

# 平头塔式起重机结构的优化设计

李 岜<sup>1</sup>, 陈奕璋<sup>1</sup>, 沈莹莹<sup>2</sup>

<sup>1</sup>上海理工大学机械工程学院, 上海

<sup>2</sup>上海理工大学管理学院, 上海

收稿日期: 2022年10月22日; 录用日期: 2022年11月17日; 发布日期: 2022年11月28日

## 摘要

本塔式起重机作为大型工程中的关键部分, 对起重机本身的安全性能和驾驶员的规范操作都有严格要求。本文以QTZ5613平头塔式起重机为研究对象, 在符合安全标准的条件下, 对塔机的起重臂结构进行轻量化优化。以起重臂的质量最小值为优化设计目标, 建立包括目标函数、设计变量和约束条件在内的优化设计的数学模型, 利用MATLAB软件, 开展基于内点惩罚法的平头塔式起重机起重臂优化设计, 结果表明优化后的起重臂质量减少了30%, 优化效果十分明显。利用ANSYS有限元仿真得出优化前后静态和动态性能的对比, 起重机的各阶固有频率值均有增加, 低阶中的第2阶和第4阶固有频率分别提高了7.6%和7.5%, 高阶中的第10阶则提高了64.9%, 起重机的整体刚度有所提升。

## 关键词

平头塔式起重机, 优化设计, 内点惩罚函数法, 轻量化, 有限元分析

# Optimal Design of Flat-Head Tower Crane Structures

Yi Li<sup>1</sup>, Yizhang Chen<sup>1</sup>, Yingying Shen<sup>2</sup>

<sup>1</sup>School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

<sup>2</sup>School of Management, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai

Received: Oct. 22<sup>nd</sup>, 2022; accepted: Nov. 17<sup>th</sup>, 2022; published: Nov. 28<sup>th</sup>, 2022

## Abstract

As a key part of large project, tower cranes have strict requirements for the safety performance of the crane itself and the standard operation of the driver. In this paper, the QTZ5613 flat-head

tower crane is used as a research object to optimise the lightweight structure of the tower crane's lifting boom under the condition that the safety standards are met. Firstly, the minimum mass of the lifting arm was selected as the optimal design objective. Secondly, a mathematical model of the optimal design was established, including the objective function, design variables and constraints. Thirdly, MATLAB was used to carry out the optimal design of the flat-head tower crane lifting arm based on the interior point penalty method. The results showed that the optimised lifting arm mass was reduced by 30%, indicating a significant optimisation effect. In addition, the comparison of static and dynamic performance before and after optimisation was obtained using ANSYS finite element simulation. The results showed that crane's intrinsic frequency values of all orders increased. The 2nd and 4th order inherent frequencies increased by 7.6% and 7.5% respectively, while the 10th order in the higher order increased by 64.9%, indicating stiffness of the crane was improved.

## Keywords

**Flat-Head Tower Crane, Optimal Design, Interior Point Penalty Function Method, Lightweighting, Finite Element Analysis**

Copyright © 2022 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

## 1. 引言

平头塔式起重机属于大型高空作业机械，具有工作高度高、回转半径大、对所需起重设备起重能力低、适合对高度有特殊要求的施工场合、适合群塔交叉作业等优点，因而广泛应用于建筑、水利、土木等大型工程中，在工程项目施工中发挥重要作用[1]。

塔式起重机作为大型工程中的关键部分，对起重机本身的安全性能和驾驶员的规范操作都有严格要求。根据调查结果显示，塔式起重机使用时发生事故很大一部分原因是起重机本身的安全性能问题，为保证设备运作的安全性，设计人员按照经验和传统公式对起重机进行结构设计，并使结构各项数值远小于安全值，设计相对比较保守。当今在 ANSYS、ADAMS 等有限元软件的辅助下，可以很方便地对设备在各种工况下的静态和动态性能进行分析，相对于传统经验和公式更加精确，因此在符合安全条件的优化设计是当今的时代趋势。

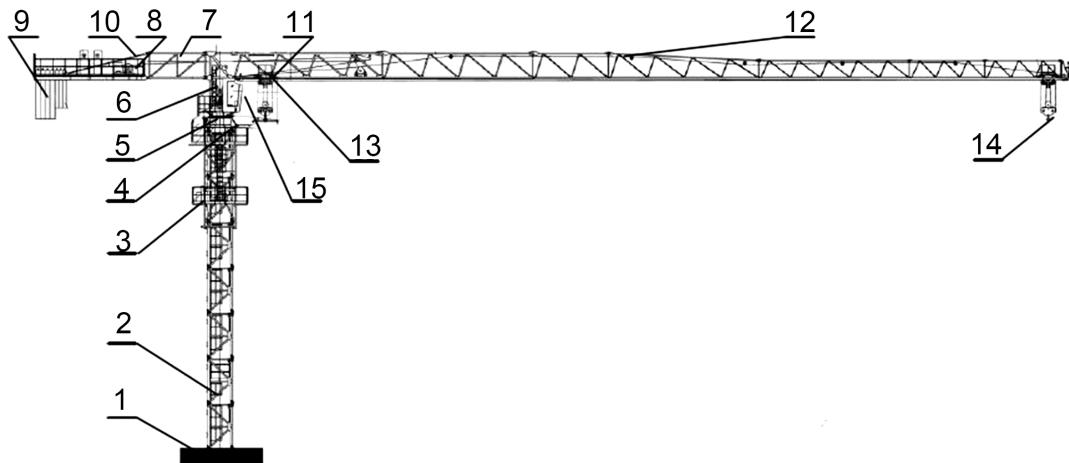
Yang [2]、于兰峰[3]过模态分析和响应分析确定了影响塔机动态性能的关键固有频率，建立了以动刚度为优化目标的动态优化数学模型并进行了优化设计。李新华[4]、罗丹[5]、侯宝佳[6]等以塔机起重臂为优化对象，以起重臂质量为优化目标函数，采用 MATLAB 和 ANSYS 软件对其做了优化设计。国外学者 Si Cong Yuan、Chao Feng Wang [7]通过 MATLAB 语言编程出适用于塔机计算的粒子群算法，并对塔式起重机提升系统进行了优化。

本研究以 QTZ5613 型平头塔式起重机整机结构作为研究对象，研究平头塔式起重机的静态和动态特性，在符合安全标准的条件下，对塔机的起重臂结构进行轻量化优化。以起重臂的质量最小值为优化设计目标，建立包括目标函数、设计变量和约束条件的优化设计的数学模型，利用 MATLAB 软件，开展基于内点惩罚法的平头塔式起重机起重臂优化设计，利用 ANSYS 有限元仿真得出优化前后静态和动态性能的对比，对优化结果进行评价。

## 2. 平头塔式起重机有限元模型的建立

### 2.1. QTZ5613 平头塔式起重机结构

QTZ5613 型平头塔式起重机为上回转小车变幅式固定塔机, 从整体结构出发, 塔机主要由塔身、起重臂、平衡臂和变幅小车组成。按运动机构分类, 该塔机主要由起升机构、回转结构和变幅机构组成, 如图 1 所示[1]。



1) 地基; 2) 塔身; 3) 液压顶升系统; 4) 回转支承; 5) 回转传动; 6) 回转塔身; 7) 平衡臂; 8) 起升机构; 9) 平衡重; 10) 平衡臂拉杆; 11) 变幅机构; 12) 起重臂; 13) 载重小车; 14) 吊索; 15) 驾驶室。

Figure 1. Diagram of QTZ5613 flat-head tower crane structure

图 1. QTZ5613 型平头塔式起重机结构示意图

起升机构主要由卷扬机、钢丝绳和吊索组成, 主要功能是吊起货物以及吊起标准节完成塔身的升高。回转机构主要由行星齿轮传动系统、回转台和回转基座组成, 主要功能是实现起重臂的旋转。变幅机构主要由卷扬机、钢丝绳、变幅小车和导轨组成, 主要功能是实现起重机的变幅。

### 2.2. QTZ5613 平头塔式起重机基本参数

QTZ5613 型平头塔式起重机起重臂由 8 节组成, 起重臂为等边三角形, 上弦杆为空心圆截面钢, 下弦杆采用空心方型截面钢。塔身各节之间通过高强度螺栓连接。平衡臂由 2 小节组成, 平衡臂第 1 节的横截面为矩形, 平衡臂第 2 节为平面框架结构的平衡臂主体, 通过高强度螺栓与平衡臂第 1 节相连, 同时采用双拉杆结构加强与平衡臂第 1 节的固定, 具体数据如表 1 所示。

Table 1. Partial structural parameters of QTZ5613 flat-head tower crane  
表 1. QTZ5613 平头塔式起重机部分结构参数

结构参数	数值
起重臂长(m)	56.44
平衡臂长(m)	12.34
塔身高度(m)	23.74
起升高度(m)	22.07
标准节边长(m)	1.6

**Continued**

起重臂上弦杆直径(mm)	144
起重臂下弦杆边长(mm)	150

**2.3. 结构简化**

由上一节可知 QTZ5613 型平头塔式起重机结构复杂，在建立有限元模型的过程中应对平头塔式起重机部分结构进行一些必要的简化，使得起重机有限元模型以更精简的单元形态出现。本课题以起重臂的优化为主，在分析中主要是以钢结构部分为主，钢结构中又以塔身和平衡臂为主，而其他部分的分析虽然能进一步提高模型分析的精确性却对结果影响不大，因此在分析时仅取塔式起重机钢结构部分中的塔身、起重臂和平衡臂，在此条件下的模型如图 2 所示。

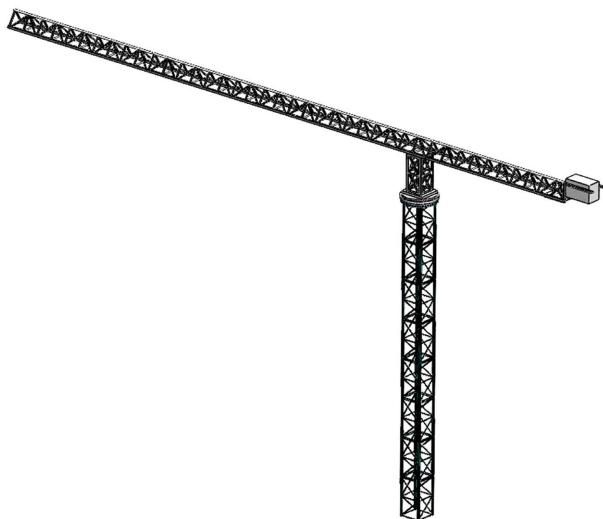


Figure 2. Simplified model of QTZ5613 flat-head tower crane

图 2. QTZ5613 平头塔式起重机简化模型

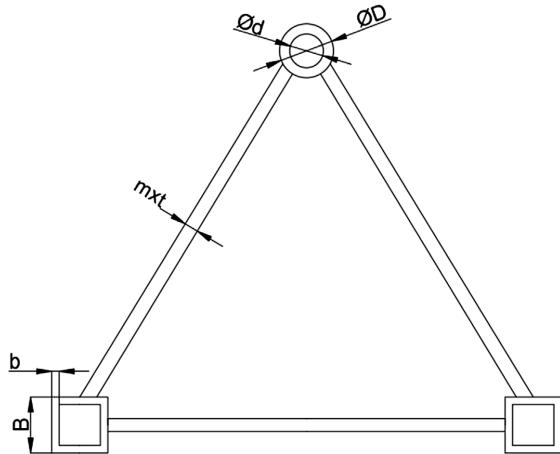
坐标轴的建立：以回转中心作为坐标原点，以平行于起重臂的方向作为 X 轴，远离起重臂的方向为正；以平行于塔身的方向作为 Y 轴，远离地面的方向为正；以垂直于 XOY 平面的方向作为 Z 轴，使起重臂逆时针旋转的方向为正。

**3. 平头塔式起重机起重臂结构优化设计****3.1. 确定设计变量**

平头塔式起重机的工况包括起升工况、回转工况、变幅工况以及复合工况，本研究选择具有代表性的起升与回转复合工况，以质量最小作为起重臂结构优化的优化目标。起重臂是塔式起重机支承结构中重要的部分，QTZ5613 型平头塔式起重机的平头塔式起重机起重臂由 8 节组成，每节起重臂上弦杆为实心圆钢，下弦杆采用空心方形截面钢，取臂架各型钢截面尺寸为设计变量：

$$x = (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6)^T = (D, d, B, b, m, t)^T \quad (1)$$

设计变量如图 3 所示，设计变量的取值范围根据型钢的尺寸规格，各个设计变量取值范围取 $\pm 20\%$ 如表 2 所示。



**Figure 3.** Schematic diagram of the optimized parameters of the crane boom structure  
**图 3.** 起重臂结构优化参数示意图

**Table 2.** Partial structural parameters of QTZ5613 flat-head tower crane  
**表 2.** QTZ5613 平头塔式起重机部分结构参数

变量	初始值(m)	边界条件(m)
上弦圆管外径 $D$	0.144	0.115~0.173
上弦圆管内径 $d$	0.124	0.099~0.148
下弦方管边长 $B$	0.150	0.120~0.180
下弦方管壁厚 $b$	0.030	0.024~0.036
腹杆宽度 $m$	0.096	0.077~0.115
腹杆厚度 $t$	0.072	0.058~0.086

### 3.2. 建立目标函数

目标函数是以设计变量来表示设计所要追求的某种性能指标的解析表达式, 是设计变量的标量函数。本研究的目标的优化起重机起重臂, 可以选择的优化目标有刚度、强度以及总质量等因素, 本研究主要考虑质量因素, 因此以起重臂质量最小作为目标函数, 在满足强度和刚度的条件下追求臂架的重量最轻。由此, 可得出目标函数:

$$m = \sum_{i=1}^n (\rho V_i) = \sum_{i=1}^n (\rho A_i l_i) \quad (2)$$

式中:

$\rho$  ——各杆件密度, 取  $7800 \text{ kg/m}^3$ ;

$V_i$  ——各杆件的体积,  $\text{m}^3$ ;

$A_i$  ——各杆件截面面积,  $\text{m}^2$ ;

$l_i$  ——各杆件的长度,  $\text{m}$ 。

根据简化的模型计算优化前起重臂的总质量, 起重臂共计两根下弦杆, 一根上弦杆, 56 根斜腹杆, 58 根直腹杆, 根据各杆件的尺寸和材料密度  $7800 \text{ kg/m}^3$  计算得总质量为  $9941 \text{ kg}$ , 带入数据计算得:

$$m = \sum_{i=1}^n (\rho V_i) = \sum_{i=1}^n (\rho A_i l_i) = 2121600(Bb - b^2) + 66300\pi(D^2 - d^2) + 8797(m + t - 0.016) \quad (3)$$

### 3.3. 建立约束条件

#### 1) 强度约束条件

塔机起重臂所有杆件均采用普通碳素结构钢 Q235, 定义结构材料属性时均采用统一的钢材属性, 即弹性模量为  $2.06 \times 10^{11}$  Pa, 泊松比为 0.28, 密度为  $7850 \text{ kg/m}^3$ , 故塔身和起重臂各杆的应力  $\sigma_i$  不能超过材料的许用应力。塔式起重机采用的金属材料为 Q235 钢, 该材料的屈服应力为 235 MPa; 安全系数  $K$  可以从塔式起重机设计规范中查表获得, 此处取 1.34, 所以起重臂结构优化的强度约束条件为:

$$\sigma_i \leq [\sigma] = \frac{\sigma_s}{K_n} = \frac{235}{1.34} = 175.4 \text{ MPa} \quad (4)$$

根据 3.1 小节的论述, 本研究选择的工况为起升—回转复合工况, 即起重机吊起货物不断上升的过程中, 回转机构带动起重臂做旋转运动。在该工况下, 起重臂一方面受到在 YOZ 面内平行于 X 轴向下的集中力, 另一方面起重机回转运动的启动过程, 此时由于力矩突然施加, 起重臂在 XOY 面内受到垂直起重臂方向的惯性力, 应力计算公式如下:

$$\sigma_i = \frac{N}{A_j} + \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \leq [\sigma] \quad (5)$$

式中:  $N$ ——轴向力;  $A_j$ ——臂架主弦杆截面面积;

$M_x, M_y$ ——分别为臂架计算截面对 X, Y 轴的基本弯矩;

$W_x, W_y$ ——分别为对应截面的抗弯截面系数。

为了保证绝对的安全性, 应当在起重臂的极限情况下进行分析, 即取臂尖处进行分析, 根据相关资料查得臂尖处的额定起重为 1.3 t, 距离回转中心 34 m。起重机回转运动的启动过程, 此时由于力矩突然施加, 起重臂在 XOY 面内受到垂直起重臂方向的惯性力, 即产生冲击载荷导致机体产生振动。根据 QTZ5613 型号起重机的操作手册, 回转机构启动时间持续 1 s, 回转速度根据实际工况设定为 0.06 rad/s, 经过查阅资料, 启停时的惯性力按如下公式计算:

$$F_{\text{切}} = \frac{mR\omega}{t} = \frac{1300 \times 44 \times 0.06}{1} = 3432 \text{ N} \quad (6)$$

根据计算得到的载荷以及起重臂的截面尺寸计算弯曲应力:

① X 轴弯矩计算:

$$M_x = G_1 x_1 + G_2 x_2 \quad (7)$$

式中  $G_1$  是货物重量,  $G_2$  是起重臂自重;

则 X 轴弯矩:

$$M_x = 433160 + 166.6 \times [2121600(Bb - b^2) + 66300\pi(D^2 - d^2) + 8797(m + t - 0.016)] \quad (8)$$

② Y 轴弯矩计算:

$$M_y = F_{\text{切}} \times x_1 = 3432 \times 34 = 116688 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (9)$$

代入式(5)得到强度约束条件:

$$\sigma_i = \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} - 174.5 \leq 0 \quad (10)$$

#### 2) 刚度约束条件

根据塔式起重机的相关设计规范, 塔机起重臂在极限状态下的挠度不应大于  $H/100$ , 即

$$f \leq \frac{H}{100} = \frac{45}{100} = 0.45 \text{ m} \quad (11)$$

### 3) 单支稳定性约束条件

塔式起重机的各杆必须满足单支稳定性, 即各个弦杆和腹杆的轴向力不得大于其欧拉临界力, 即

$$F_i \leq P_{cri} = \frac{4\pi^2 EI_i}{l_i^2} \quad (12)$$

式中:  $F_i$ ——各杆的轴向力;  $P_{cri}$ ——各杆的欧拉临界力;

$E$ ——材料弹性模量;  $I_i$ ——各杆的截面惯性矩;

起重臂中包括下弦杆、上弦杆、直腹杆、斜腹杆四种杆件, 将尺寸分别带入得到 4 个约束条件。

## 3.4. 选择优化方法

本文使用内点惩罚函数法来实现对数学模型的优化。该种方法从可行域中进行搜索, 惩罚项的大小和解与约束边界的距离成反比关系, 当解接近约束边界时, 惩罚项将趋于无穷大, 其特点是只能求解具有不等式约束的优化问题。其解决的问题的通用形式为:

$$\begin{aligned} \min F(x) \quad & x \in D \subset R^n \\ \text{s.t. } g_u(x) \leq 0, u = 1, 2, \dots, p \end{aligned} \quad (13)$$

惩罚函数形式为:

$$\varnothing(x, r^{(k)}) = F(x) - r^{(k)} \sum_{u=1}^p \frac{1}{g_u(x)} \quad (14)$$

在上述设计变量中, 上弦圆管外径  $D$ 、上弦圆管内径  $d$ 、下弦方管边长  $B$ 、下弦方管壁厚  $b$ 、腹杆宽度  $m$ 、腹杆厚度  $t$  均为连续变量。因此可以使用内点惩罚函数法作为本次优化的方法。

## 3.5. MATLAB 工具箱的优化结果

通过使用 MATLAB 提供的优化工具箱, 可以高效的求解复杂的工程问题, 其中优化工具箱的应用包括: 线性、非线性最小化, 方程求解, 曲线拟合, 二次规划等问题中大型课题的求解方法, 为优化方法在工程中的实际应用提供了更方便、快捷的途径。

由于约束条件较为复杂, 因此仅展示部分 MATLAB 代码:

```
% 主函数
function runfmincon
options = optimset('largescale','off');
LB=[0.115;0.099;0.120;0.024;0.077;0.058]
UB=[0.173;0.148;0.180;0.036;0.115;0.086]
x0=[0.144;0.124;0.150;0.030;0.096;0.072]
[x,fval] = fmincon(@objfun,x0,[],[],[],LB,UB,@confun,options)
f=fval;
[c,ceq] = confun(x)
% 目标函数
function f = objfun(x)
f=2121600*(x(3)*x(4)-x(4)*x(3))+66300*pi*(x(1)*x(1)-x(2)*x(2))
```

```

+8797*(x(5)+x(6)-0.016)
%约束条件
function [c, ceq] = confun(x)
m=2121600*(x(3)*x(4)-x(4)*x(4))+66300*pi*(x(1)*x(1)-x(2)*x(2))+8797*(x(5)+x(6)-0.016)
p=pi*x(3)^3*(1-(x(2)/x(1))^4)
c(1)=(433160+9.8*m^17)*4/(x(3)^3-x(4)^3)+(433160+9.8*m^17)*32/(3*p)+116688*4/(x(3)^3-x(4)^3)+11668/3*32/p-174.5

```

在进行迭代后, MATLAB 工具箱的优化运行结果如表 3 所示。

**Table 3.** Comparison of optimisation results with conventional designs

**表 3.** 优化结果及常规设计作一对照

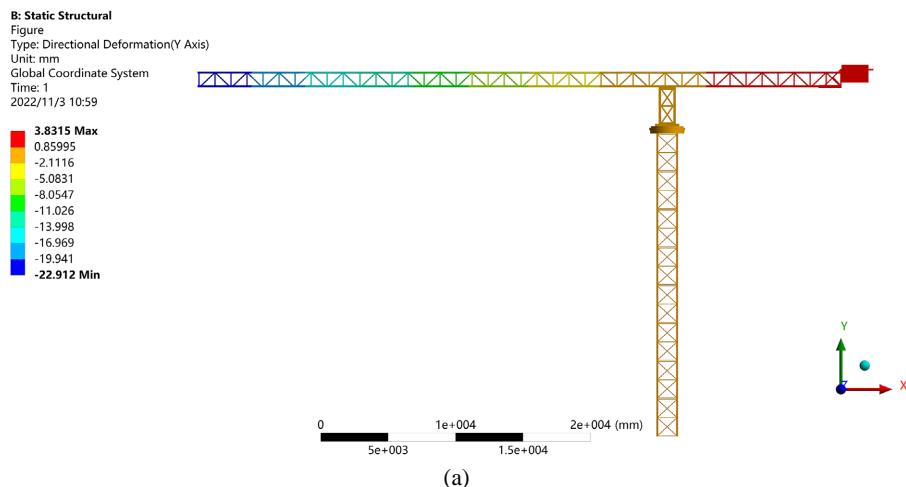
变量	初始值(m)	优化后数值(m)	变化率(%)
上弦圆管外径 $D$	0.144	0.128	-11.111
上弦圆管内径 $d$	0.124	0.120	-3.226
下弦方管边长 $B$	0.150	0.132	-12.000
下弦方管壁厚 $b$	0.030	0.024	-20.000
腹杆宽度 $m$	0.096	0.077	-19.792
腹杆厚度 $t$	0.072	0.058	-19.444

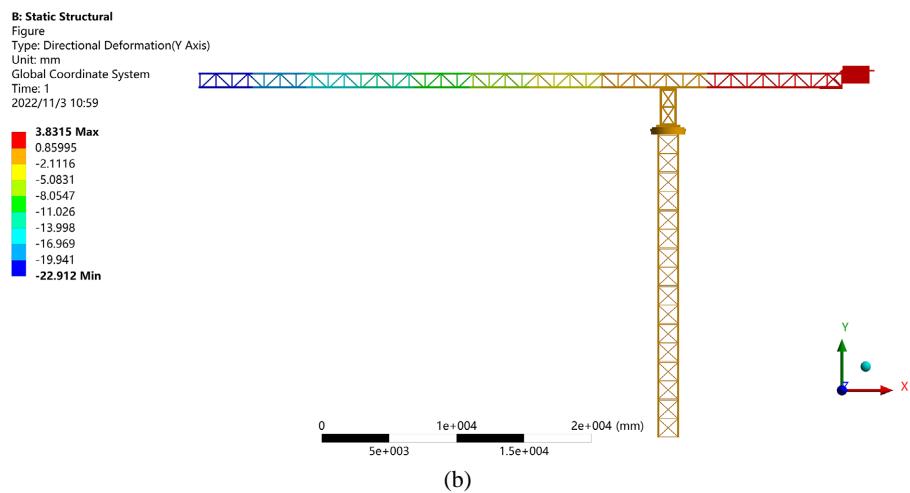
## 4. 优化结果评价

由表可知, 各杆件的尺寸减小, 壁厚减小, 经过计算优化后的起重臂质量为 6959 kg, 相较于优化前的 9941 kg 减轻了将近 30%。本节将结合实际载荷进行分析, 根据优化后各杆件的数据重新建模, 基于 ANSYS Workbench 绘制起重臂的位移与应力图, 对比优化前后的静态和动态性能。

### 4.1. 优化前后的静力学性能对比

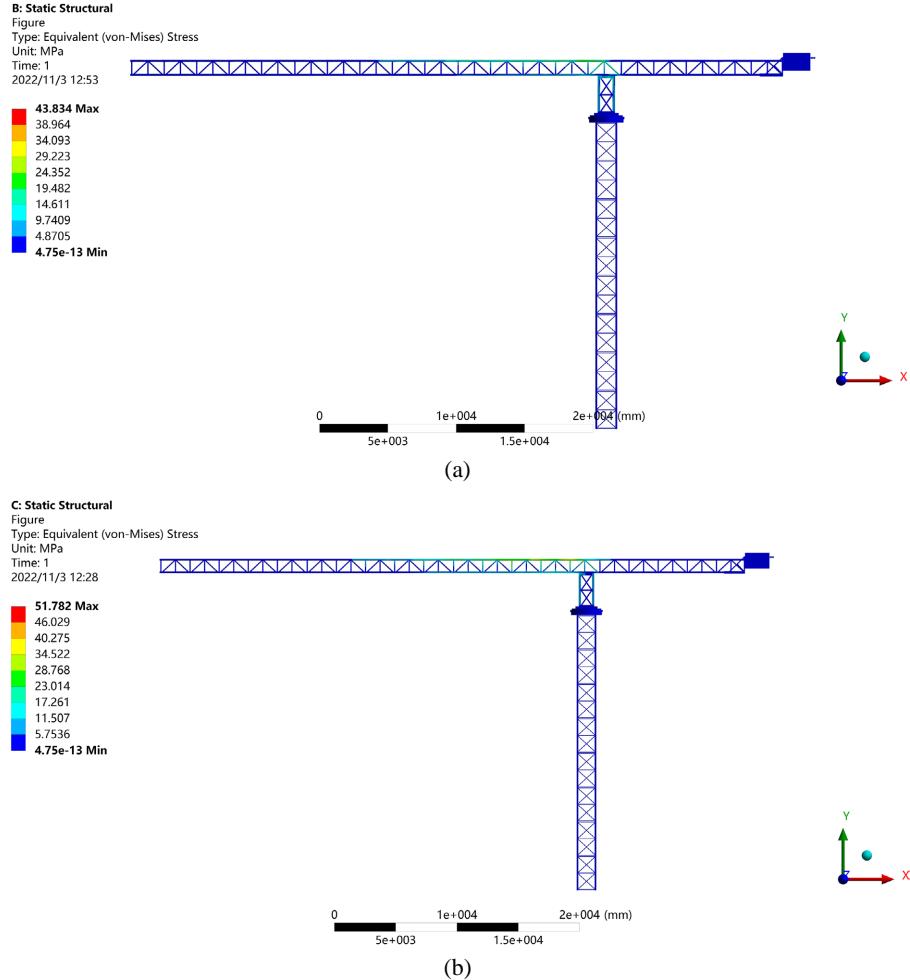
在起升工况中, 于距离回转中心 23 m 的位置提升重量为额定载重 6 t 的货物, 分别得到优化前后的位移与应力图, 如图 4、图 5 所示。





**Figure 4.** Comparison of crane displacements along the Y-axis before and after optimization. (a) Displacement diagram along the Y-axis before optimization; (b) Optimised displacement diagram along the Y-axis

**图4.** 优化前后的起重机沿 Y 轴方向的位移对比。(a) 优化前的沿 Y 轴方向的位移图; (b) 优化后的沿 Y 轴方向的位移图



**Figure 5.** Stress comparison of the crane before and after optimisation. (a) Stress diagram before optimisation; (b) Stress diagram after optimisation

**图5.** 优化前后的起重机的应力对比。(a) 优化前的应力图; (b) 优化后的应力图

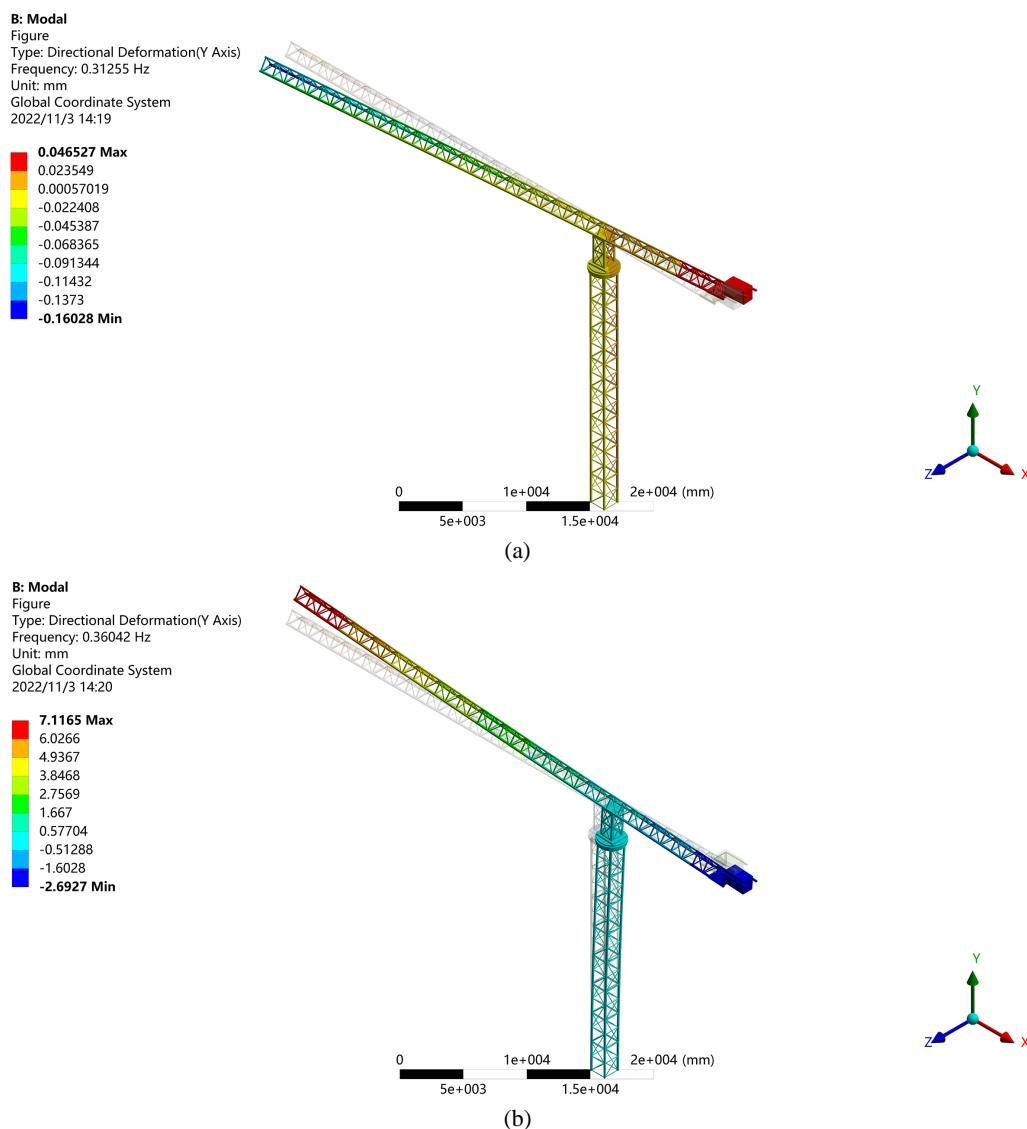
由图4、图5可知起重臂优化后起重机整体的应力和位移的变化规律：优化后的起重臂整体质量有明显下降，应力和位移均出现小幅度上升，但是始终在许用应力、挠度以及其他约束条件的范围内。因此，本优化方法实现了在确保安全的条件下平头塔式起重机的轻量化。

## 4.2. 优化前后的动力学性能对比

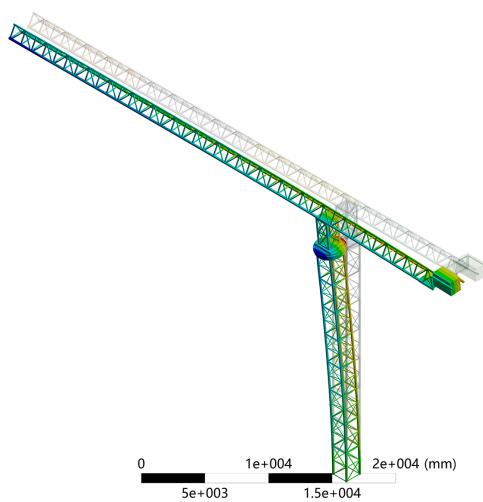
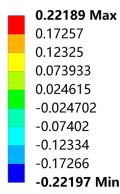
### 1) 固有频率和响应分析

本节从平头塔式起重机的固有频率和固有振型放面对比优化前后塔机的动力学性能，因此需要分析的是受约束条件下整机的模态。根据起重机的实际工况对其施加约束，塔式起重机是通过连接件将塔身基架固定在地基基础或结构物上的，因此对模型底部施加固定端约束(fixed support)。

由结构振动模态分析理论可知，对于一个多自由度振动系统而言，低阶固有频率对系统的动力响应贡献较大，所以对于多自由度系统来说只要提取其低阶固有频率就能很好地反映系统的动力特性。因此，提取系统前10阶固有频率分析平头塔式起重机结构的振动特性，分析得到优化前不同振动频率下起重机的振动特性如图6所示，由于篇幅原因仅展示前6阶。

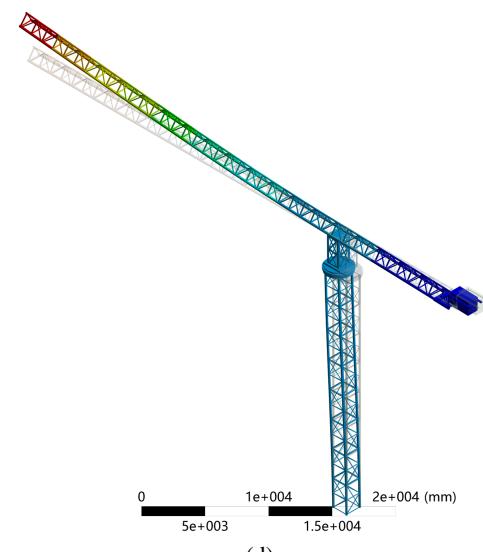
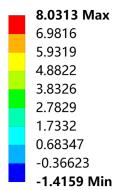


B: Modal  
Figure  
Type: Directional Deformation(Y Axis)  
Frequency: 0.43073 Hz  
Unit: mm  
Global Coordinate System  
2022/11/3 14:21



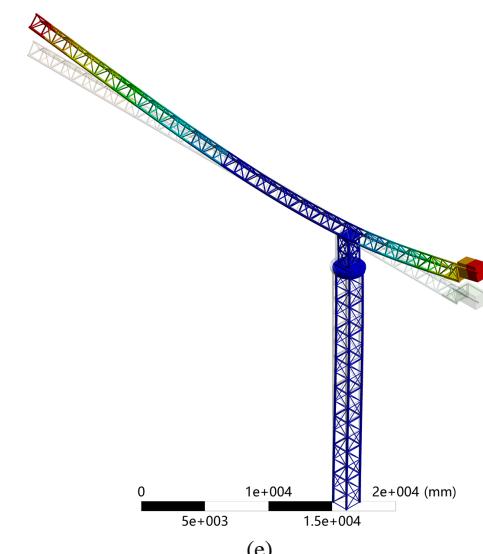
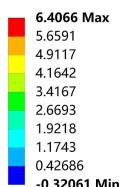
(c)

B: Modal  
Figure  
Type: Directional Deformation(Y Axis)  
Frequency: 0.70519 Hz  
Unit: mm  
Global Coordinate System  
2022/11/3 14:23

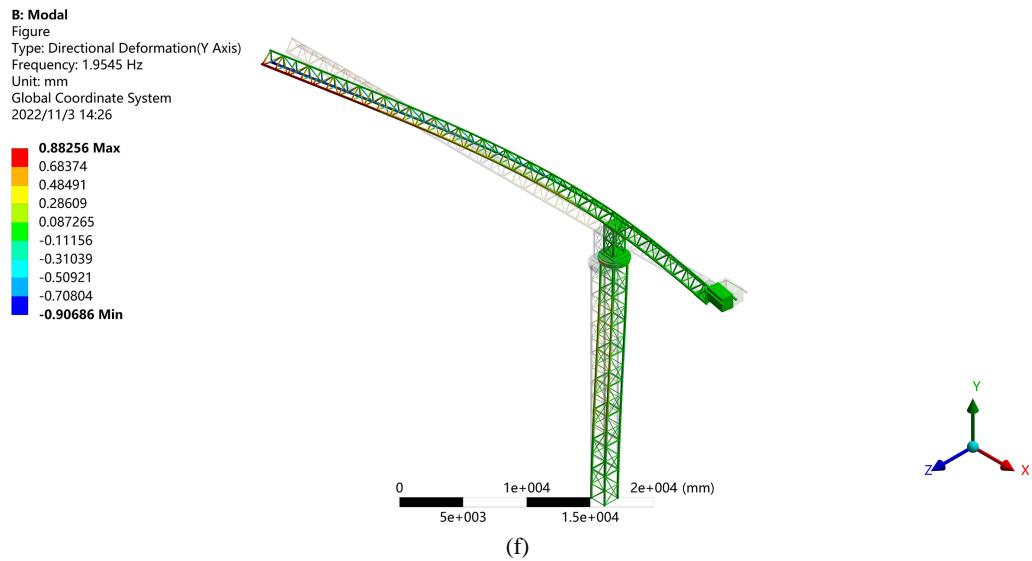


(d)

B: Modal  
Figure  
Type: Directional Deformation(Y Axis)  
Frequency: 1.2719 Hz  
Unit: mm  
Global Coordinate System  
2022/11/3 14:24



(e)

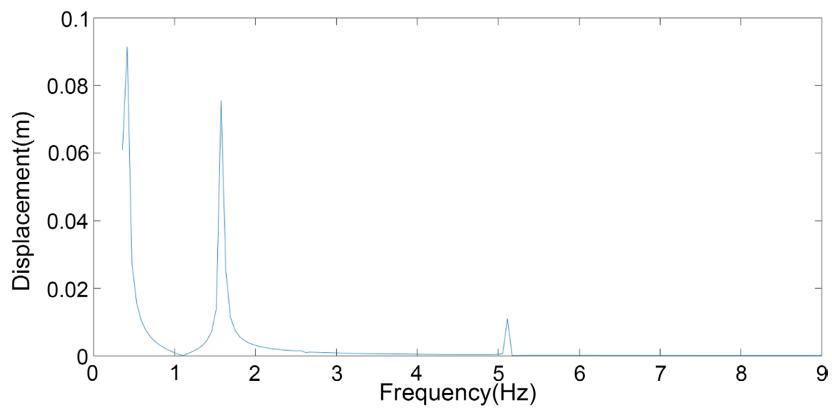


**Figure 6.** Vibration characteristics of cranes at different vibration frequencies. (a) First order vibration pattern; (b) Second order vibration pattern; (c) Third order vibration pattern; (d) Fourth order vibration pattern; (e) Fifth order vibration pattern; (f) Sixth-order vibration pattern

**图 6.** 不同振动频率下起重机的振动特性。(a) 一阶振型; (b) 二阶振型; (c) 三阶振型; (d) 四阶振型; (e) 五阶振型; (f) 六阶振型

为了更明显地反映塔机结构低阶固有频率与动载荷响应的关系, 对塔机进行谐响应分析显得尤为重要。通过此分析可更精准地分析低阶固有频率对塔机整体结构的动载荷响应, 并判断塔机结构是否会出现共振或其他受迫振动等危险。

在 ANSYS WORKBENCH 的 Analysis Systems 中选择 Harmonic Response 模块进行谐响应分析。根据模态分析结果可得到塔式起重机的前 12 阶固有频率范围是 0.31~8.45 Hz, 故设置塔机的响应频率为 0.3~9.0 Hz; 求解步数越高结果越精确, 但计算量也增大, 在设备条件限制下设置求解步数为 150。本应讨论在不同工况下的谐响应, 但限于篇幅, 此处研究的工况是塔式起重机的起升运动, 货物距离回转中心 23 m, 求解起重臂在 Y 方向上的谐响应, 提取数据并用 MATLAB 拟合, 结果如图 7 所示。



**Figure 7.** Crane lifting arm displacement harmonic response curve

**图 7.** 起重机起重臂位移谐响应曲线

由图 7 可知, 位移谐响应的峰值出现在 0.36 Hz、0.42 Hz、1.58 Hz 和 5.11 Hz 处, 表明在该载荷频率下起重机的振动较剧烈。而 0.36 Hz、0.42 Hz 和 5.11 Hz 这三个频率与起重机的第一阶、第三阶和第十阶

固有频率相近或重合。由振动特性的结果可知第一阶模态振型为起重臂在 X0Z 平面内绕 Y 轴的扭转振动, 第三阶模态振型为塔身在 Y0Z 平面内绕 X 轴的弯曲振动, 第十阶的模态振型为平衡臂和起重臂的弯曲和扭转组合振动。此时, 塔式起重机所受的载荷与其固有频率相同, 容易发生共振, 从而造成塔机工作稳定性大幅下降, 因此固有频率是对塔机结构进行优化设计后的关键评价指标之一。

在 ANSYS 中对优化前后的起重机做固有频率分析, 计算实际约束下的前十阶固有频率, 数据对比如表 4 所示。

**Table 4.** Comparison of the crane's inherent frequencies by order before and after optimisation  
**表 4.** 优化前后起重机各阶固有频率的对比

阶数	优化前频率(Hz)	优化后频率(Hz)	变化率(%)
1	0.3126	0.3127	0.032
2	0.3604	0.3878	7.603
3	0.4307	0.4477	3.947
4	0.7052	0.7587	7.587
5	1.2719	1.2862	1.112
6	1.9545	1.8341	-6.160
7	3.9338	4.3474	10.514
8	4.5323	4.7166	4.067
9	4.6055	5.3027	15.138
10	5.0364	8.3087	64.972

由表 4 可知优化后起重臂前 10 阶的固有频率均有不同幅度的增加, 低阶中的第 1 阶和第 3 阶固有频率分别提高了 0.032% 和 3.95%, 而高阶中的第 10 阶则提高了 64.9%, 相比于前述谐响应分析的结果有明显的提升, 综上数据表明在优化之后动臂塔机整体动刚度有所提高。

## 2) 瞬态动力学

根据相关调查, 发现塔机在起升机构高速运行时产生强烈的振动, 由于振动特性的计算比较复杂, 本优化方法的约束条件并没有给出相关的约束。因此, 需要对优化后的塔机进行瞬态动力学分析, 研究起重臂在冲击载荷下的位移与应力是否在安全范围内。

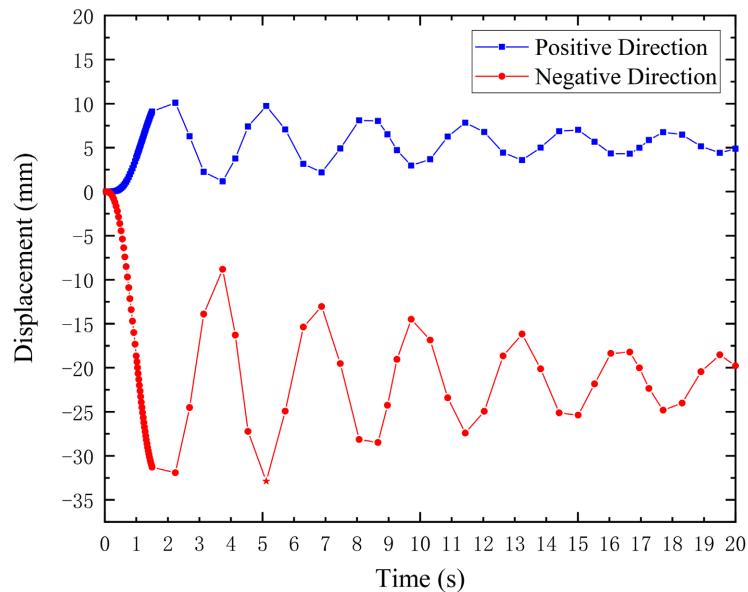
分析工况为起重机做起升运动, 货物重量取额定载重 6 t, 在起重臂上选取距塔身回转中心 23 m 的位置作为在起重臂上货物的起升位置, 起升速度设定为该重量下的对应速度 0.17 m/s。在 ANSYS 的 Transient Structural 模块中对起重臂施加冲击载荷, 当平头塔式起重机所起吊的货载离地时, 起重臂和塔身均受到较大的冲击。从吊索开始吊取货物到起升, 牵引力等于货物重量之前, 起重臂的位移与时间成正比, 因此这个阶段的瞬态力可用线性函数来表示。货载离地后, 起升动载荷的计算如式 15 所示, 动载荷系数的计算如式 16 所示。

$$F_{Q_{\text{动}}} = \phi_2 P_Q \quad (15)$$

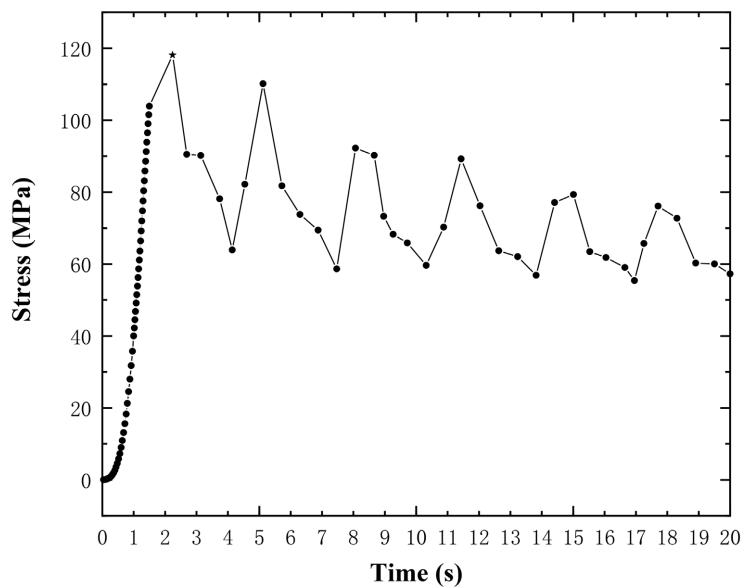
$$\phi_2 = 1 + 0.70v \quad (16)$$

货物的起升可以看作两个部分, 一是从货物受力到被提起的瞬间承受起升动载荷, 大小按式 15、16 进行计算, 持续时间为 2 s; 二是货物离地后的匀速运动, 其所受的载荷等于自身重力, 持续一段时间直到准备减速卸货, 总计提升时间长达 120 s 左右, 在减少计算的情况下尽量显示出振动特性, 因此取前 20 s 进行

分析。在 Analysis Settings 的 Step Controls 中设置求解的载荷步和子步, 将载荷步设置为 3 并设置时间节点, 在 Force 输入对应时间段的参数, 该工况下主要分析起重机 Y 轴方向的变形, 分析变形最大的点, 即起重臂距离塔身回转中心最远的点更有意义。因此输出该点在 XOZ 平面内沿 Y 轴的位移响应曲线, 该曲线反应起重臂在冲击载荷下的振动响应。该冲击载荷下起重机沿 Y 轴方向的位移图与应力图, 如图 8、图 9 所示。



**Figure 8.** Displacement diagram and amplitude response curve of the crane along the Y-axis under impact loading  
**图 8.** 冲击载荷下起重机沿 Y 轴方向的位移图与振幅响应曲线



**Figure 9.** Stress diagram and stress response curve of a crane under impact loading  
**图 9.** 冲击载荷下起重机的应力图与应力响应曲线

由图 8、图 9 可知在 2.5 s 时刻产生最大位移和最大应力, 对应起重臂突然提起货物产生的冲击载荷; 在之后的时间内呈现为振幅不断减小、周期不断增大的周期函数, 对应起升运动平稳后冲击载荷的大小衰减, 起重臂处于有阻尼自由振动状态, 振幅和振动频率都不断衰减。

在起升额定重量的货物时,冲击载荷下起重机起重臂应力最大的应力值为 57.24 Mpa, 垂直位移最大值为 31.29 mm, 但仍在安全条件范围内。因此, 本文对起重机起重臂的轻量化优化是成功的。

## 5. 结论

本文以平头塔式起重机起重臂的质量最小值为优化设计目标, 建立包括目标函数、设计变量和约束条件在内的优化设计的数学模型, 利用 MATLAB 软件, 开展基于内点惩罚法的平头塔式起重机起重臂优化设计, 结果表明优化后的起重臂质量减少了 30%, 优化效果十分明显。利用 ANSYS 有限元仿真得出优化前后静态和动态性能的对比, 优化后起重臂前 10 阶的固有频率均有不同幅度的增加, 低阶中的第 2 阶和第 4 阶固有频率分别提高了 7.6% 和 7.5%, 高阶中的第 10 阶则提高了 64.9%, 有明显的提升, 表明动臂塔机整体动刚度有所提高。

## 参考文献

- [1] 韩松君. 基于 ANSYS 的平头塔式起重机动态特性分析[D]: [硕士学位论文]. 济南: 山东建筑大学, 2019.
- [2] Yang, W.H., Li, Y.R., Fang, Z.F. and He, J.D. (2020) Study on Dynamic Optimum Design of Tower Crane Structure. Proceedings of 2020 2nd International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering, Inner Mongolia, China, 15-17 July 2011, 1660-1663.
- [3] 于兰峰, 王金诺. 塔式起重机结构系统动态优化设计[J]. 西南交通大学学报, 2017(2): 206-210.
- [4] 李新华, 张毅, 戴琳. 塔式起重机起重臂的模糊优化设计[J]. 科技信息, 2010(9): 92-93.
- [5] 罗丹, 原思聪, 王晓云. 基于遗传算法的塔式起重机起重臂优化设计[J]. 起重运输机械, 2007(9): 14-17.
- [6] 侯宝佳, 黄琼, 涂序年. 动臂式塔式起重机起重臂结构优化设计[J]. 建筑机械化, 2006(11): 24-25+71.
- [7] Si, C.Y., Chao, F.W., Hua, X., et al. (2014) The Optimized Design of Tower Crane Hoisting System Based on the Improved Particle Swarm Optimization Algorithm. *Applied Mechanics and Materials*, **548-549**, 444-448.  
<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.548-549.444>