

## 基于有限元的 1600 mm 辊锻机卸荷套结构优化

李海涛, 杨 勇, 张艳朝, 徐 超, 陈宪明, 高 远, 张彬成

(中国机械总院集团北京机电研究所有限公司, 北京 100083)

**摘要:** 以 1600 mm 辊锻机卸荷套为研究对象, 为满足初始静态刚度条件下的轻量化要求, 提出以质量和总变形量为目标函数的多目标优化设计方法。将三维模型导入 CAE 软件中建立有限元模型, 并进行静力学计算, 得到最大等效应力为 74.735 MPa、最大变形量为 0.16299 mm。通过响应面优化选择参数并确定其数值区间, 选用中心复合试验方法生成试验设计表, 并根据试验点和标准响应面法建立设计变量与目标函数的响应面。使用多目标遗传算法对卸荷套的质量和最大变形量进行优化, 并根据设计要求和实际经验, 选择候选组 III 为最优结果。结合灵敏度分析, 对计算的优化结果进行修正, 修正后的卸荷套的刚度提升了 0.8%, 最大等效应力减少了 24%, 卸荷套质量减少了 8.6%, 综合质量减少了 27.8%, 满足轻量化要求。

**关键词:** 卸荷套; 多目标优化; 静态分析; 灵敏度分析; 轻量化

**DOI:** 10.13330/j.issn.1000-3940.2024.06.023

**中图分类号:** TH122

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-3940 (2024) 06-0184-05

## Structure optimization of unloading sleeve for 1600 mm roll-forging machine based on finite element

Li Haitao, Yang Yong, Zhang Yanzhao, Xu Chao, Chen Xianming, Gao Yuan, Zhang Bincheng

(China Academy of Machinery Beijing Research Institute of Mechanical & Electrical Technology Co., Ltd., Beijing 100083, China)

**Abstract:** For the unloading sleeve of 1600 mm roll-forging machine, in order to meet the lightweight requirements under the condition of initial static stiffness, a multi-objective optimization design method taking mass and total deformation amount as objective functions was proposed. Then, the 3D model was imported into CAE software to establish the finite element model, and the static calculation was carried out to obtain the maximum equivalent stress of 74.735 MPa and the maximum deformation amount of 0.16299 mm. Furthermore, the parameters were selected by the response surface optimization to determine their value range, the test design table was generated through the central composite test method, and the response surface of design variables and objective functions according to the test points and the standard response surface method was established. Then the mass and maximum deformation amount of unloading sleeve was optimized by using the multi-objective genetic algorithm. According to the design requirements and practical experience, the candidate group III was selected as the optimization result. And the calculated optimization result was modified by combining the sensitivity analysis. After the modification of unloading sleeve, the stiffness is increased by 0.8%, the maximum equivalent stress is reduced by 24%, the mass of unloading sleeve is reduced by 8.6%, and the comprehensive mass is reduced by 27.8%, meeting the requirements of lightweight.

**Key words:** unloading sleeve; multi-objective optimization; static analysis; sensitivity analysis; lightweight

1600 mm 辊锻机的传动原理如图 1 所示, 飞轮安装在齿轮轴端部, 飞轮和伸到机身外的齿轮轴形成悬臂结构, 飞轮本身具有一定的质量且具有较高的速度, 飞轮的重力和高速旋转对齿轮轴的刚性有较高的要求<sup>[1]</sup>。为了保证齿轮轴的刚度, 中小型辊锻机可通过加粗齿轮轴来实现, 而对于大型辊锻机,

刚度要求更高, 通过加粗齿轮轴来提高刚度存在如下问题: (1) 齿轮轴尺寸需要大幅增加, 造成材料的浪费; (2) 齿轮轴增大, 离合时产生的振动和冲击作用更大, 最终引起整机产生较大的振动, 对设备运行的精度产生影响。为此, 在大型辊锻机主轴与飞轮间设置卸荷套, 飞轮直接作用在卸荷套上, 以降低飞轮对齿轮轴的振动冲击, 保证齿轮轴的传动精度, 提高飞轮的平衡性和整机的稳定性<sup>[2-3]</sup>。

本文以 1600 mm 辊锻机卸荷套为研究对象, 其主要技术参数见表 1。采用传统类比和经验设计卸

收稿日期: 2023-12-04; 修订日期: 2024-02-12

作者简介: 李海涛 (1980-), 男, 学士, 高级工程师

E-mail: lihaitao1209@163.com

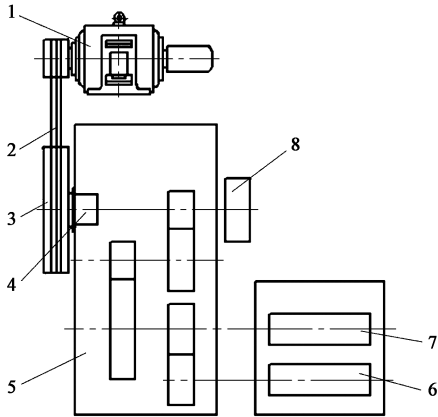


图1 1600 mm 辊锻机传动原理图

1. 电机 2. 皮带 3. 飞轮和离合器 4. 卸荷套 5. 减速箱  
6、7. 轧辊 8. 制动器

Fig. 1 Transmission principle diagram of 1600 mm roll-forging machine

表1 1600 mm 辊锻机主要技术参数  
Table 1 Main technical parameters of 1600 mm roll-forging machine

| 参数                          | 数值      |
|-----------------------------|---------|
| 锻模公称直径/mm                   | Φ1600   |
| 锻辊中心距调整量/mm                 | 10      |
| 锻辊可用宽度/mm                   | 1900    |
| 可锻毛坯最大尺寸/(mm×mm)            | 250×250 |
| 锻辊转速/(r·min <sup>-1</sup> ) | 15      |
| 主电机功率/kW                    | 315     |

荷套时，存在不确定性：如果设计偏重经济性，会导致卸荷套的强度不足；如果设计偏保守，除了卸荷套本身的体积、质量有较大增加外，与之配合的机身部分的体积也相应增大，整机质量增加，无法满足轻量化要求。因此，需要在静态性能提升的前提下，尽可能减小质量，降低制造成本，达到高刚度和轻量化的目的。卸荷套的结构优化设计对整机的稳定性有重要影响，本文使用响应面优化的方法对卸荷套进行优化设计。

1 有限元建模及静力学分析

1.1 卸荷套有限元模型的建立

卸荷套为铸锻一体成形，作为连接飞轮和齿轮轴的部件，其上圆孔和螺纹孔较多，由于这些孔对部件整体的强度和刚度的影响非常小，因此，在对卸荷套进行有限元分析时，这些孔同倒角和润滑油道等均忽略。简化后的卸荷套三维结构模型如图2所示。

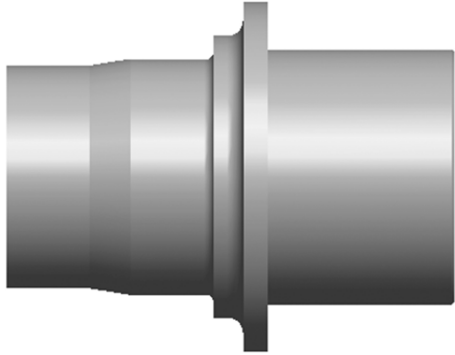


图2 卸荷套三维模型  
Fig. 2 3D model of unloading sleeve

1.2 边界条件的施加

实际工作时，卸荷套的受力是通过飞轮和轴承传递的，主要来自3个部分：（1）飞轮的重力 $G$ ；（2）辊锻机工作时，轧辊受到的轧制力矩通过齿轮传动系统传给飞轮的力 $F_1$ ；（3）皮带传动的预紧力 $F_2$ 。各力的计算公式如式（1）~式（4）所示<sup>[4]</sup>。

$$F_1 = \frac{2000T}{d}$$
 (1)

$$F_2 = 2F_0z\sin\frac{\alpha}{2}$$
 (2)

$$G = mg$$
 (3)

$$F \approx F_1 + F_2 + G$$
 (4)

式中： $T$ 为飞轮扭矩； $d$ 为飞轮直径； $F_0$ 为单根皮带预紧力； $z$ 为皮带根数； $\alpha$ 为带轮包角； $m$ 为飞轮质量； $g$ 为重力加速度； $F$ 为卸荷套总受力。

将相关参数带入式（1）~式（4），可得出 $F_1 = 172160\text{ N}$ ， $F_2 = 33522\text{ N}$ ， $G = 408630\text{ N}$ ， $F = 614312\text{ N}$ 。根据实际边界条件，对卸荷套与机身的连接面进行约束，如图3所示。

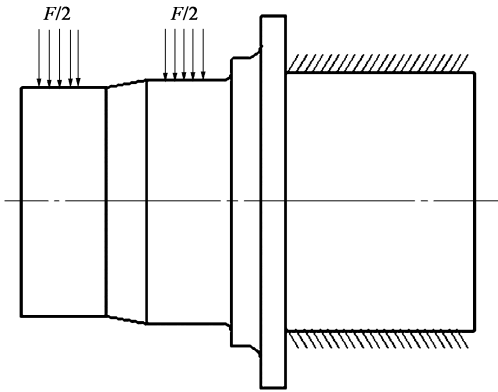


图3 卸荷套承受载荷示意图  
Fig. 3 Schematic diagram of load for unloading sleeve

### 1.3 有限元静态分析

由图 4 可知,通过静力学分析,卸荷套的最大等效应力为 74.735 MPa,出现在左圆角处;最大变

形量为 0.16299 mm,小于许用变形量 0.16340 mm。由静力学有限元计算分析可知,压力机的整体强度符合设计要求,应力远低于许用应力 134 MPa<sup>[5-6]</sup>。

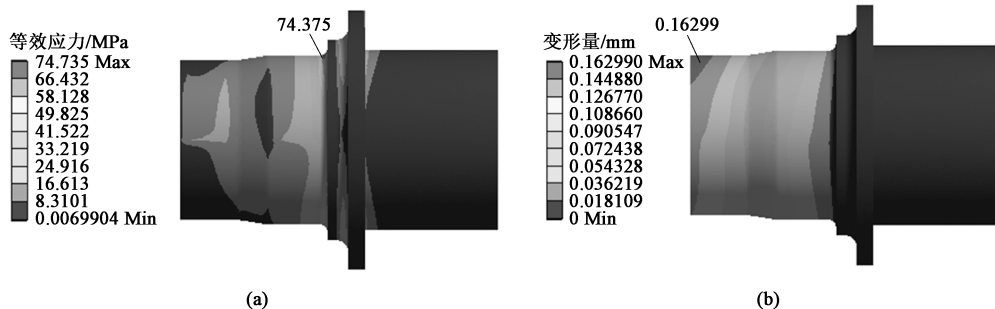


图 4 卸荷套的等效应力 (a) 和变形量 (b) 分布云图

Fig. 4 Distribution nephograms of equivalent stress (a) and deformation amount (b) for unloading sleeve

## 2 卸荷套优化设计

### 2.1 设计变量

图 5 为卸荷套优化参数示意图。本文选取 9 个主要尺寸作为设计变量:飞轮轴承侧圆角半径  $R1$  和  $R2$ 、一轴轴承侧圆角半径  $R3$ 、锁紧螺母空间长度  $L1$ 、机身安装长度  $L2$ 、一轴安装通孔直径  $D1$ 、锁紧螺母空间直径  $D2$ 、机身安装直径  $D3$  和飞轮轴承轴肩直径  $D4$ 。

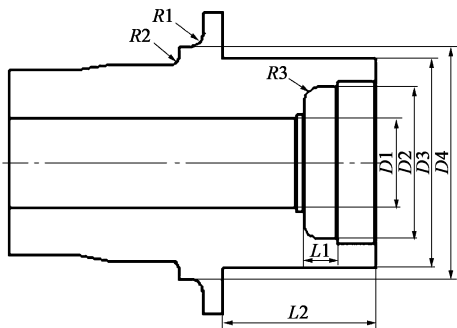


图 5 卸荷套优化参数示意图

Fig. 5 Schematic diagram of optimized parameters for unloading sleeve

### 2.2 目标函数和状态变量

以卸荷套质量和最大变形量作为目标函数,本文中卸荷套的初始质量为 41146 kg,最大变形量为 0.16299 mm。以卸荷套的最大变形量作为约束条件,最大变形量不超过 0.16340 mm。机身材料选用 45 钢,许用应力为 335 MPa,除以 2.5 的安全系数后为 134 MPa。

## 3 多目标优化及结果

### 3.1 多目标优化

多目标优化是指在优化设计中,同时要求两项

及两项以上指标达到最优值的问题。但是在实际工程问题中,各个目标函数同时达到最优最理想的情况是不可能的,即不能同时达到最优解,有的甚至是相互矛盾的。这就需要各目标函数之间相互协调,以便取得整体最优方案<sup>[7-11]</sup>。

卸荷套的结构优化以不大于最大变形量和小于许用应力为约束,以质量最轻为目标。在软件中,根据设计需要选用中心复合试验方法生成试验设计表,而后建立设计变量与目标函数的响应面,然后使用算法求解出数量适当的优化解集,最后综合考虑主客观情况,从推荐的优化解中选取最合适的设计数值。

### 3.2 优化结果

利用多目标遗传优化算法对目标函数进行优化求解,得到的多目标最优解如图 6 所示。从最优解中,选取 3 组解列于表 2 中。其中,  $\Delta$  为最大变形量,  $\sigma$  为最大应力,  $M$  为卸荷套质量。

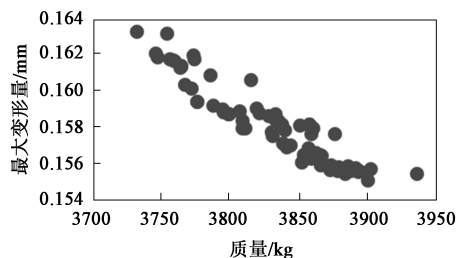


图 6 多目标最优解

Fig. 6 Multi-objective optimal solutions

由于最大应力均小于许用值,所以,最优解集中主要考虑质量和最大变形量,结合实际设计经验,最终选择候选组 III 为最优结果。

候选组中的设计变量均为非整数,为了便于加工制造,需要对数值进行圆整。通过灵敏度分析,

表 2 3 组多目标优化解

Table 2 Three groups of optimization solutions for multi-objective

| 设计变量         | 候选组 I          | 候选组 II         | 候选组 III        |
|--------------|----------------|----------------|----------------|
| $R1/mm$      | 44.544         | 40.388         | 43.456         |
| $R2/mm$      | 31.772         | 30.159         | 31.665         |
| $R3/mm$      | 43.766         | 35.062         | 38.821         |
| $D1/mm$      | $\Phi 169.546$ | $\Phi 167.672$ | $\Phi 171.803$ |
| $D2/mm$      | $\Phi 294.676$ | $\Phi 291.740$ | $\Phi 290.940$ |
| $D3/mm$      | $\Phi 390.275$ | $\Phi 386.673$ | $\Phi 387.861$ |
| $D4/mm$      | $\Phi 436.735$ | $\Phi 438.801$ | $\Phi 439.855$ |
| $L1/mm$      | 304.639        | 284.149        | 268.183        |
| $L2/mm$      | 578.919        | 581.370        | 572.748        |
| $\Delta/mm$  | 0.163          | 0.162          | 0.161          |
| $\sigma/MPa$ | 67.100         | 74.137         | 56.471         |
| $M/kg$       | 3731.311       | 3745.501       | 3763.823       |

能够得出卸荷套各设计变量对其性能和质量的影响程度，可以确定圆整方向为增大或减小<sup>[12]</sup>。图 7、图 8 和图 9 分别为设计变量对最大变形量、最大应力和质量的灵敏度分析结果<sup>[13]</sup>。

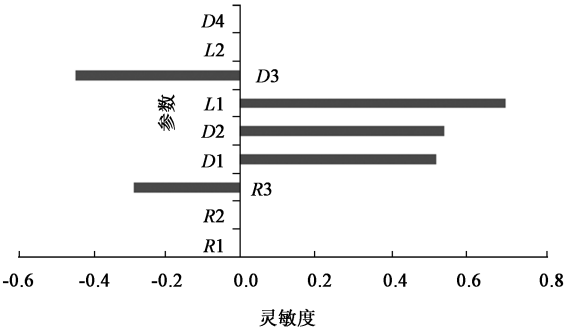


图 7 设计变量对最大变形量的灵敏度分析结果

Fig. 7 Sensitivity analysis result of design variables on maximum deformation amount

从图 7~图 9 可以看出：锁紧螺母空间长度  $L1$  对最大变形量和质量的影响最大，对最大应力的影响次之， $L1$  对最大变形量和最大应力均为正影响，因此， $L1$  取值不易过大；机身安装长度  $L2$  对最大应力的影响最大，为正影响，所以， $L2$  并非越大越好；机身安装直径  $D3$  对最大变形量、最大应力和质量均有显著影响，尤其对最大变形量和最大应力为负影响，因此， $D3$  取值应尽量大些；一轴轴承侧圆角半径  $R3$  仅对最大变形量有负影响，飞轮轴承侧圆角半径  $R1$  和  $R2$  对最大应力有正影响，所以，

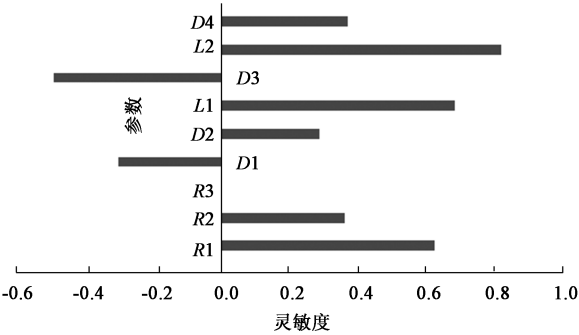


图 8 设计变量对最大应力的灵敏度分析结果

Fig. 8 Sensitivity analysis result of design variables on maximum stress

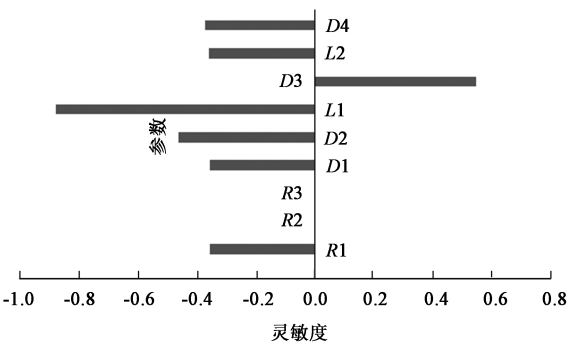


图 9 设计变量对质量的灵敏度分析结果

Fig. 9 Sensitivity analysis result of design variables on mass

$R3$  值取大， $R1$  和  $R2$  值取小。表 3 和表 4 分别为原设计、优化设计和优化设计取整后的设计变量及目标函数和状态变量。

表 3 卸荷套的设计变量 (mm)

Table 3 Design variables of unloading sleeve (mm)

| 参数             | 原设计        | 优化设计           | 优化设计取整     |
|----------------|------------|----------------|------------|
| 飞轮轴承侧圆角半径 $R1$ | 50         | 43.456         | 40         |
| 飞轮轴承侧圆角半径 $R2$ | 30         | 31.655         | 30         |
| 一轴轴承侧圆角半径 $R3$ | 60         | 38.821         | 40         |
| 一轴安装通孔直径 $D1$  | $\Phi 340$ | $\Phi 343.606$ | $\Phi 344$ |
| 锁紧螺母空间直径 $D2$  | $\Phi 580$ | $\Phi 581.880$ | $\Phi 582$ |
| 机身安装直径 $D3$    | $\Phi 800$ | $\Phi 775.722$ | $\Phi 776$ |
| 飞轮轴承轴肩直径 $D4$  | $\Phi 890$ | $\Phi 879.710$ | $\Phi 880$ |
| 锁紧螺母空间长度 $L1$  | 130        | 268.183        | 268        |
| 机身安装长度 $L2$    | 585        | 572.748        | 573        |

根据表 3 和表 4 可知，优化设计取整后的最大变形量和最大应力均小于原设计，最大变形量减少 0.8%，最大应力减少 24%。最大变形量的减少对于

表 4 卸荷套的目标函数和状态变量

Table 4 Objective function and state variables of unloading sleeve

| 参数                       | 原设计<br>结果 | 优化设计<br>结果 | 优化设计取整<br>结果 |
|--------------------------|-----------|------------|--------------|
| 最大变形量 $\Delta/\text{mm}$ | 0.16299   | 0.16144    | 0.16167      |
| 最大应力 $\sigma/\text{MPa}$ | 74.735    | 56.471     | 56.754       |
| 质量 $M/\text{kg}$         | 4114.600  | 3763.823   | 3762.200     |

飞轮轴承寿命的提升具有重大意义,最大应力的减少,提高了卸荷套的强度,进一步提高了飞轮轴承的寿命,而飞轮轴承对于大型辊锻机整体性能的稳定性具有重要意义。卸荷套质量减少了 8.6%,更重要的是由于  $D3$  和  $L2$  的减少,尤其是  $L2$  的减少,连接卸荷套的机身盖板尺寸相应减少,即机身盖板的厚度减少了 12 mm,质量减少了 1144.4 kg,因此,总质量一共减少 1396.8 kg。

## 4 结论

(1) 在 CAD 中创建模型,导入 CAE 中完成参数化。采用有限元静态分析的方法,得到卸荷套原设计的静态参数,为多目标优化提供参考模型。

(2) 确定影响优化指标的关键尺寸及其变化区间。生成试验设计表,对其中的数据进行有限元分析计算,建立响应面模型,采用多目标遗传算法得到高刚度和轻量化的优选参数值。

(3) 选择候选组Ⅲ,运用灵敏度分析的方法确认优化参数,卸荷套的最大变形量减少了 0.8%,最大应力减少了 24%,提高了飞轮轴承的寿命。由于  $L2$  减少 12 mm,机身盖板的质量减少了 1144.4 kg,总质量共减少了 1396.8 kg,综合质量减轻了 27.8%,实现了高刚度和轻量化的目标。

### 参考文献:

- [1] 张承鉴. 辊锻技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1986.  
Zhang C J. Roll Forging Technology [M]. Beijing: China Machine Press, 1986.
- [2] 龚立巍, 袁佳骏, 许楠. 卸荷套在曲柄压力机中的作用分析 [J]. 锻压装备与制造技术, 2021, 56 (4): 55-57.  
Gong L W, Yuan J J, Xu N. Analysis on the function of unloading sleeve in crank press [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2021, 56 (4): 55-57.
- [3] 石一馨, 杨勇, 李海涛, 等. 1600 mm 辊锻机及其在轨道交通车辆生产中的应用 [J]. 锻压技术, 2022, 47 (6):

209-213.

- Shi Y Q, Yang Y, Li H T. 1600 mm roll forging machine and its application in production of axles used in rail transit [J]. Forging & Stamping Technology, 2022, 47 (6): 209-213.
- [4] 成大先. 机械设计手册: 第 3 卷 [M]. 6 版. 北京: 化学工业出版社, 2016.  
Chen D X. Handbook of Mechanical Design: Volume 3 [M]. 6th Edition. Beijing: Chemical Industry Press, 2016.
- [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] 于江, 邹宗园, 杜俊雷. 560 mm 伺服辊锻机结构特点及有限元静力学分析 [J]. 中国重型装备, 2018, (3): 22-27.  
Yu J, Zou Z Y, Du J L. Structural characteristics and finite element statics analysis of 560 mm servo roll forging machine [J]. China Heavy Equipment, 2018, (3): 22-27.
- [7] 姚寿文, 崔红伟. 机械结构优化设计 [M]. 2 版. 北京: 北京理工大学出版社, 2018.  
Yao S W, Cui H W. An Introduction to Mechanical Structure Optimization [M]. 2nd Edition. Beijing: Beijing Institute of Technology Press, 2018.
- [8] 汪萍, 侯慕英. 机械优化设计 [M]. 4 版. 武汉: 中国地质大学出版社有限责任公司, 2013.  
Wang P, Hou M Y. Mechanical Optimization Design [M]. 4th Edition. Wuhan: China University of Geosciences Press Co., Ltd., 2013.
- [9] 刘惟信. 机械最优化设计 [M]. 2 版. 北京: 清华大学出版社, 1994.  
Liu W X. Mechanical Optimization Design [M]. 2nd Edition. Beijing: Tsinghua University Press, 1994.
- [10] Matteo S, Michele M, Andrea R. Optimized design of press frames with respect to energy efficiency [J]. Journal of Cleaner Production, 2013, 41: 140-149.
- [11] Fu Y, Diwekar U. An efficient sampling approach to multi-objective optimization [J]. Annals of Operations Research, 2004, 132 (1-4): 109-134.
- [12] 姜衡, 管贻生, 邱志成. 基于响应面法的立式加工中心动静态多目标优化 [J]. 机械工程学报, 2011, 47 (11): 125-133.  
Jiang H, Guan Y S, Qiu Z C. Dynamic and static multi-objective optimization of a vertical machining center based on response surface method [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47 (11): 125-133.
- [13] 王登峰, 李慎华. 基于 Pareto 挖掘的白车身侧碰安全件轻量化优化设计 [J]. 中国机械工程, 2021, 32 (13): 1584-1590, 1637.  
Wang D F, Li S H. Lightweight optimization design of side collision safety parts for BIW based on Pareto mining [J]. China Mechanical Engineering, 2021, 32 (13): 1584-1590, 1637.