DOI: 10.3901/JME.2020.01.047

核环吊地震反应数值模拟分析*

张欣刚^{1,2} 齐朝晖^{1,2} 国树东^{1,2} 屈福政³

- (1. 大连理工大学工程力学系 大连 116024;
2. 大连理工大学工业装备结构分析国家重点实验室 大连 116024;
3. 大连理工大学机械工程学院 大连 116024)

摘要: 将传统反应谱法应用于核环吊抗震分析时, 通常需要将轮轨关系绑定, 不允许部件相互脱离, 因而无法模拟强震作用下可能发生的跳轨行为以及水平轮对安全壳产生的冲击。结合核环吊结构特点, 首先, 考虑部件间的非光滑接触, 采用非光滑多体系统动力学方法建立动力学方程, 此模型可以较为真实地反映核环吊各部件间的接触碰撞效应。然后, 利用模型降噪方法滤除系统中过高频率的弹性振荡, 使用这种方法修正的多柔体系统动力学方程求解兼具简便性与快速性。随后, 将轮轨间接触力简化为接触点的法向接触力和摩擦力, 采用库伦干摩擦模型描述其摩擦力, 提出一种光滑化线性互补模型计算轮轨间动态接触力, 该模型可综合考虑接触和碰撞, 不必在接触状态发生改变时切换模型。同时, 根据处理静摩擦开关效应的相关理论, 对水平隔震装置阻抗性能曲线进行处理, 克服其难以用于数值计算的困难。最后, 通过数值模拟检测到了强震作用下核环吊结构的跳轨现象, 该仿真模拟算法与平台可为三代核环吊的设计提供数据参考。

关键词: 核环吊; 非光滑; 线性互补; 接触碰撞; 多柔体系统

中图分类号: O313; TH215

Numerical Investigation of the Earthquake Response of Nuclear Polar Crane

ZHANG Xingang^{1,2} QI Zhaohui^{1,2} GUO Shudong^{1,2} QU Fuzheng³

- (1. Department of Engineering Mechanics, Dalian University of Technology, Dalian 116024;
2. State Key Laboratory of Structural Analysis for Industrial Equipment,
Dalian University of Technology, Dalian 116024;
3. School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024)

Abstract: Derail phenomenon and impact events between horizontal wheels and circular track are the most important issues for contact analysis under strong earthquake. Traditional response spectrum method requires the wheel-rail to be bundled, therefore different structure parts cannot be separated from each other, thus the mentioned phenomenon are difficult to be simulated. First, the kinetic equations are set based on the non-smooth dynamic methods reflecting the contact/impact effect between different structure parts of the nuclear polar crane. Second, model smoothing method is used to filter out the high frequency elastic component, which makes the simulation of the system equations have both simplicity and convenience. Then, the contact force between wheel and rail is simplified as normal forces and frictional forces of contact points. Moreover, modified Coulomb's law for dry friction is employed to describe frictional forces. A smoothing linear complementarity formula is raised to calculate the dynamic contact forces between flexible bodies, the presented method can comprehensive consider the smooth contact and impact without changing contact force model when the contact status change. Meanwhile, the discontinuity of the resistance force is smoothed according to the method of dealing with the switching effects in the Coulomb's law, hence the numerical difficulties have been overcome. Finally, numerical results detect the derail phenomenon under strong earthquake. These results prove the feasibility and possibility of this algorithm and program being used for guiding development of the design process of the nuclear polar crane.

Key words: nuclear polar crane; non-smooth; linear complementarity problem; contact/impact; flexible multibody system

* 国家自然科学基金资助项目(11872137, 91748203)。20190315 收到初稿,
20190829 收到修改稿

0 前言

核电技术的快速发展对核电站环行起重机(核环吊)的承载能力提出了更高的要求。特别地,由于所处环境及吊运载荷的危险性,其抗震、隔震性能也得到了极大的关注^[1-2]。在核环吊的设计阶段从结构中提炼出力学模型,选取快速准确的数值方法进行动力学模拟,根据虚拟样机的模拟结果可以为核环吊各类参数的选取和优化提供参考,同时可为缩比试验提供测试方向和理论牵引,提高试验成功的可能性^[3]。

反应谱法在结构抗震分析中得到了广泛应用^[4-6]。然而,在应用传统反应谱法对核环吊进行抗震分析时,计算人员通常采用共节点或绑定的方式^[7-10]对轮轨关系进行处理,从而极大地降低了计算规模。若需要考虑强震作用下可能发生的跳轨,一般通过轮轨绑定节点处的内力符号进行判断,若出现拉力则判断可能跳轨。显然,这种简化分析方法难以反映轮轨间真实的接触情形。另一方面,在对水平隔震装置进行建模时,通常采用等效弹簧单元连接轮轨节点^[7],因此也难以反映水平地震作用下隔震装置与轨道之间可能发生的冲击。此外,建立考虑轮轨间接触关系的有限元模型,采用时程分析法进行地震响应分析能够较为准确地反映实际动态接触行为,但由于其模型规模庞大且求解极为耗时,研究人员往往又退回到传统反应谱法进行计算。

核环吊与安全壳可看作一个由多个柔性部件组成的多柔体系统,但其与发生大位移、大转动或大变形的多柔体系统^[11-13]有别:一方面,侦测到地震时核环吊驱动轮旋即锁死,部件无机运动因此可视为准结构,但简化为结构则无法模拟跳轨行为;另一方面,若考虑轮轨接触关系而将其视为机构,其位移、转角及变形又均为小量。

工程中存在诸多含上述特征的机械系统,如浮动物体(文物、仪器等)与基础平台组成的系统^[14-15]等,采用传统的多柔体建模方法(如浮动坐标法等)对这类系统进行建模往往并不是最优选择:一方面,计算结构惯性时涉及大量含质量分布的积分算式,过程较为繁琐;另一方面,多柔体系统动力学方程通常为刚性微分方程,其解中往往包含大量高频振荡成分^[16],从而给数值求解带来了很大的困难。因此,建立快速高效并兼具数值稳定性的核环吊动力学模型是非常值得研究的课题。

水平导向装置是保证核环吊安全可靠运行的关键设备。为了得到水平隔震装置的阻抗特性,一般通过对隔震装置缓慢加载与卸载得到阻抗力与压缩行程之间的关系曲线^[17-18]。文献[7]提出了一种采用双碟簧组的水平隔震装置,文中得到阻抗力曲线虽然反映了隔震装置的阻抗特性,但几乎无法用于数值分析。原因在于该曲线描述的阻抗力曲线是水平轮压缩行程的非连续函数,在水平地震作用下,阻抗力有可能频繁地在加卸载状态之间切换,进而给数值求解带来极大的困难。

针对以上难点并结合核环吊结构特点,提出了一种考虑轮轨间动态接触的非光滑动力学模型,建立其非光滑接触的动力学方程及快速算法。轮轨间接触力简化为接触点间的法向、切向接触力。提出一种光滑化互补模型算法向接触力,采用修正的库伦摩擦模型描述摩擦力,同时参照处理静摩擦开关效应的相关理论对水平隔震装置阻抗力曲线间断点进行处理。最后,结合模型降噪方法滤除了模型中过高频率的弹性振荡成分,降低了系统动力学方程的刚性。通过算例侦测到了地震作用下可能发生的跳轨现象,定性说明了方法的正确性。

1 系统描述与接触力模型

1.1 动力学模型

核环吊安装在核厂房安全壳上方的环形轨道上,主要由大车和小车两部分组成^[1]。小车沿铺设于主梁上方的平行轨道运行,大车通过主梁四角处的行走机构绕环向运行,从而实现厂房内的精确定位作业。为防止车轮啃轨,大车行走机构采用无轮缘设计,并通过主梁下端的四组水平导向装置保证核环吊沿既定轨道运行^[7]。核环吊安装位置以及大车与安全壳之间的轮轨关系如图 1 所示。

(a) 核环吊安装位置

图 1 核环吊示意图

将核环吊合理的抽象为大车、小车两个部件, 可与安全壳一起组成多层浮放的多柔体系统。其中安全壳采用梁单元模拟^[19], 大车与环轨间的接触力以及水平轮对水平轨道的接触力施加在刚性截面相应的物质点上, 如图 2a 示。大车采用梁单元模拟, 非结构部分简化为集中质量或分布质量, 假定水平导向装置支腿为刚性杆。小车简化为刚体, 钢丝绳、吊钩组以及重物简化为端部有集中质量的刚性杆, 如图 2b 所示。

图 2 动力学模型

工程中常采用 A 角、 B 角、 C 角、 D 角表示桥式起重机主梁的四角。系统总体直角坐标系如图 2 所示, 其中, x 轴指向主梁横向(AB 方向), y 轴指向主梁纵向(DA 方向)。用 $w_c = (w_c^1, \dots, w_c^m)$ 表示安全壳 m 个模态坐标, 用 $w_b = (w_b^1, \dots, w_b^n)$ 表示大车 n 个模态坐标(含刚体模态), 用 $(x, y, z, \alpha, \beta, \gamma)$ 表示小车连体基位移和转角, 用 (ϕ_x, ϕ_y) 、 (φ_x, φ_y) 分别表示吊钩组及重物绕水平轴的摆角, 则该系统的广义坐标可表示为

$$q = (w_c, w_b, x, y, z, \alpha, \beta, \gamma, \phi_x, \phi_y, \varphi_x, \varphi_y)^T \quad (1)$$

1.2 法向接触力模型

物体间的接触特性与接触面的细观接触机理有关, 不少学者从多尺度接触状态的角度去构造接触力模型^[20]。但多体系统动力学更为关心的是接触过程的宏观定量分析, 基于赫兹接触理论的连续接触力模型因其简洁的形式在多刚体系统动力学中得到了广泛的研究和应用^[21], 不少学者也将该模型引入到多柔体系统接触/碰撞动力学问题中, 但由于该模型参数的选取含有很大的不确定性^[22], 且接触点之间相对速度取值范围较大, 因此在某些情况下可能得到幅值为负的接触力^[23]。

事实上, 由于接触力本质上是单面约束提供的约束反力, 将互补关系引入接触关系中

$$\lambda \geq 0 \quad \tau \geq 0 \quad \lambda \tau = 0 \quad (2)$$

式中 λ ——法向缝隙函数;

τ ——法向接触力。

然而, 式(2)可能存在多解、无解或有唯一解的情况^[24], 往往仅能定性的确定接触力是否为零, 而难以确定其幅值。为此, 一些学者将其转化为加速度层面

$$\ddot{\lambda} \geq 0 \quad \tau \geq 0 \quad \ddot{\lambda} \tau = 0 \quad (3)$$

由牛顿第二定律可知, 力与加速度有关, 因此不需接触力模型也可由上式精确求解接触力, 但仅适用于平顺接触($\lambda = \dot{\lambda} = 0$)的情况。

为了综合考虑平顺接触与碰撞, 借鉴文献[16]采用短时间区间($t, t+h$)内对应力进行均匀化的思路, 同样的, 将当前时刻为起点的短时间区间($t, t+h$)内 ξ 时刻的缝隙函数 λ_ξ 做泰勒展开

$$\lambda_\xi \approx \lambda_t + (\xi - t)\dot{\lambda}_t + \frac{1}{2}(\xi - t)^2\ddot{\lambda}_t \quad (4)$$

缝隙函数在该区间内的平均值 $\bar{\lambda}$ 为

$$\bar{\lambda} \triangleq \frac{1}{h} \int_t^{t+h} \lambda_\xi d\xi = \lambda_t + \frac{h}{2}\dot{\lambda}_t + \frac{h^2}{6}\ddot{\lambda}_t \quad (5)$$

缝隙函数和法向接触力的互补关系可近似为

$$\bar{\lambda} \geq 0 \quad \tau \geq 0 \quad \bar{\lambda} \tau = 0 \quad (6)$$

由于均匀化缝隙函数表达式(5)右端项含有缝

隙函数的二阶变化率, 据此可求得接触力。此外, 当缝隙函数及其变化率均为零时, 式(6)退化为平顺接触状态时的互补方程(3)。

1.3 摩擦力模型

采用关于切向相对速度连续的修正库伦摩擦模型, 该方法认为相对速度小于一定值时, 摩擦因数是速度的光滑函数, 即

$$f_s = \chi \mu f_n \quad (7)$$

$$\chi = \begin{cases} 1 & v/v_\varepsilon \geq 1 \\ 1.5(v/v_\varepsilon) - 0.5(v/v_\varepsilon)^3 & -1 < v/v_\varepsilon < 1 \\ -1 & v/v_\varepsilon \leq -1 \end{cases} \quad (8)$$

式中 f_s ——切向摩擦力;
 χ ——动态修正因数;
 μ ——摩擦因数;
 f_n ——法向接触力;
 v ——接触点切向相对速度;
 v_ε ——大于零的常数, 可取为 10^{-3} 。

式(8)中修正系数 χ 的表达方法有很多^[25], 在这里我们依据 3 次多项式的性质构造了取值范围在 $[-1, 1]$ 区间内的光滑函数。

2 系统动力学方程及算法

2.1 安全壳动力学方程

由线性梁理论, 安全壳动力学方程可表示为

$$\mathbf{M}_v \ddot{\mathbf{u}}_v + \mathbf{K}_v \mathbf{u}_v = \mathbf{F}_v \quad (9)$$

式中 $\mathbf{M}_v$ ——广义质量阵;
 $\mathbf{u}_v$ ——广义坐标;
 $\mathbf{K}_v$ ——刚度矩阵;
 $\mathbf{F}_v$ ——广义力列阵。

广义质量阵 $\mathbf{M}$ 既包括安全壳本体, 同时也包含安全壳上各附加质量对其的贡献。广义外力 $\mathbf{F}$ 包含三部分: 重力、地面运动以及大车作用在结构上的接触力。将广义质量阵、刚度阵、广义力列阵以及广义坐标划分为如下分块矩阵形式

$$\mathbf{M}_v = \begin{pmatrix} \mathbf{M}_{00} & \mathbf{M}_{0s} \\ \mathbf{M}_{s0} & \mathbf{M}_{ss} \end{pmatrix} \quad \mathbf{K}_v = \begin{pmatrix} \mathbf{K}_{00} & \mathbf{K}_{0s} \\ \mathbf{K}_{s0} & \mathbf{K}_{ss} \end{pmatrix} \quad (10)$$

$$\mathbf{F}_v = \begin{pmatrix} \mathbf{F}_0 \\ \mathbf{F}_s \end{pmatrix} \quad \mathbf{u}_v = \begin{pmatrix} \mathbf{u}_0 \\ \mathbf{u}_s \end{pmatrix} \quad \ddot{\mathbf{u}}_v = \begin{pmatrix} \ddot{\mathbf{u}}_0 \\ \ddot{\mathbf{u}}_s \end{pmatrix} \quad (11)$$

式中 $\mathbf{u}_0$ ——安全壳根部节点参数;
 $\mathbf{u}_s$ ——安全壳其余节点参数。

地面运动 $\ddot{\mathbf{u}}_g, \mathbf{u}_g$ 就等价于安全壳根部节点参数 $\ddot{\mathbf{u}}_0, \mathbf{u}_0$, 其对安全壳的影响相当于广义外力

$$\Delta \mathbf{F} = -\mathbf{M}_{s0} \ddot{\mathbf{u}}_0 - \mathbf{K}_{s0} \mathbf{u}_0 \quad (12)$$

由此可将式(9)改写为

$$\mathbf{M}_{ss} \ddot{\mathbf{u}}_s + \mathbf{K}_{ss} \mathbf{u}_s = \mathbf{F}_s + \Delta \mathbf{F} \quad (13)$$

注意到式(9)包含安全壳全部节点参数, 维数庞大, 相互耦合。事实上, 考虑到地震波主要集中在 $0 \sim 10$ Hz 频率范围, 高于 50 Hz 的模态对系统位移的贡献很小, 因此可采用振型叠加法将系统自由度减缩。即通过求解特征方程

$$(\mathbf{K}_v - \omega^2 \mathbf{M}_v) \phi = 0 \quad (14)$$

得到安全壳各阶固有频率 ω_i 和振型 ϕ_i 。各阶振型 ϕ_i 组成的模态矩阵 $\mathbf{T}$ 与模态坐标 $\mathbf{w}$ 满足 $\mathbf{u} = \mathbf{T} \mathbf{w}$, 可将系统运动方程转化为模态坐标方程

$$\ddot{\mathbf{w}}_i + \omega_i^2 \mathbf{w}_i = \mathbf{f}_i \quad (i = 1, 2, \dots, k) \quad (15)$$

式中 k ——模态截断阶数, 本例中取 15;

$\mathbf{w}_i$ ——模态坐标;

$\mathbf{f}_i$ ——模态力。

2.2 大车动力学方程

准确描述大车可能发生的跳轨行为以及水平隔震装置与安全壳之间的冲击是分析核环吊抗震、隔震性能的关键。由于大车结构的变形量较小, 直观上可选择浮动坐标法建立其动力学模型。依据柔体的虚功率原理

$$\int_V (\delta \dot{\mathbf{u}})^T \ddot{\mathbf{u}} \rho dV + \int_V (\delta \dot{\boldsymbol{\varepsilon}})^T \boldsymbol{\sigma} dV = \int_V (\delta \dot{\mathbf{u}})^T \mathbf{f} dV \quad (16)$$

式中 $\mathbf{u}$ ——柔体内任意点的位移;

ρ ——柔体密度;

$\boldsymbol{\sigma}, \boldsymbol{\varepsilon}$ ——广义应力与广义应变;

$\mathbf{f}$ ——作用在微元体上的外力。

任意物质点的位移 $\mathbf{u}$ 可表示为大车连体基整体运动以及相对连体基的弹性运动之和。然而, 在计算式(16)第一项(大车的惯性)时, 涉及大量含质量分布的积分运算, 仍较为繁琐。

事实上, 由于核环吊质量较大, 即便发生跳轨时其位移也为小量。与此同时, 考虑由大车自由模态组成的矩阵 $\mathbf{T}$ 满足如下性质

$$\mathbf{T}^T \mathbf{M}_b \mathbf{T} = \mathbf{E}_{n \times n} \quad (17)$$

$$\mathbf{T}^T \mathbf{K}_b \mathbf{T} = \text{diag}(\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_n^2) \quad (18)$$

式中 $\mathbf{E}$ ——单位矩阵, 维数与 $\mathbf{M}$ 的维数 n 相同;

$\mathbf{M}_b$ ——桥架质量矩阵;

$\mathbf{K}_b$ ——桥架刚度矩阵。

结构有刚体模态时式(17)、(18)依然成立。因此, 本文采用刚体模态模拟大车的刚体运动, 其余模态模拟大车的结构变形, 从而可显著降低大车的计算

规模, 其动力学方程形式如式(15), 取 35 阶模态。

2.3 小车动力学方程

小车各子结构的动力学方程可依据单个刚体的虚功率方程确定

$$\int (\delta \dot{u}_h)^T \ddot{u}_h \rho dv = \int (\delta \dot{u}_h)^T f dv \quad (19)$$

其矩阵形式为

$$\delta p_i = \begin{pmatrix} \delta \dot{r}_{0i} \\ \delta \omega_i \end{pmatrix} \cdot \left(\begin{pmatrix} m_i E_{3 \times 3} & -m_i \tilde{r}_{ci} \\ m_i \tilde{r}_{ci} & J_i \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{r}_{0i} \\ \ddot{\omega}_i \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} m_i g - m_i \tilde{\omega}_i \tilde{\omega}_i r_{ci} \\ m_i \tilde{r}_{ci} g - \tilde{\omega}_i J_i \omega_i - m_i \tilde{r}_{ci} \tilde{\omega}_i \tilde{\omega}_i r_{ci} \end{pmatrix} \right) \quad (20)$$

式中 $\dot{r}_{0i}$ ——各刚体连体基的原点平动速度;

ω_i ——各刚体的角速度;

$E_{3 \times 3}$ ——3 阶单位矩阵;

m_i ——各刚体质量;

r_{ci} ——连体基原点到刚体质心矢径;

J_i ——刚体转动惯量;

g ——重力加速度。

符号“ $\sim$ ”表示矢量对应的反对称阵, 满足 $a \times b = \tilde{a}b$ 。

考虑到起升机构钢丝绳沿滑轮槽纵向摆动和侧向摆动时: 纵向摆动时滑轮一侧释放、一侧增加变形能, 因而相互抵消; 而侧向摆动一定角度 β_y 时, 存在一段长度为 d 的“圆弧-曲线-直线”过渡段, 如图 3 所示。

图3 钢丝绳侧摆示意图

过渡段曲率 κ 可近似为

$$\kappa = \beta_y / d \quad (21)$$

设钢丝绳抗弯刚度为 ηEI , η 为折算系数, EI 为抗弯刚度。则单股钢丝绳的变形虚功率可表示为

$$\eta EI \int \delta \kappa \kappa ds = (\eta EI / d^2) \delta \dot{\beta}_y \beta_y \quad (22)$$

由钢丝绳侧向摆动引起的附加刚度为

$$\Delta K = \text{diag}(\theta_{\times 6}, 0, \eta EI / d^2, \theta_{\times 2}) \times n \quad (23)$$

式中 n ——起升钢丝绳数目。

2.4 水平导向装置加卸载曲线修正

参照文献[7]给出的水平导向装置, 其工作原理

简化模型如图 4 所示, 阻抗性能曲线如图 5 所示。

图4 隔震装置简化模型

图5 水平隔震装置阻抗力曲线

虽然图 5 所示阻抗性能曲线源自真实的缓慢加卸载试验, 但由于间断点的存在(由预紧力或受剪销轴剪断引起), 难以用于数值分析。实际上, 这种间断点类似于静摩擦与动摩擦状态间的转换。类比式(8), 通过静摩擦比拟法^[17]可将间断点附近的阻抗力曲线光滑化, 从而大幅地改善数值性态。修正后的阻抗力曲线如图 6 所示。

图6 修正的水平隔震装置阻抗力曲线

图 6 中, 竖直段被修正为光滑斜线避免其导数无穷大。另外, 为防止强震作用下全部碟簧组均达到最大行程时阻抗性能曲线中断, 在大碟簧压缩到底后补充了一段加强段。

2.5 缝隙函数及其变化率

各接触点的缝隙函数及其变化率可由系统中邻接物体间运动学关系确定。按照规范, 各组水平导向装置各水平轮与水平轨道之间初始间隙为 5~10 mm 之间。依据式(6)可知, 水平轮缝隙函数的确定是求解水平力的关键。

水平力由水平导向装置内的碟簧组压缩产生。为了计算简便, 假定水平轮可穿透环轨, 以侵入量等价表示水平轮压缩量。设水平轮端部的瞬时矢径为 r_p , 则由图 7 几何关系可得

$$\|r_p - \delta_d e_s\| = R \quad (24)$$

式中 $\mathbf{e}_s$ ——水平轮斜支腿的方向矢量;
 R ——水平轨道半径;
 δ_d ——水平轮侵入量。

图 7 水平轮压缩示意图

求解式(24)可得两组解,但考虑侵入量为小量,可得

$$\delta_d = b - \sqrt{b^2 - c} \quad (25)$$

式中 $b = \mathbf{r}_p \cdot \mathbf{e}_s$;
 $c = \mathbf{r}_p \cdot \mathbf{r}_p - R^2$ 。

注意到我们以侵入量表征压缩量,则此时描述水平轮上与轨道的接触点不再是水平轮端点。接触点间的相对速度 $\mathbf{v}$ 可表示为

$$\mathbf{v} = \dot{\mathbf{u}}_c - \tilde{\rho}_s \dot{\theta}_c - \dot{\mathbf{u}}_0 + (\tilde{\mathbf{r}}_p - \tilde{\mathbf{r}}_0 - \delta \tilde{\mathbf{e}}_s) \dot{\theta}_0 \quad (26)$$

式中 $\mathbf{u}_c, \theta_c$ ——环轨面中心点的位移、转角;
 ρ_s ——环轨面中心点环轨接触点的矢径;
 $\mathbf{u}_0, \theta_0$ ——斜支腿根部点的位移、转角;
 $\mathbf{r}_0$ ——支腿根部相对环轨中心点的矢径。

为计算水平轮与环轨之间的摩擦力,接触点切平面内的相对速度可表示为

$$\mathbf{v}_r = (\mathbf{E}_{3 \times 3} - \mathbf{e}_s \mathbf{e}_s^T) \mathbf{v} \quad (27)$$

式中 $\mathbf{E}_{3 \times 3}$ ——3 维单位矩阵。

竖向相对速度以及水平相对速度可由式(27)进一步分解为

$$\mathbf{v}_z = \mathbf{g}_z \mathbf{g}_z^T \mathbf{v}_r \quad (28)$$

$$\mathbf{v}_t = (\mathbf{E}_{3 \times 3} - \mathbf{g}_z \mathbf{g}_z^T) \mathbf{v}_r \quad (29)$$

式中 $\mathbf{g}_z$ ——竖向单位矢量;
 $\mathbf{v}_z$ ——接触点竖向相对速度;
 $\mathbf{v}_t$ ——接触点水平相对速度。

由侵入量 δ 及阻力曲线可确定水平轮法向接触力 f_n ,进而由式(28)、(29)可求解切向摩擦力。由此,接触力合力 $\mathbf{F}$ 可表示为

$$\mathbf{F} = -f_n \mathbf{e}_s - \chi_t \mu_t f_n \left(\frac{\mathbf{v}_t}{\|\mathbf{v}_t\|} \right) - \chi_z \mu_z f_n \left(\frac{\mathbf{v}_z}{\|\mathbf{v}_z\|} \right) \quad (30)$$

式中 χ_t, χ_z ——水平、竖向摩擦力修正因数;
 μ_t, μ_z ——水平、竖向摩擦因数。

2.6 建立光滑化互补方程

首先,为了降低多柔体系统动力学方程的刚性,引入文献[16]所提模型降噪方法,可将形如式(9)系统动力学方程改写为

$$\left(\mathbf{M}_v + \frac{h^2}{6} \mathbf{K}_v \right) \ddot{\mathbf{u}}_v + \frac{h}{2} \mathbf{K}_v \dot{\mathbf{u}}_v + \mathbf{K}_v \mathbf{u}_v = \mathbf{F}_v \quad (31)$$

相应的,采用模态坐标表示的系统运动方程式(15)可改写为

$$\left(1 + \frac{h^2 \omega_i^2}{6} \right) \ddot{w}_i + \frac{h \omega_i^2}{2} \dot{w}_i + \omega_i^2 w_i = f_i, (i=1, \dots, k) \quad (32)$$

其中,模态力 f_i 由两部分组成:一部分由体力或集中质量引起的集中力产生,另一部分为部件所受的接触力对应的广义力。式(32)可进一步改写为

$$\ddot{\mathbf{w}} = \mathbf{D} \mathbf{f}_c + \mathbf{D} \mathbf{f}_g - \mathbf{D} \left(\frac{h}{2} \omega^2 \dot{\mathbf{w}} + \omega^2 \mathbf{w} \right) \quad (33)$$

式中

$$\mathbf{D} = \text{diag}(a_1, \dots, a_k) \quad (34)$$

$$a_i = 1 / \left(1 + \frac{h^2 \omega_i^2}{6} \right) \quad (35)$$

$$\omega^2 = \text{diag}(\omega_1^2, \dots, \omega_k^2) \quad (36)$$

$$\mathbf{w} = (w_1, \dots, w_k)^T \quad (37)$$

接触力对应的广义力可由接触力虚功率确定

$$\delta p_i = \sum \delta \mathbf{r}_i \cdot (f_i \mathbf{e}_i) = \delta \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{K}_f \mathbf{f} \quad (38)$$

式中 $\dot{\mathbf{r}}_i$ ——接触点物质速度;

$f_i, \mathbf{e}_i$ ——接触力幅值及其方向矢量;

$\dot{\mathbf{q}}$ ——广义速度;

$\mathbf{K}_f$ ——导出的变换矩阵;

$\mathbf{f}$ ——各接触力组成的列阵;

$\mathbf{K}_f \mathbf{f}$ ——接触力对广义力的贡献。

综合式(33)~(38),模态加速度可由接触力线性表示

$$\ddot{\mathbf{w}} = \mathbf{A}_a \mathbf{f} + \mathbf{b}_a \quad (39)$$

同理,缝隙加速度也由模态加速度线性表示

$$\ddot{\boldsymbol{\lambda}} = \mathbf{A}_g \ddot{\mathbf{w}} + \mathbf{b}_g \quad (40)$$

因此,缝隙加速度可由接触力线性表示为

$$\ddot{\boldsymbol{\lambda}} = \mathbf{A}_g (\mathbf{A}_a \mathbf{f} + \mathbf{b}_a) + \mathbf{b}_g = \mathbf{A}_s \mathbf{f} + \mathbf{b}_s \quad (41)$$

结合式(5)、(6)及(39),均匀化缝隙函数可表示为

$$\bar{\boldsymbol{\lambda}} = \boldsymbol{\lambda} + \frac{h}{2} \dot{\boldsymbol{\lambda}} + \frac{h^2}{6} \ddot{\boldsymbol{\lambda}} = \mathbf{A}_c \mathbf{f} + \mathbf{b}_c \quad (42)$$

由此可建立形如式(6)的光滑化线性互补方程, 并可将其转化为非线性方程等价形式求解

$$\begin{cases} \bar{\lambda} = A_c f + b_c \\ \sqrt{\bar{\lambda}^2 + f^2} - \bar{\lambda} - f = 0 \end{cases} \quad (43)$$

2.7 归一化方法

方便起见, 互补关系式(42)的一般形式可写为

$$y = Ax + b \quad (44)$$

尽管理论上可行, 互补方程式(43)的求解效率往往极低。一个易被忽略的因素是: 互补变量之间往往相差多个数量级, 从而导致数值解不收敛。为此, 可将互补变量做归一化处理。其步骤可描述如下

(1) 令 $k_1 = \max(|b|)$, 做变换

$$\bar{y} = y/k_1 \quad \bar{A} = A/k_1 \quad \bar{b} = b/k_1 \quad (45)$$

得到

$$\bar{y} = \bar{A}x + \bar{b} \quad (46)$$

(2) 令 $k_2 = \max(|\bar{A}|)$, 做变换

$$\bar{x} = k_2 x \quad \hat{A} = \bar{A}/k_2 \quad (47)$$

得到

$$\bar{y} = \hat{A}\bar{x} + \bar{b} \quad (48)$$

式中, $\hat{A}, \bar{b}$ 最大绝对值被规范为 1。

(3) 将式(43)按照式(48)进行修正并求得接触力, 最后回代得到原始互补变量

$$y = k_1 \bar{y} \quad x = \bar{x}/k_2 \quad (49)$$

经验证, 以上归一化方法可很好地改善互补方程的数值性态, 求解效率和稳定性显著提高。

3 数值仿真结果

3.1 初值的确定

核环吊由各部件叠放组成(小车-大车-环轨), 为了模拟地震过程中部件间的脱离与碰撞, 动力学方程中引入了轮轨接触力, 从而给动力学方程的求解带来这样的困难: 系统初值描述了静平衡时的系统状态, 并与各接触点的接触力有关, 但接触力未知。

考虑形如式(32)的模态方程, 系统处于初始静止状态时($\ddot{w}_i = 0, \dot{w}_i = 0$), 等价于

$$f_i = 0 (\omega_k = 0, k = 1, 2, \dots, 6) \quad (50)$$

$$w_i = \frac{f_i}{\omega_i^2} (\omega_i \neq 0, i \geq 7) \quad (51)$$

因此, 问题的实质是确定满足以上两式的接触力。考虑到水平轮与轨道之间含初始间隙, 因此在初始时刻, 核环吊有 8 个可能接触点并满足 12 组静平衡方程(即小车平衡与大车平衡)。

初值搜寻步骤如下。

(1) 搜寻使小车平衡的接触力。

(2) 将小车接触力施加到大车上, 搜寻大车与环轨之间的接触力使大车受力平衡。

(3) 将所求接触力作为预估的初值, 并施加较大的人工阻尼(使系统快速稳定), 求解系统动力学方程, 系统位移稳定时的状态即为系统初始状态。

算法流程如图 8 所示。

图 8 算法流程图

3.2 地震波

采用两组地震波计算核环吊地震响应。一组为目前广泛采用的 EI-Centro 波, 另一组为根据《核电厂抗震设计规范》建议的反应谱拟合得到的人工地震波。其水平和竖向加速度时程如图 9 所示。

图9 人工地震波

3.3 分析结果

基于 Matlab GUI 平台对前文所述算法进行编程与整合,完成了一套模拟核环吊地震响应的分析程序。以小车位于主梁跨中,吊重载荷分别为满载 200 t 或空载,吊重位置位于下极限,水平地震沿主梁纵向加载的情形为例,应用所建分析平台对可能发生的跳轨行为以及水平导向机构的隔震性能进行了模拟和分析。结构主要参数如表 1 所示。

表1 结构控制参数

参数	数值	参数	数值
安全壳壁厚/m	0.042	主梁跨距/m	10
安全壳高度/m	50	主梁截面/m	1.6×4.2
环轨高度/m	41	大车质量/t	320
安全壳直径/m	40	小车质量/t	132
水平轮间隙/m	0.01	滚动摩擦因数	0.001
吊重高度/m	2	滑动摩擦因数	0.15

除了结构相关参数,模型降噪法的降噪因子以及光滑化互补模型的光滑因子对仿真结果的稳定性和准确性有着重要的影响。一方面,在滤除高频分量的前提下,降噪因子 h_1 应足够小,以免滤除碰撞效应。另一方面,光滑因子 h_2 的取值范围相比降噪因子 h_1 要小的多。经验证,光滑因子应与碰撞时间保持在同一量级,以保证计算接触力趋近真实接触

力。本例中降噪因子取 0.05,光滑因子取 0.005。

在大部分核电站运行阶段,核环吊并不承载吊运工作,因此空载工况为常见情况。为了侦测核环吊跳轨以及水平导向装置与安全壳间的冲击,验证理论模型的准确性,设计了三组工况进行计算,分别如下。

(1) 工况 1: 小车位于跨中,吊重载荷 200 t 位于下极限,加载 EI-Centro 波。

(2) 工况 2: 小车位于跨中,空载,加载人工地震波。

(3) 工况 3: 小车位于跨中,吊重载荷 200 t 位于下极限,加载人工地震波。

对各工况进行计算时,首先按照图 8 所示流程计算系统静平衡状态。以平衡时的系统状态更新系统初值,并施加地震波进行地震响应计算。不同工况下的核环吊大车、小车以及水平导向机构接触力时间历程曲线如图 10~16 所示。各图中, A、B、C、D 用以区分大车主梁的四个角,其位置已在图 2 中标明。由图中结果可见以下结果。

(1) 各工况条件下大车均未跳轨。其中,图 10、11 侦测到了小车 A、B 角轮轨间的若干次跳轨现象。另外,该工况下核环吊水平位移很小,因此水平轮尚未与环轨接触。

(2) 由于空载条件下小车相对较轻,因此工况 2 在强震段侦测到了小车发生的高频跳轨现象,但仅 A、B 角脱离轨道。同时可见,在水平地震的作用下水平轮与环轨发生了冲击,如图 12~14 所示。由于核环吊发生了扭转,因此地震终止时刻仅有 A 角水平轮与环轨接触。

(3) 由图 15、16 可见,由于增加了 200 t 的吊重载荷,工况 3 条件下小车的跳轨现象减弱。

图10 大车接触力时程曲线(工况 1)

图11 小车接触力时程曲线(工况 1)

图 12 大车接触力时程曲线(工况 2)

图 13 小车接触力时程曲线(工况 2)

图 14 水平轮接触力时程曲线(工况 2)

图 15 大车接触力时程曲线(工况 3)

图 16 小车接触力时程曲线(工况 3)

4 结论

(1) 提出一种光滑化线性互补模型计算柔体间动态接触力。以当前时刻为起点的短时区间内的平均缝隙与接触力建立互补关系,实际是将突变的接

触力光滑化,由于平均缝隙表达式中包含缝隙函数的二阶变化率,因此可求得接触力,且所提模型能够综合考虑平顺接触与碰撞,在接触状态发生改变时也不需切换模型。

(2) 针对小位移、小转动且含接触/碰撞的浮放多柔体系统,提出以刚体模态反映物体的刚体运动,

以结构模态反映物体的弹性变形。计算规模较小并具有合理的精度。同时,针对可能接触点间的高频振荡给接触力求解带来的困难,在建立系统动力学方程时引入了模型降噪方法,该方法对低频影响很小,但可将高频运动人为大幅衰减,极大地提高了计算效率。

(3) 以所提接触力算法为基础并结合 Matlab GUI 仿真平台进行编程,完成了一套核环吊地震动力响应分析程序。仿真结果表明该模型能够反映强震作用下核环吊部件间可能发生的跳轨行为,并对水平隔震装置与安全壳之间的冲击进行了分析。所提模型和研究结果可为新型核环吊的研发提供部分数据参考,同时丰富其理论储备。

参 考 文 献

- [1] FEAU C, POLITOPOULOS I. Experimental and numerical investigation of the earthquake response of crane bridges[J]. *Engineering Structures*, 2015, 84: 89-101.
- [2] 孙杰峰. 核环吊水平隔震装置动力学仿真研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2017.
SUN Jiefeng. Dynamic simulation of a nuclear polar crane's seismic isolation device[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2017.
- [3] 王郡, 朱永宁, 徐鉴. 自主泳动弹性绳的轨迹模拟[J]. *力学学报*, 2019, 51(1): 198-208.
WANG Jun, ZHU Yongning, XU Jian. Trajectory simulation of self-propelled elastic rods in fluid[J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2019, 51(1): 198-208.
- [4] 孙东科, 林家浩. 复杂结构的风激随机振动分析[J]. *机械工程学报*, 2001, 37(3): 55-58.
SUN Dongke, LIN Jiahao. Wind-excited random vibration of complex structures[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2001, 37(3): 55-58.
- [5] 林家浩, 张亚辉, 赵岩. 大跨度结构抗震分析方法及近期进展[J]. *力学进展*, 2001, 31(3): 350-360.
LIN Jiahao, ZHANG Yahui, ZHAO Yan. Seismic analysis methods of long-span structures and recent advances[J]. *Advances in Mechanics*, 2001, 31(3): 350-360.
- [6] 吕红山, 赵凤新. 适用于中国场地分类的地震动反应谱放大系数[J]. *地震学报*, 2007(1): 67-76, 114.
LÜ Hongshan, ZHAO Xinfeng. Site coefficients suitable to China site category[J]. *Acta Seismologica Sinica* 2007(1): 67-76, 114.
- [7] 丁晶. 环行起重机水平导向装置设计研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2016.
DING Jing. Design and research of horizontal guided device for polar crane[D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2016.
- [8] 王贡献, 王洋洋. 黏滞阻尼器在集装箱起重机上的减震研究[J]. *振动与冲击*, 2016, 35(12): 171-176, 201.
WANG Gongxian, WANG Yangyang. Study on seismic response control for a container crane using viscous dampers[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2016, 35(12): 171-176, 201.
- [9] FEKAK F, GRAVOUIL A. Response of a bridge Crane during an earthquake[J]. *Civil and Environmental Engineering*. 2016, 10(6): 671-674.
- [10] 李增光, 王炯, 吴天行. 核电站环形吊车抗震计算分析[J]. *核动力工程*, 2008(1): 46-49.
LI Zengguang, WANG Jiong, WU Tianxing. Analysis of seismic response of a polar crane in nuclear power plant[J]. *Nuclear Power Engineering*, 2008(1): 46-49.
- [11] 田强, 刘铖, 李培, 等. 多柔体系统动力学研究进展与挑战[J]. *动力学与控制学报*, 2017, 15(5): 385-405.
TIAN Qiang, LIU Cheng, LI Pei, et al. Advances and challenges in dynamics of flexible multibody systems[J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2017, 15(5): 385-405.
- [12] TIAN Qiang, ZHANG Yunqing, CHEN Liping, et al. Dynamics of spatial flexible multibody systems with clearance and lubricated spherical joints[J]. *Computer and Structures*, 2009, 87(13-14): 913-929.
- [13] QIAN Zhenjie, ZHANG Dingguo, JIN Chengqian. A regularized approach for frictional impact dynamics of flexible multi-link manipulator arms considering the dynamic stiffening effect[J]. *Multibody System Dynamics*, 2018, 43: 229-255.
- [14] 张润森, 王琪. 浮放物体平面多刚体动力学建模与算法研究[J]. *力学学报*, 2017, 49(6): 1370-1379.
ZHANG Runsen, WANG Qi. Research on modeling and numerical method of free standing body on planar rigid multibody dynamics[J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2017, 49(6): 1370-1379.
- [15] ZHUANG Fangang, WANG Qi. Modeling and simulation of the nonsmooth planar rigid multibody systems with frictional translational joints[J]. *Multibody Syst. Dyn.*, 2013, 29(4): 403-423.
- [16] 齐朝晖, 曹艳, 王刚. 多柔体系统数值分析的模型降噪方法[J]. *力学学报*, 2018, 50(4): 863-870.
QI Zhaohui, CAO Yan, WANG Gang. Model smoothing methods in numerical analysis of flexible multibody systems[J]. *Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2018, 50(4): 863-870.
- [17] 齐朝晖, 黄志浩, 孔宪超. 摩擦式缓冲器阻抗特性在列车纵向动力学中的应用[J]. *铁道学报*, 2011, 33(12): 27-32.

- QI Zhaohui, HUANG Zhihao, KONG Xianchao. Application of dynamic impedance characteristics of frictional draft gear in longitudinal train dynamics[J]. Journal of the China Railway Society, 2011, 33(12): 27-32.
- [18] 赵旭宝, 魏伟. 缓冲器分段阻抗特性对重载列车纵向冲击的影响[J]. 铁道学报, 2017, 39(10): 33-42.
- ZHAO Xubao, WEI Wei. Influence of segment impedance characteristics of draft gear on longitudinal impulse of heavy haul train [J]. Journal of the China Railway Society, 2017, 39(10): 33-42.
- [19] SANJUR L T, ORR R S, TINIC S, et al. Finite element modeling of the AP1000 nuclear island for seismic analyses at generic soil and rock sites[J]. Nuclear Engineering & Design, 2007, 237(12): 1474-1485.
- [20] 田小龙, 王雯. 考虑微凸体相互作用的机械结合面接触刚度模型[J]. 机械工程学报, 2017, 53(7): 149-159.
- TIAN Xiaolong, WANG Wen. Contact stiffness model of mechanical joint surfaces considering the asperity interactions[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(7): 149-159.
- [21] FLORES P, MACHADO M. On the continuous contact force models for soft materials in multibody dynamics [J]. Multibody System Dynamics, 2011, 25(3): 357-375.
- [22] LANKARANI H M, NIKRAVESH P E. Continuous contact force models for impact analysis in multibody systems[J]. Nonlinear Dynamics, 1994, 5 (5): 193-207.
- [23] 白争锋, 赵阳, 田浩. 柔性多体系统碰撞动力学研究[J]. 振动与冲击, 2009, 28(6): 75-78.
- BAI Zhengfeng, ZHAO Yang, TIAN Hao. Study on contact dynamics for flexible multibody systems[J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(6): 75-78.
- [24] ROHN J. A note on solvability of a class of linear complementarity problems[J]. Mathematical Programming, 1993, 60(1-3): 229-231.
- [25] 王琪, 庄方方. 非光滑多体系统动力学数值方法的研究进展[J]. 力学进展, 2013, 43(1): 101-111.
- WANG Qi, ZHUANG Fangfang. Advances in the research on numerical methods for non-smooth dynamics of multibody systems[J]. Advances in Mechanics, 2013, 43(1): 101-111.
-
- 作者简介: 张欣刚, 男, 1987 年出生, 博士研究生。主要研究方向为多柔体系统接触碰撞动力学。
E-mail: zxc_sc@mail.dlut.edu.cn
- 齐朝晖(通信作者), 男, 1964 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为结构力学、多体系统动力学和复杂机械系统动力学。
E-mail: zhaohuiq@dlut.edu.cn
- 国树东, 男, 1982 年出生, 博士研究生。主要研究方向为滑轮绳索系统动力学。
E-mail: gsd0905@mail.dlut.edu.cn
- 屈福政, 男, 1958 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为复杂机械系统总体设计及优化、复杂机械结构分析及仿真、创新设计。
E-mail: fzqu@dlut.edu.cn