

三代核环吊吊钩组升降直线度偏差研究

曹旭阳^{*1}, 宋 轶¹, 齐朝晖², 杨山林¹

(1. 大连理工大学 机械工程学院, 辽宁 大连 116024;
2. 大连理工大学 工程力学系, 辽宁 大连 116024)

摘要: 核电站用环形桥式起重机由于其特殊的工作场合, 对吊载的定位精度有严格要求, 三代核环吊通过平衡机构和钢丝绳的平衡缠绕来保证其升降直线精度. 通过建立核环吊吊钩组钢丝绳缠绕系统的力学模型, 采用静平衡方法研究某三代核环吊在不同起升重量、不同起升高度的运行轨迹及直线度偏差. 结果表明: 相同起升高度条件下, 当起升量较大时, 起升重量对吊钩组升降直线度偏差的影响较小; 相同起升重量条件下, 升降直线度偏差与起升高度呈非线性关系; 该三代核环吊采用的钢丝绳平衡缠绕方式, 能够保证吊钩组的直线度偏差小于 $\pm 5 \text{ mm}/10 \text{ m}$. 该分析方法及结果为核环吊起升机构的设计提供了理论依据.

关键词: 核环吊; 钢丝绳; 直线度; 力学模型

中图分类号: TH218 **文献标志码:** A

0 引言

核电站用环行起重机运行于核反应堆厂房内上方的环形轨道上^[1], 用于吊运反应堆压力容器顶盖和堆内构件. 由于核环吊特殊的工作场合, 必须严格控制核环吊定位精度. 核电起重设备吊钩组升降直线度偏差的大小, 对吊点定位精度有一定影响. 三代核环吊吊钩组通过平衡结构和钢丝绳的平衡缠绕来保证其直线度偏差小于 $\pm 5 \text{ mm}/10 \text{ m}$.

文献[2-3]提出了利用动力学软件的钢丝绳建模方法, 文献[4]提出了采用数值分析方法求解钢丝绳动张力的方法, 文献[5]提出了控制塔式起重机吊钩组旋转的方法, 文献[6]针对钢丝绳栅栏提出了基于钢丝绳弹性变形的建模方法, 文献[7]针对高速电梯提出了计算钢丝绳张力的方法, Etsujiro 等^[8]提出采用非线性接触的数值有限元方法进行钢丝绳缠绕的动力学仿真方法, 文献[9]将起升钢丝绳等效为弹簧系统, 文献[10-11]将桥式起重机钢丝绳等效为不可伸长的刚性无质量杆, 文献[12-13]用数值计算的方法研究了深井提

升钢丝绳的瞬间震动现象. 上述国内外相关文献中所提到的钢丝绳建模和仿真方法均是针对单根钢丝绳及简单倍率滑轮组, 而针对多倍率、复杂的钢丝绳缠绕机构, 目前研究比较少. 本文通过建立核环吊吊钩组钢丝绳缠绕系统的力学模型, 用静平衡方法研究某三代核环吊在不同起升重量、不同起升高度下吊钩组的运行轨迹, 输出不同组合下的直线度偏差, 为三代核环吊起升机构的设计提供理论依据.

1 力学建模基本理论

某三代核环吊吊钩组的钢丝绳缠绕方式如图1所示, 滑轮组为十二倍率双联滑轮组, 定滑轮组、动滑轮组安装位姿如图2所示. 由于钢丝绳缠绕形式比较复杂, 在动力学软件中通过建立吊钩组虚拟样机模型来仿真分析其升降直线度的方法难以实现, 本文通过建立吊钩组钢丝绳缠绕系统的力学模型来计算其升降直线度偏差.

为方便建立吊钩组钢丝绳缠绕系统的力学模

收稿日期: 2011-11-05; 修回日期: 2012-11-09.

基金项目: 辽宁省科学计划资助项目(2010224008).

作者简介: 曹旭阳^{*}(1974-), 男, 博士, 讲师, E-mail: saner@126.com.

型,作以下基本假设:

(1)吊钩组在起升过程各个时刻受力平衡.

三代核环吊的起升速度为 $0.01 \sim 1.20 \text{ m/min}$,起升速度缓慢,因此在起升过程中的每一个时刻都可以认为吊钩组受力平衡.

(2)忽略钢丝绳受力后长度的变化.

(3)不考虑钢丝绳和滑轮的相对滑动.

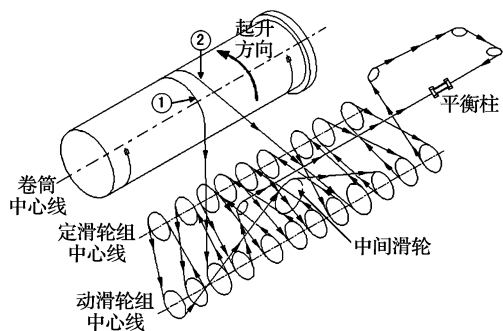


图1 钢丝绳缠绕示意图

Fig. 1 Wire rope winding diagram

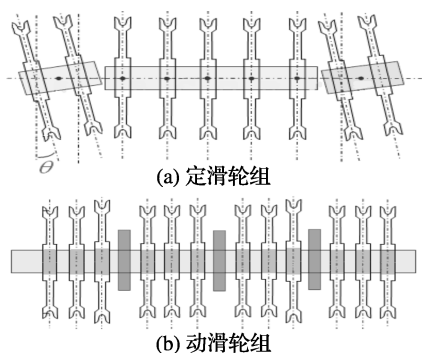


图2 滑轮组安装位姿图

Fig. 2 Assemble position of pulley block

1.1 空间任意滑轮切点位置

动滑轮、定滑轮通过钢丝绳连接,为了求解钢丝绳的空间位置即钢丝绳拉力方向,必须求得空间两滑轮的切点位置.

如图3所示两滑轮中心相对于整体基的矢径为 p_1 、 p_2 ,滑轮柱面的方程分别为

$$\begin{aligned} r &= p_1 + r_1 \cos \theta_1 \bar{e}_x + r_1 \sin \theta_1 \bar{e}_y \\ \bar{r} &= p_2 + r_2 \cos \theta_2 \bar{e}_x + r_2 \sin \theta_2 \bar{e}_y \end{aligned} \quad (1)$$

其中 e_x 、 e_y 、 $\bar{e}_x$ 、 $\bar{e}_y$ 为两滑轮连体基单位向量.

滑轮柱面上的法线方向为

$$\begin{aligned} m_1 &= (-\sin \theta_1 \bar{e}_x + \cos \theta_1 \bar{e}_y) \times n_1 = \\ &\sin \theta_1 \bar{e}_y + \cos \theta_1 \bar{e}_x; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_2 &= (-\sin \theta_2 \bar{e}_x + \cos \theta_2 \bar{e}_y) \times n_2 = \\ &\sin \theta_2 \bar{e}_y + \cos \theta_2 \bar{e}_x \end{aligned} \quad (2)$$

其中 n_1 、 n_2 为两滑轮轴向的单位向量.

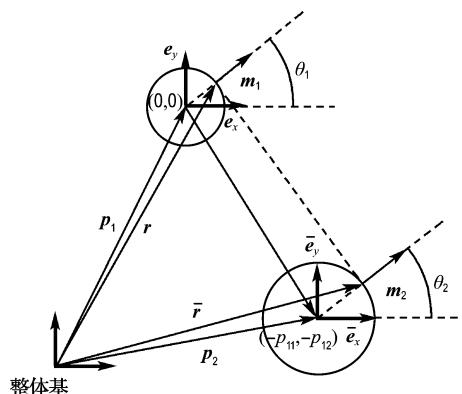


图3 空间公切线示意图

Fig. 3 Common tangent line diagram in space

滑轮上切点所对应的角度应满足方程

$$\begin{aligned} (r - \bar{r}) \cdot m_1 &= 0 \\ (r - \bar{r}) \cdot m_2 &= 0 \end{aligned} \quad (3)$$

令 $x_1 = \cos \theta_1$ 、 $x_2 = \cos \theta_2$ 、 $y_1 = \sin \theta_1$ 、 $y_2 = \sin \theta_2$,将三角方程转化为代数方程:

$$\begin{aligned} f_1 &= p_{12} y_1 + p_{11} x_1 - r_2 (a_{11} x_1 x_2 + a_{22} y_1 y_2 + \\ &\quad a_{12} x_1 y_2 + a_{21} y_1 x_2) + r_1 = 0; \\ f_2 &= p_{22} y_2 + p_{21} x_2 + r_1 (a_{11} x_1 x_2 + a_{22} y_1 y_2 + \\ &\quad a_{12} x_1 y_2 + a_{21} y_1 x_2) - r_2 = 0; \\ f_3 &= x_1^2 + y_1^2 - 1 = 0; \\ f_4 &= x_2^2 + y_2^2 - 1 = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

数值解收敛后,切点对应的方位角为

$$\theta_1 = \arctan \frac{y_1}{x_1}$$

$$\theta_2 = \arctan \frac{y_2}{x_2}$$

1.2 空间点与圆的公切线

在某一特定时刻钢丝绳与卷筒的切点位置为空间固定点,因此要求空间点与滑轮的切点来确定钢丝绳空间位置,如图4所示.

空间一矢径为 p_0 的点与空间圆

$$p = r_0 + r \cos \theta e_x + r \sin \theta e_y \quad (5)$$

切点满足方程

$$(p - p_0) \cdot (\cos \theta e_x + \sin \theta e_y) = 0 \quad (6)$$

即

$$p_1 \cos \theta + p_2 \sin \theta + r = 0 \quad (7)$$

其中 $p_1 = (\mathbf{r}_0 - \mathbf{p}_0) \cdot \mathbf{e}_x$; $p_2 = (\mathbf{r}_0 - \mathbf{p}_0) \cdot \mathbf{e}_y$, $\mathbf{r}_0$ 为空间圆中心相对于整体基的矢径, $\mathbf{e}_x$ 、 $\mathbf{e}_y$ 分别为滑轮连体基的单位向量, 得

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \arctan \frac{-rp_2 - p_1 \sqrt{p_1^2 + p_2^2 - r^2}}{-rp_1 + p_2 \sqrt{p_1^2 + p_2^2 - r^2}} \\ \theta_2 &= \arctan \frac{-rp_2 + p_1 \sqrt{p_1^2 + p_2^2 - r^2}}{-rp_1 - p_2 \sqrt{p_1^2 + p_2^2 - r^2}} \end{aligned} \quad (8)$$

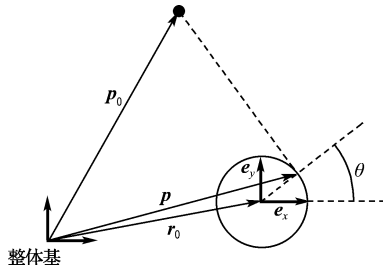


图4 空间点与圆的切线示意图

Fig. 4 The tangent line diagram between space point and circle

1.3 缆绳阻力和摩擦力对钢丝绳拉力的影响

由于钢丝绳僵性,当改变其曲率半径时会产生阻力,使绕入分支力臂增大,绕出分支力臂减小,从而造成出绳端拉力增大.工程中采用僵性阻力系数考虑这种影响:

$$\Delta T_{i1} = \eta_e T_s \quad (9)$$

式中: η_e 为僵性阻力系数,取 $0.0055 \sim 0.0066^{[14]}$; T_s 为入绳端拉力; ΔT_{i1} 为出绳端僵性阻力引起的拉力变化.

同时,滑轮内的摩擦阻力也会造成出绳端拉力增大,工程中采用摩擦阻力系数考虑这种影响:

$$\Delta T_{i2} = \eta_f T_s \quad (10)$$

式中: η_f 为摩擦阻力系数,取 $0.013 \sim 0.014^{[15]}$; ΔT_{i2} 为出绳端摩擦阻力引起的拉力变化.

综合两种阻力,滑轮两端拉力关系如式(11)所示:

$$T_s \approx (1 - \eta_e - \eta_f) T_i = \eta T_i \quad (11)$$

对滚动轴承, $\eta \approx 0.98^{[16]}$.

同时,滑轮内的摩擦力会产生相应的摩擦力矩:

$$M_f = \eta_f T_s r \quad (12)$$

摩擦力矩会传递到动滑轮所在物体上.

如果滑轮两边拉力对滑轮中心的力矩为 M , 则传递到滑轮轴基体上的力矩为

$$M_f = \eta_f T_s r = \frac{\eta_f \eta}{\eta_f + \eta_e} M \quad (13)$$

1.4 系统绳长计算

吊钩组在提升过程中,不考虑钢丝绳的变形伸长,整个系统中的钢丝绳总长是固定值.

假设初始时刻两分支的绳长之和为 L_0 , 卷筒上入绳端所在的圆截面圆心距卷筒中心的距离分别为 z_0 和 $-z_0$, 随着重物的起升, 绕上卷筒的钢丝绳长等于滑轮组系统中减少的绳长.

卷筒绳槽轨迹为空间螺旋线, 其方程为

$$\mathbf{r} = \mathbf{r}_0 + r \cos \theta \mathbf{e}_x + r \sin \theta \mathbf{e}_y + \frac{\theta d}{2\pi} \mathbf{e}_z \quad (14)$$

式中: d 为螺距, r 为卷筒半径, $\mathbf{r}_0$ 为卷筒中心在整体基中的矢径.

当转角为 θ 时, 弧长

$$ds = d\theta \sqrt{r^2 + \frac{d^2}{4\pi^2}} \quad (15)$$

绳索在卷筒上沿长度方向的坐标变化 dz 时,

$$dz = \frac{d}{2\pi} d\theta \quad (16)$$

因此

$$ds = \frac{dz}{d} \sqrt{4\pi^2 r^2 + d^2} \quad (17)$$

当两个入绳点在卷筒长度方向坐标为 z 和 $-z$ 时, 由式(17)可知, 卷筒卷入的钢丝绳长度为

$$L_z = \frac{2(z_0 - z)}{d} \sqrt{4\pi^2 r^2 + d^2} \quad (18)$$

2 滑轮钢丝绳系统平衡方程

2.1 参数描述

与卷筒相连的两根钢丝绳的拉力为 f_1 、 f'_1 ; 水平面内吊钩组位移(如图5所示, 把 X 、 Z 平面内的位移作为未知量)为 u 、 v ; 吊钩组转角(如图5所示, 把绕 X 、 Z 轴的转动作为未知量)为 α 、 γ ; 钢丝绳切点在卷筒轴向的运行距离为 Z ; 主导向轮绕水平轴的偏角(钢丝绳绕进或绕出滑轮的最大偏角不宜大于 5° , 以避免绳槽的损坏及钢丝绳脱槽^[16]). 随着吊钩组起升, 钢丝绳绕进或绕出主导向轮的偏

角逐渐变大,为了控制偏角,主导向轮会随主导向轮转轴偏转以保证此偏角在允许范围之内)为 α .

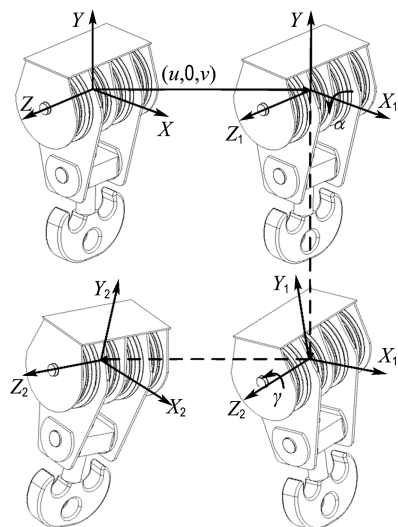


图 5 吊钩组参数示意图

Fig. 5 The parameters diagram of hook block

2.2 平衡方程

(1) 力和力矩平衡

钢丝绳缠绕分支 1 中直线段钢丝绳第 i 根的拉力可表示为

$$f_i = f_i n_i$$

其中 $f_i = k^{-1} f_1$, 表示力的大小, k 表示滑轮两端钢丝绳拉力传递系数; $n_i = (p_{if} - p_{im}) / (\|p_{if} - p_{im}\|)$, 表示力的方向单位矢量, p_{if} 表示第 i 根钢丝绳在定滑轮上的切点矢径, p_{im} 表示第 i 根钢丝绳在动滑轮上的切点矢径. 切点位置由吊钩组空间位置决定, 即一般情况 $p_i = p_i(u, v, \alpha, \gamma)$; 若钢丝绳其中一端在卷筒上, 则 $p_i = p_i(z, u, v, \alpha, \gamma)$; 若钢丝绳其中一端在主导向轮上, 则 $p_i = p_i(u, v, \alpha, \gamma, a)$.

钢丝绳分支 1 对吊钩组的合力为

$$F = f_1 + f_2 + \cdots + f_n = F(f_1, z, u, v, \alpha, \gamma, a)$$

其中 n 表示分支 1 与吊钩组相连的直线段钢丝绳的个数.

钢丝绳分支 1 对吊钩组的合力矩为

$$M = f_1 \times l_1 + f_2 \times l_2 + \cdots + f_n \times l_n =$$

$$M(f_1, z, u, v, \alpha, \gamma, a)$$

其中 $l_n = l_n(\alpha, \gamma)$ 表示分支 1 中第 n 根钢丝绳与动

滑轮的切点到吊钩组质心的矢径.

同理, 钢丝绳分支 2 对吊钩组的合力为

$$F' = f'_1 + f'_2 + \cdots + f'_n = F'(f'_1, z, u, v, \alpha, \gamma, a)$$

其中 $f'_i = f'_i(f'_1, u, v, \alpha, \gamma)$.

钢丝绳分支 2 对吊钩组的合力矩为

$$M' = f'_1 \times l'_1 + f'_2 \times l'_2 + \cdots + f'_n \times l'_n =$$

$$M'(f'_1, z, u, v, \alpha, \gamma, a)$$

根据力和力矩平衡可得平衡方程组

$$\begin{aligned} F + F' + F_g &= 0 \\ M + M' + M_g &= 0 \end{aligned} \quad (19)$$

其中吊钩组重力为 F_g , 重力矩为 $M_g(F_g, \alpha, \gamma)$.

(2) 系统绳长守恒

初始时刻系统总绳长 L_0 ; 当前时刻除去卷扬中缠绕的钢丝绳, 系统中绳长 L_t 等于与滑轮接触的各圆弧段钢丝绳绳长加上各直线段钢丝绳绳长, L_t 可由钢丝绳与各滑轮的切点位置求得, 则 $L_t = L_t(z, u, v, \alpha, \gamma)$; 由式(18)可得卷筒卷入的钢丝绳长度 $L_z = L_z(z)$. 根据卷扬钢丝绳系统中绳长守恒可得

$$L_t + L_z - L_0 = 0 \quad (20)$$

(3) 主导向轮力矩平衡

主导向轮相连的两根钢丝绳拉力分别为

$$\begin{aligned} f_j &= f_j(f_1, u, v, \alpha, \gamma, a) \\ f_k &= f_k(f_1, u, v, \alpha, \gamma, a) \end{aligned} \quad (21)$$

由于主导向轮可以绕如图 6 所示的转轴转动, 其稳定时绕水平轴的力矩应为零, 导向轮两边所受拉力不能有沿滑轮轴方向 n 的分量, 由此可得方程

$$(f_t + f_s) \times n = 0 \quad (22)$$

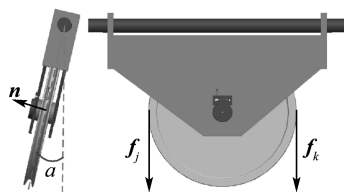


图 6 主导向轮示意图

Fig. 6 Guide pulley diagram

方程(19)是 6 个空间力和力矩平衡方程, 联立方程(19)、(20)、(22)解得 8 个参数: $f_1, f'_1, u,$

v, α, γ, z, a , 根据 u, v, α, γ 可确定吊钩组每时刻的空间位置, 即可求出吊钩组在起升过程中的直线度偏差.

3 算例分析

根据上述核环吊吊钩组缠绕力学模型, 以某三代核环吊为例, 对起升机构吊钩组升降直线度影响因素进行仿真分析, 主要考虑的因素有起升重量、起升高度和起升、下降两种不同情况. 针对表 1 所示 3 种工况求解其水平(z 方向)、前后(x 方向)相对位移均为相对起吊初始位置的位移.

表 1 工况表
Tab. 1 Working conditions table

工况	编号	起升重量/ 10^4 N	起升高度/m
1 相同的起升高度, 不同的起升重量	W272H3	272	3
	W200H3	200	3
	W100H3	100	3
	W20H3	20	3
2 不同的起升高度, 相同的起升重量	W272H3	272	3
	W272H10	272	10
	W272H18	272	18
	W272H20	272	20
3 相同的起升高度及重量, 起升和下降	W100H10	100	10
	W100H-10	100	-10

从图 7 中曲线可知, 当起升重量较大时, 起升重量的变化对吊点位置、水平相对误差的影响都较小. 当起升高度为 3 m, 吊载为 20×10^4 N 到 272×10^4 N 时, 前后位移小于 0.1 mm, 水平位移小于 0.03 mm.

图 8 中, 由于吊重相同, 起升高度不同的 4 条曲线轨迹是重合的, 吊点水平位置随起升高度的增加而沿固定方向变化, 变化范围即水平相对误差随起升高度的增加而增加. 当吊重为 272×10^4 N, 起升高度从 3 m 到 20 m 时, 前后方向的位移小于 1.5 mm, 水平方向的位移小于 0.7 mm.

从图 9 中曲线可知, 通过对下降、起升两种情况的对比, 可知吊钩组下降时(初始高度相同), 吊点的水平误差与前后误差均略小于吊钩组上升时的水平误差和前后误差. 总的前后误差小于 0.5 mm, 水平误差小于 0.15 mm.

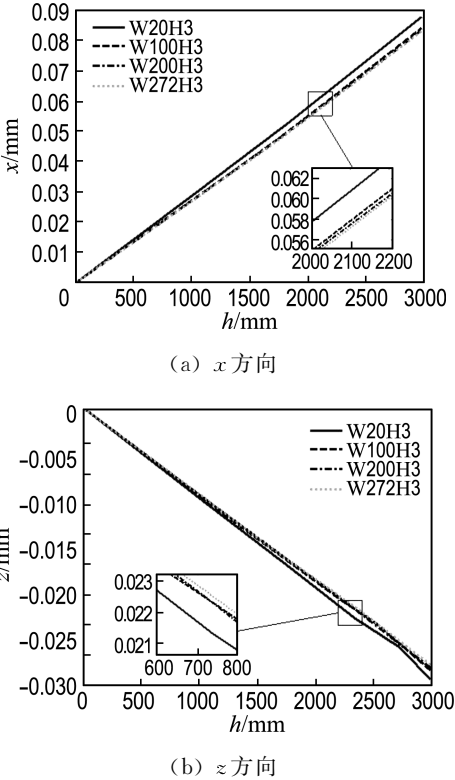


图 7 不同吊重吊点 z 和 x 方向位移
Fig. 7 z and x -direction displacements in different lifting loads

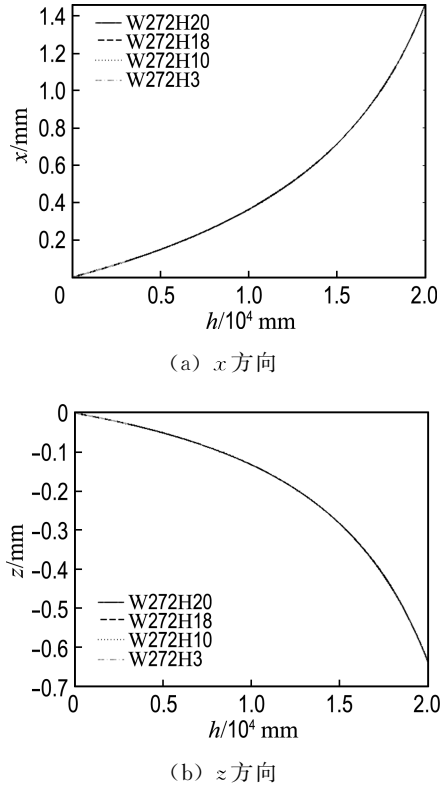


图 8 不同起升高度吊点 z 和 x 方向位移
Fig. 8 z and x -direction displacements in different lifting heights

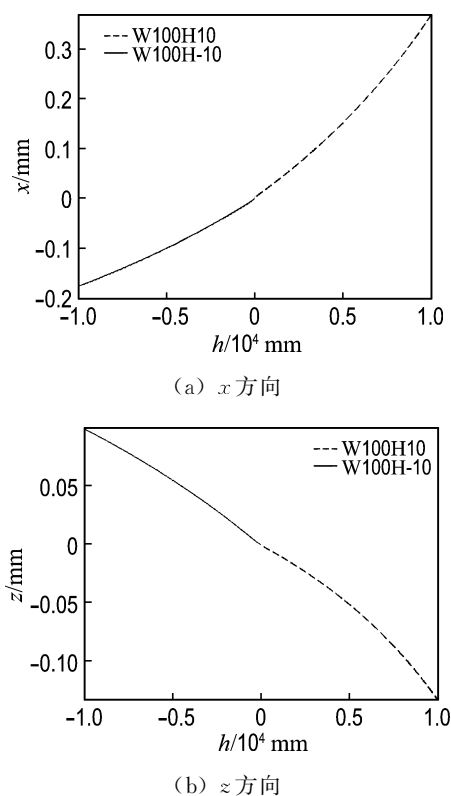


图 9 起升/下降 10 m 时 z 和 x 方向位移

Fig. 9 z and x -direction displacements in rising and falling 10 m

4 结 论

(1)通过建立核环吊吊钩组力学模型,采用静平衡方法研究核环吊在不同起升重量、不同起升高度下吊钩组的运行轨迹及直线度偏差是可行的。

(2)分析影响吊钩组起升直线度偏差的各因素可知:在相同起升高度条件下,当起升重量较大时,起升重量对吊钩组升降直线度偏差的影响较小;在相同起升重量条件下,升降直线度偏差随起升高度增加呈非线性关系,但仍满足小于 $\pm 5 \text{ mm}/10 \text{ m}$ 的要求;吊钩组下降时的直线度偏差比上升时的直线度偏差大。

参考文献:

[1] 张全福. 核电站用环行起重机的特殊性能[J]. 起重运输机械, 2011(03):26-29.
ZHANG Quan-fu. The special function of the nuclear ring crane [J]. **Hoisting and Conveying Machinery**, 2011(03):26-29. (in Chinese)

[2] 王定贤,殷亮. 钢丝绳的建模及动力学仿真分析[J]. 矿山机械, 2010, **38**(8):20-23.
WANG Ding-xian, YIN Liang. Modeling and dynamics simulation analysis for steel rope [J]. **Mining Machinery**, 2010, **38**(8): 20-23. (in Chinese)
[3] 方维. 新型连续强夯机构的仿真研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2009.
FANG Wei. The simulation and research on new-type uninterrupted compactor mechanism [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2009. (in Chinese)
[4] 严世榕, 闻邦椿. 提升钢丝绳张力的计算机仿真[J]. 煤矿机械, 1998(03):4-6.
YAN Shi-rong, WEN Bang-chun. The computer simulation of tension of hoist steel wire [J]. **Colliery Machine**, 1998(03):4-6. (in Chinese)
[5] Lee Chi-joo, Lee Ghang, Park Su-yeul, *et al.* Analysis of field applicability of the rotation-controllable tower-crane hook block [J]. **Automation in Construction**, 2012, **21**:81-88.
[6] Bateman M B, Howard I C, Johnson A R, *et al.* Computer simulation of the impact performance of a wire rope safety fence [J]. **International Journal of Impact Engineering**, 2001, **25**:67-85.
[7] Zhua W D, Teppo L J. Design and analysis of a scaled model of a high-rise, high-speed elevator [J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2003, **264**: 707-731
[8] Etsujiro Imanishi, Takao Nanjo, Kobayashi Takahiro. Dynamic simulation of wire rope with contact [J]. **Journal of Mechanical Science and Technology**, 2009, **23**:1083-1088.
[9] Masoud Z N. Effect of hoisting cable elasticity on anti-sway controllers of quay-side container cranes [J]. **Nonlinear Dynamics**, 2009, **58**:129-140.
[10] Singhose W, Porter L, Kenison M, *et al.* Effects of hoisting on the input shaping control of gantry cranes [J]. **Control Engineering Practice**, 2000, **8**: 1159-1165.
[11] Trabia M B, Renno J M, Moustafa K A F. Generalized design of an anti-swing fuzzy logic

- controller for an overhead crane with hoist [J]. **Journal of Vibration and Control**, 2008, **14**(3):319-346.
- [12] Kaczmarczyk S, Ostachowicz W. Transient vibration phenomena in deep mine hoisting cables. Part 1: Mathematical model [J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2003, **262**:219-244.
- [13] Kaczmarczyk S, Ostachowicz W. Transient vibration phenomena in deep mine hoisting cables. Part 2: Numerical simulation of the dynamic response [J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2003, **262**:245-289.
- [14] 顾迪民. 工程起重机[M]. 2版. 北京:中国建筑工业出版社, 1988:45-47.
- GU Di-min. **Engineering Crane** [M]. 2nd ed. Beijing: China Building Industry Publisher, 1988: 45-47. (in Chinese)
- [15] 张青,张瑞军. 工程起重机结构与设[M]. 北京:化学工业出版社, 2008:37-39.
- ZHANG Qing, ZHANG Rui-jun. **Structure and Devise of Engineering Crane** [M]. Beijing: Chemistry Industry Publisher, 2008: 37-39. (in Chinese)
- [16] 张志文. 起重机设计手册[M]. 北京:中国铁道出版社, 1997:222-223.
- ZHANG Zhi-wen. **Crane Devise Manual** [M]. Beijing: China Railway Publisher, 1997: 222-223. (in Chinese)

Research on straightness accuracy about hook assembly of the third-generation nuclear ring crane

CAO Xu-yang^{*1}, SONG Yi¹, QI Zhao-hui², YANG Shan-lin¹

(1. School of Mechanical Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;

2. Department of Engineering Mechanics, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China)

Abstract: Ring cranes used in nuclear power stations have strict requirements for the positioning accuracy of lifting objects because of the unique applications. The third-generation nuclear ring cranes control the straightness accuracy in the lifting process through the arrangement of the balance mechanism and the balance winding of wire rope. The running track and the straightness deviation of the third-generation nuclear ring cranes under different hook loads and lifting heights are investigated by static balanced approach and the mechanical model for the wire rope winding system is established. The experimental results indicate that: hook load has a little influence on the straightness accuracy of the third-generation nuclear ring cranes in the condition of large hook load and the same lifting height, the straightness accuracy has a non-linearity relation with the lifting heights in the condition of the same hook load, the third-generation nuclear ring cranes with the balance winding of wire rope can guarantee the straightness accuracy less than ± 5 mm/10 m. The analytical method and the results got can give some theoretical information for the design of nuclear ring crane.

Key words: nuclear ring cranes; wire rope; straightness accuracy; mechanical model