

基于 Workbench 的重型电动数控螺旋压力机机身轻量化设计

姚佰成¹, 朱元胜^{2,3}, 赵至友^{2,3}, 赵国勇¹, 陈 伟^{2,3}

(1. 山东理工大学 机械工程学院, 山东 淄博 255000; 2. 中锻智能装备设计院(青岛)有限公司, 山东 青岛 266300;
3. 青岛宏达锻压机械有限公司, 山东 青岛 266300)

摘要: 针对当前压力机机身笨重与材料浪费的问题, 以 EP-12500 重型电动数控螺旋压力机机身为研究对象, 探索压力机机身结构的轻量化设计方法。首先, 基于 Workbench 对压力机机身进行有限元分析, 得到机身应力值远小于材料屈服强度的非承载区域; 然后, 采用拓扑优化模块对机身非承载区域进行拓扑优化; 最后, 以质量最小化为目标, 确定机身结构材料去除区域的具体位置, 实现对机身结构的轻量化设计。优化结果表明: 优化后压力机机身的体积与质量均减小了 9.65%, 实现了机身轻量化, 减少了制造成本; 机身预紧工况下最大变形量增加了 0.17 mm, 打击工况下最大变形量增加不足 0.01 mm, 与原机身变形基本一致; 机身预紧工况下垂直刚度为 $8.21 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1}$, 打击工况下垂直刚度为 $13.08 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1}$, 均满足使用要求; 机身预紧工况下最大等效应力降低了 2.51%, 打击工况下最大等效应力降低了 18.3%, 降低了底座承受的冲击力, 提高了底座的使用寿命。

关键词: 压力机机身; 拓扑优化; 轻量化; 刚度; 预紧工况; 打击工况

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2024.03.023

中图分类号: TG315

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2024) 03-0178-08

Lightweight design on heavy-duty electric CNC screw press body based on Workbench

Yao Baicheng¹, Zhu Yuansheng^{2,3}, Zhao Zhiyou^{2,3}, Zhao Guoyong¹, Chen Wei^{2,3}

(1. School of Mechanical Engineering, Shandong University of Science and Technology, Zibo 255000, China;
2. China Forge Intelligent Equipment Design Institute (Qingdao) Co., Ltd., Qingdao 266300, China;
3. Qingdao Hongda Metal Forming Machinery Co., Ltd., Qingdao 266300, China)

Abstract: Aiming at the problem of heavy press body and waste of materials, for EP-12500 heavy-duty electric CNC screw press body, the method of lightweight design for press body structure was explored. Firstly, the finite element analysis on the press body was conducted based on Workbench, and the non-bear zone where the stress value of press body was far less than the yield strength of material was obtained. Then, the non-bear zone of press body was topologically optimized by topology optimization modules. Finally, with the goal of minimizing the mass, the specific position of material removal for the press body structure was determined to realize the lightweight design of press body structure. The optimization results show that the volume and mass of press body are reduced by 9.65% after optimization, which realizes the lightweight of press body and reduces the manufacturing cost. The maximum deformation amount of press body under the preloading condition is increased by 0.17 mm, and the maximum deformation amount under the striking condition is increased by less than 0.01 mm, which is basically consistent with the original press body deformation. The vertical stiffness of press body under the preloading condition is $8.21 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1}$, and the vertical stiffness under the striking condition is $13.08 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1}$, which all meet the use requirements. The maximum equivalent stress of press body under the preloading condition is reduced by 2.51%, and the maximum equivalent stress under the striking condition is reduced by 18.3%, which reduces the impact force borne by the base and improves the service life of base.

Key words: press body; topology optimization; light-weighting; stiffness; preloading condition; striking condition

重型电动数控螺旋压力机符合国家智能制造、

节能减排、绿色制造、新旧动能转换等相关产业政策, 将填补目前国内万吨级智能压力机的行业空白, 实现高效、绿色、智能、环保、精密锻造, 在航空航天、汽车、高铁、兵器、汽轮机等制造领域具有广阔的应用前景^[1-2]。重型电动数控螺旋压力机的打击力大、体积重量大、机身高度高、整机综合刚度要求高、运输难度大, 其整机为组合框架式结

收稿日期: 2023-07-24; 修订日期: 2023-10-26

基金项目: 2022 年青岛市科技计划重点研发专项 (22-3-2-qljh-10-gx)

作者简介: 姚佰成 (1999-), 男, 硕士研究生

E-mail: ybc1234562022@163.com

通信作者: 赵国勇 (1976-), 男, 博士, 教授, 博导

E-mail: zgy709@126.com

构，主要由机身、滑块、飞轮、驱动电机、制动器及电气控制系统等部分组成。机身承受压力机的全部工作载荷，其刚度与稳定性是压力机研制的重点^[3]。在初始设计中，设计人员对机身结构采取保守设计以保证机身刚度，这导致机身结构笨重与材料浪费^[4]。

针对机身的轻量化研究，王俊等^[5]采用变密度法对压力机机身进行拓扑优化分析，优化后的闭式伺服机械压力机机身质量减轻了 10.9%；陈聪^[6]利用理论分析和数值计算方法对冲压机构运动尺度进行优化设计，并利用有限元、多目标拓扑优化、尺寸优化方法对机身进行轻量化设计，机身质量减少了 14.2%；牛军燕等^[7]运用 ANSYS 有限元分析软件，以机架强度、刚度、稳定性为约束，以机架质量为优化目标，建立出解决带式输送机自重过大问题的优化模型；徐双等^[8]运用多项式拟合优化算法，探求压力机变形与整机长度、宽度、立柱宽度等机身尺寸参数之间的关系，得到变形量为 0.89873 mm、整机质量减少约 7.9% 的高刚度、轻量化的压力机机身；Zhao X H 等^[9]对 12 MN 精冲压力机机身进行拓扑优化，得到了体积减少 13.66% 的优化机身。

本文以青岛宏达锻压机械有限公司正在研制的 EP-12500 重型电动数控螺旋压力机为例，通过 Solidworks 软件建立压力机机身 3D 模型，导入 ANSYS Workbench 有限元分析软件计算其应力和变形，确定非承载区域，并采用拓扑优化模块对非承载区域进行拓扑优化，确定机身结构材料去除的具体位置，实现对压力机机身结构的轻量化设计。

1 重型电动数控螺旋压力机机身有限元分析

1.1 建立压力机机身三维模型

EP-12500 重型电动数控螺旋压力机机身由上下横梁、立柱、底座、拉杆、拉杆螺母等构成，承受压力机锻打过程中的冲击力与反作用力，其中上下横梁、立柱和底座通过拉杆预紧^[10]，表 1 为此压力机的主要技术参数。本文使用 Solidworks 软件对压力机机身进行 3D 建模，考虑到机身结构尺寸大、细节多，在模型建立的过程中对所涉及的圆角、倒角、螺栓孔等对有限元分析结果影响较小的结构特征进行合理简化^[11]。机身原始尺寸为 7500 mm×5160 mm×13880 mm、原始体积为 169.88 m³、质量为 1.3334×10⁶ kg，三维模型如图 1 所示。

表 1 EP-12500 重型电动数控螺旋压力机的主要技术参数
Table 1 Main technical parameters of EP-12500 heavy-duty electric CNC screw press

参数	数值
公称力 P_g/MN	125
允许最大工作力 P_{\max}/MN	200
运动部分能量 E_L/kJ	5000
滑块行程 S/mm	1100
行程次数/(次·min ⁻¹)	5
工作台面尺寸/(mm×mm)	2900×2400

注：表 1 中行程次数为理论计算值。

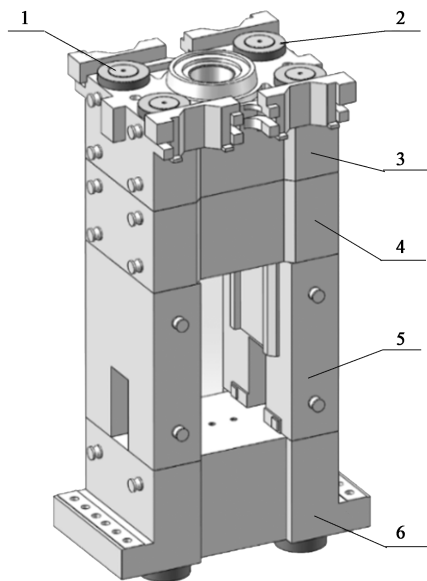


图 1 重型电动数控螺旋压力机机身三维模型

1. 拉杆 2. 拉杆螺母 3. 上横梁 4. 下横梁 5. 立柱 6. 底座

Fig. 1 3D model of heavy-duty electric CNC screw press body

1.2 有限元分析前处理

将基于 Solidworks 建立的压力机机身模型保存为 Parasolid 格式，导入 Workbench 中，机身各部件材料及相关属性参数见表 2。设定接触边界条件为：拉杆螺母与拉杆为绑定接触，拉杆螺母与上横梁、拉杆螺母与底座、上横梁与下横梁、立柱与下横梁、立柱与底座为摩擦接触，底座与地面为固定接触。采用精度较高的六面体网格对压力机机身进行网格划分，对上下横梁、立柱和底座选择 Hex Dominant 方法，对拉杆和拉杆螺母选择 Multizone 方法，限定整个模型网格划分的单元大小为 100 mm。根据 3 个设置条件更新后的网格模型如图 2 所示，模型整体均由六面体单元组成，划分均匀，节点数为 1202227，单元数量为 311888。

表 2 压力机机身各部件的材料及材料属性

Table 2 Materials and material properties for various components of press body

部件	上横梁	下横梁	立柱	底座	拉杆	拉杆螺母
材料名称	ZG270-500 钢	ZG270-500 钢	ZG270-500 钢	ZG270-500 钢	40CrMo 钢	40Cr 钢
密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	7850	7850	7850	7850	7900	7820
杨氏模量 E/GPa	200	200	200	200	211	206
泊松比	0.30	0.30	0.30	0.30	0.29	0.28
屈服强度/MPa	500	500	500	500	930	785

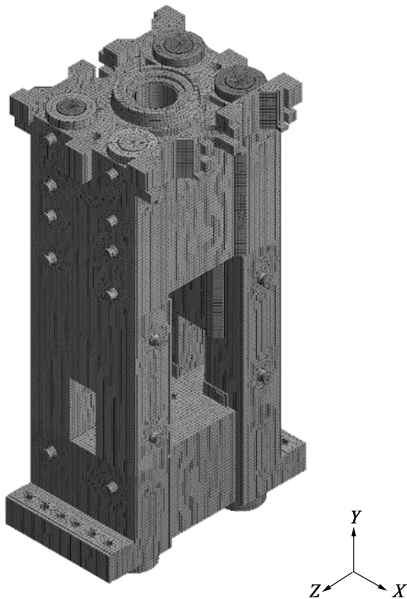


图 2 重型电动数控螺旋压力机机身的网格划分模型
Fig. 2 Mesh division model of heavy-duty electric CNC screw press body

1.3 施加载荷与约束

本文按照满载锻打工况分析，在 Workbench 中施加载荷及约束的模型如图 3 所示。预紧工况下，机身整体承担的拉杆预紧力为 100 MN ($0.8P_g$)，每根拉杆施加 25 MN，如图 3a 所示。打击工况下，机身整体承担的残余预紧力为 40 MN，每根拉杆施加 10 MN；底座承受的打击力为 200 MN ($1.6P_g$)，受力面为底座上表面；上横梁承担反作用力为 60 MN ($0.3P_{\max}$)，受力面为上横梁内壁圆环面，如图 3b 所示。机身整体由两组共 12 个地脚螺栓固定在地面上，底座 6 个自由度全约束。

1.4 有限元分析后处理

图 4 为机身在 Workbench 中经过前处理后得到的两种工况下总变形云图与等效应力云图。由图 4a 可知，预紧工况下机身的最大变形量为 2.87450 mm，位置在拉杆中下段；从图 4c 可知，打击工况下机身的最大变形量为 0.78053 mm，位置在拉杆中上段。由图 4b 可得，预紧工况下机身最大等效应力出现在

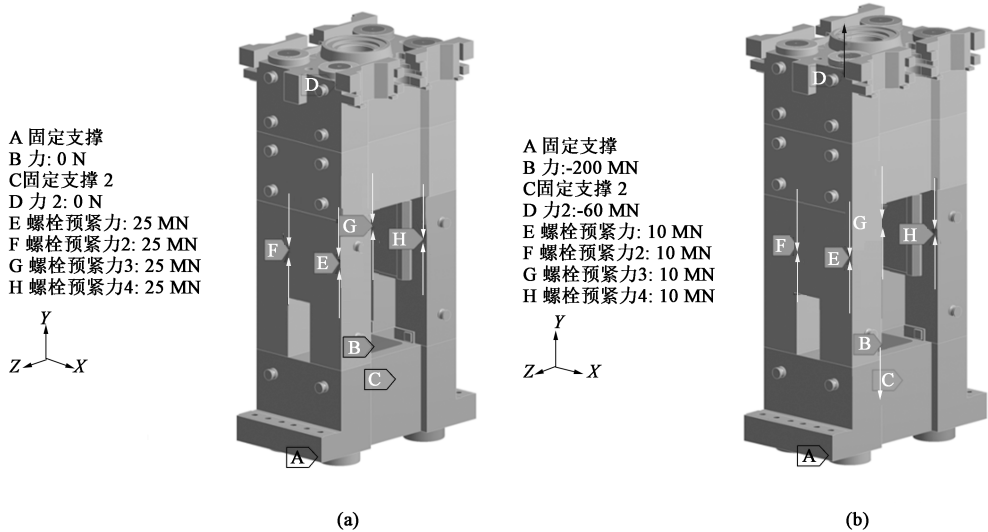


图 3 施加载荷及约束模型
(a) 预紧工况 (b) 打击工况

Fig. 3 Models of applied loads and constraints

(a) Preloading condition (b) Striking condition

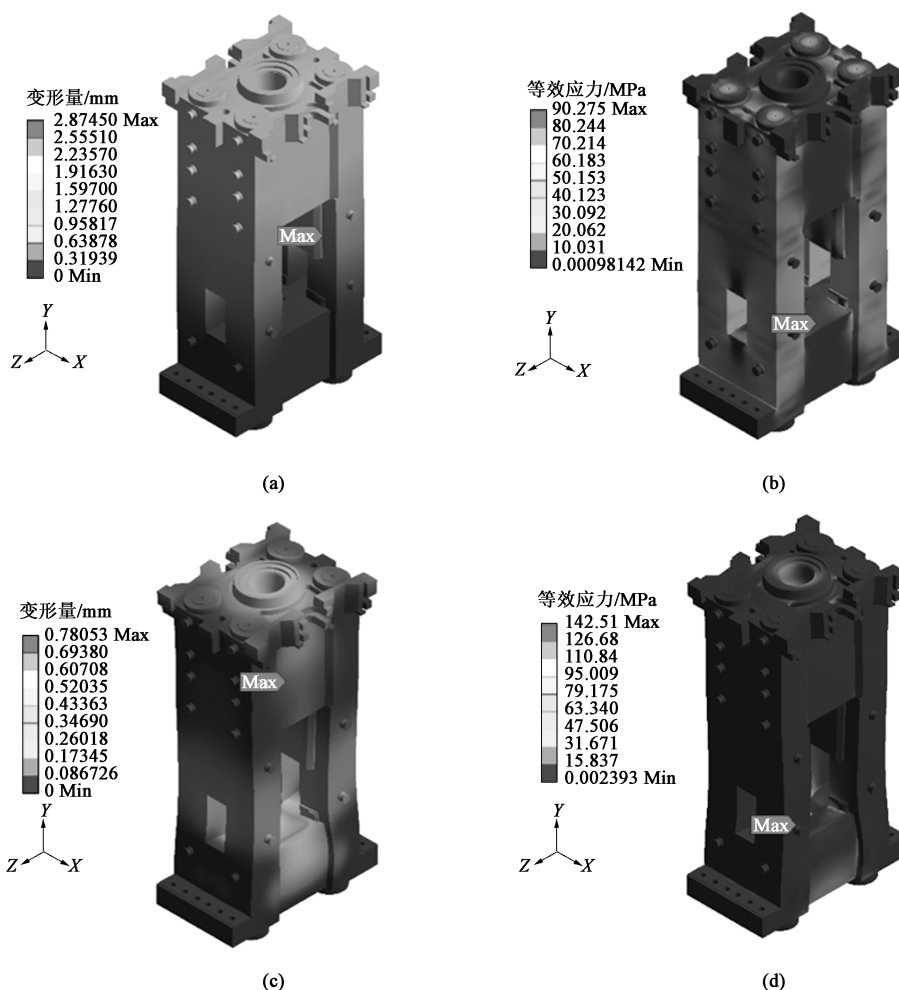


图4 机身模型的变形量与等效应力云图

(a) 预紧工况变形量云图 (b) 预紧工况等效应力云图
(c) 打击工况变形量云图 (d) 打击工况等效应力云图

Fig. 4 Cloud maps of deformation amount and equivalent stress for press body model

(a) Deformation amount cloud map of preloading condition (b) Equivalent stress cloud map of preloading condition
(c) Deformation amount cloud map of striking condition (d) Equivalent stress cloud map of striking condition

底座底部拉杆螺母与拉杆联结处, 为 90.275 MPa; 从图 4d 可知, 打击工况下机身最大等效应力出现在底座顶部工作台处, 为 142.510 MPa。机身全部应力值均小于 ZG270-500 钢的屈服强度 270 MPa, 机身的支撑部件未出现变形严重、应力过大或应力集中现象, 远小于材料屈服强度的非承载区域出现在上下横梁、立柱和底座部分。

2 压力机机身结构优化

2.1 拓扑优化

拓扑优化是一种根据给定的负载情况、约束条件和性能指标, 在给定的区域内对材料分布进行优化的数学方法, 是结构优化的一种^[12-13]。采用

Workbench 软件拓扑优化模块对压力机机身进行拓扑优化, 选择优化区域为上下横梁、立柱和底座, 优化排除区域为所有约束面、受力面和安装面。目标设置为质量最小化, 设定响应约束为质量保留 90%。拓扑优化密度结果如图 5 所示, 下横梁侧面与底座侧面部分区域的密度趋向于 0 (图 5 中 A, B), 有明显的材料删除, 因此, 选取区域 A、B 作为材料去除位置; 机身较窄侧面有轻微的材料删除 (图 5 中 C、D), 因此, 选取区域 C、D 作为材料去除位置。

2.2 机身关键部件结构优化

根据拓扑优化结果显示的可优化区域, 结合压力机设计要求对机身上下横梁、立柱和底座进行结构优化。区域 A、C 对应上下横梁侧面区域, 选取原横梁的最小壁厚作为材料去除区域的壁厚设计尺

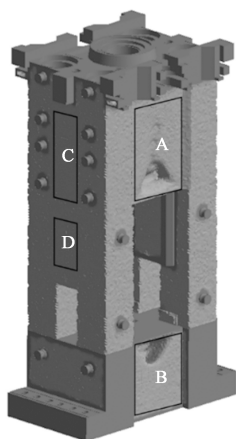
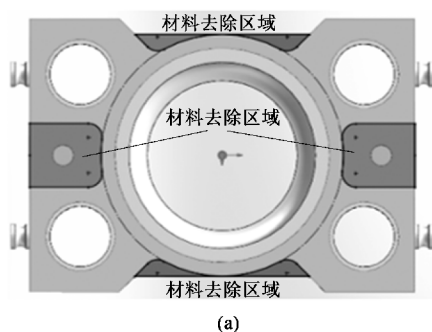
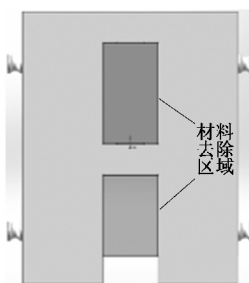


图 5 拓扑优化密度结果

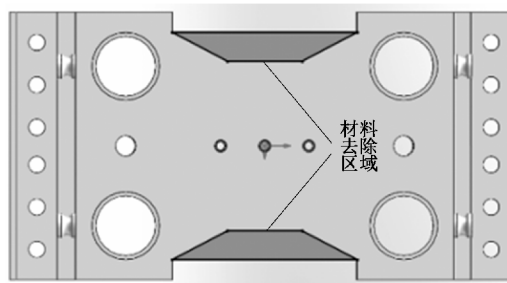
Fig. 5 Topological optimization density result



(a)



(b)



(c)

图 6 压力机机身各部件修改区域

(a) 横梁 (b) 立柱 (c) 底座

Fig. 6 Modification areas for each component of press body

(a) Beam (b) Column (c) Base

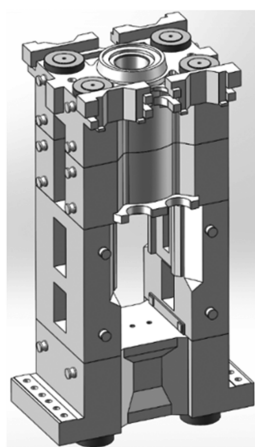


图 7 优化后的压力机机身模型

Fig. 7 Model of optimized press body

3 优化后机身有限元分析验证

3.1 有限元分析处理

将优化后的机身模型导入 Workbench 中, 机身材料、接触边界条件、网格划分、载荷与约束等设

寸, 去除区域如图 6a 所示, 贯穿下横梁, 在修改后的下横梁侧面底部添加电机支撑座以弥补原下横梁侧面对电机的支撑作用。上横梁去除材料区域与下横梁保持一致但不贯穿, 截止到上横梁电机支撑座。区域 D 对应立柱上半部分, 材料去除区域如图 6b 所示, 贯穿立柱, 对原立柱底部进行填充处理以保证模型的稳定性。区域 B 对应底座侧面, 对图 6c 中深色区域作切除处理, 贯穿底座, 在切除位置的顶部与底部增加加强肋。结构优化后的机身模型如图 7 所示, 借助 Solidworks 中的评估功能得到优化后的机身体积为 153.48 m^3 、质量为 $1.2047 \times 10^6 \text{ kg}$ 。

置均与原模型保持一致。图 8 为优化后机身在两种工况下的等效力云图、总变形云图与 Y 向变形云图。从图 8 中可知, 两种工况下机身最大等效力位置、机身最大变形位置均与原机身一致。在预紧工况下, 机身最大等效力为 88.008 MPa , 机身最大变形量为 3.0467 mm , 机身 Y 向最大变形量为 1.90170 mm ; 在打击工况下, 机身最大等效力为 116.43 MPa , 机身最大变形量为 0.78668 mm , 机身 Y 向最大变形量为 0.763290 mm 。两处最大等效力均小于 ZG270-500 钢的屈服强度 270 MPa 。

对优化后的机身关键部件进行有限元分析处理, 得到部分部件在两种工况下的总变形云图与等效力云图。如图 9 所示, 在打击工况下, 底座的最大变形量出现在打击中心, 为 0.72289 mm , 接近机身最大变形量; 立柱的最大等效力为 58.453 MPa , 出现在立柱底面; 上横梁的最大等效力为 55.927 MPa , 出现在内壁圆环面。由图 10 可知, 在预紧工况下, 上横梁的最大变形量为 1.2263 mm , 出现在拉杆螺母安装位置; 下横梁的最大变形量

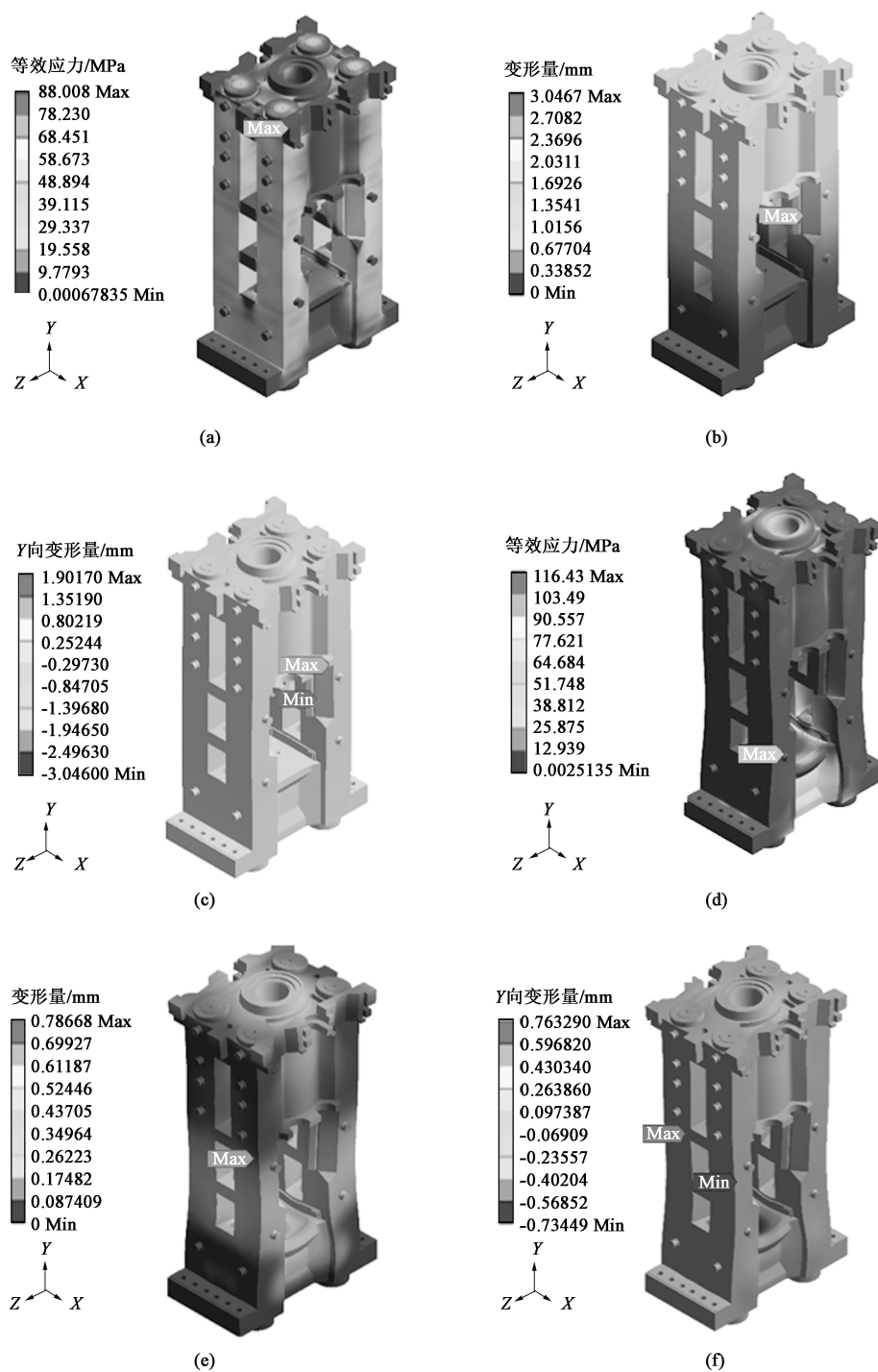


图8 优化后机身模型的变形量与等效应力云图

(a) 预紧工况等效应力云图 (b) 预紧工况变形量云图 (c) 预紧工况 Y 向变形量云图 (d) 打击工况等效应力云图
(e) 打击工况变形量云图 (f) 打击工况 Y 向变形量云图

Fig. 8 Cloud maps of deformation amount and equivalent stress for optimized press body model

(a) Equivalent stress cloud map of preloading condition (b) Deformation amount cloud map of preloading condition
(c) Deformation amount cloud map along Y-direction of preloading condition (d) Equivalent stress cloud map of striking condition
(e) Deformation amount cloud map of striking condition (f) Deformation amount cloud map along Y-direction of striking condition

为 1.0077 mm, 出现在上下横梁交界处; 拉杆的最大变形量为 3.0467 mm, 与机身最大变形量一致。

3.2 优化机身垂直刚度分析

垂直刚度是压力机承受中心载荷时抵抗垂直高度变化的能力, 中心载荷会导致承载零件产生压缩、

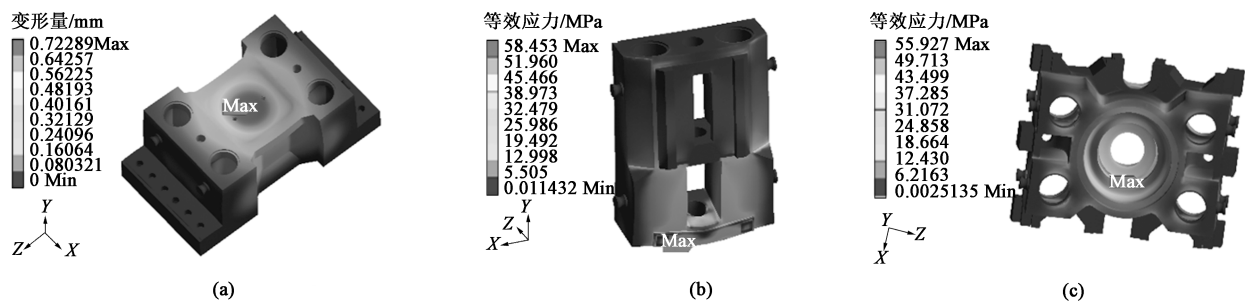


图 9 打击工况下机身部分部件的变形量与等效应力云图
(a) 底座变形量云图 (b) 立柱等效应力云图 (c) 上横梁等效应力云图

Fig. 9 Cloud maps of deformation amount and equivalent stress for press body components under striking condition

(a) Deformation amount cloud map of base (b) Equivalent stress cloud map of column (c) Equivalent stress cloud map of upper beam

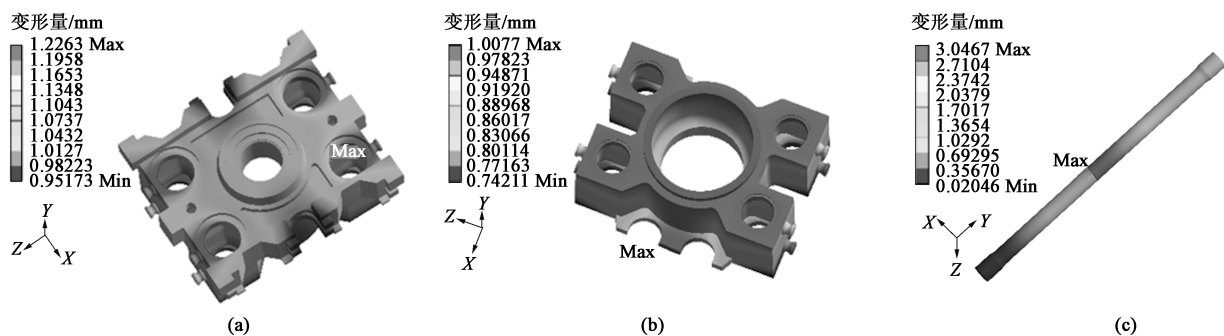


图 10 预紧工况下机身部分部件的变形量云图
(a) 上横梁 (b) 下横梁 (c) 拉杆

Fig. 10 Cloud maps of deformation amount for press body components under preloading condition

(a) Upper beam (b) Lower beam (c) Tie rod

伸长或弯曲变形，直接影响锻件的厚度尺寸。压力机的垂直刚度计算表达式为^[14]：

$$C_y = \frac{\Delta P}{\Delta h} \tag{1}$$

式中： C_y 为压力机的垂直刚度， $(\text{MN} \cdot \text{mm}^{-1})$ ； ΔP 为压力机垂直方向（Y 向）的载荷增量，MN； Δh 为压力机承受载荷时产生的垂直方向（Y 向）的最大位移，mm。

将两种工况下的载荷增量与图 8c、图 8f 中的机身 Y 向最大变形量代入式（1）计算可得，预紧工况下的压力机垂直刚度为 $8.21 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1}$ ，打击工况下的压力机垂直刚度为 $13.08 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1}$ ，两者均大于青岛宏达锻压机械有限公司指定的压力机垂

直刚度许用范围 $5.71 \sim 7.35 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1}$ ，满足使用要求。

3.3 优化结果验证

机身改动前后所涉及的材料均未发生改变，因此，选择体积和质量的变化作为机身轻量化的表征结果。表 3 为原压力机机身与优化后机身的体积、质量、两种工况下最大变形量与最大等效应力的性能参数对比。优化后，压力机机身的体积减小了 9.65%，质量减小了 9.65%；机身预紧工况下的最大变形量增加了 0.17 mm，打击工况下的最大变形量增加不足 0.01 mm，与原机身变形基本一致；机身预紧工况下最大等效应力降低了 2.51%，打击工况下最大等效应力降低了 18.3%。

表 3 压力机机身优化前后性能参数对比

Table 3 Comparison of performance parameters for press body before and after optimization

参数	体积/ m^3	质量/kg	最大变形量/mm		最大等效应力/MPa	
			预紧工况	打击工况	预紧工况	打击工况
原机身	169.88	1.3334×10^6	2.8745	0.78053	90.275	142.51
优化机身	153.48	1.2047×10^6	3.0467	0.78668	88.008	116.43

4 结论

(1) 对 EP-12500 重型电动数控螺旋压力机机身进行有限元分析计算, 得出该机身全部应力值均小于材料的屈服强度, 远小于材料屈服强度的非承载区域位于机身上下横梁、立柱和底座部分。

(2) 对上下横梁、立柱和底座进行了拓扑优化, 得出下横梁侧面与底座侧面部分区域的拓扑优化密度趋向于 0, 确定横梁侧面、立柱上半部分和底座侧面作为压力机机身轻量化设计的具体材料去除位置。

(3) 优化后压力机机身的体积与质量均减小了 9.65%, 实现了机身轻量化, 节约了制造成本; 机身变形与原机身基本一致; 机身预紧工况的垂直刚度为 $8.21 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1}$, 打击工况的垂直刚度为 $13.08 \text{ MN} \cdot \text{mm}^{-1}$, 均满足使用要求; 机身预紧工况的最大等效应力降低了 2.51%, 打击工况的最大等效应力降低了 18.3%, 显著降低了锻打过程中底座受到的冲击力, 提高了底座的使用寿命。

参考文献:

- [1] 郭晓心. 青岛宏达: 深耕行业 行稳致远 [J]. 锻造与冲压, 2021, (15): 42-45.
Guo X X. Qingdao Hongda: Focus on metal forming industry and go forward [J]. Forging & Metalforming, 2021, (15): 42-45.
- [2] 朱元胜, 栾翼展, 朱冠宇. 万吨电动螺旋压力机的研究及应用 [J]. 锻压装备与制造技术, 2014, 49 (1): 37-39.
Zhu Y S, Luan Y Z, Zhu G Y. Research and application of electric screw press with 10000 tons [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2014, 49 (1): 37-39.
- [3] 徐双, 赵至友, 赵国勇, 等. 重型电动数控螺旋压力机结构设计及与有限元分析 [J]. 锻压技术, 2022, 47 (6): 193-198.
Xu S, Zhao Z Y, Zhao G Y, et al. Structural design and finite element analysis of heavy duty electric CNC screw press [J]. Forging & Stamping Technology, 2022, 47 (6): 193-198.
- [4] 魏凤凯, 黄慧, 单本军, 等. 双点机械压力机机身有限元分析及优化 [J]. 锻压装备与制造技术, 2020, 55 (3): 26-30.
Wei F K, Huang H, Shan B J, et al. Finite element analysis and optimization of frame for the double-point mechanical press [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2020, 55 (3): 26-30.
- [5] 王俊, 刘祥, 庞秋. 伺服机械压力机机身结构优化设计分析 [J]. 精密成形工程, 2022, 14 (7): 136-142.
Wang J, Liu X, Pang Q. Optimization design and analysis of servo mechanical press frame structure [J]. Journal of Netshape Forming Engineering, 2022, 14 (7): 136-142.
- [6] 陈聪. 高速压力机机构优化设计及轻量化研究 [D]. 大连: 大连理工大学, 2021.
Chen C. Optimization Design of Mechanism and Frame Structure of High-speed Press [D]. Dalian: Dalian University of Technology, 2021.
- [7] 牛军燕, 唐永涛, 李正辉, 等. 基于 ANSYS 的带式输送机机架轻量化改进研究 [J]. 煤矿机械, 2021, 42 (9): 126-128.
Niu J Y, Tang Y T, Li Z H, et al. Research on lightweight improvement of belt conveyor frame based on ANSYS [J]. Coal Mine Machinery, 2021, 42 (9): 126-128.
- [8] 徐双, 赵至友, 赵国勇, 等. 基于多项式拟合算法的重型电动数控螺旋压力机机身的轻量化 [J]. 锻压技术, 2022, 47 (12): 154-160.
Xu S, Zhao Z Y, Zhao G Y, et al. Lightweighting of heavy-duty electric CNC screw press body based on polynomial fitting algorithm [J]. Forging & Stamping Technology, 2022, 47 (12): 154-160.
- [9] Zhao X H, Liu Y X, Hua L, et al. Finite element analysis and topology optimization of a 12000 kN fine blanking press frame [J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2016, 54 (2): 375-389.
- [10] 张雷, 赵宏科, 赵志鹏, 等. 175 MN 精密模锻压机集成建模分析技术 [J]. 机械设计, 2018, 35 (S1): 418-420.
Zhang L, Zhao H K, Zhao Z P, et al. 175 MN of precision die forging press integration modeling analysis technology [J]. Journal of Machine Design, 2018, 35 (S1): 418-420.
- [11] 周党兰, 徐孟诚, 谈扬, 等. 基于 Workbench 的机械压力机上横梁有限元分析及优化 [J]. 锻压装备与制造技术, 2023, 58 (1): 21-24.
Zhou D L, Xu M C, Tan Y, et al. Finite element analysis and optimization of upper beam of mechanical press based on Workbench [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2023, 58 (1): 21-24.
- [12] 杨勇, 崔陈晨, 解培玉, 等. 晶硅磨床关键零部件仿真分析与拓扑优化 [J]. 精密制造与自动化, 2021, 227 (3): 7-10, 21.
Yang Y, Cui C C, Xie P Y, et al. Simulation analysis and topology optimization of key parts of crystalline silicon grinder [J]. Precise Manufacturing & Automation, 2021, 227 (3): 7-10, 21.
- [13] 谭群燕, 沈铨, 丁明明, 等. 基于最优拓扑概念构型的压力机机身精度优化 [J]. 锻压技术, 2023, 48 (4): 186-192.
Tan Q Y, Shen C, Ding M M, et al. Precision optimization on press body based on optimal topological conceptual configuration [J]. Forging & Stamping Technology, 2023, 48 (4): 186-192.
- [14] 张瑞, 赵婷婷, 罗功波. 伺服直驱型电动螺旋压力机的综合刚度分析 [J]. 现代制造工程, 2017, (2): 142-148.
Zhang R, Zhao T T, Luo G B. The analysis of the synthetical stiffness on the servo direct drive electric screw press [J]. Modern Manufacturing Engineering, 2017, (2): 142-148.