

文章编号:1000-582X(2011)08-114-07

# 混合动态子结构综合法在塔机动力学分析中的应用

王蔚佳<sup>1a,1b</sup>, 刘成毅<sup>2</sup>, 钟伟<sup>3</sup>, 李正良<sup>1a,1b</sup>

(1. 重庆大学 a. 土木工程学院; b. 山地城镇建设与新技术教育部重点实验室, 重庆 400045;  
2. 四川建筑职业技术学院, 四川 德阳 618000; 3. 广西建工集团第一安装有限公司, 广西 南宁 530001)

**摘要:**提出了一种基于混合动态子结构综合法的塔机动力学分析模型,结合建筑施工现场的特点,获得塔机系统实测振动周期,判别远距离附着塔机使用的安全可靠。该方法分别用传递矩阵法和柔度法建立塔身和塔顶系统子结构在起升平面内的振动数学模型。根据子结构结合界面的运动及动力协调条件建立塔机的频率方程,并首次应用于施工现场 QTZ5013 型塔机的动力学分析和附着装置及塔身的参数识别。结果表明,识别计算值与仪器测试结果接近。对柔性远距离附着塔机,采用引入动载系数对塔机作静力学验算的方法与工程实际存在较大误差。提出对这类塔机应进行附着装置刚度系数现场测试识别,以便及时采取应对措施,防止塔机倒塌事故的发生。

**关键词:**塔式起重机;柔性附着;子结构综合法;动力分析

**中图分类号:**TH212

**文献标志码:**A

## Applying hybrid dynamic substructure synthetic method to dynamic analysis for tower crane

WANG Wei-jia<sup>1a,1b</sup>, LIU Cheng-yi<sup>2</sup>, ZHONG Wei<sup>3</sup>, LI Zheng-liang<sup>1a,1b</sup>

(1a. College of Civil Engineering; b. Key Laboratory of New Technology for Construction of Cities in Mountain Area, Ministry of Education, Chongqing University, Chongqing, 400045 P. R. China;  
2. Sichuan College of Architectural Technology, Deyang 618000, Sichuan, P. R. China; 3. Guangxi Construction Engineering Group First Installation Co., Ltd., Nanning 530001, Guangxi, P. R. China)

**Abstract:** This paper presents a dynamic hybrid substructure synthetic method for tower crane dynamic analysis. This method employs the transfer matrix method and the flexibility degree method respectively to formulate the vibration mathematical models of the tower body and tower top system substructures in the hoisting luffing plane. Based on the motion of the substructures in the interface and the dynamic harmonize condition, the frequency equations are established. Then the program is designed according to the mathematical models and firstly applied to the dynamic analysis of the QTZ63 tower crane in the construction site and the parameter identification of attached device and tower body. The test results show that the value calculated by the above method is quite approximate to the instrument measured value, which can meet the engineering requirements. Further study has found that, for the flexible long-distance attached tower crane, the method that introduces dynamic load coefficient for statics analysis of tower cranes is unprecise enough since there exist errors. This paper suggests to conduct site test and identification of the rigidity coefficient of attached device of the tower crane for the accident prevention of

收稿日期:2011-02-23

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50678181)

作者简介:王蔚佳(1959-),女,重庆大学工程师,主要从事施工技术与工程机械研究,(E-mail)cqdxwwj@163.com.

tower crane collapse by timely take measures.

**Key words:** tower crane; elastic attached; substructure synthetic method; dynamic analysis

超大超高塔式起重机愈来愈被广泛应用于建筑施工中。当受施工现场条件限制或受建、构筑物形状影响时,塔机需要远距离附着。远距离附着可以采用附着架或钢丝绳<sup>[1-2]</sup>。例如北京国贸大厦三期工程使用的 ZSL750 型塔机,外附着层数达到 12 层,高度超过 330 m,上部附着距离超过 10 m;广安电厂冷却塔施工使用的 QTZ5012 型塔机,在塔内采用钢丝绳软附着<sup>[2]</sup>,最长钢丝绳长度接近 40 m。这类远距离附着装置具有明显的柔性特征。

目前在设计远距离附着装置时,通常是按《塔式起重机设计规范》(GB/13752-92),引入动载系数后只对塔机系统作静力学验算,甚至有的按刚性附着计算。由于这类远距离附着装置是根据施工现场情况临时设计和一次性使用,没有经过试验的验证。当按静力学设计的结果与塔机实际工况存在较大偏差时,塔机在使用中会存在极不安全的事故隐患,已有因远距离附着装置设计不当而造成塔机倒塌的重大事故发生<sup>[2]</sup>。

文献[3-5]对塔机动力学的分析方法进行了有意义的研究,但仅局限于独立式和刚性附着式塔机。针对远距离柔性附着式塔机,工程上迫切需要简便、实用,并能结合现场对塔机的简单振动响应测试,就能对塔机系统进行振动参数识别的动力学分析方法,以便能迅速修正远距离附着装置的设计偏差,确保塔机的使用安全。为此,文中提出了一种混合动态子结构综合法的塔机动力学分析模型,可以使不同型式的塔顶系统与塔身组合。应用传递矩阵,可分析塔身任意附着状态的振动模态;结合简易可行的现场测试方法可分析塔身的实测振动位移和应力,用以判别柔性附着式塔机使用的安全可靠,并以 QTZ5013 型塔机为实例验证了该方法的可行性与有效性。

## 1 塔机混合动态子结构模型的提出

离散化的集中质量模型具有建模相对简单灵活的特点,在各类复杂结构动力学分析中被广泛应用<sup>[6-8]</sup>。文献[8]分别用 2 至 4 质点模型对独立式塔机进行动力学分析并与有限元模型的计算作了比较,结果表明,对塔机塔顶系统应用集中质量模型的计算精度完全可以满足工程需要。

塔机顶部结构有动臂式、平头水平臂小车变幅

式,折臂小车变幅式和有塔头水平臂小车变幅式等不同型式,对于这些复杂的塔顶结构采用集中质量模型,有利于简化建模和计算。对多层超远距离柔性附着塔机的塔身,由于研究的重点是附着后的塔身模态,若仍采用离散集中质量模型,塔身将沿高度简化出随附着装置的数量而变化的若干集中质量,甚至出现几十阶的刚度或柔度矩阵。因塔身结构形式单一,对塔身采用弹性支撑的连续体不仅易于建模且模型更符合工程实际。

对多层柔性附着式塔机在起升平面内的振动,文中将塔机分为塔身和塔顶 2 个子结构。对塔机顶部子结构采用柔度法建立离散集中质量振动模型,对塔身子结构应用传递矩阵法建立连续质量振动模型。通过这 2 种不同类型子结构在界面的运动及动力协调条件,建立混合子结构塔机系统的频率方程,并获得柔性附着式塔机塔身的动力参数分析方法。

## 2 塔身子结构模型

### 2.1 塔身压弯结构的振型和内力函数

施工现场附着式塔机的附着状态在不断变化,要详细研究结构阻尼是非常困难的。但钢结构的阻尼比一般不超过 0.05<sup>[9]</sup>,总体上对结构振动固有频率  $\omega$  的影响很小,故模型中不考虑阻尼因素。因塔身是格构式结构,可忽略转动惯量的影响。将附着式塔机塔身简化为图 1 模型。

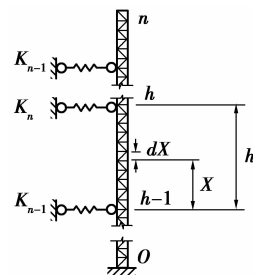


图 1 塔机塔身连续格构式模型

文献[10-11]对受轴向压力的梁弯曲振动进行了研究,但格构式结构缀材的变形对塔身弯曲将产生一定影响。因此,在导出塔身振型和内力函数时应计入塔身剪切变形,设  $\gamma_0$  是塔身横截面受单位剪力作用时的剪切角。从图 1 自由振动的塔身任意跨段  $h$  中取微元段  $dx$  建立横向振动偏微分方程如下:

$$\frac{\partial^4 \bar{y}}{\partial x^4} + \frac{\xi \bar{m}}{EI} \cdot \frac{\partial^2 \bar{y}}{\partial t^2} + \frac{\xi N}{EI} \cdot \frac{\partial^2 \bar{y}}{\partial x^2} - \bar{m} \gamma_0 \frac{\partial^4 \bar{y}}{\partial x^2 \partial t^2} = 0, \quad (1)$$

式中： $\bar{y}$ 为塔身截面横向振动位移； $x$ 为塔身截面位置变量； $t$ 为时间变量； $E$ 为钢材弹性模量； $I$ 为该段塔身截面惯性矩； $N$ 为该段塔身轴向压力，取计算截面 $x$ 以上结构重量与吊重之和； $\bar{m}$ 是塔身单位长度质量； $\xi=1+N\gamma_0$ 。

对式(1)采用分离变量法可得塔身轴线挠度、截面转角、弯矩和剪力方程，分别为： $\bar{y}=Y(x)T(t)$ 、 $\bar{\varphi}=\Phi(x)T(t)$ 、 $\bar{M}=M(x)T(t)$ 和 $\bar{Q}=Q(x)T(t)$ 。将该段塔身截面的振型和内力函数 $Y(x)$ 、 $\Phi(x)$ 、 $M(x)$ 和 $Q(x)$ 用式(2)表示。

$$\{\mathbf{S}\}_x^r = [\mathbf{U}]^x \{\mathbf{S}\}_{h-1}^r. \quad (2)$$

式(2)中上角标表示计算段号，下角标表示塔身截面位置号。 $[\mathbf{U}]^x$ 为计算段的场矩阵。 $\{\mathbf{S}\}_{h-1}^r$ 和 $\{\mathbf{S}\}_x^r$ 分别是计算段初始截面 $h-1$ 和计算截面 $x$ 的状态矩阵。

## 2.2 塔身子结构数学模型

设图1中 $h$ 附着段下部为 $h-1$ 附着段，它的 $h-2$ 端向 $h-1$ 端的传递关系为

$$\{\mathbf{S}\}_{h-1}^{h-1} = [\mathbf{U}]^{h-1} \{\mathbf{S}\}_{h-2}^{h-1}. \quad (3)$$

当塔身在 $h-1$ 附着节点处存在刚度系数为 $K_{h-1}$ 的弹性支撑时，其点矩阵为

$$[\mathbf{D}]_{h-1} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ K_{h-1} & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

$h-1$ 附着段的 $h-2$ 端的状态参数经过 $K_{h-1}$ 向 $h$ 附着段的 $h-1$ 端传递。即

$$\{\mathbf{S}\}_{h-1}^{h-1} = [\mathbf{D}]_{h-1} [\mathbf{U}]^{h-1} \{\mathbf{S}\}_{h-2}^{h-1}$$

令 $[\mathbf{T}]_{h-1} = [\mathbf{D}]_{h-1} [\mathbf{U}]^{h-1}$ 。如果 $h-1$ 节点处无弹性支撑，则： $[\mathbf{T}]_{h-1} = [\mathbf{U}]^{h-1}$ 。由塔身底部 $0$ 端向塔身顶部 $n$ 端的传递方程为

$$\{\mathbf{S}\}_n^n = [\mathbf{T}]_n [\mathbf{T}]_1 \{\mathbf{S}\}_0^0, \quad (4)$$

式(4)即用传递矩阵描述的塔身横向振动数学模型。

对固定的塔机塔身根部截面，有： $Y(0)=0$ ， $\Phi(0)=0$ 。展开塔身顶部 $n$ 端截面状态向量并表示为

$$Y_n = \eta_{YM}^n M(0) + \eta_{YQ}^n Q(0), \quad (5)$$

$$\Phi_n = \eta_{\Phi M}^n M(0) + \eta_{\Phi Q}^n Q(0), \quad (6)$$

$$M_n = \eta_{MM}^n M(0) + \eta_{MQ}^n Q(0), \quad (7)$$

$$Q_n = \eta_{QM}^n M(0) + \eta_{QQ}^n Q(0). \quad (8)$$

式中： $\eta_{YM}^n$ 至 $\eta_{QQ}^n$ 是与塔身附着状况，以及与 $\gamma_0$ 、 $EI$ 、 $\bar{m}$ 、 $N$ 和固有频率 $\omega$ 有关的传递系数； $M(0)$ 和 $Q(0)$ 分别为塔身底部截面的弯矩和剪力。

## 3 塔顶系统子结构模型

以有塔头水平臂小车变幅式塔机的塔顶结构为例，离散集中质量简化模型如图2所示，质点简化采用静力等效法<sup>[8]</sup>。质块质量 $m_6$ 为吊臂 $a$ 段和平衡臂及上面安装设备的静力等效分配质量，以及塔头、顶升架、回转机构的全部质量之和。塔头、顶升架、回转机构等效简化的转动惯量为质块转动惯量 $J_6$ 。质点 $m_4$ 取起重钢丝绳一半质量与小车质量之和；质点 $m_5$ 为起重钢丝绳一半质量、吊具质量 $m_0$ 和吊重质量 $m_w$ 之和。质点 $m_4$ 和 $m_5$ 可作变幅运动。

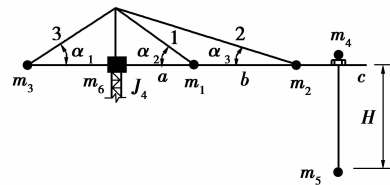


图2 塔顶系统离散集中质量简化模型

### 3.1 塔顶系统子结构的柔度系数

分析质点 $m_1$ 至 $m_4$ 的垂直位移。 $m_1$ 、 $m_2$ 和 $m_4$ 的柔度系数应计入吊臂、拉杆和塔头的变形；平衡臂质点 $m_3$ 的柔度系数应计入拉杆和塔头的变形。

吊臂为1次超静定结构，在1点解除约束后的塔顶子结构柔度系数计算模型如图3。拉杆分别简化为弹性支座1至3。

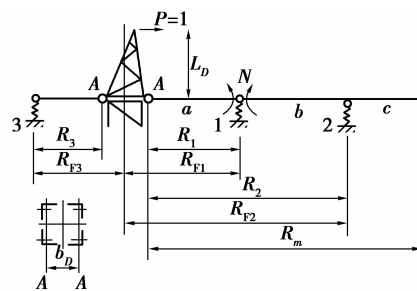


图3 塔顶系统子结构计算模型

$m_4$ 是移动载荷，距臂根有 $0 < R_4 \leq R_1$ 、 $R_1 \leq R_4 \leq R_2$ 和 $R_2 \leq R_4 \leq R_m$ 3个变化范围。由结构力学方法<sup>[12]</sup>可求得质点 $m_1$ 至 $m_4$ 的柔度系数 $\delta_{ij}$ 。此时下角标 $i, j$ 分别取1至4。

质点 $m_5$ 与 $m_1$ 至 $m_4$ 的相关柔度系数为 $\delta_{5i} = \delta_{i5} = \delta_{i4}$ ，而 $\delta_{55} = \delta_{44} + \delta_5 H$ 。 $\delta_5$ 是钢丝绳按倍率计算全部根数的每米长度柔度系数， $H$ 表示吊钩至小车起重钢丝绳的长度。

### 3.2 塔顶系统子结构数学模型

设  $x_1$  至  $x_5$  为塔顶系统质点  $m_1$  至  $m_5$  垂直振动位移。移动质点  $m_4$ 、 $m_5$  的振动位移  $x_4$  和  $x_5$  存在如下关系

$$x_5 = \frac{x_4}{1-\epsilon}, \quad (9)$$

$$\begin{cases} (m_1\delta_{11}\omega^2 - 1)x_1 + m_2\delta_{12}\omega^2x_2 + m_3\delta_{13}\omega^2x_3 + \left[m_4 + \frac{m_5}{1-\epsilon}\right]\delta_{14}\omega^2x_4 = -R_{F1}\tilde{\varphi}_n \\ m_1\delta_{21}\omega^2x_1 + (m_2\delta_{22}\omega^2 - 1)x_2 + m_3\delta_{23}\omega^2x_3 + \left[m_4 + \frac{m_5}{1-\epsilon}\right]\delta_{24}\omega^2x_4 = -R_{F2}\tilde{\varphi}_n \\ m_1\delta_{31}\omega^2x_1 + m_2\delta_{32}\omega^2x_2 + (m_3\delta_{33}\omega^2 - 1)x_3 + \left[m_4 + \frac{m_5}{1-\epsilon}\right]\delta_{34}\omega^2x_4 = R_{F3}\tilde{\varphi}_n \\ m_1\delta_{41}\omega^2x_1 + m_2\delta_{42}\omega^2x_2 + m_3\delta_{43}\omega^2x_3 + \left[\left(m_4 + \frac{m_5}{1-\epsilon}\right)\delta_{44}\omega^2 - 1\right]x_4 = -R_{F4}\tilde{\varphi}_n \end{cases} \quad (10)$$

令式(11)中  $m_{45} = m_4 + \frac{m_5}{1-\epsilon}$ ,

设  $x_i = C_i\tilde{\varphi}_n$ , (11)

将式(11)代入式(10)后表示为

$$(\omega^2[\delta][M] - [I])\{C\} = \{R_F\}. \quad (12)$$

## 4 塔身动力学分析方法

以塔身与塔顶系统在结合部界面的运动及动力谐调作为子结构相容条件。因塔顶质点具有近似相等的水平位移,取  $m_6^* = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5$ 。对质块质量  $m_6^*$  和转动惯量  $J_6$  建立水平侧移和转动运动方程,如式(13)和(14)所示。

$$\tilde{Q}_n = -m_6^* \frac{d^2\tilde{y}_n}{dt^2}, \quad (13)$$

$$\tilde{M}_n + \sum M_{mi} = J_6 \frac{d^2\tilde{\varphi}_n}{dt^2}, \quad (14)$$

式中,  $\sum M_{mi}$  为质点  $m_1$  至  $m_5$  的振动力对塔身顶部质块  $J_6$  的动弯矩,

$$\sum M_{mi} = m_1\omega^2R_{F1}x_1 + m_2\omega^2R_{F2}x_2 - m_3\omega^2R_{F3}x_3 + m_{45}\omega^2R_{F4}x_4.$$

利用式(5)和(8),由式(13)整理得:

$$M(0) = \psi_{MQ}Q(0), \quad (15)$$

式中,  $\psi_{MQ} = -\frac{\eta_{QQ}^n - \omega^2 m_6^* \eta_{MQ}^n}{\eta_{QM}^n - \omega^2 m_6^* \eta_{MM}^n}$ 。

应用式(6)、(7)、(11)、和(15),式(14)可改写为

$$\frac{\eta_{MM}^n\psi_{MQ} + \eta_{MQ}^n}{\eta_{QM}^n\psi_{MQ} + \eta_{MM}^n} + \omega^2 J_6 = \sum M_{Ci}, \quad (16)$$

式中,

$$\sum M_{Ci} = -m_1\omega^2R_{F1}C_1 - m_2\omega^2R_{F2}C_2 + m_3\omega^2R_{F3}C_3 - m_{45}\omega^2R_{F4}C_4.$$

由式(12)和(16)共同构成塔机系统频率方程。

式中,  $\epsilon = m_5\delta_5H\omega^2$ 。

用  $R_{Fi}$  表示质点  $m_i$  距塔身轴线的距离,其中,  $R_{F4} = R_{F5}$ 。塔顶子结构质点  $m_1$  至  $m_5$  的振动数学模型可表示为

若给定塔身附着装置刚度系数  $K$ 、附着跨距和跨数,可编简短程序对  $\omega$  用搜索法电算求解。并对塔身进行模态分析。例如,以质点  $m_5$  的振幅  $X_5$  为基数,将  $X_5$  表示为

$$X_5 = \frac{\Phi_n C_4}{1-\epsilon}. \quad (17)$$

系统的固有频率  $\omega$  确定以后,应用传递矩阵和式(17),可得塔身任意截面  $h$  的动挠度  $Y_h$  对  $X_5$  的振幅比为

$$\zeta_{Y-5} = \frac{Y_h}{X_5} = \frac{(\eta_{YM}^h\psi_{MQ} + \eta_{YQ}^h)(1-\epsilon)}{C_4(\eta_{QM}^h\psi_{MQ} + \eta_{QQ}^h)}. \quad (18)$$

由此可获得塔机塔身振型曲线。同理可获得塔身任意截面  $h$  的动态转角  $\Phi_h$ 、弯矩  $M_h$ 、剪力  $Q_h$  对  $X_5$  的比值,分别为:  $\zeta_{\Phi-5}$ 、 $\zeta_{M-5}$  和  $\zeta_{Q-5}$ 。

图 4 是 QTZ5013 型塔机的吊重按起重载荷特性曲线沿吊臂变幅,塔身处于 3 种不同工况时,顶部  $n$  端 1 阶振幅比  $\zeta_{Y-5}^n$  的变化曲线。图中一次附着的底跨跨距为 27 m。曲线反映了  $\zeta_{Y-5}^n$  值由臂根向臂端急剧减小的动力特性。分析塔身内力也具有相同的变化规律。

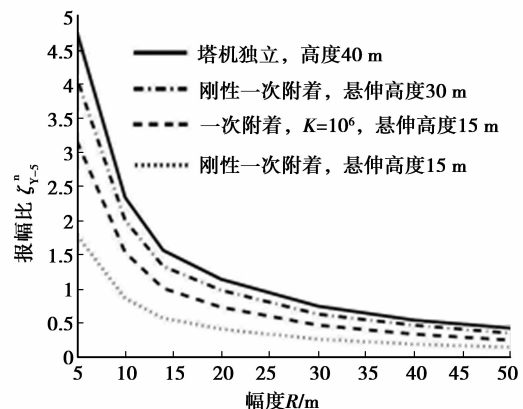


图 4 塔机振幅比  $\zeta_{Y-5}^n$  随吊重及幅度改变的变化曲线

## 5 塔机系统现场测试

如何用简单测试方法求解结构动力参数一直是工程界关注的热点<sup>[13-14]</sup>。但就我国目前施工现场的状况和人员水平,对使用中的塔机进行现场振动响应测试难以采用复杂的测量仪器和记录装置,同时也不能干扰正常的施工作业。塔机作业中,吊重起、制动时的激振响应以1阶模态占主要成分,且频率是最易测量的塔机结构动力特征<sup>[13]</sup>。对于新设计的塔机远距离附着装置,第一次附着后可以在低位轻载下降制动激振,用秒表测定吊重质点振动的前2个最低点时间间隔作为塔机系统实测振动周期来计算实际固有频率 $\omega$ ,将程序中附着装置刚度系数 $K$ 设为寻根量,可对附着装置实际刚度系数 $K$ 进行识别。若各次附着装置相同,根据实测 $K$ 可分析任意附着工况的塔机模态和静载变形及内力。若各次附着不同,则可对本次附着后的塔身静、动力状态进行分析。

按吊重质点 $m_5$ 在平衡位置两侧的振幅波数,设第 $k+1$ 个振幅 $X_5^{k+1}$ 与第1个振幅 $X_5^1$ 的比值为

$$\frac{X_5^{k+1}}{X_5^1} = e^{-k\tau} \quad (19)$$

根据观测,吊重制动激振,第4个半周期振动的最高至最低点距离已减至接近第一次距离的0.1倍。因此,式(19)左边近似取0.1, $k=4$ ,解得对数减缩数 $\tau=0.5756$ 。

用标尺测定吊重在低位下降制动的第一个最低至最高点距离为 $X_5^1 + X_5^2$ ,则吊重 $m_5$ 的第一个振幅取:

$$X_5 = X_5^1 = 0.64(X_5^1 + X_5^2)$$

$X_5$ 与吊重质量 $m_w$ 为复杂的非线性关系。但对数种不同型号小车变幅式塔机的现场测试表明,在同一幅度处按定幅变码方式,以同样下降制动方式操作,测得 $X_5 - m_w$ 拟合曲线可近似用式(20)表示。

$$X_5 = b_1(m_w + m_0)^{b_2} \quad (20)$$

式中, $m_w$ 、 $m_0$ 分别为吊重和吊具质量。

$b_1$ 和 $b_2$ 是由测试数据决定的待定系数。现场测定时出于安全考虑,可采用轻载试验测得吊重振幅,用(20)式计算该幅度最大额定载荷下的 $X_5$ 值,利用传递矩阵可以分析塔身激振响应振幅和内力,结合塔身静载分析结果,可对塔身和附着装置振动时的强度和刚度进行校核。

## 6 应用实例

QTZ5013型塔机在广西华银铝热电厂锅炉安装工程中,因附着距离接近8m而使用加长附着杆,附着装置见图5。附着装置在弱轴 $x$ 方向按传统方法<sup>[15]</sup>计算的刚度系数为 $1.376 \times 10^7$  N/m。塔机底跨跨距18m,第二跨23m。由于第2次附着前塔身最大悬伸高度仍达到30m,为确保塔机使用安全,在第一次附着后,塔身悬伸高度上升至30m时,让吊重低位轻载下降制动进行激振试验:

1)在50m幅度处测得吊重282kg时,4次重复试验的振幅 $X_5$ 平均值为0.102m;吊重602kg时,振幅 $X_5$ 为0.211m。

2)在幅度13.72m处做同样测试。吊重282kg时,振幅 $X_5$ 为0.031m;吊重602kg时,振幅 $X_5$ 为0.053m。

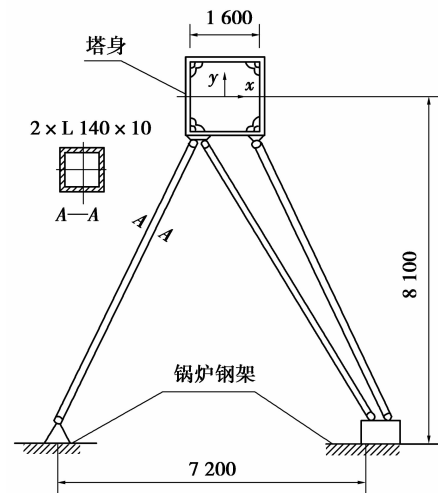


图5 塔机附着装置结构

在小车位于臂端50m处,用吊重602kg制动激振,用双秒表对振动周期的重复测量值均方差最小,测量平均值为4.343s,换算成固有频率 $\omega$ 后用式(12)计算 $C_1$ 至 $C_4$ ,然后用式(16)对附着装置的刚度系数 $K$ 进行扫描寻根,解得刚度系数 $K$ 为 $8.39 \times 10^6$  N/m。与设计值相比,相差39%。

### 6.1 对识别刚度系数 $K$ 的验证

为验证刚度系数 $K$ 的准确性,在塔身顶部和附着架处横向安装钢尺,用经纬仪观测其横向位移。

塔机静载试验时,塔身附着架处的实测位移值和用不同刚度系数的计算值比较见表1。括号内百分数是该值相对实测值的误差。

表 1 塔身静位移计算值与实测值比较

吊重、幅度	塔身附着架处位移/mm		
	实测值	识别计算	传统方法 <sup>[15]</sup>
吊重 602 kg	6.0	5.4	3.4
幅度 50 m		(10%)	(43%)
吊重 3 190 kg	4.5	4.2	2.7
幅度 13.72 m		(4.4%)	(40%)

以识别的刚度系数  $K$  和振幅比  $\zeta_{y-5}^y$  计算吊重为 602 kg 时,塔身顶部的横向动位移与经纬仪观测平均值见表 2。

表 2 塔身顶部动位移计算值与实测值比较

吊重、幅度	塔身顶部 计算位移/m	塔身顶部 实测位移/m	相对 误差/%
吊重 602 kg	0.081	0.088	8.64
幅度 50 m			
吊重 602 kg	0.080	0.075	-6.25
幅度 13.72 m			

表 1 和表 2 结果表明,通过现场识别的刚度系数  $K$  的精度可以满足工程要求。

分析文中方法与传统算法的偏差,主要原因是传统计算将被附着结构作刚性处理,而实际被附着钢结构变形较大。

## 6.2 塔身变形与应力预测分析

利用同幅度 2 次轻载试验结果预测塔身顶部横向最大动位移  $Y_{\max}$ ,见表 3。

表 3 两次轻载试验预测塔顶横向最大动位移  $Y_{\max}$ 

吊重、幅度	$X_5/m$	$\zeta_{y-5}^y$	$Y_{\max}/m$
吊重 1 300 kg	0.476	0.370	0.176
幅度 50 m			
吊重 6 000 kg	0.344	1.472	0.506
幅度 13.72 m			

下面仅以塔机制动载荷组合进行分析比较。根据《塔式起重机设计规范》(GB/13752-92),对吊重取动载系数 1.19,塔机结构冲击系数偏大取 1.1,表 4 是按静力学方法计算的塔身顶部挠度和附着架处塔身截面弯曲应力。

表 5 和表 6 中的计算 1 为纯静力计算,计算 2 为动力计算。

表 4 引入动载和冲击系数的塔身位移与应力

吊重/kg	幅度/m	塔身顶	塔身附着
		部位移/m	架处应力/MPa
6 000	13.72	0.321	76.66
1 300	50.00	0.328	78.21

表 5 静力计算和动力预测的塔身位移

计算 分类	吊重 /kg	幅度 /m	塔身顶部 位移/m	位移叠加 /m
计算 1	6 000	13.72	0.269	0.775
计算 2			0.506	
计算 1	1 300	50.00	0.280	0.456
计算 2			0.176	

表 6 静力计算和动力预测的塔身应力

计算 分类	吊重 /kg	幅度 /m	塔身附着架 处应力/MPa	应力叠加 /MPa
计算 1	6 000	13.72	64.34	198.21
计算 2			133.87	
计算 1	1 300	50.00	66.81	112.70
计算 2			45.89	

QTZ5013 塔机塔身材料为 20 号钢,安全系数取 1.48,许用应力  $[\sigma]=160$  MPa。仅通过对塔身的弯曲应力分析就发现,重载时塔身因工作振动产生的最大弯曲应力为 198.2 MPa,已超过许用应力,存在极不安全隐患。经过实测分析后决定,在二次附着前的最大悬伸高度,以最大额定起重量为 3 t 的起重量特性曲线进行塔机实际操作。

## 7 结 论

1)塔机附着刚度系数  $K$  的改变,会使塔身振型和静挠度发生显著变化,柔性附着时附着装置和塔身的受力与刚性附着完全不同。设计远距离附着装置,特别是钢丝绳软附着系统,采用引入动载系数后对塔机仅作静力学验算可能导致对塔机安全性的误判,必须按柔性附着对塔机进行静、动力学综合校核,才能确保附着装置和塔身由工作振动产生的最大应力和变形不超过许用限值。而按刚性附着计算的方法不再适用。

2)由于  $\zeta_{y-5}$ 、 $\zeta_{\phi-5}$ 、 $\zeta_{M-5}$  和  $\zeta_{Q-5}$  由臂根向臂端急剧减小的塔机动力特性,吊重变幅变载后,起制动对塔身的激振响应并不相同,仅以吊重振幅大小来判别塔身的激振响应程度是不真实的。根据现场测试结果分析,吊重为最大额定起重量并位于对应最大幅度时,起制动激振会引起塔身最大的动应力和动

变形。

塔机附着装置失效是发生倒塌事故的主要原因之一。为防止远距离附着装置因设计和安装不合理而产生的事故隐患,建议在施工现场实测频率 $\omega$ 和振幅 $X_5$ ,对塔机附着装置实际刚度系数和塔身动挠度进行识别,并进行静、动态强度和刚度综合校核,当不能满足要求时,应采取限制起重量,减小附着跨距或重新设计附着装置等措施,以确保塔机的安全使用。

#### 参考文献:

- [1] 黄泽森,陈强,唐兴林,等. 内置式超高塔机抗扭软附着装置及其施工方法:中国,200810305377.2[P]. 2009-3-11.
- [2] 廖奇云. 双曲线冷却塔独立式塔式起重机倒塌事故处理[J]. 重庆建筑大学学报,2000,22(2):128-133.  
LIAO QI-YUN. Handling of self-standing crane accident during hyperbolic cooling tower construction[J]. Journal of Chongqing Jianzhu University,2000,22(2):128-133.
- [3] JU F, CHOO Y S, CUI F S. Dynamic response of tower crane induced by the pendulum motion of the payload [J]. International Journal of Solids and Structures,2006,43(2):376-389.
- [4] FENG JU, YOO SANG CHOO, ASCE F. Dynamic analysis of tower cranes [J]. Journal of Engineering Mechanics, 2005,131(1):88-96.
- [5] 尹强,陈世教,翼满忠. 基于 ANSYS 的塔式起重机结构模态分析[J]. 重庆建筑大学学报,2005,27(6):97-100.  
YIN QIANG, CHEN SHI-JIAO, JI MAM-ZHONG. Model analysis of tower crane structure based on aNSYS[J]. Journal of Chongqing Jianzhu University, 2005,27(6):96-100.
- [6] 孙利民,张晨南,潘龙,等. 桥梁桩土相互作用的集中质量模型及参数确定[J]. 同济大学学报,2002,30(4):411-415.  
SUN LI-MIN, ZHANG CHEN-NAN, PAN LONG, et al. Lumped-mass model and its parameters for dynamic analysis of bridge pier-pile-soil system [J]. Journal of Tongji University, 2002,30(4):411-415.
- [7] REYES-SALAZAR A. Ductility and ductility reduction factors for MDOF systems[J]. Structural Engineering and Mechanics,2002,13(4):369-385.
- [8] 于兰峰,王金诺. 塔式起重机动态分析的计算模型[J]. 机械设计与研究,2006,22(5):112-114.  
YU LAN-FENG, WANG JIN-NUO. Dynamic analysis models of tower cranes [J]. Machine Design and Research, 2006,22(5):112-114.
- [9] 中华人民共和国建设部. GB50011-2001 建筑抗震设计规范[S]. 北京,中国建筑工业出版社,2002.
- [10] BOKAIAN A. Natural frequencies of beams under compressive axial loads [J]. Journal of Sound and Vibration,1988,126(1):49-65.
- [11] 张英世,刘宗德. 轴向受载的阶梯梁的振动[J]. 工程力学,1999,16(3):75-80.  
ZHANG YING-SHI, LIU ZONG-DE. Vibrations of stepped beams under axial loads [J]. Engineering Mechanics,1999,16(3):75-80.
- [12] 龙驭球. 结构力学[M]. 北京:高等教育出版社,2006.
- [13] 郭惠勇,李正良,彭川. 结构损伤动力识别技术与进展[J]. 重庆建筑大学学报,2008,30(2):140-145.  
GUO HUI-YONG, LI ZHENG-LIANG, PENG CHUAN. Researches and advances in structural damage dynamic Identification technology[J]. Journal of Chongqing Jianzhu University, 2008,30(2):140-145.
- [14] KHIEM N T, LIEN T V. A simplified method for natural frequency analysis of a multiple cracked beam[J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 245(4):737-751.
- [15] 詹伟刚,兰朋,陆念力. 塔机柔性附着刚度及合理间距的确定[J]. 建筑机械化,2009,30(6):39-42.  
ZHAN WEI-GANG, LAN PENG, LU NIAN-LI. The stiffness of tower crane flexible attachment and the reasonable distance of support point [J]. Construction Mechanization, 2009,30(6):39-42.

(编辑 陈移峰)