



基于 ANSYS 的龙门式箱底搅拌摩擦焊接系统仿真分析及结构优化设计

陈雪峰 毛京伟 杨富伟 刘海燕 胡改娟 毕煌圣 孙世烜 孔德跃
(首都航天机械有限公司, 北京 100076)



摘要: 基于 ANSYS 仿真分析平台对重型运载火箭龙门式箱底搅拌摩擦焊接系统进行了系统性的有限元仿真分析, 根据分析结果对移动式龙门的主体结构进行了优化设计, 确定了龙门式箱底搅拌摩擦焊接系统最终结构形式。通过有限元仿真分析及结构优化研究, 进一步提升了整机结构性能及设计可靠性, 降低了系统开发周期及运行成本, 为后续工程化实施阶段提供了重要的技术参考。

关键词: 重型运载火箭; 龙门式搅拌摩擦焊接系统; 仿真分析; 结构优化设计

Simulation Analysis and Structural Optimization Design of Gantry Friction Stir Welding System for Tank Dome of Launch Vehicle Based on ANSYS

Chen Xuefeng Mao Jingwei Yang Fuwei Liu Haiyan Hu Gaijuan Bi Huangsheng Sun Shixuan Kong Deyue
(Capital Aerospace Machinery Co., Ltd., Beijing 100076)

Abstract: Systematic finite element (FEM) simulation analysis of gantry friction stir welding system for the tank dome of heavy launch vehicle has been done in this paper based on ANSYS. According to the analysis results, the main structure of movable gantry was optimally designed and the structure layout of the gantry friction stir welding system was confirmed. Through the researches of the FEM simulation analysis and optimization design, the structural performance and the design reliability of the machine was improved. The findings of the researches in this paper could reduce the development cycle and operating cost, and then provide important technical references to the follow-up engineering implementation of the friction stir welding system.

Key words: heavy lift launch vehicle; gantry friction stir welding system; simulation analysis; structural optimization design

1 引言

随着我国航天事业的不断发展, 重型运载火箭技术已逐渐成为衡量我国航天核心竞争力的关键技术^[1]。目前, 我国自主研发的重型运载火箭燃料贮箱箱底直径达 $\Phi 10\text{m}$ 级, 由若干条瓜瓣纵缝及顶盖、过渡环环

缝拼焊而成, 采用搅拌摩擦焊接工艺^[2, 3]。用于重型运载大直径贮箱箱底总体制造的龙门式搅拌摩擦焊接系统为我国迄今最大的龙门式搅拌摩擦焊接系统, 是我国重型运载火箭箭体结构先进制造关键技术取得阶段性突破的标志性基础装备之一。由于其结构庞大, 受力情况恶劣, 龙门式箱底搅拌摩擦焊接系统结构形式

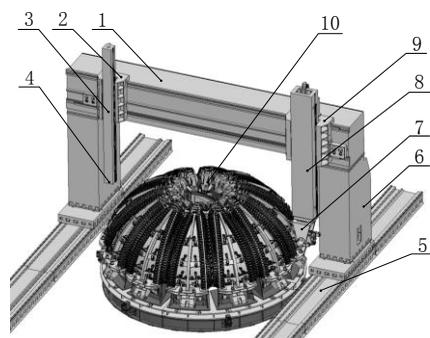
作者简介: 陈雪峰(1979), 工程师, 电气工程专业; 研究方向: 大型非标设备总体方案论证及设计。

收稿日期: 2019-08-12

及参数对整机性能及制造成本和周期有较大影响。本文基于 ANSYS 对重型龙门式箱底搅拌摩擦焊接系统进行了有限元仿真分析及结构优化设计,为系统工程化实施阶段提供了重要的技术参考。

2 龙门式箱底焊接系统总体方案

重型运载火箭龙门式箱底搅拌摩擦焊接系统总体方案见图 1。



1—移动式龙门横梁 2—铣削溜板 3—铣削滑枕 4—铣削主机单元
5—移动龙门床身 6—移动龙门立柱 7—焊接主机单元 8—焊接滑枕
9—焊接溜板 10—箱底工装系统

图 1 龙门式箱底搅拌摩擦焊接系统龙门总体方案

为满足重型箱底产品加工需求,龙门系统跨距宽达 12m,高超过 5m,同时系统兼顾铣焊一体总体要求,采用一个龙门机架悬挂两台主机溜板及滑枕的总体设计方案。由于箱底焊前余量铣切力对龙门结构参数的影响相对于搅拌摩擦焊接顶锻力和前进抗力,可以忽略不计,本文主要针对搅拌摩擦焊接溜板、滑枕和移动式龙门主体结构进行分析研究。

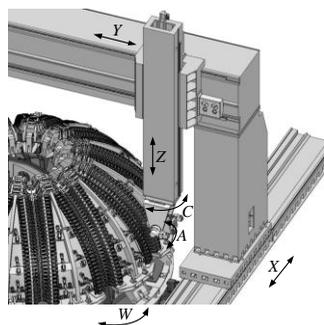


图 2 龙门式箱底搅拌摩擦焊接系统运动轴组成

龙门式箱底搅拌摩擦焊接系统运动轴组成见图 2。其中, X 轴为龙门在床身上沿导轨前后纵向运动; Y 轴为搅拌摩擦焊接溜板在横梁上沿导轨左右横向运动; Z

轴为搅拌摩擦焊接滑枕上下垂直运动; A 轴为搅拌摩擦焊接主机单元绕摆轴轴线摆动; C 轴为搅拌摩擦焊接主机单元沿滑枕对称中心轴作回转运动; W 轴为工装系统工作转台绕自身轴线回转运动。

X/Y/Z 轴实现龙门搅拌摩擦焊接系统跨距内三维立体空间覆盖, A/C 轴实现焊接主机焊接角度的调整, W 轴实现不同焊缝的切换,各运动轴相互协调运动实现箱底的搅拌摩擦焊接。由于龙门式箱底搅拌摩擦焊接系统跨距较大,滑枕悬伸较长,搅拌摩擦焊过程中受力情况恶劣,有必要对其加工过程进行有限元仿真分析及优化,以进一步提升整机结构性能及设计可靠性。

3 龙门式箱底焊接系统受力分析

3.1 龙门受力情况

焊接箱底过渡环缝时,搅拌摩擦焊接滑枕移动至 Z 轴最下端极限工位;在焊接箱底顶盖环缝时,搅拌摩擦焊接滑枕移动至 Z 轴最上端极限工位;箱底花瓣纵缝位于上述两条环缝之间,呈二次方程曲线分布。根据搅拌摩擦焊工艺试验数据及工程应用经验,搅拌摩擦焊接重型运载火箭贮箱箱底时,在主机单元刀尖点上会同时承受沿箱底轮廓线法向方向上约 10t 的顶锻力 (F_n) 以及沿箱底轮廓线切向方向上约 3.3t 的前进抗力 (F_t),见图 3。

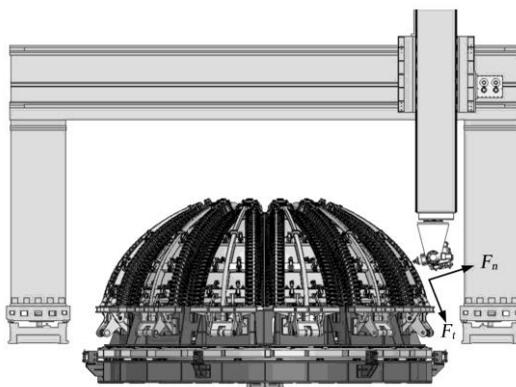


图 3 龙门式箱底焊接系统焊接过程受力

3.2 分析模型简化

为了缩短系统 ANSYS 有限元分析运算时间,首先简化对整个系统受力分析影响甚微的锐边、倒角及螺纹连接孔等特征^[4],其次对焊接主机单元与焊接滑枕连接处进行简化处理。选取三个典型加工位置作为分析研究对象:箱底下极限工位;箱底轮廓 45°法线中间工

位；箱底上极限工位。简化后三个典型位置的龙门结构见图 4。

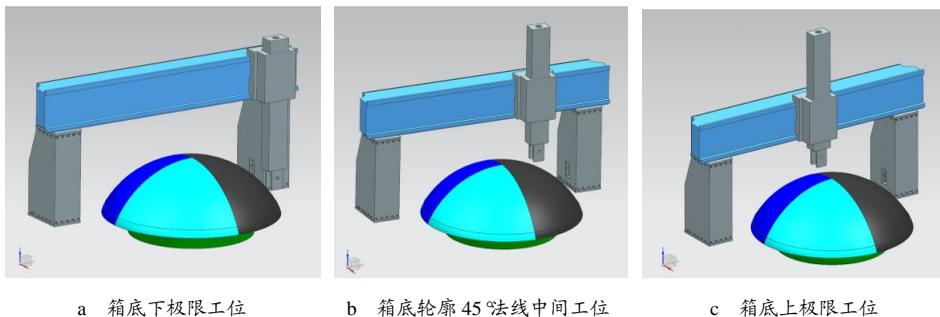


图 4 龙门式箱底焊接系统典型加工位置简化结构

焊接滑枕模型暂未进行结构优化，初始壁厚为 100mm。下文通过在 ANSYS 仿真平台下建立有限元模型，分析系统焊接加工过程中龙门主体整体结构变形，并通过调整结构参数减小整体变形量，优化龙门整体结构。

3.3 边界条件设置

工程实施时所有部件均采用 Q235-B^[5]材料，材料属性见表 1。

表1 Q235-B材料属性表

部件名称	等效密度/kg mm ⁻³	弹性模量/MPa	泊松比
横梁/立柱/溜板/滑枕	7.83e×10 ⁻⁶	2.10×10 ⁵	0.274

将焊接滑枕末端主机头承力结构（简称轴头）通过 RBE2 单元与滑枕连接，各部件之间进行粘合处理。

设置重力加速度 $g=9810\text{mm/s}^2$ ，方向竖直向下。在每个工位轴头处加载沿箱底轮廓线法向方向上 10t 的顶锻力载荷以及沿箱底轮廓线切向方向上 3.3t 的前进抗力载荷。

在龙门立柱底面设置固定约束。

3.4 初步分析结果

基于 ANSYS R15.0 仿真平台对龙门结构进行整体有限元分析，焊接龙门在三个加工位置的轴头综合变形（含重力影响因子）见图 5。

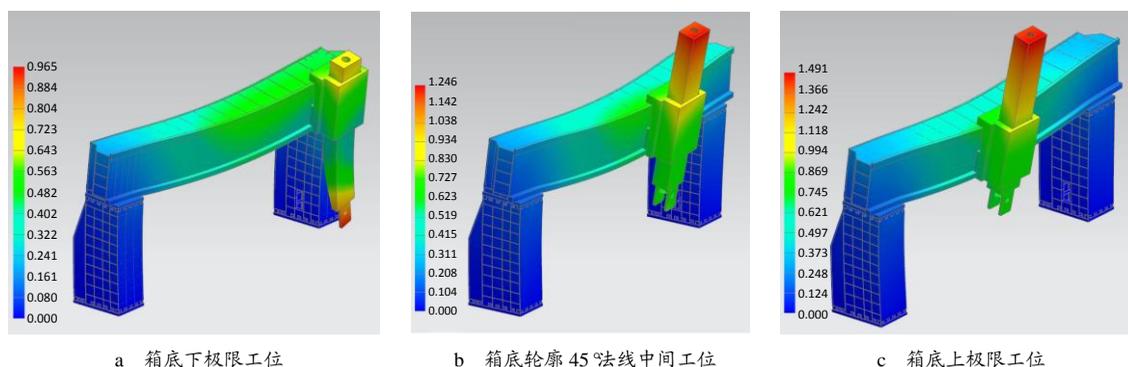


图 5 系统典型加工位置初步仿真分析综合变形

三个加工位置轴头具体仿真变形量见表 2。

表2 初步仿真分析结果（含重力影响因子）mm

加工位置	变形量			
	X	Y	Z	综合
下极限工位	-0.382	0.650	-0.305	0.814
45°中间工位	-0.238	-0.139	-0.591	0.652
上极限工位	-0.151	-0.002	-0.726	0.741

通过以上分析得出：X 向变形主要由于横梁扭转

和立柱前倾变形导致，中间位置时由于滑枕悬伸距离较短，所以 X 向变形也相对较小。Y 向变形主要是由于滑枕悬伸受力导致变形，处于下极限工位时 Y 向变形最大。Z 向变形主要是由于横梁和立柱导致，中间位置时横梁 Z 向变形相对较大。

考虑到由重力引起的变形可以通过反变形结构设计及控制运动轴补偿^[6]等手段修正，分析仅受加工载荷时焊接龙门在三个加工位置的轴头综合变形情况（消除重力影响因子）见图 6。仿真变形量见表 3。

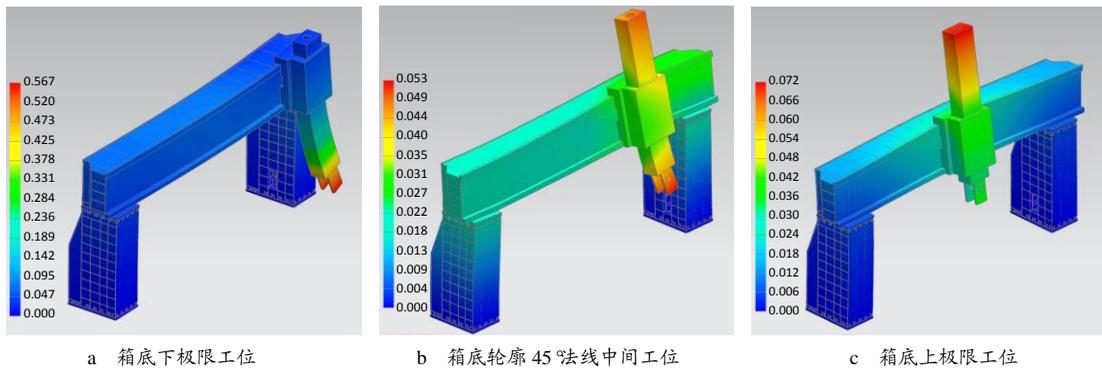


图6 系统典型加工位置仿真分析综合变形

表3 初步仿真分析结果(消除重力影响因子) mm

加工位置	变形量			综合
	X	Y	Z	
下极限工位	-0.009	-0.485	-0.002	0.485
45度中间工位	0.013	0.038	0.018	0.044
上极限工位	0.010	0.000	0.029	0.031

通过修正消除重力影响因子后,龙门系统受力变形大幅减小。但在下极限工位焊接箱底产品时,由于滑枕Z轴向下行程较大,滑枕伸出溜板长度较长,属于悬臂结构,下极限工位焊接时龙门系统轴头变形是

最大的,有必要对滑枕进行进一步分析,以优化其截面结构。

3.5 滑枕结构分析

根据上述分析结果,在下极限位置处龙门变形较大,主要是由于滑枕变形所导致,对溜板和滑枕进行专项分析,在溜板与横梁连接处设置固定约束,根据产品加工需要,滑枕沿Z轴向下悬伸4000mm,在轴头处加载Y向10t的顶锻力(F_n)以及Z向3.3t前进抗力(F_t),焊接工艺要求滑枕Y向变形不得大于0.45mm。

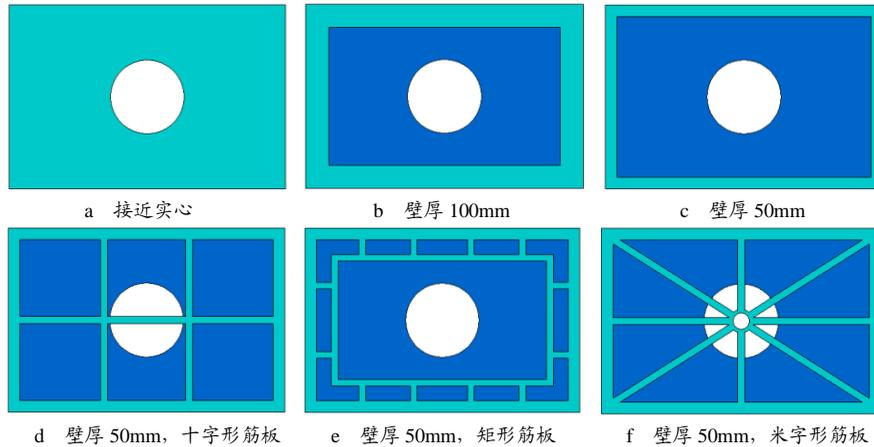


图7 滑枕典型截面及筋板结构

表4 滑枕不同截面尺寸受力分析结果

滑枕截面结构序号	滑枕重量/kg	Y向变形/mm
a	51220	0.230
b	23362	0.387
c	13378	0.639
d	17692	0.553
e	19862	0.469
f	20284	0.402

面和筋板结构形式(见图7)对滑枕变形进行分析计算,此时滑枕主要变形为Y向,分析结果见表4和图8。

3.4节中龙门系统整体计算时采用的是第2种滑枕截面,龙门整体Y向变形为0.485mm,通过此次计算可以得知单滑枕变形占0.387mm,其它部分对龙门的变形贡献值仅为0.098mm,滑枕变形对龙门Y向变形起主要影响作用。

在ANSYS R15.0仿真平台下采用6种工程常用截

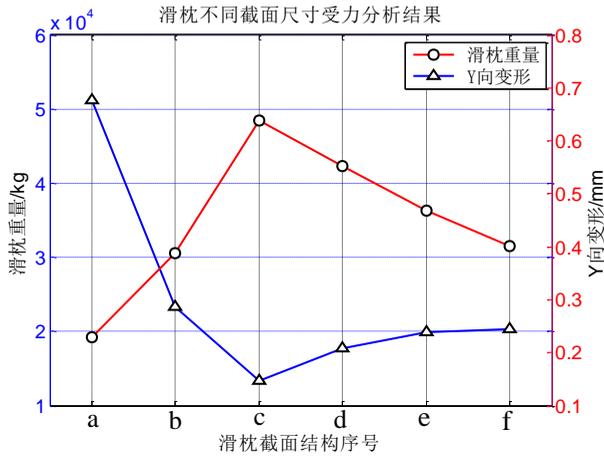


图8 滑枕不同截面尺寸受力分析结果

以外壁厚 50mm 滑枕结构为基础，增加内部不同形式筋板仿真分析后可以得出，当采用米字筋板结构时滑枕变形量基本与外壁厚度 100mm 滑枕的变形量相同，但总体重量减少了 3000kg，同时满足焊接加工 Y 向变形要求，此结构为龙门焊接滑枕最优截面结构。

3.6 立柱和横梁分析

为进一步掌握龙门各向结构参数对受力变形产生的影响规律，针对龙门立柱和横梁 X 向和 Y 向结构变化进行了仿真分析对比。

龙门立柱和横梁沿 X 方向增加 150mm，其余参数不变；龙门立柱沿 Y 向增加 150mm，龙门横梁及其余参数不变；原龙门结构，所有参数不变。对以上三种情况在下极限工位处施加载荷，分析结果见表 5。

表5 龙门立柱与横梁结构变化受力分析结果对比

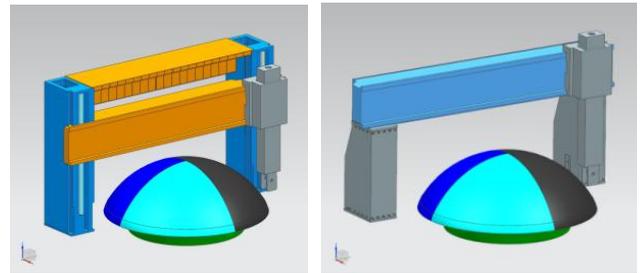
龙门立柱和横梁结构变化	龙门变形大小/mm			
	X	Y	Z	综合
X 向增加 150mm	-0.355	0.650	-0.298	0.798
Y 向增加 150mm	-0.382	0.640	-0.299	0.803
原龙门结构	-0.382	0.650	-0.305	0.814

通过分析数据可以得出，增加立柱和横梁 X 向的尺寸，可以适当改善轴头在 X 向的变形，对其它两个方向的变形基本无影响；增加立柱 Y 向的尺寸，仅对轴头 Y 向变形有略微改善，对其它两个方向的变形基本无影响。总体来说，增加龙门 X 向和 Y 向尺寸后，龙门受力后变形情况改善不显著，因此，采用原立柱横梁结构尺寸。

3.7 动横梁方案和定横梁方案分析

上述龙门结构为横梁固定安装在立柱之上，焊接滑枕处于下极限工位加工产品时，滑枕悬伸达

4000mm。考虑到滑枕悬伸较长是导致龙门加工时变形较大的主要因素，提出了采用动横梁结构（简化模型见图 9）以减小滑枕行程，动横梁结构可沿 Z 向下沉 1000mm，使焊接滑枕处于下极限工位加工产品时，最大悬伸量由 4000mm 减小至 3000mm。



a 动横梁龙门下极限工位 b 原定横梁龙门下极限工位

图9 龙门动横梁方案和定横梁方案结构

对龙门动横梁方案和定横梁方案仿真分析的实质是对龙门 Z 向结构变化进行系统性仿真分析，以得出最优龙门系统整体结构。

动横梁下沉 1000mm，滑枕悬伸 3000mm 至下极限工位，其余参数不变；原龙门定横梁结构，滑枕悬伸 3000mm 处于中间某一工位，其余参数不变；原龙门定横梁结构，滑枕悬伸 4000mm 至下极限工位，其余参数不变。对以上三种情况在施加载荷，分析结果见表 6。

表6 龙门动横梁与定横梁结构变化受力分析结果对比

龙门横梁结构变化	龙门变形大小/mm			
	X	Y	Z	综合
动横梁下沉 1000mm 滑枕悬伸 3000mm	-0.271	-0.491	-0.518	0.754
原龙门定横梁结构滑枕悬伸 3000mm	-0.256	0.437	-0.303	0.590
原龙门定横梁结构滑枕悬伸 4000mm	-0.382	0.650	-0.305	0.814

通过仿真分析结果可以看出，由于滑枕悬伸长度的减少，轴头 Y 向变形有了较明显的改善。但是，同等悬伸长度时动梁结构的变形比定梁的要大 25%，主要是由于动横梁的立柱与横梁采用丝杠导轨式传动机构，导致整体连接刚度相对定梁要低。动横梁的导轨面一般是螺接连接方式，仿真时直接按整体粘结处理，实际装配过程中连接刚度较差，所以实际最终变形会比仿真计算结果要大^[6]。

(下转第 10 页)