

[研究·设计]

DOI:10.3969/j.issn.1005-2895.2017.02.006

基于拓扑优化的折弯机结构优化设计

单佳莹, 平东良, 钱 怡

(江南大学 机械工程学院, 江苏 无锡 214122)

摘 要:针对传统折弯机设计存在结构过于保守、笨重等缺点,以某数控液压折弯机为研究对象,利用 Pro/E 建立三维模型,并根据有限元理论应用 ANSYS Workbench 软件对折弯机进行拓扑优化。以轻量化为目标,基于拓扑优化结果,给出初步优化模型,再通过尺寸优化确定墙板和加强板厚度。最终给出满足强度刚度要求的结构优化方案,并使总体质量减少。研究提出了在折弯机结构优化设计中,将拓扑优化与尺寸优化相结合的设计方法。

关 键 词:折弯机;拓扑优化;轻量化;有限元分析

中图分类号:TB115.1

文献标志码:A

文章编号:1005-2895(2017)02-0026-06

Bending Machine Structure Optimization Based on Topology Optimization Design

SHAN Jiaying, PING Dongliang, QIAN Yi

(School of Mechanical Engineering, Jiangnan University, Wuxi, Jiangsu 214122, China)

Abstract: Traditional bending machine design has the disadvantages of heavy structure. By using Pro/Engineer of 3D design software and ANSYS Workbench, the bending machine topology was optimized. To reduce the weight, the preliminary optimization model was designed based on the topology optimization. The thickness of the wall plate and reinforced plates were optimized, and the final structural optimization scheme was confirmed. The final scheme met the requirements of strength and stiffness, and the total mass was reduced. The study provides a design method that the topology optimization combines with size optimization.

Keywords: bending machine; topology optimization; light-weight design; finite element analysis (FEA)

折弯机是近年来使用最广泛的弯曲机械之一,是板料折弯的专用装备,具有操作简单、工艺通用性好的特点^[1]。传统的折弯机设计能够满足刚度与强度要求,但结构过于保守,存在优化空间。笔者利用 ANSYS Workbench 软件对某型号数控折弯机进行了拓扑优化,并基于拓扑优化结果进行尺寸优化设计,给出结构优化方案。

1 拓扑优化设计

1.1 结构实体模型的分析简化

折弯机是利用力作用于滑块沿机架导轨做上下往复运动,强制将水平放置并定位的工件折制成所需断面形状^[2]。本文折弯机由左右墙板、工作台、滑块、油箱和油缸等组成。由液压油缸提供动力,通过活塞杆

与滑块相连,推动滑块沿机架导轨上下往复运动。同时,工作台、油箱焊接件分别与墙板焊接在一起,固定于墙板^[3]。

由于折弯机的结构较为复杂,而 ANSYS 对复杂结构或装配体进行实体建模时操作十分繁琐,故笔者通过建立 Pro/E 和 ANSYS 的协同建模平台^[4],将在 Pro/E 中完成的实体模型导入 ANSYS Workbench 做进一步的优化分析。文中分析的某型号数控折弯机的主要规格与技术参数见表 1。

在建模过程中,根据实际情况,对原有的几何模型进行必要的简化处理:

1) 为避免网格质量下降影响分析精度,忽略对于整体强度和刚度影响不大的几何细节(如螺纹孔、工艺

收稿日期:2016-08-31;修回日期:2016-11-18

第一作者简介:单佳莹(1991),女,浙江宁波人,硕士研究生,主要研究方向为折弯机设计。通信作者:钱怡(1962),女,江苏无锡人,硕士,副教授,硕士生导师,主要研究方向为结构和材料的疲劳分析及寿命评估。E-mail: yi_qian@jiangnan.edu.cn

表1 某数控折弯机的主要规格与技术参数

Table 1 Main specifications and technical parameters of bending machine

公称力/kN	工作台长度/mm	单机立柱间距离/mm	喉口深度/mm	滑块行程/mm	长度/mm	宽度/mm	高度/mm	机器质量/kg
1 000	3 200	2 650	320	200	3 450	1 955	2 565	8 700

孔、倒圆等)^[5-7],焊接件间设为刚性连接^[8]。

2) 使用质量点代替工作台前后面板;将工作台与滑块看作直接接触,省略凸模与凹模。

3) 将油缸看作折弯机架的一部分,液压油缸与油缸连接板处的连接设为刚性连接。

简化后模型如图1所示。

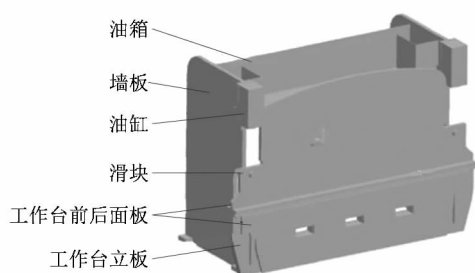


图1 折弯机实体模型

Figure 1 Solid model of bending machine

1.2 整体拓扑优化分析

本文的拓扑优化分别在 ANSYS Workbench 中的 Design Modeler 和 Shape Optimization 模块完成。具体流程为从 Pro/E 导入三维实体模型,并在 Shape Optimization 模块中设置材料属性、边界条件,划分网格,最后确定优化目标求解得出结果^[9]。

折弯机机架和滑块为 Q235A 钢板焊接件,液压油缸缸体和滑块上的圆柱销为 45 钢,在模拟液压油缸时,通过已知体积和质量计算得到其密度。

表2 材料特性

Table 2 Material properties

材料特性	弹性模量/GPa	泊松比 μ	质量密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	屈服极限 σ_s/MPa	抗拉强度 σ_b/MPa
Q235 钢	212	0.288	7 860	235	372 ~ 461
45 钢	209	0.269	7 890	355	600
油缸			7 485		

模型中的接触设置:

1) 墙板与工作台立板,油缸与墙板,油箱和横梁分别与左右墙板以焊接的方式相连接,设置绑定来模拟;

2) 油缸连接板与油缸通过对称的两排线性分布的螺栓连接相连,设置绑定模拟;

3) 滑块和工作台面之间用非线性摩擦接触来模拟^[10],摩擦因数为 0.15。

模型的边界条件设置:

1) 机架通过地脚螺栓固定于地面,作全约束处理。

2) 滑块通过螺栓与液压缸的活塞杆相连接,并沿着导轨做上下往复运动,导轨限制其前后方向的平动,故该方向设置为限制其前后方向自由度的位移约束。

对于载荷情况,考虑满载情况下的变形和应力情况。本文中的数控折弯机公称力为 980 kN,每个油缸提供 490 kN 力,因此油缸活塞杆施加给滑块肩部的力为 490 kN。

油缸活塞杆与工作台面板和滑块的中心均都在同一平面内,根据作用力与反作用力,对滑块与活塞杆球面垫块的接触表面施加均布载荷 490 kN,并对活塞杆施加反作用载荷,方向垂直向上。

考虑到工作台需要安装变形补偿油缸,故将墙板和滑块作为拓扑优化目标,以去除 50% 材料为目标分别进行拓扑优化。优化结果如图 2~3 所示,其中深色部分表示可去除或减少区域,浅色部分表示需保留区域。

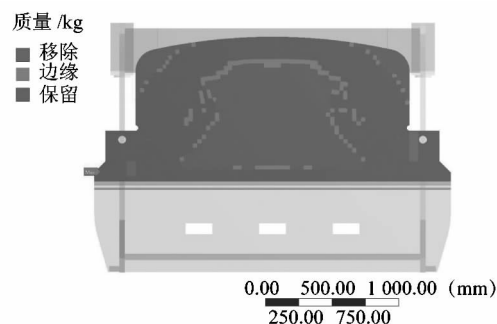


图2 滑块拓扑优化分析云图

Figure 2 Topology optimization analysis nephogram of slider

1.3 拓扑优化后模型的建立

参考拓扑优化结果,考虑生产加工的便利性,墙板的厚度采用原有厚度的一半,即 25 mm。同时设计 4 块厚 25 mm、固结于墙板的加强板。对于滑块,则切除部分多余材料。改进后的整体模型如图 4 所示。

2 尺寸优化设计

2.1 厚度优化

对拓扑优化后的再生模型进行尺寸优化,针对墙板与加强板厚度设计,以质量最小为优化目标,限制条件如下:

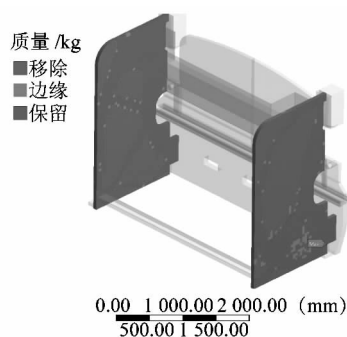


图3 墙板拓扑优化分析云图

Figure 3 Topology optimization analysis nephogram of frame wall

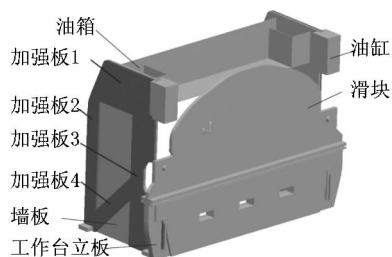


图4 拓扑优化后实体模型

Figure 4 Solid model after topology optimization

1) 对于刚度约束,按照国家标准 GB/T 14349—2011 规定。

①折弯机滑块在均布满荷载荷时中间的挠度不大于 0.3 mm。

②折弯机工作台在均布满荷载荷时中间的挠度不大于 0.4 mm。

③折弯机墙板喉口处在距工作台中心 1/4 喉口深度处的垂直变形不大于 1.0 mm。

2) 对于强度约束:

①Q235A 许用静应力为 176 MPa,因此整体的最大等效应力应不超过 176 MPa。

②墙板喉口为实际工作情况下的危险部位,应重点关注,考虑安全系数,喉口处的最大等效应力应不超过 140 MPa。

通过初步的静力分析发现,采用初步设计的厚 25 mm 的墙板与加强板不满足强度要求,需寻求更合适的厚度。

2.1.1 定义参数

以各板的厚度为参数,设置墙板厚度 d_0 ,加强板 1~4 厚度分别以 d_1, d_2, d_3, d_4 为输入变量,初始值均为 25 mm,取值范围为 24~34 mm。并以整体最大等效应力、喉口最大垂直变形、滑块和工作台中间的挠度

以及整体质量为输出变量。

2.1.2 响应分析

在结构优化中,通过灵敏度分析可以确定各输入参数对输出参数的影响程度^[11]。灵敏度越高,表示输入参数对于输出参数的影响越大。且当灵敏度为正值时,输出参数随输入参数的增大而增大,负值时则相反。

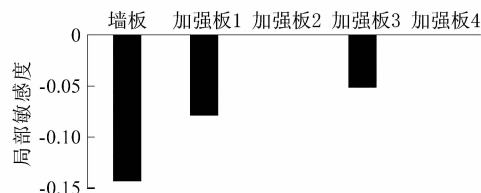


图5 输入参数对整体最大等效应力的敏感度

Figure 5 Sensitivity of input parameters to maximum equivalent stress of bending machine

首先分析各输入参数对于整体应力的影响,敏感度如图 5 所示。通过分析可知:

1) 墙板厚度变化对整体最大等效应力影响很大,而加强板 1,3 对其影响较小;

2) 加强板 2,4 对整体最大等效应力几乎没有影响。

从响应曲线查看墙板厚度参数对于整体最大等效应力的响应,如图 6 所示。分析可知,整体最大等效应力随墙板厚度的增大而逐渐减小,到达一定值后减小的趋势逐渐减缓。墙板厚度取值可适当增大来满足强度要求。

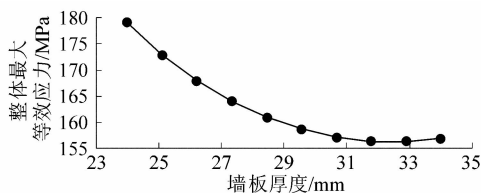


图6 墙板厚度对整体最大等效应力的响应线

Figure 6 Maximum equivalent stress response line of wall plate thickness to bending machine

从响应面查看加强板 1,3 厚度参数对整体最大等效应力的响应,如图 7 所示。分析可知,整体最大等效应力随参数的增大而减小,且随加强板 1 厚度的增大而减小的趋势呈线性,说明随其值的增大整体等效应力下降较明显。

其次,分析各输入参数对于喉口的最大垂直变形和最大等效应力的影响,敏感度如图 8 所示。

通过对图 8 分析可知:

1) 5 个输入参数对喉口最大垂直变形、最大等效应力均有影响;

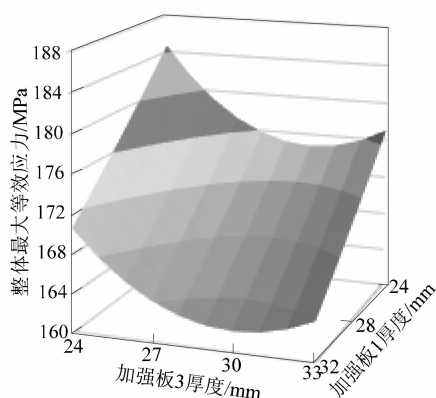


图7 加强板1,3厚度对整体最大等效应力的响应面
Figure 7 Response surface of d_1 and d_3 to maximum equivalent stress of bending machine

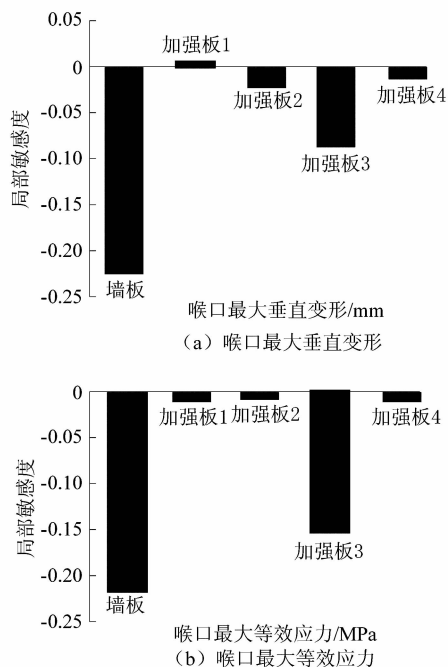


图8 输入参数对喉口最大垂直变形及最大等效应力的敏感度

Figure 8 Sensitivity of input parameters to maximum deflection and maximum equivalent stress of throat

2) 墙板厚度变化对喉口最大垂直变形、最大等效应力影响非常大,加强板3的影响次之。

查看影响最大的输入参数即墙板厚度对于喉口最大垂直变形的响应,如图9所示。

由图9可知,喉口最大垂直变形随墙板厚度的增大而呈线性减小,由于喉口最大垂直变形量已经满足约束条件,故在此对其他输入参数不作过多讨论。

另外,从响应线查看影响较大的输入参数(墙板和加强板3厚度)对喉口最大等效应力的响应,如图

10~11所示。

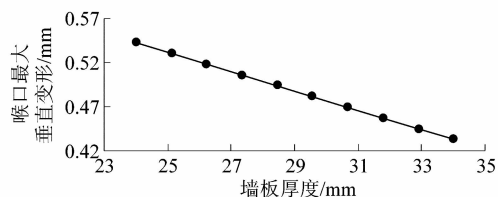


图9 墙板厚度对喉口最大垂直变形的响应线
Figure 9 Response line of d_0 to maximum deflection of throat

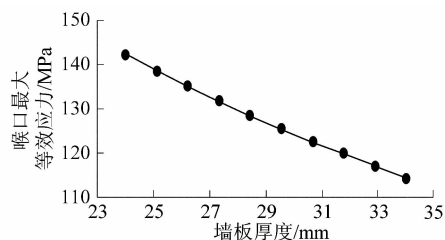


图10 墙板厚度对喉口最大等效应力的响应线
Figure 10 Response line of d_0 to maximum equivalent stress of throat

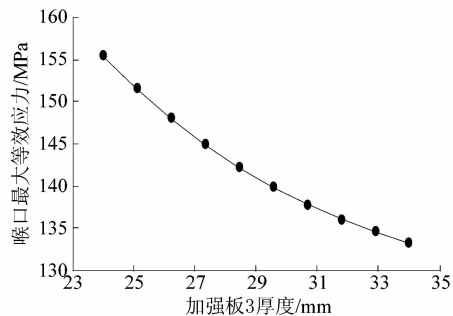


图11 加强板3厚度对喉口最大等效应力的响应面
Figure 11 Response surface of d_3 to maximum equivalent stress of throat

从图10~11可见,喉口最大垂直变形随墙板和加强板3厚度的增大而减小,且减小的趋势较明显。

分析各输入参数对于滑块中心面垂直方向最大位移和工作台中心面垂直方向最大位移的影响,敏感度如图12所示。

由图12可知:

1) 墙板、加强板2,4厚度变化对滑块及工作台中心面垂直方向最大位移均有影响;

2) 比较来看,加强板4厚度变化对滑块中心垂直面方向最大位移的影响最大,墙板和加强板4对工作台中心面垂直方向最大位移的影响比较大;

3) 加强板3厚度对滑块、加强板1厚度变化对工

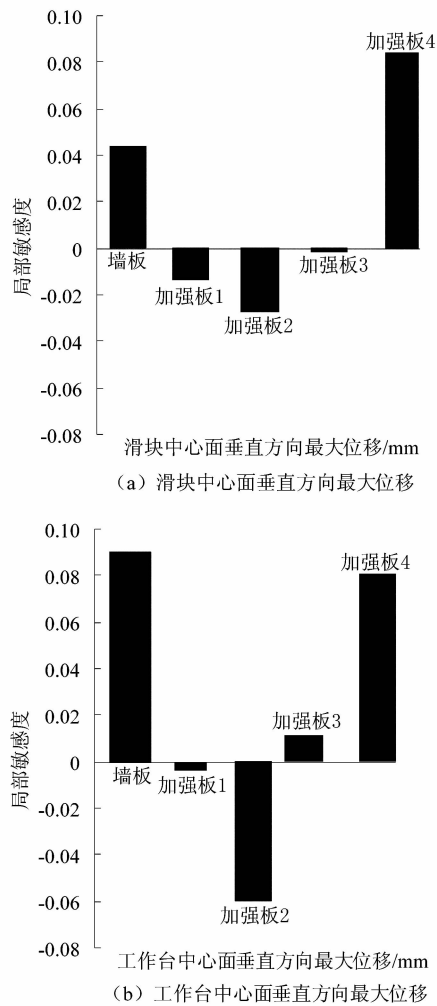


图12 输入参数对滑块及工作台中心面垂直方向最大位移的敏感度

Figure 12 Sensitivity of input parameters to slider and work table surface maximum vertical displacement

作台中心面垂直方向最大位移几乎没有影响。

从数值上来看,各输入参数对滑块及工作台中心垂直面方向最大位移的影响总体均较小,所以只观察分析影响最大的2个参数(墙板和加强板4的厚度),如图13~14所示。

由于垂直方向的位移与系统坐标轴相反,因此图表中显示滑块和工作台对称中心面垂直方向的最大位移为负值。分析图13~14可知,滑块中心面垂直方向最大位移随加强板4厚度的增大而减小,减小到一定值后不再减小。工作台中心面垂直方向最大位移随墙板厚度的增大而逐步减小。

分析各输入参数对于整体质量的影响,可得图15所示的敏感度关系。

由图15可知,各输入参数对整体质量均有影响,

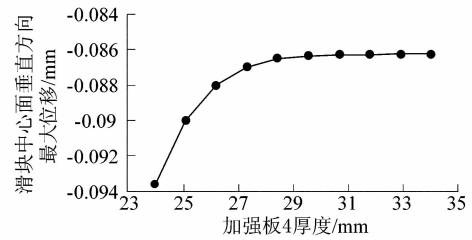


图13 d_4 对滑块中心面垂直方向最大位移的响应线

Figure 13 Response line of d_4 to slider surface maximum vertical displacement

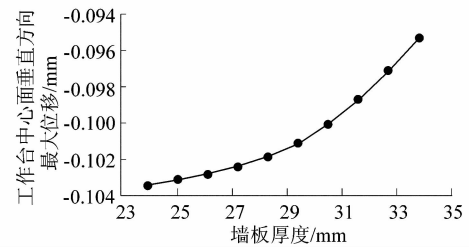


图14 d_0 对工作台中心面垂直方向最大位移的响应线

Figure 14 Response line of d_0 to work table surface maximum vertical displacement

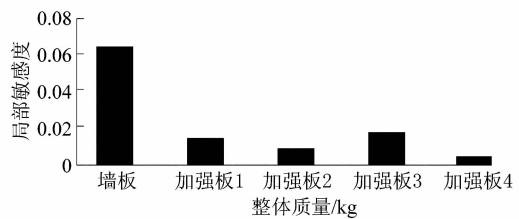


图15 输入参数对整体质量的敏感度

Figure 15 Sensitivity of input parameters to total mass
墙板厚度影响最大。由于输入参数为各板厚度,所以整体质量会随输入参数的增加而增大。

综上,敏感度分析很好地给出了各输入参数对于输出参数的影响程度,而响应曲线(面)给出了输入、输出参数之间的关系,为各板厚度的设计提供了参考。

2.1.3 优化求解

通过 Optimization 的优化分析,并对优化数值进行取整,优化后墙板及各加强板尺寸如表3所示。

表3 优化前后墙板及加强板板尺寸

Table 3 Size of wallboard and stiffening plates before and after optimization mm

项目	厚度				
	墙板	加强板1	加强板2	加强板3	加强板4
原始值	50				
优化前	25	25	25	25	25
优化后	25	25	25	30	28

折弯机原始模型的整体质量为 6 718.3 kg,优化后整体质量为 6 294.9 kg,减小了 6.7%。

2.2 优化后强度刚度校核

对上述结构优化后的模型进行静力分析,得到整体与喉口处的等效应力云图、整体位移以及垂直方向位移云图如图 16~19 所示。经校核,优化后的折弯机满足强刚度要求。

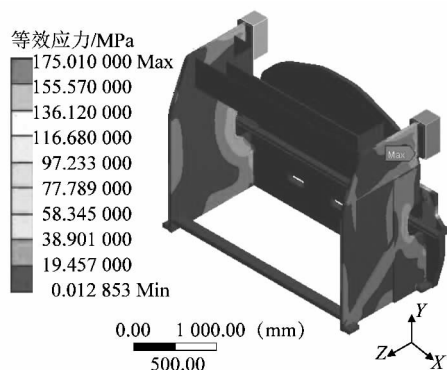


图 16 优化后整体等效应力云图

Figure 16 Von Mises stress of bending machine optimization

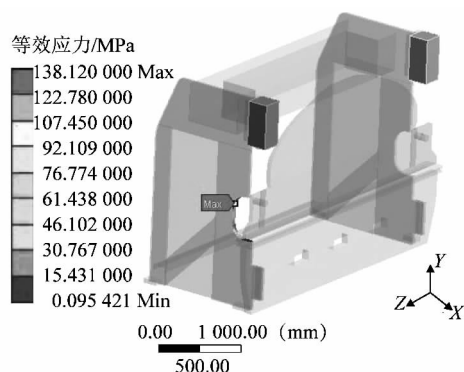


图 17 优化后喉口等效应力云图

Figure 17 Von Mises stress of throat after after optimization

3 结语

笔者通过建立折弯机的整体模型,经拓扑优化及尺寸优化后,得到满足强刚度要求的新模型,并使质量减少 6.7%。在参照拓扑优化结果时,舍弃平常挖空多余部分的做法,采用添加加强板,方便切割,同时也让生产方可购买更经济的薄板,节约成本。另外,文中并非采用单一的拓扑优化或是尺寸优化,而是将 2 种方法相结合,使得结构优化更加全面完善。

参考文献:

[1] 余俊,张李超,史玉升,等.数控液压板料折弯机控制系统的研究与实现[J].锻压技术,2013,38(5):115-118.

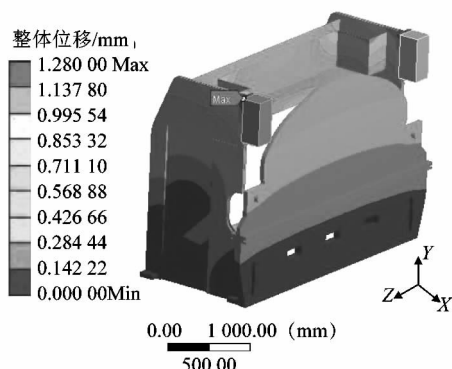


图 18 优化后整体位移云图

Figure 18 Displacement nephogram of bending machine after optimization

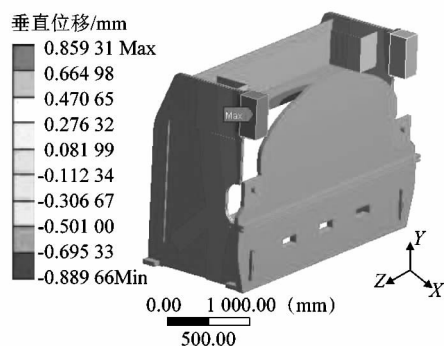


图 19 优化后垂直方向位移云图

Figure 19 Vertical displacement nephogram of bending machine after optimization

- [2] 张腾.1 600 吨超大型数控折弯机设计的若干关键问题研究[D].合肥:合肥工业大学,2014:1.
- [3] 翟桂强.数控液压折弯机的结构分析和优化设计[D].南京:南京航空航天大学,2008:11-12.
- [4] 季有昌,程凯,鞠浩民,等.复杂结构 Pro/E 模型导入 ANSYS 时间问题的研究[J].机械设计与制造,2009,38(3):71-74.
- [5] 曹慧俐,张建国,胡军.顶置式升降机轨道横梁的有限元分析[J].机械设计与制造,2011(1):48-50.
- [6] 卢熹,孙庆鸿,张建润,等.CK1416 型数控车床床身结构动态优化[J].机床与液压,2003,31(2):124-125.
- [7] 郝明刚,王铁,陈峙,等.重型自卸车车架结构强度分析与改进研究[J].机电工程,2014,31(5):587-590.
- [8] 陈绩.WE67K 系列折弯机的有限元分析及参数化设计[D].武汉:华中科技大学,2009:9-10.
- [9] 李征,朱宏武,孔祥领,等.新型顶驱下套管装置传动缸优化设计[J].石油机械,2013,41(2):41-44.
- [10] 浦广益.ANSYS Workbench 12 基础教程与实例详解[M].北京:中国水利水电出版社,2010.
- [11] 雷晓芳,雷竹峰.基于 ANSYS Workbench 的卧式深孔研磨机机座的多目标优化设计[J].机床与液压,2013,41(20):5-7.