

吊具的参数化设计与有限元分析

■ 湖北三江航天江河化工科技有限公司（远安 444200）邱奇 张雷 高运平 王平

摘要：本文利用PRO/E4.0和ANSYS Workbench 12.0分别对吊具进行参数化设计和有限元分析。根据分析所得的应力分布和形变情况，改良吊具的结构尺寸，最终实现了产品在加工生产前的各项性能优化，确保其在实际作业时满足工作要求。

某吊具额定载荷3t，初步设计主要由底座、拉杆、卡箍、吊梁、长钢丝绳和短钢丝绳等组成，吊具模型见图1。卡箍包络设备后通过拉杆将卡箍与其底部连接装置固定连接，长钢丝绳、短钢丝绳分别与卡箍销轴连接，轴销与长钢丝绳、短钢丝绳之间留有一定的间隙可以让长钢丝绳、短钢丝绳相对转动，吊车包括主钩和副钩，分别穿过长钢丝绳吊环、吊梁与载荷连接。下面对分析过程进行简要说明。

1. 吊梁设计方案

(1) 结构形式与材料：吊梁结构形式如图2所示，由两条钢丝绳、卸扣以及横梁组成，横梁两端通过钢丝绳与卡箍连

接。横梁两端接头选用20钢，中间段选用20钢管，其抗拉强度 $\sigma_b = 410\text{MPa}$ ，屈服强度 $\sigma_s = 245\text{MPa}$ ， $\tau = 0.6\sigma_s = 213\text{MPa}$ 。

根据产品直径尺寸大致确定横梁两端的长度为680mm（见图3）。产品处于垂直状态时，与卡箍相连的前钢丝绳受力最大，按额定载荷30kN计算，单根钢丝绳受力15kN，设计中与卡箍相连的钢丝绳选用圆股钢丝绳18 6×37+FC-1670 GB/T8919-1996，该钢丝绳的最小破断拉力为159kN，安全系数 $n = 159/15 = 10.6 > 6$ （钢丝绳安全系数不小于6），满足使用要求。

吊环实际载荷30kN，单根钢丝绳与锁扣的实际载荷为 $F = 15/$

$\cos 22^\circ \approx 16.18\text{kN}$ 。钢丝绳的最小破断力为159kN，安全系数 $n = 159/16.18 = 9.8 > 6$ ，满足使用要求。

根据吊具的实际几何尺寸、实际载荷，吊环选用巨力集团的长吊环（焊接）8t W×L（120×230）；卸扣选用巨力集团的T-DW7-3/4，额定载荷7t。实际弯曲截面及简化模型如图4所示。

吊梁弯曲强度计算的危险截面取卸扣位置，两处的弯曲强度： $M = (F/2) \times CD = 15\,000 \times 41.25 \times 10^{-3} \approx 618.7\text{N}\cdot\text{m}$

抗弯模量： $W = (BH^3 - bh^3)/6H \approx 2.6 \times 10^{-5}\text{m}^3$

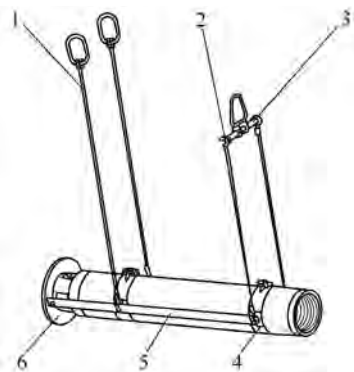


图1 翻转吊具结构

1.长钢丝绳 2.短钢丝绳 3.吊梁 4.卡箍
5.拉杆 6.底座

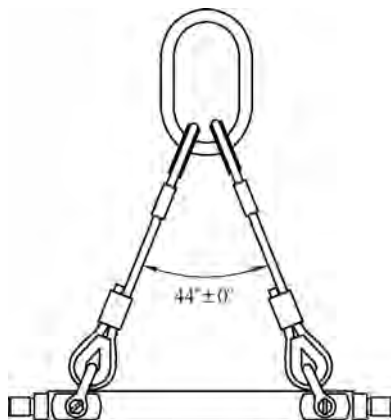


图2 横梁初步结构

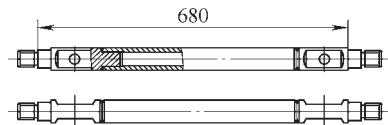


图3 横梁结构示意图

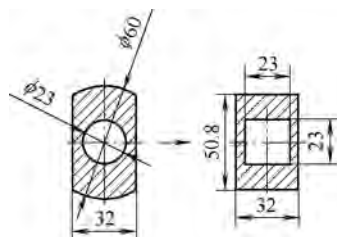


图4 弯曲截面及近似弯曲截面

按第四强度理论校核： $\sigma = M/W = 618.7 / (2.6 \times 10^{-5}) = 23.8 \text{ MPa}$ 。

安全系数： $\eta = \sigma_s / \sigma = 245 / 23.8 \approx 10.29 > 4$ （关键件安全系数不小于3），理论计算结果：吊梁结构满足使用要求。

（2）有限元分析：两条钢丝绳16.18kN的拉力，计算轴向分力为6.1kN，径向分力为15kN，施加载荷和边界条件如图5所示，得到图6的横梁结构变形云图和图7横梁结构应变云图。最大变形为0.18mm，最大应力为81.2MPa。安全冗余 $n = 245 / 81.2 > 2$ （关键件安全系数不小于2），满足要求。计算结构同上面的理论计算基本一致，横梁结构的变形比较小，所以此结构设计合理，其力学性能可以满足设计的刚度、强度要求。

2. 底座设计方案

底座一般由上法兰、筒段、下法兰和吊耳组焊成整体；底座上下法兰、吊耳材料均为20

钢，其抗拉强度 $\sigma_b = 410 \text{ MPa}$ ，屈服强度 $\sigma_s = 245 \text{ MPa}$ ，支撑段为热轧槽钢Q235；其抗拉强度 $\sigma_b = 375 \text{ MPa}$ ，屈服强度 $\sigma_s = 235 \text{ MPa}$ ，底座上端面施加载荷30kN，经有限元计算分析，底座变形云如图8所示，应力分布云如图9所示。可以看出在吊耳与下法兰交界处应力分布过于集中，最大应力为474MPa，下法兰两侧区域产生较大变形约1.2mm，且其大部分结构的应力值均大于材料理论应力值235MPa。总体而言此结构下法兰刚度、强度不能满足要求，需要对其结构进行调整。

（1）修改方案：由于吊耳与下法兰交界处应力分布过于集中，将下法兰直径变为880mm，增加2件支撑段将原4等分支撑面变成6等分支撑面，并对吊耳进行加强，应用PRO/E4.0对底座修改结构参数，得到如图10所示结构。

（2）有限元分析：应用ANSYS Workbench 12.0进行有限

元分析，施加载荷和边界条件如图10，得到图11和图12所示的应力云图和变形云图。图中由于应力集中而在局部区域产生的较大应力值（见图11）107.4MPa，安全冗余 $n = 245 / 107.4 > 2$ ，满足要求，且其应力分布情况良好。图12表示最大变形发生在吊耳两侧区域，最大变形量为0.3mm，结构的变形比较小，而且力学性能可以满足实际作业的强度要求，此结构设计合理。如果通过传统经验计算的设计方法，则必须在其试制完成之后才能确定各项性能，再修改尺寸参数进一步优化结构，不仅增加了成本，也延长了设计周期。

3. 结语

以理论计算为基础，结合CAD技术建立模型，用有限元分析进行受力分析，得出重要零部件在静态工况下的应力云图和变形云图，为其安全可靠提供依据。本方法实现了吊具的参数化设计建模与分析，简化了传统专用吊具的设计过程并提高了设计效率。

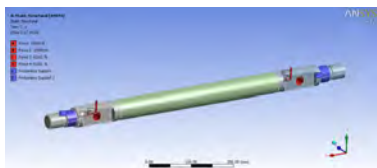


图5 横梁初步结构应力云图

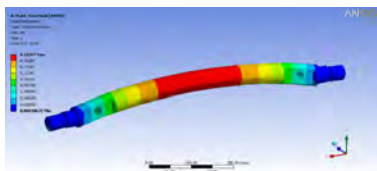


图6 横梁结构变形云图

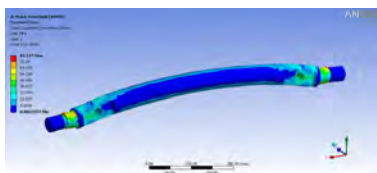


图7 横梁结构应变云图

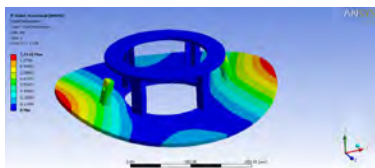


图8 底座变形云图

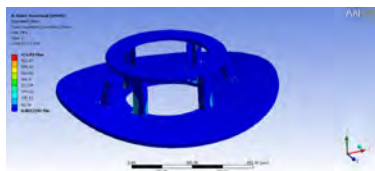


图9 底座应力云图

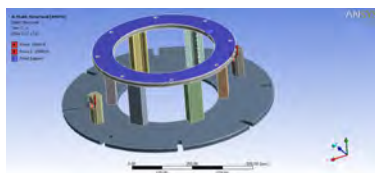


图10 载荷和边界条件

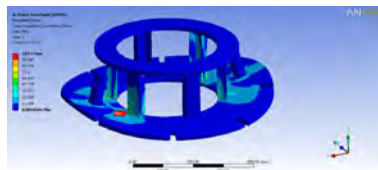


图11 底座应力云图

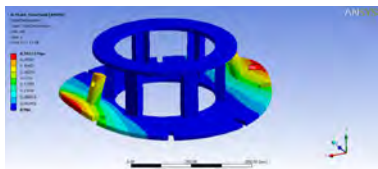


图12 底座变形云图

MW（收稿日期：20170328）