

DOI: 10.12326/j.2096-9694.2022137

# 卧式多层热压机机架热力耦合分析及结构改进设计

花军<sup>1</sup>, 史士曼<sup>1</sup>, 李晓旭<sup>2</sup>, 李浩<sup>3</sup>, 李涛<sup>3</sup>, 郑旋<sup>1</sup>

(1. 东北林业大学机电工程学院, 黑龙江哈尔滨 150040; 2. 中国林业科学研究院木材工业研究所, 北京 100091;

3. 山西秋林机械有限公司, 山西晋中 030600)



**摘要:** 卧式多层热压机较立式多层热压机在生产能力方面实现了新的突破, 更适用于胶合板产业的发展。为研究热力耦合效应对卧式多层热压机机架力学性能的影响, 以80层4'×8'卧式多层热压机为研究对象, 根据胶合板热压工艺及卧式多层热压机的结构特点, 确定闭合保压阶段机架的受力情况; 利用有限元方法分别对力载荷和热力耦合效应作用下的机架状态进行分析。结果表明: 在热力耦合效应作用下, 机架的应力值和变形量显著增加, 实际工况下机架不能满足卧式多层热压机闭合保压阶段所需要的强度和刚度要求。基于分析结果, 对机架结构进行改进设计; 经验证, 改进后机架结构满足设计要求, 为卧式多层热压机机架结构改进设计提供新的设计思路 and 手段, 具有实际工程应用价值。

**关键词:** 卧式多层热压机; 机架; 有限元分析; 热力耦合分析; 改进设计

中图分类号: S784; TH122 文献标识码: A 文章编号: 2096-9694 (2023) 02-0043-10

## Thermal-Mechanical Coupling Analysis and Structural Improvement Design of Horizontal Multi-Layer Hot Press Frame

HUA Jun<sup>1</sup>, SHI Shiman<sup>1</sup>, LI Xiaoxu<sup>2</sup>, LI Hao<sup>3</sup>, LI Tao<sup>3</sup>, ZHENG Xuan<sup>1</sup>

(1. College of Mechanical Electrical and Engineering, Northeast Forestry University, Harbin 150040, Heilongjiang, China;

2. Research Institute of Wood Industry, Chinese Academy of Forestry, Beijing 100091, China;

3. Shanxi Qiulin Machinery Co., Ltd, Jinzhong 030600, Shanxi, China)

**Abstract:** Compared with the vertical multi-layer hot press, the horizontal multi-layer hot press has achieved a new breakthrough in production capacity and is more suitable for the development of plywood industry. This paper takes 80 layers of 4'×8' horizontal multi-layer hot press as the research object and determines the load condition of the frame in the closed pressure maintaining stage based on the plywood hot pressing process and the structural characteristics of the horizontal multi-layer hot press in order to study the influence of thermal-mechanical coupling effect on the mechanical properties of the horizontal multi-layer hot press. To analyze the frame state under the influence of force load and thermal-mechanical coupling effect, finite element analysis methods is used. The results show that the stress and deformation

收稿日期: 2022-07-16; 修改日期: 2023-02-01

基金项目: 国家林业局林业科技成果国家级推广项目“人造板多层压机层间数据融合优化控制关键技术推广”(2016-34); 企业委托项目“卧式多层热压机系统性能分析及优化”(QL2021110901)。

作者简介: 花军 (1959—), 男, 教授。Email: huajun81@163.com

通讯作者: 李晓旭, 男, 高级工程师。Email: li\_xiaoxu@126.com

of the frame increase significantly under the action of thermal-mechanical coupling effect, and the frame cannot meet the strength and stiffness requirements of the horizontal multi-layer hot press in the closed pressure maintaining stage under the actual working condition. The frame structure is improved based on the above analysis results, and it is verified that the improved frame structure meets the design requirements, which provides a new design idea and means for the improvement design of the horizontal multi-layer hot press frame structure, and has practical engineering application value.

**Key words:** horizontal multi-layer hot press; frame; finite element analyses; thermal-mechanical coupling analysis; improve design

热压机是胶合板生产中热压工序的执行机械,是胶合板生产的关键设备之一。在我国胶合板生产中,广泛使用的是立式多层热压机,其平均单机年产能仅2万~3万 $\text{m}^3$ 。随着胶合板产业对大产能的需求,我国企业自主开发了卧式多层热压机,突破了热压板层数限制产能的瓶颈问题,单机年产能5万~10万 $\text{m}^3$ ,具有热压闭合及装卸板速度快、设备布置无地坑和热压效果更佳等优点。但随着热压层数的增加,其机架横向跨度变大,受力载荷和热效应影响严重。为进一步提高卧式多层热压机的整机性能,需对机架结构进行分析和改进。

机架作为热压机的基体,是承受载荷和安装其他部件的基础,其承载能力、变形量直接影响热压机的整体刚度、生产质量以及使用寿命。近年来许多学者对热压机的机架进行了力载荷分析研究,张杰等对2 800 t热压机的主框架进行了最大等效位移、最大等效应力分析和结构优化<sup>[1]</sup>;王野平等对4'×8' 横向进板多层热压机的框架板进行了应力、形变分析和结构参数优化<sup>[2]</sup>。有的学者利用有限元方法分析支承类部件机架在热力耦合效应作用下的状态,确定热力耦合效应对其力学性能的影响。陈光伟等分析了热力耦合效应对连续压机活动机架的变形量、应力、应变的影响<sup>[3]</sup>;李振杰等对桁架焊接机器人导轨梁在重力、温度及其耦合作用下的变形进行了分析<sup>[4]</sup>。

本研究以80层4'×8' 卧式多层热压机(简称卧式压机)为研究对象,针对机架热力耦合分析结果中存在的应力集中和刚度不足的问题,通过有限元方法进行多组模拟试验,完成机架结构的改进设计并进行热力耦合分析验证,证明改进后机架结构满足设计要求。

## 1 卧式多层热压机机架结构及工况分析

### 1.1 卧式多层热压机机架结构

卧式压机主体结构由进料机构、热压板、隔热板、活动梁、机架、油缸等组成,闭合保压状态下的主体结构如图1所示。卧式压机机架采用组合式结构,由上横梁、连接梁、端梁、下横梁、螺栓和底座组成。机架各结构件之间通过螺栓固定连接,底座通过地脚螺栓固定;机架上横梁、连接梁、端梁、下横梁、底座均由钢板焊接而成。

### 1.2 机架力载荷工况分析

基于胶合板热压工艺及卧式压机结构特点分析可知,在闭合保压阶段,热压板、板坯及活动梁集中在机架中间区域,加压油缸输出最大工作压力,此时是整个热压周期中机架承受力载荷最大的阶段<sup>[5]</sup>。基于该型式整体机架的加载过程,对机架力载荷工况分析做出如下假设:1)忽略快速油缸、加压油缸和进料机构的重力;2)机架承受的所有载荷视为均布载荷;3)不考虑机架焊接过程中产生的应力与变形。

根据以上假设,对机架进行力载荷工况分析,机架受力状态如图2所示。在卧式压机闭合保压阶段,机架上横梁主要承受由热压板、板坯及活动梁的重力产生的均布载荷 $q_1$ ,端梁承受由加压油缸的工作反力产生的均布载荷 $q_2$ 。

由此可以得到:

$$q_1 = G_1/S_1 = G_1/[2a(b-c)] \quad (1)$$

$$q_2 = F_{\max}/S_2 = F_{\max}/4\pi[(D/2)^2 - (d/2)^2] \quad (2)$$

式中: $G_1$ 为热压板、板坯及活动梁的总重力, $1.05 \times 10^6 \text{ N}$ ;  $F_{\max}$ 为四根加压油缸的工作反力, $8 \times 10^6 \text{ N}$ ;  $S_1$ 为两根上横梁吊挂热压板和活动梁的面积, $1.42 \text{ m}^2$ ;  $S_2$ 为单个端梁安装四根加压油缸的面积, $0.48 \text{ m}^2$ 。

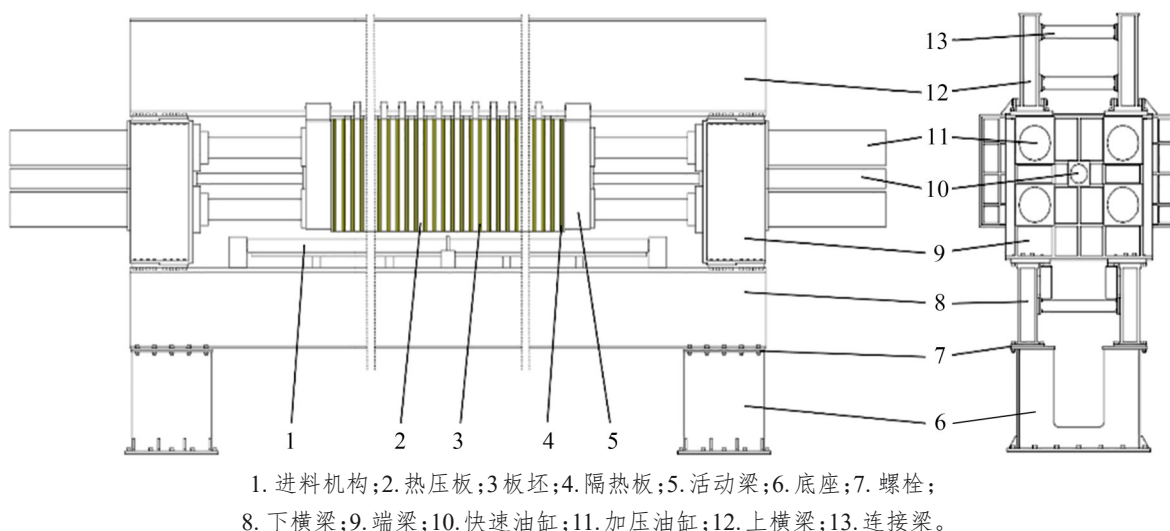


图1 卧式压机主体结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of main structure of horizontal press

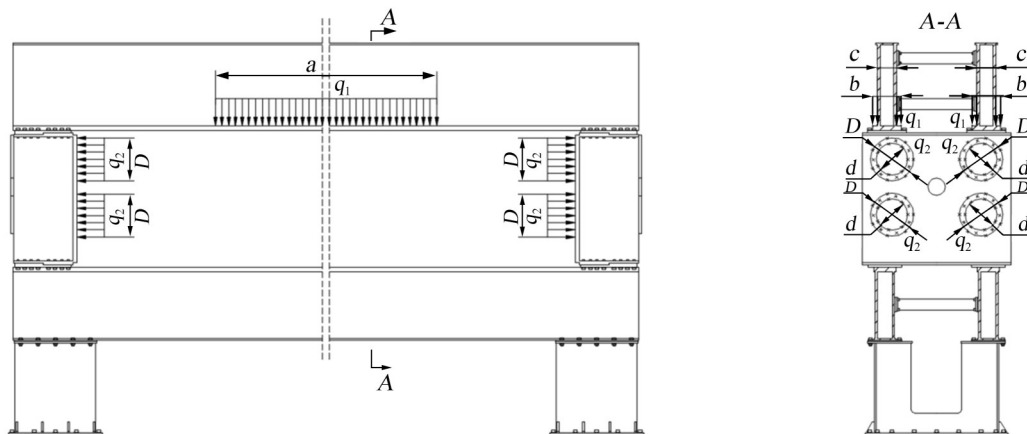


图2 机架受力状态示意图

Fig.2 Schematic diagram of stress state of the frame

式中提供的计算值均为设计计算值。由式1、2  
计算得到:  $q_1 \approx 7.39 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ ,  $q_2 \approx 1.67 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ 。

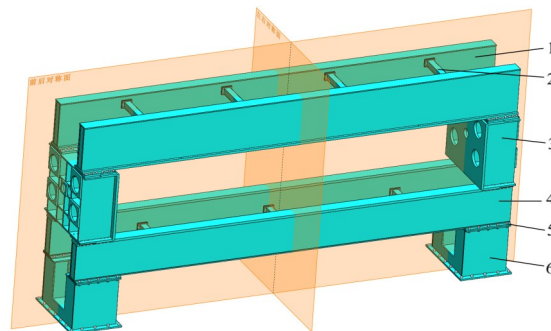
## 2 卧式多层热压机机架有限元分析

### 2.1 机架静力分析

**2.1.1 静力分析模型建立** 考虑到机架结构具有对称性, 以三维笛卡尔坐标系中任意两基准面作为机架结构的对称面, 建立机架静力分析模型(图3)。为简化模型, 忽略机架工艺孔、加强筋、部分安装底板及螺栓杆、螺纹孔和螺母的螺纹<sup>[6-7]</sup>。

**材料属性定义:** 上横梁、连接梁、端梁、下横梁和底座材料为Q345钢, 螺栓材料为40Cr钢。材料性能参数列于表1。

**网格划分:** 采用四面体法对机架进行网格划



1. 上横梁; 2. 连接梁; 3. 端梁; 4. 下横梁; 5. 螺栓; 6. 底座。

图3 机架静力分析模型

Fig.3 Static analysis model of the frame

分, 设定机架网格单元尺寸为40 mm, 各结构件接触表面网格尺寸为20 mm, 螺栓、螺栓孔和螺纹孔网格尺寸为10 mm。最终生成497 069个网格, 860 960个节点。

表1 材料性能参数

Tab.1 Performance of material

| 材料      | 弹性模量/GPa | 泊松比 | 密度/(g·cm <sup>-3</sup> ) | 屈服强度/MPa | 热膨胀系数/K <sup>-1</sup> | 导热系数/(W·m <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ) |
|---------|----------|-----|--------------------------|----------|-----------------------|--------------------------------------------|
| Q345 钢  | 206      | 0.3 | 7.85                     | 345      | 1.15×10 <sup>-5</sup> | 52.30                                      |
| 40Cr 钢  | 206      | 0.3 | 7.85                     | 900      | 1.10×10 <sup>-5</sup> | 32.60                                      |
| 45 号钢   | 206      | 0.3 | 7.85                     | 355      | 1.16×10 <sup>-5</sup> | 47.80                                      |
| 阻燃定向刨花板 | -        | -   | -                        | -        | 8×10 <sup>-6</sup>    | 0.12                                       |

载荷及边界条件定义：由于机架结构和受力载荷具有对称性，为减少网格划分数量和计算时间，对机架静力分析模型的前后、左右两对称面添加对称约束<sup>[8-9]</sup>。基于机架力载荷工况分析，定义上横梁吊挂热压板和活动梁的区域、端梁安装加压油缸的区域，受均布载荷分别为  $7.39 \times 10^5$ 、 $1.67 \times 10^7 \text{ N/m}^2$ ，机架整体承受  $9.81 \text{ m/s}^2$  的重力加速度；连接上、下横梁与连接梁的螺栓，连接上、下横梁与端梁的螺栓，连接下横梁与底座的螺栓，预紧力分别为 100、150、200 kN，地脚螺栓预紧力为 300 kN；机架各结构件安装表面之间的接触关系为摩擦接触，设经过加工处理的安装表面摩擦系数为 0.15；螺栓杆表面与螺纹孔内表面之间、螺栓杆表面与螺母内表面之间的接触关系为面面绑定接触<sup>[10]</sup>；底座底面约束类型为位移约束，限制其纵向位移，地脚螺栓的螺栓杆表面约束类型为固定约束。

**2.1.2 机架静力分析结果** 机架静力分析结果如图 4 所示。

由图 4a 总应力云图可知，机架大部分区域应力处于较低应力状态，应力值在 51.38 MPa 以下；最大应力位于下横梁外侧与底座连接的第 5 根螺栓处，其值约 462.34 MPa。

由图 4b 各结构件应力云图可知，机架各结构件均存在应力集中现象，螺栓的应力集中在螺栓杆与螺纹孔的连接处以及螺栓头与螺栓杆的过渡拐角处，其他结构件的应力集中在螺栓孔和螺纹孔的边缘处。

机架各结构件最大应力及位置列于表 2。取安全系数为 1.2，螺栓许用应力值  $[\sigma_1] = 750.00 \text{ MPa}$ ，其他结构件许用应力值  $[\sigma_2] = 287.50 \text{ MPa}$ 。由此可知，机架各结构件应力值均小于其材料许用应力值，能够满足卧式压机闭合保压阶段的强度要求。

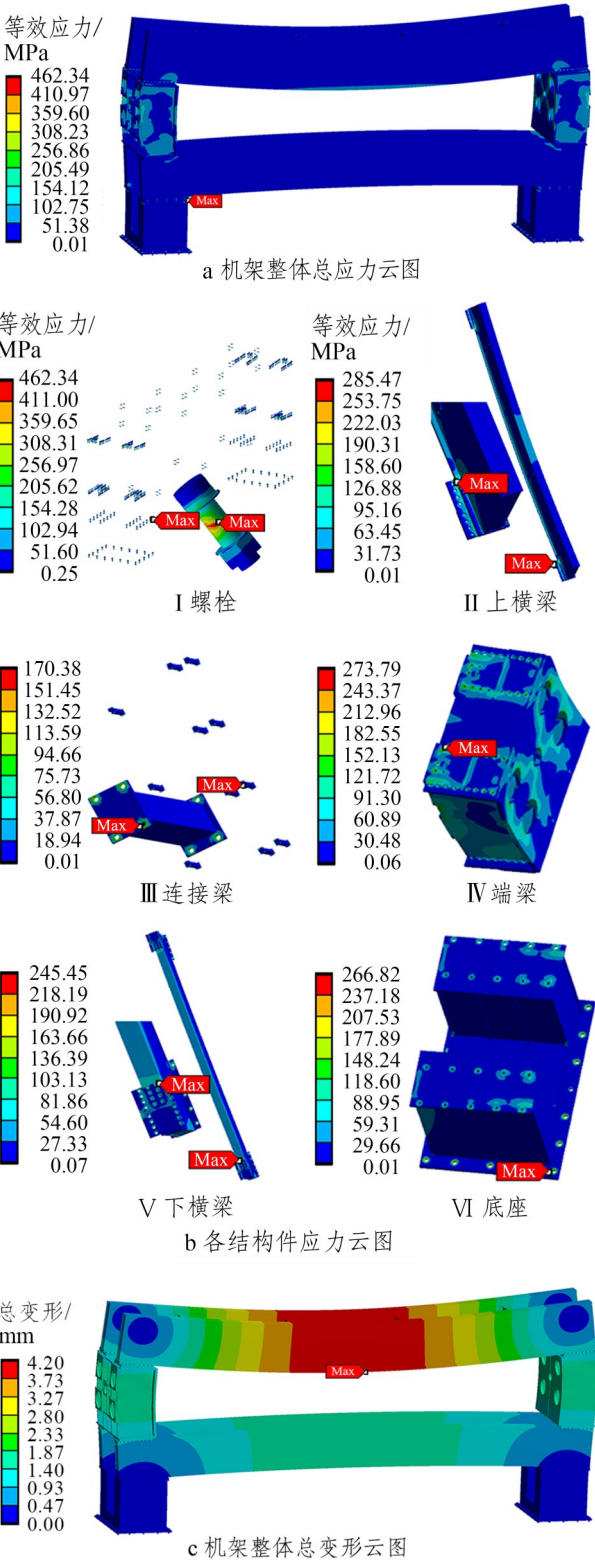


图4 机架静力分析结果

Fig.4 Static analysis results of the frame

由图 4c 总变形云图可知，机架最大变形位于上横梁底板的中心处，其值约 4.20 mm，小于机架设计的许用变形量 5.00 mm，能够满足卧式压机闭

表2 机架各结构件最大应力及位置  
Tab.2 Maximum stress and location of different structures of the frame

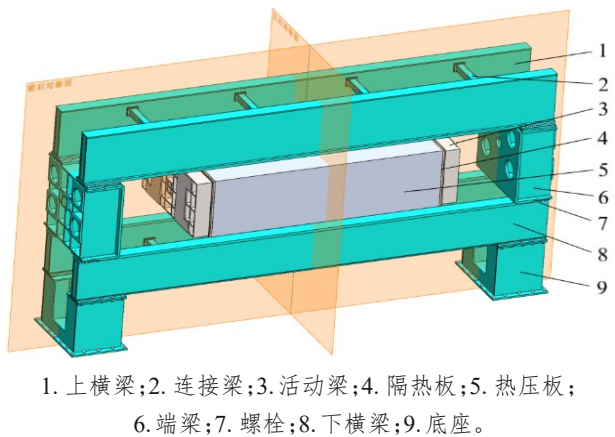
| 结构件 | 最大应力值/<br>MPa | 最大应力位置                |
|-----|---------------|-----------------------|
| 螺栓  | 462.34        | 下横梁外侧与底座连接的第5根螺栓的螺栓杆处 |
| 上横梁 | 285.47        | 上横梁内侧与端梁连接的第8个螺栓孔处    |
| 连接梁 | 170.38        | 上横梁第1排第2根连接梁的第1个螺栓孔处  |
| 端梁  | 273.79        | 端梁内侧与上横梁连接的第1个螺栓孔处    |
| 下横梁 | 245.45        | 下横梁腹板内与端梁连接的第2个螺栓孔处   |
| 底座  | 266.82        | 底座外侧第5根地脚螺栓的螺栓孔处      |

合保压阶段所需要的刚度要求。由以上分析可知，仅在力载荷作用下，机架能够满足卧式压机闭合保压阶段所需要的强度和刚度要求。

2.2 机架热力耦合分析

在卧式压机工作过程中，热压板始终作为高温热源向周围传递热量，使机架一直处于温度较高的环境中，考虑机架受热效应的影响，其内部产生热应力，将发生热弯曲变形，破坏机架的整体强度和刚度，故对闭合保压阶段的机架进行工况分析时，要综合考虑热力耦合效应。

2.2.1 热力耦合分析模型建立 考虑实际工况保留简化后的热压板、隔热板和活动梁，建立机架热力耦合分析模型，如图5所示。



1. 上横梁;2. 连接梁;3. 活动梁;4. 隔热板;5. 热压板;  
6. 端梁;7. 螺栓;8. 下横梁;9. 底座。

图5 机架热力耦合分析模型  
Fig.5 Thermal-mechanical coupling analysis model of the frame

材料属性定义：热压板材料为45号钢，隔热板材料为阻燃定向刨花板，活动梁材料为Q345钢，材料性能参数列于表1。

网格划分：机架热力耦合分析模型网格划分

与“2.1.1 静力分析模型建立”设置相同，共生成646 793个网格，1 098 293个节点。

载荷及边界条件定义：对机架热力耦合分析模型的前后、左右两对称面添加对称约束。温度场工况是以卧式压机实际生产条件为基础，实际工况为环境温度20~30℃，热压板温度128℃，上横梁吊挂热压板的区域表面温度110℃。基于机架温度场工况，定义模型温度条件，将30℃设置为环境热载荷边界条件；由于卧式压机体积大，结构复杂，各位置的气流状态不同，综合考虑初步设定机架表面换热系数为5 W/(m<sup>2</sup>·℃)，通过调整不同位置的表面换热系数来修正机架温度场模型，使仿真机架温度场模型与实际工况基本一致<sup>[11-12]</sup>；为上、下横梁以及热压板外表面施加表面对表面辐射的边界条件，设辐射率为0.9；定义热压板、隔热板和活动梁的上表面约束类型为位移约束，限制其纵向位移，其他力载荷及边界条件定义与2.1.1节相同。

2.2.2 机架温度场模型仿真分析 对比机架温度实际工况采集结果，经过多次修正，获得了与实际工况基本一致的机架温度场模型。机架各部位实际工况采集温度列于表3，修正后的机架各部位表面换热系数列于表4。

表3 机架各部位实际工况采集温度  
Tab.3 Collection temperature of the frame under actual working condition

| 构件  | 部位       | 温度/℃  | 构件  | 部位       | 温度/℃ |
|-----|----------|-------|-----|----------|------|
| 热压板 | 外表面      | 127.5 | 活动梁 | 前/后侧中间区域 | 56.8 |
|     | 顶部中间区域   | 71.2  |     | 活塞侧中间区域  | 55.0 |
| 上横梁 | 端面中间区域   | 33.2  | 下横梁 | 顶部中间区域   | 68.1 |
|     | 底部中间区域   | 110.0 |     | 端面中间区域   | 38.2 |
| 端梁  | 前/后侧中间区域 | 31.7  | 底座  | 底部中间区域   | 30.5 |
|     | 外侧中间区域   | 31.0  |     | 前/后侧中间区域 | 30.2 |
|     | 内侧中间区域   | 32.3  |     | 外侧底部区域   | 30.0 |
|     |          |       |     | 内侧中间区域   | 30.1 |

表4 修正后的机架各部位表面换热系数  
Tab.4 Corrected surface heat transfer coefficient of the frame

| 机架部位   | 换热系数/<br>(W·m <sup>-2</sup> ·℃ <sup>-1</sup> ) | 机架部位    | 换热系数/<br>(W·m <sup>-2</sup> ·℃ <sup>-1</sup> ) |
|--------|------------------------------------------------|---------|------------------------------------------------|
| 上横梁外表面 | 2.0                                            | 活动梁筋板表面 | 2.0                                            |
| 端梁外表面  | 3.5                                            | 下横梁外表面  | 3.0                                            |
| 端梁筋板表面 | 2.5                                            | 底座外表面   | 3.0                                            |
| 活动梁外表面 | 3.0                                            |         |                                                |

由机架温度场模型（图6）可以看出，机架存在明显的温度梯度，机架温度较高的区域主要集中于上横梁底面与热压板正对的区域（橘黄色区域），温度分布在106.31~117.19℃；机架温度较低区域出现在远离热压板的两侧（深蓝色区域），温度分布在30.15~41.03℃。

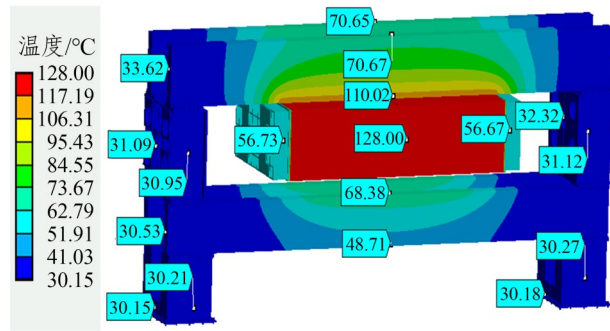


图6 机架温度场模型

Fig.6 Temperature field model of the frame

**2.2.3 机架热力耦合分析结果** 基于机架温度场模型进一步求解得到机架热力耦合分析结果，如图7所示。

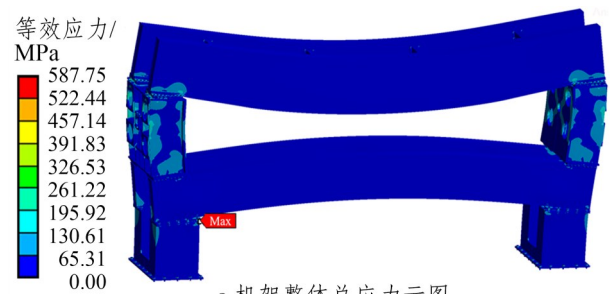
由图7a总应力云图可知，机架大部分区域应力都处于较低应力状态，应力值在65.31 MPa以下，最大应力位于下横梁外侧与底座连接的第五根螺栓处，其值约587.75 MPa。

由图7b各结构件应力云图可知，在热力耦合效应的作用下，机架各结构件的应力集中现象相较静力分析更严重，应力值显著增加，机架各结构件最大应力及位置列于表5；其中机架上横梁、端梁、下横梁和底座的最大应力值均超过了其材料许用应力值，不能满足卧式压机闭合保压阶段所需要的强度要求。

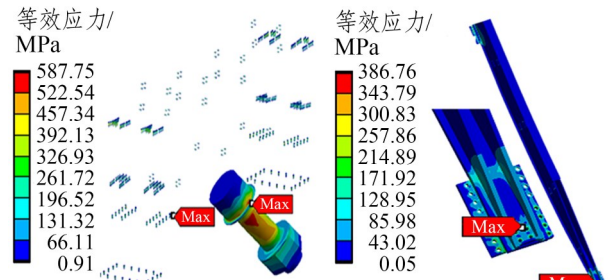
表5 机架各结构件最大应力及位置

Tab.5 Maximum stress and location of different structures of the frame

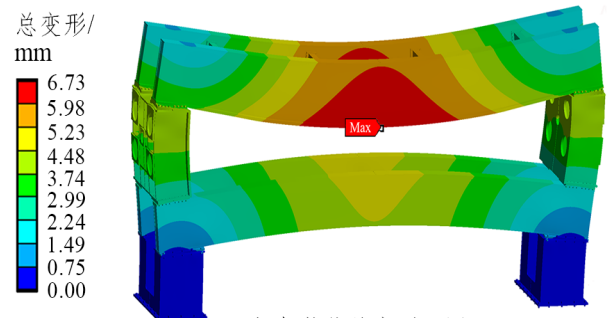
| 结构件 | 最大应力值/MPa | 最大应力位置               |
|-----|-----------|----------------------|
| 螺栓  | 587.75    | 下横梁外侧与底座连接的第5根螺栓的栓头处 |
| 上横梁 | 386.76    | 上横梁腹板内与端梁连接的第2个螺栓孔处  |
| 连接梁 | 276.65    | 上横梁第2排第1根连接梁的第2个螺栓孔  |
| 端梁  | 385.75    | 端梁与上横梁连接的第2排第2个螺纹孔处  |
| 下横梁 | 380.08    | 下横梁内侧与底座连接的第5个螺栓孔处   |
| 底座  | 376.67    | 底座外侧与下横梁连接的第4个螺栓孔处   |



a 机架整体总应力云图



b 各结构件应力云图



c 机架整体总变形云图

图7 机架热力耦合分析结果

Fig.7 Thermal-mechanical coupling analysis results of the frame

由图7c总变形云图可知,最大变形位于上横梁底板的中心处,其值约6.73 mm,超过了机架设计的许用变形量5.00 mm,不能满足卧式压机闭合保压阶段所需要的刚度要求。由以上分析可知,在热力耦合效应作用下,实际工况机架不能满足卧式压机闭合保压阶段所需要的强度和刚度要求,需要对机架结构进行改进设计。

综上所述,通过对比静力分析和热力耦合分析的总应力云图、各结构件应力云图和总变形云图可知,在热力耦合效应作用下,机架的应力值和变形量显著增加,机架最大应力、变形分别增加了27.13%、60.24%(表6)。因此,在机架结构设计过程中,应考虑热力耦合效应的影响,这对卧式压机机架的研究和设计具有重要的理论意义和工程价值。

表6 机架最大应力和变形分析结果

Tab.6 Analysis results of maximum stress and maximum deformation of the frame

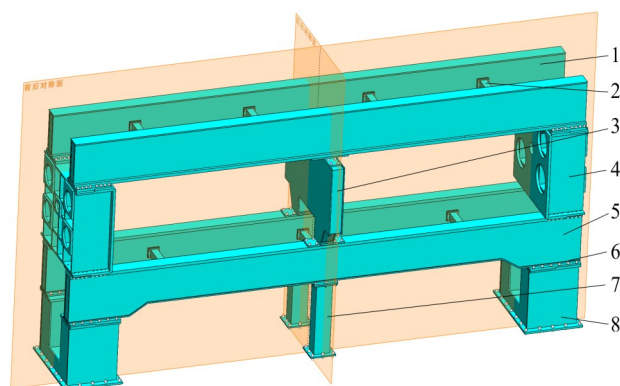
| 结构件  | 指标     | 最大值    |        | 增幅/%  |
|------|--------|--------|--------|-------|
|      |        | 静力分析   | 热力耦合分析 |       |
| 机架整体 | 应力/MPa | 462.34 | 587.75 | 27.13 |
|      | 变形量/mm | 4.20   | 6.73   | 60.24 |
| 螺栓   | 应力/MPa | 462.34 | 587.75 | 27.13 |
| 上横梁  | 应力/MPa | 285.47 | 386.76 | 35.48 |
| 连接梁  | 应力/MPa | 170.38 | 276.65 | 62.37 |
| 端梁   | 应力/MPa | 273.79 | 385.75 | 40.89 |
| 下横梁  | 应力/MPa | 245.45 | 380.08 | 54.85 |
| 底座   | 应力/MPa | 266.82 | 376.67 | 41.17 |

### 3 卧式多层热压机机架结构改进设计及分析

#### 3.1 机架改进设计

综合机架热力耦合分析结果,针对已有卧式压机机架应力集中和刚度不足的问题,通过有限元分析方法进行多组模拟试验,设计了机架结构改进方案:1)在机架上、下横梁之间增加中间梁,可将载荷产生的弯矩重新分配,减少机架的变形,同时缓解螺栓和螺栓孔的应力集中;2)在下横梁底部的中间位置增加支撑腿,避免下横梁变形的增加;3)降低上、下横梁的高度,减轻机架质量;4)将下横梁与底座的安装底板设计为阶梯式,减小由于两者相对位移造成的螺栓对螺栓孔的挤压应力。

改进后机架结构模型如图8所示。其中,中间梁与上、下横梁之间,支撑腿与下横梁之间通过螺栓固定连接;支撑腿与地面之间通过地脚螺栓固定。



1. 上横梁;2. 连接梁;3. 中间梁;4. 端梁;5. 下横梁;  
6. 螺栓;7. 支撑腿;8. 底座。

图8 改进后机架结构模型

Fig.8 Structure model of the improved frame

#### 3.2 改进后机架力载荷工况分析

对改进后机架力载荷工况分析做出与“1.2力载荷工况分析”相同的假设,改进后机架受力状态如图9所示。相较于改进前机架的受力状态,改进后机架的上横梁载荷分布发生了改变,但吊挂热压板和活动梁的区域依然承受均布载荷 $q_1$ ,端梁承受由加压油缸的工作反力产生的均布载荷 $q_2$ 。

改进后机架中间梁与隔热板的接触区域承受由加压油缸的工作压力产生的均布载荷 $q_3$ 。

$$\text{由此可以得到: } q_3 = F_{\max}/S_3 = F_{\max}/ef \quad (3)$$

式中:  $S_3$  为中间梁单侧与隔热板的接触面积,  $3.7 \text{ m}^2$ 。

$$\text{由式3计算得到: } q_3 \approx 2.16 \times 10^6 \text{ N/m}^2。$$

#### 3.3 改进后机架热力耦合分析

**3.3.1 改进后机架热力耦合分析模型建立** 建立改进后机架热力耦合分析模型见图10。

材料属性定义及网格划分与“2.2.1热力耦合分析模型建立”设置相同。

载荷及边界条件定义:对改进后机架热力耦合分析模型的前后、左右两对称面添加对称约束。将修正后的机架表面换热系数带入改进后机架温度场分析中;基于前文改进后机架力载荷工况分析,定义中间梁与隔热板接触区域受均布载荷

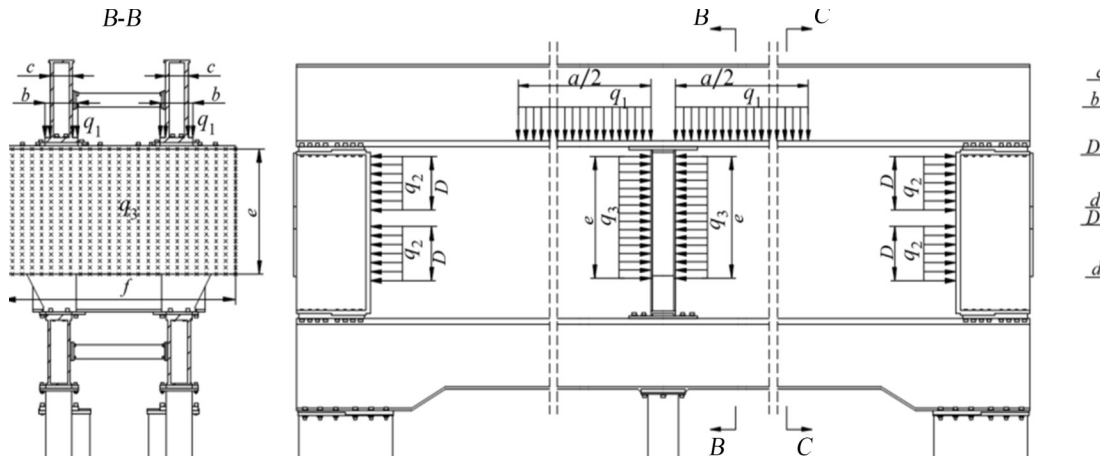
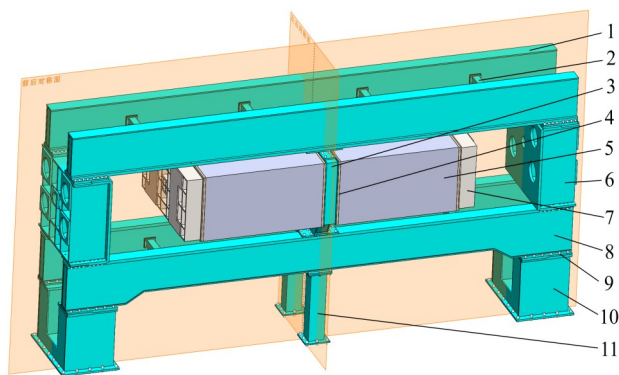


图9 改进后机架受力状态示意图

Fig.9 Schematic diagram of stress state of the improved frame



1. 上横梁;2. 连接梁;3. 中间梁;4. 隔热板;5. 热压板;6. 端梁;  
7. 活动梁;8. 下横梁;9. 螺栓;10. 底座;11. 支撑腿。

图10 改进后机架热力耦合分析模型

Fig.10 Thermal-mechanical coupling analysis model of the improved frame

$2.16 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ , 连接上、下横梁与中间梁的螺栓、下横梁与支撑腿的螺栓预紧力为200 kN; 中间梁与上、下横梁之间及支撑腿与下横梁之间的接触关系为摩擦接触, 设摩擦系数为0.15; 支撑腿的底面约束类型为位移约束, 限制其纵向位移, 其他载荷及边界条件定义与“2.2.1 热力耦合分析模型建立”相同。

**3.3.2 改进后机架温度场模型仿真分析** 由改进后机架温度场模型(图11)可以看出, 改进后机架同样存在明显的温度梯度, 温度较高的区域集中在上横梁底面与热压板正对的区域(橘黄色区域), 温度分布在106.29~117.17℃; 温度较低区域出现在远离热压板的两侧(深蓝色区域), 温度分布30.11~40.99℃。

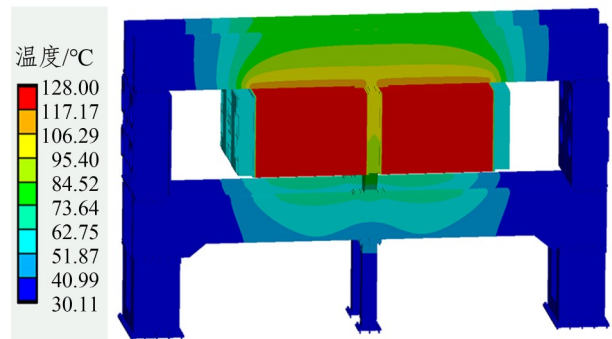


图11 改进后机架温度场模型

Fig.11 Temperature field model of the improved frame

**3.3.3 改进后机架热力耦合分析结果** 改进后机架热力耦合分析结果如图12所示。

由图12a总应力云图可知, 改进后机架大部分区域应力都处于较低应力状态, 应力值在75.75 MPa以下, 最大应力位于底座外侧的第二根地脚螺栓处, 其值约681.51 MPa。

由图12b各构件应力云图可知, 改进后机架主要构件最大应力(表7)满足设计要求。其中, 机架底座最大应力值为339.56 MPa, 超过原定材料Q345钢的许用应力值(287.50 MPa), 采用Q460钢(许用应力值383.33 MPa)可以满足设计要求。

由图12c总变形云图可知, 改进后机架的最大变形出现在端梁顶板的内侧, 最大变形量约3.52 mm, 小于机架设计的许用变形量5.00 mm, 能够满足卧式压机闭合保压阶段的刚度要求。由以上分析可知, 在热力耦合效应作用下, 改进机架能够满足卧式压机闭合保压阶段的强度和刚度要求。

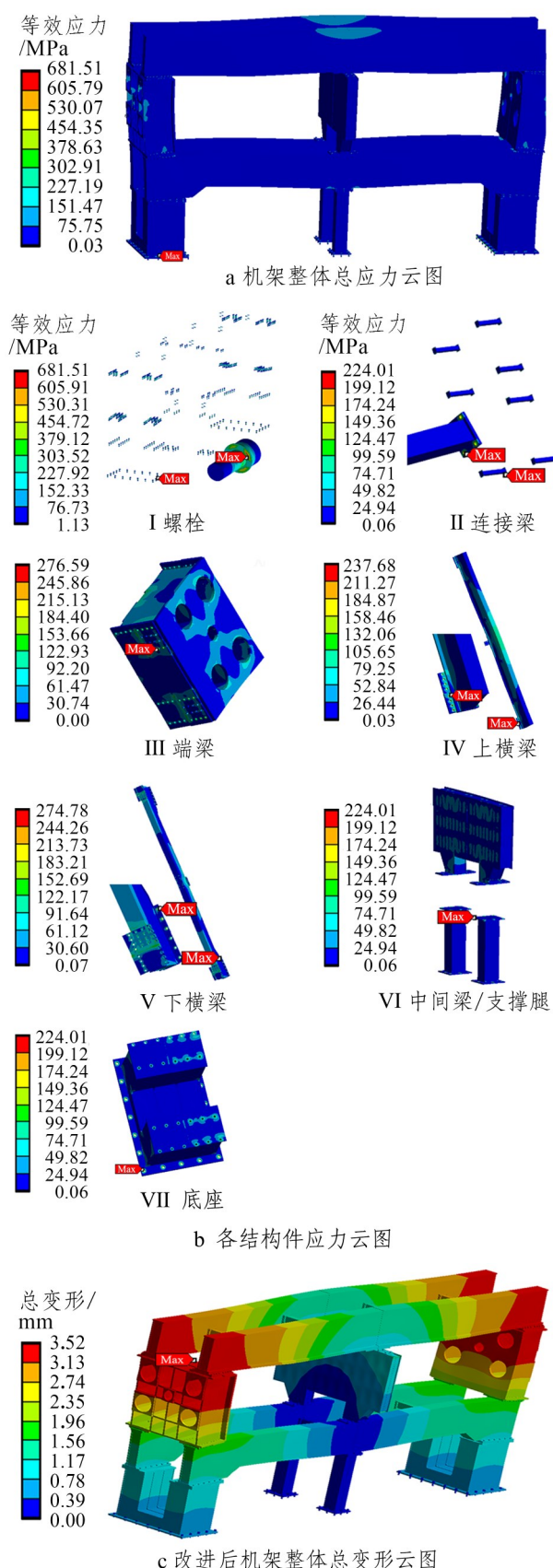


图12 改进后机架热力耦合分析结果

Fig.12 Thermal-mechanical coupling analysis results of the improved frame

表7 改进后机架各结构件最大应力及位置

Tab.7 Maximum stress and location of different structures of the improved frame

| 结构件     | 最大应力值/MPa | 最大应力位置              |
|---------|-----------|---------------------|
| 螺栓      | 681.51    | 底座外侧的第2根地脚螺栓的螺栓头处   |
| 上横梁     | 237.68    | 上横梁内侧与端梁连接的第4个螺栓孔处  |
| 连接梁     | 224.01    | 下横梁第一根连接梁的第3个螺栓孔处   |
| 中间梁/支撑腿 | 272.74    | 支撑腿内侧与下横梁连接的第1个螺栓孔处 |
| 端梁      | 276.59    | 端梁内侧与下横梁连接的第7个螺纹孔处  |
| 下横梁     | 274.78    | 下横梁外侧与底座连接的第6个螺栓孔处  |
| 底座      | 339.56    | 底座外侧第1个地脚螺栓孔处       |

将改进前后机架热力耦合分析结果进行对比,结果列于表8。在热力耦合分析中,改进后机架上横梁和下横梁的高度减小致使其横向抗拉刚度下降、横向位移增加,最终导致改进后机架底座地脚螺栓承受的挤压应力增加,即螺栓的最大应力值增加,改进后机架的其他结构件最大应力值均有所降低;改进后机架热力耦合分析的最大变形量显著减小,且小于设计的许用变形量5.00 mm;同时,机架改进后较改进前整体质量减少了1.30%。

表8 改进前后机架热力耦合分析结果对比

Tab.8 Results comparison of thermal-mechanical coupling analysis before and after frame improvement

| 结构件     | 指标     | 最大值       |           | 增幅/%   |
|---------|--------|-----------|-----------|--------|
|         |        | 改进前       | 改进后       |        |
| 机架整体    | 应力/MPa | 587.75    | 681.51    | 15.95  |
|         | 变形量/mm | 6.73      | 3.52      | -47.40 |
|         | 质量/kg  | 55 079.91 | 54 364.82 | -1.30  |
| 螺栓      | 应力/MPa | 587.75    | 681.51    | 15.95  |
| 上横梁     | 应力/MPa | 386.76    | 237.68    | -38.55 |
| 连接梁     | 应力/MPa | 276.65    | 224.01    | -19.03 |
| 中间梁/支撑腿 | 应力/MPa | -         | 272.74    | -      |
| 端梁      | 应力/MPa | 385.75    | 276.59    | -28.30 |
| 下横梁     | 应力/MPa | 380.08    | 274.78    | -27.71 |
| 底座      | 应力/MPa | 376.67    | 339.56    | -9.85  |

通过以上分析可知,改进后机架可确保卧式压机在闭合保压阶段的正常稳定工作,达到了机架结构改进设计的目的。

#### 4 结论

1) 对80层4'×8'卧式多层热压机机架结构进行分析, 结合胶合板热压工艺, 确定了机架最大负载状况; 建立卧式压机机架结构简化模型, 对其闭合保压阶段的机架应力与变形分布进行静力分析和热力耦合分析。结果表明: 机架仅在力载荷的作用下, 能够满足卧式压机闭合保压阶段所需要的强度和刚度要求; 但在热力耦合效应作用下, 机架的应力值和变形量显著增加, 实际工况机架不能满足卧式压机闭合保压阶段所需要的强度和刚度要求。考虑热力耦合效应的影响, 需对机架结构进行改进设计。

2) 针对卧式压机机架热力耦合分析结果中存在的应力集中和刚度不足的问题, 通过增加机架支撑结构和结构件受力面积的方法改善机架受力情况, 利用有限元方法进行多组模拟试验, 确定了机架结构改进方案, 并对改进后机架进行了热力耦合分析验证。结果表明: 在热力耦合效应作用下, 改进后机架结构能够满足卧式压机闭合保压阶段的强度和刚度要求。研究结果为卧式多层热压机机架结构改进设计提供了新的设计思路 and 手段, 具有实际工程应用价值。

#### 参考文献:

- [1] 张杰, 黄宗兴, 费国强, 等. 2800t木板热压机主框架应力分析及其结构优化[J]. 机电工程技术, 2015, 44(7): 137-140, 158.  
ZHANG J, HUANG Z X, FEI G Q, et al. Stress analysis and structure optimization for the main frame of 2800t board hot-press machine[J]. Mechanical & Electrical Engineering Technology, 2015, 44(7): 137-140, 158.
- [2] 王野平, 李晓国, 钱海宁. 基于ANSYS Workbench的多层热压机框架结构分析及优化[J]. 制造技术与机床, 2018(2): 77-81.  
WANG Y P, LI X G, QIAN H N. Analysis and optimization of multilayer hot press frame structure based on ANSYS Workbench[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2018(2): 77-81.
- [3] 陈光伟, 李艳娜, 花军, 等. 连续压机活动式机架变形与热力耦合特性研究[J]. 林产工业, 2020, 57(4): 14-18, 46.  
CHEN G W, LI Y N, HUA J, et al. Study on the deformation and thermal mechanical coupling characteristics of the movable frame of the continuous press[J]. China Forest Products Industry, 2020, 57(4): 14-18, 46.
- [4] 李振杰, 李东帅, 敖杰, 等. 桁架焊接机器人导轨梁的热力耦合变形规律的有限元分析[J]. 机床与液压, 2019, 47(16): 157-161.  
LI Z J, LI D S, AO J, et al. Research on thermal mechanical coupling deformation law for guideway of truss welding robot[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2019, 47(16): 157-161.
- [5] 翟宇丽, 花军, 关晓平, 等. 基于绿色制造多层热压机机架结构优化的分析[J]. 木材加工机械, 2012, 23(6): 18-22, 40.  
ZHAI Y L, HUA J, GUAN X P, et al. Optimization analysis of frame structure of based on green manufacturing multilayer hot-press[J]. Wood Processing Machinery, 2012, 23(6): 18-22, 40.
- [6] 张涛, 李孟光. 封头无胎冷旋压机机架的有限元分析及优化设计[J]. 机械设计与制造, 2012(5): 62-64.  
ZHANG T, LI M G. Optimized design and finite element analysis for frame of mouldless cold spinning Machine for vessel end closures[J]. Machinery Design & Manufacture, 2012(5): 62-64.
- [7] 宋晓波, 胡水平, 林鹏飞. 中厚板轧机组合式机架的力学行为[J]. 塑性工程学报, 2011, 18(6): 41-46.  
SONG X B, HU S P, LIN P F. Research on mechanical behavior of plate rolling-mill sectional housing[J]. Journal of Plasticity Engineering, 2011, 18(6): 41-46.
- [8] 张新洲, 蒋清海, 武凯, 等. 压机框架有限元分析及试验验证[J]. 机械设计, 2012, 29(3): 11-15.  
ZHANG X Z, JIANG Q H, WU K, et al. Finite element analysis and experimental verifications of press frame[J]. Journal of Machine Design, 2012, 29(3): 11-15.
- [9] 王尚斌, 孙宇, 武凯. 压机框架有限元分析及结构优化[J]. 机械设计, 2011, 28(4): 79-84.  
WANG S B, SUN Y, WU K. Finite element analysis and structural optimization of press frame[J]. Journal of Machine Design, 2011, 28(4): 79-84.
- [10] 雷才奎, 陈小玉, 万会雄, 等. 碎石桩施工平台升降液压缸静强度及疲劳寿命的仿真分析[J]. 船舶工程, 2019, 41(4): 128-134.  
LEI C K, CHEN X Y, WAN H X, et al. Simulation analysis on static strength and fatigue life of lifting hydraulic cylinder of gravel pile construction platform[J]. Ship Engineering, 2019, 41(4): 128-134.
- [11] 王永岩, 杨蕾, 张克远, 等. 基于温度场的梳棉机锡林关键参数优化设计[J]. 上海纺织科技, 2016, 44(8): 57-59.  
WANG Y Y, YANG L, ZHANG K Y, et al. Optimized design on key parameter of cylinder in carding machine based on temperature field [J]. Shanghai Textile Science & Technology, 2016, 44(8): 57-59.
- [12] 庞圣桐, 曾东建, 汪建忠, 等. 温度试验与热力耦合仿真对活塞结构的优化[J]. 机械设计与制造, 2018(8): 166-169.  
PANG S T, ZENG D J, WANG J Z, et al. Temperature test and thermo-mechanical coupling simulation to optimize structure of piston[J]. Machinery Design & Manufacture, 2018(8): 166-169.

(本文编校 张鹏、向琴)