短,工况极其复杂,很难判断哪一帧为整个分、合闸过程中的最大应力。为得到整个有限元分析过程中的销轴应力最大值及位置,调用 Python 程序代码,对当前数据库进行搜索,直接提取 ODB 文件的数据结果。以合闸过程为例,销轴出现最大应力时刻为 0.025 s,应力值为 115.8 MPa,应力云图如图 8 所示。根据第四强度理论,最大应力值小于材料的容许应力,不会造成强度破坏。

4.3 间隙参数分析

对于操动机构,影响其动力学特性的因素包括零件加工、装配精度,润滑和磨损变形等因素。在此研究由多种因素引起的不同间隙尺寸对机构动力学特性的影响,通过设定不同间隙值来分析销轴的受力情况。

图 9 所示为不同间隙下销轴的应力云图,不同

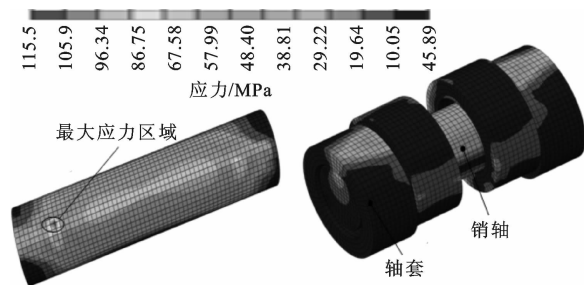


图8 销轴有限元应力云图

间隙下销轴出现最大应力的区域位置基本相同,销轴的应力并不是随着间隙的增加而单调递增,当间隙为 0.05 mm 时,销轴的应力最小。

由图 10a 可知,随着间隙的增大,销轴的最大应力从 481.7 MPa 逐渐减小到 105.2 MPa。这是因为机构运行中受到冲击载荷作用发生较大的弹性变形,而间隙值过小,弹性变形得不到缓冲释放,导致机构运动过程中发生卡涩现象,从而引起过大的应力值,这对于机构的正常稳定运行必然会造成极大的影响,而适当增加间隙值降低了机构的弹性变形,对冲击起到了缓冲的作用,提高了机构的动力学特性。由图 10b 可知,当间隙由 0.05 mm 增加到 0.2 mm 时,最大应力从 105.2 MPa 逐渐增加到 152.8 MPa,且振动频率减小。这是因为当间隙增大时,销轴与轴套到达潜在碰撞点发生碰撞时的相对位移及相对运动速度增加,那么发生碰撞的时间及碰撞瞬间的冲击力会增大,从而导致振动频率减小及销轴应力增大。由图 10c 可知,销轴与轴套发生碰撞时间分别为 0.2、0.8 和 1.6 ms,说明随着间隙值增大,机构启动运行的时间滞后性能越明显。尽管滞后时间极短,但对于断路器弹簧操动机构,会造成 10% 左右的运行误差,这将会产生巨大的负面作用,甚至造成严重的电网事故。

5 结论

(1)建立了含间隙的断路器弹簧操动机构弹塑性模型,研究瞬态下操动机构宽带非线性动力学特性。结合试验测试及能量平衡分析理论,验证了所建模型具有一定的准确性。

(2)间隙的存在使销轴和轴套发生接触碰撞,弹塑性的存在导致碰撞过程中弹簧操动机构的构件会发生挤压变形。仅考虑单个因素不能真实地反映其动力学特性。运动副间隙和构件弹塑性共同分配操动机构输入能量,需要综合考虑才能得到较真实的机构动力学响应。

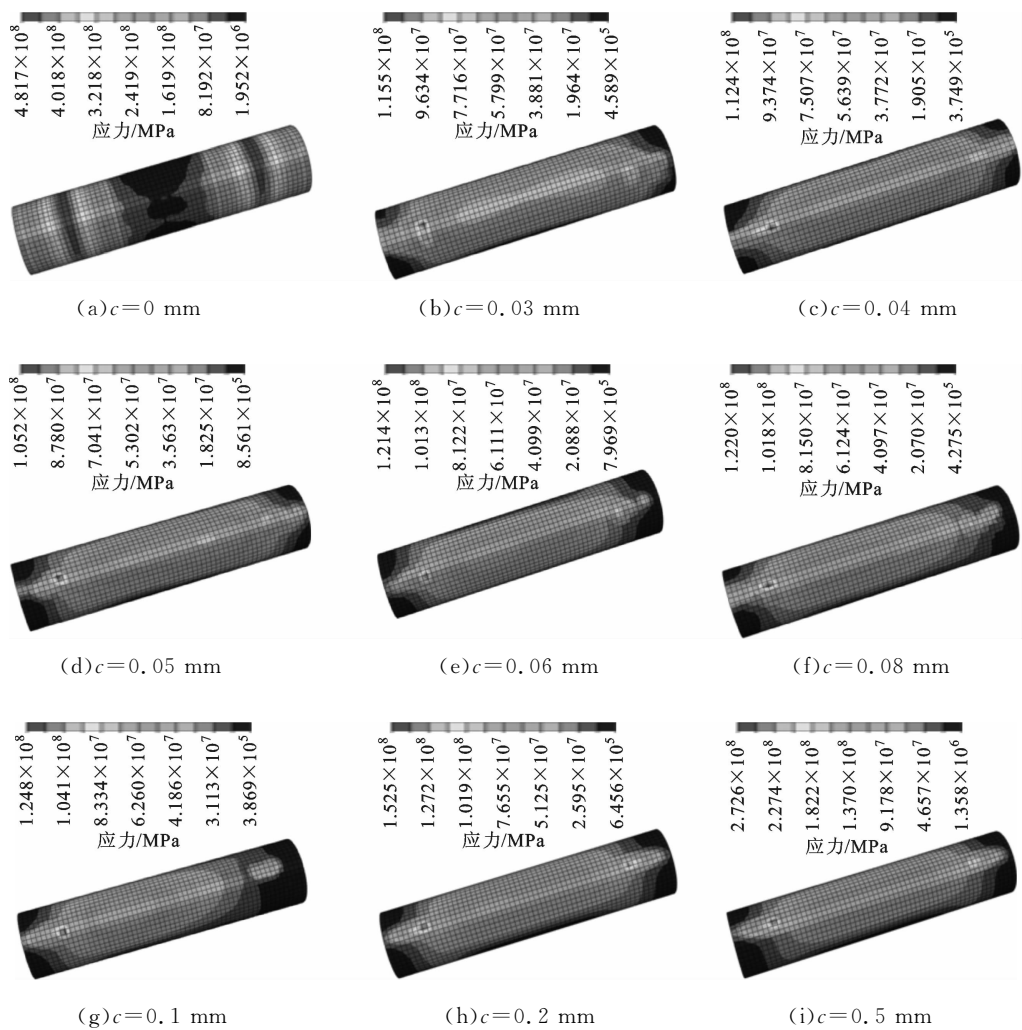


图 9 不同间隙下销轴应力云图

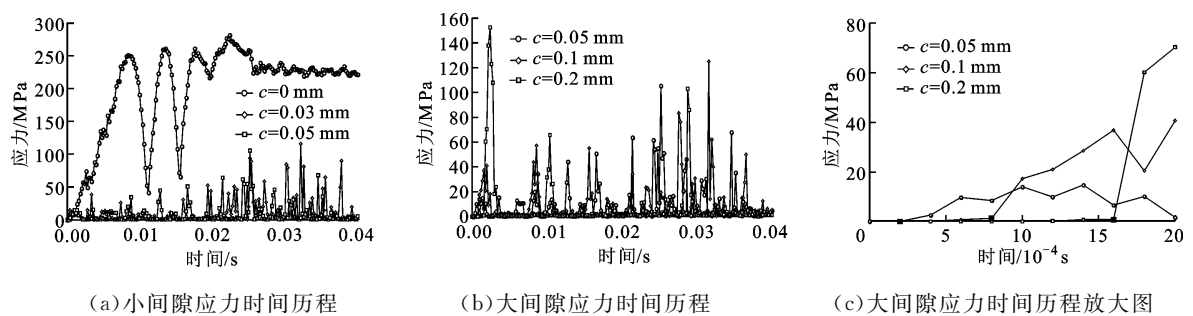


图 10 不同间隙下销轴应力时间历程曲线

(3)研究了间隙从 0 增加到 0.5 mm 时的销轴应力特性,适当增加间隙会将弹簧操动机构瞬间的驱动能量部分转换成铰接处接触碰撞的能量,降低了构件的弹性变形,对机构冲击振动起到了缓冲作用,提高了机构的动力学性能,而过大的间隙会导致机构滞后特性及冲击效应增强。过大或过小的间隙均会导致销轴及轴套发生严重的挤压变形,甚至造成强度破坏。

参考文献:

[1] BAI Zhengfeng, ZHAO Yang. Dynamics modeling and quantitative analysis of multibody systems including revolute clearance joint [J]. Precision Engineering, 2012, 36: 554-567.

[2] FLORES P. Modeling and simulation of wear in revolute clearance joints in multibody systems [J]. Mechanism and Machine Theory, 2009, 44(6): 1211-1222.

[3] FLORES P, LANKARANI H M. Spatial rigid-

- multibody systems with lubricated spherical clearance joints: modeling and simulation [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2010, 60(1/2): 99-114.
- [4] SCHWAB A L, MEIJAARD J P, MEIJERS P. A comparison of revolute joint clearance models in the dynamic analysis of rigid and elastic mechanical systems [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2002, 37(9): 895-913.
- [5] BAUCHAU O A, RODRIGUEZ J. Modeling of joints with clearance in flexible multibody systems [J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2002, 39(1): 41-63.
- [6] YAN Shaoze, XIANG Wuweikai, ZHANG Lin. A comprehensive model for 3D revolute joints with clearances in mechanical systems [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2015, 80(1/2): 309-328.
- [7] 阎绍泽, 陈鹿民, 季林红, 等. 含间隙铰的机械多体系统动力学模型 [J]. *振动工程学报*, 2003, 16(3): 290-294.
- YAN Shaoze, CHEN Lumin, JI Linhong, et al. Dynamic modeling of multibody system with clearance joints [J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2003, 16(3): 290-294.
- [8] 陈鹿民, 阎绍泽, 金德闻. 微小间隙转动副的接触碰撞模型及离散算法 [J]. *清华大学学报(自然科学版)*, 2004, 44(5): 629-632.
- CHEN Lumin, YAN Shaoze, JIN Dewen. Contact-impact model and its discrete schemes for revolute pairs with small clearances [J]. *Journal of Tsinghua University (Science and Technology)*, 2004, 44(5): 629-632.
- [9] TIAN Q, LIU C, MACHADO M, et al. A new model for dry and lubricated cylindrical joints with clearance in spatial flexible multibody systems [J]. *Nonlinear Dynamics*, 2011, 64(1): 25-47.
- [10] 白争锋, 赵阳. 考虑运动副间隙的机构动态特性研究 [J]. *振动与冲击*, 2011, 30(11): 17-19.
- BAI Zhengfeng, ZHAO Yang. Dynamic characteristics of mechanisms with joint clearance [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2011, 30(11): 17-19.
- [11] 徐国政, 张节容. 高压断路器原理和应用 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2008: 4-5.
- [12] 刘伟, 徐兵, 杨华勇, 等. 高压断路器液压操动机构特性分析 [J]. *机械工程学报*, 2010, 46(10): 148-155.
- LIU Wei, XU Bing, YANG Huayong, et al. Characteristic analysis of high voltage circuit breaker with hydraulic operating mechanism [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(10): 148-155.
- [13] 姜旭, 李兴文, 贾申利, 等. 压力比对高压 SF₆ 断路器喷口中冷态气流场影响的研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2012, 46(6): 122-127.
- JIANG Xu, LI Xingwen, JIA Shenli, et al. Influence of pressure ratios on cold gas flow field in HV SF₆ circuit breaker nozzles [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2012, 46(6): 122-127.
- [14] SEIERIED R, HU B, EBERHARD P. Numerical and experimental investigation of radial impacts on a half-circular plate [J]. *Multibody System Dynamics*, 2003, 9(3): 265-281.
- [15] 刘旭红, 黄西成, 陈裕泽, 等. 强动载荷下金属材料塑性变形本构模型评述 [J]. *力学进展*, 2007, 37(3): 361-374.
- LIU Xuhong, HANG Xicheng, CHEN Yuze, et al. A review on constitutive models for plastic deformation of metal materials under dynamic loading [J]. *Advances in Mechanics*, 2007, 37(3): 361-374.
- [16] 郭年程, 史文库. 驱动桥的整体有限元动态模拟 [J]. *西安交通大学学报*, 2012, 46(9): 91-94.
- GUO Niancheng, SHI Wenku. Dynamic finite element simulation for driving axle [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2012, 46(9): 91-94.
- [17] 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: 53-54.

[本刊相关文献链接]

- 杨利花, 徐郝亮, 虞烈. 比特图案化介质磁盘磁头的气膜静态特性研究. 2016, 50(6): 110-115. [doi:10.7652/xjtuxb201606017]
- 夏凯, 孙岩桦, 洪德江, 等. 轴向拉紧的圆弧端齿轴段扭转特性研究. 2016, 50(5): 51-56. [doi:10.7652/xjtuxb201605008]
- 江超, 官燕玲, 邓顺熙, 等. 直埋供热管道直角弯管热-力耦合分析. 2016, 50(5): 125-133. [doi:10.7652/xjtuxb201605019]
- 包凯, 陈天宁, 王小鹏, 等. 嵌套型开缝圆管声子晶体的带隙影响因素研究. 2016, 50(4): 124-130. [doi:10.7652/xjtuxb201604019]
- 陈超, 赵升吨, 崔敏超, 等. 铆压重塑形工艺的铆钉优化与试验研究. 2016, 50(3): 94-100. [doi:10.7652/xjtuxb201603015]
- 谭赛, 鲁军勇, 张晓, 等. 导轨式电磁发射装置电枢熔化波有限元计算. 2016, 50(3): 106-111. [doi:10.7652/xjtuxb201603017]
- 邵卫东, 李军. 计算气动声学中的伽辽金玻尔兹曼方法研究. 2016, 50(3): 134-140. [doi:10.7652/xjtuxb201603021]

(编辑 赵炜 苗凌)