

## 基于 MOGA 的拉拔机主机框架轻量化设计

李 昆<sup>1,2</sup>, 王宗彦<sup>1,2</sup>, 李梦龙<sup>1,2</sup>, 李 飞<sup>3</sup>, 鲍东辉<sup>1,2</sup>, 高 沛<sup>1,4</sup>

(1. 中北大学 机械工程学院, 山西 太原 030051; 2. 中北大学 数字化设计与制造山西省重点实验室, 山西 太原 030051;  
3. 山西利民工业有限责任公司, 山西 晋中 030812; 4. 山西职业技术学院 机电工程系, 山西 太原 030006)

**摘要:** 为了解决某型 1200 t 液压拉拔机主机框架材料成本高的问题, 以拉拔机主机框架为研究对象, 根据其结构特点, 运用多目标遗传算法 (MOGA) 对其进行轻量化设计。利用 Workbench 对主机框架整体进行静力学结构分析, 分析主机框架的最大等效应力。基于以上分析, 在满足主机框架强度的情况下, 对关键设计尺寸进行优化取值, 选择一组最优设计点, 并对优化后的主机框架重新进行静力学分析。结果表明: 优化后的主机框架最大等效应力为 191.86 MPa, 可以满足实际使用工况要求, 质量减少了 39.6%, 有效地减少了主机框架质量、降低了材料成本。

**关键词:** 液压拉拔机; 主机框架; 多目标遗传算法; 最大等效应力; 轻量化

**DOI:** 10.13330/j.issn.1000-3940.2023.11.021

**中图分类号:** TP202.7; TP203; TH164

**文献标志码:** A

**文章编号:** 1000-3940 (2023) 11-0151-08

## Lightweight design on drawing machine host frame based on MOGA

Li Kun<sup>1,2</sup>, Wang Zongyan<sup>1,2</sup>, Li Menglong<sup>1,2</sup>, Li Fei<sup>3</sup>, Bao Donghui<sup>1,2</sup>, Gao Pei<sup>1,4</sup>

(1. School of Mechanical Engineering, North University of China, Taiyuan 030051, China;  
2. Shanxi Provincial Key Laboratory Digital Design and Manufacturing, North University of China, Taiyuan 030051, China;  
3. Shanxi Limin Industry Co., Ltd., Jinzhong 030812, China;  
4. Department of Mechanical and Electrical, Shanxi Polytechnic College, Taiyuan 030006, China)

**Abstract:** In order to solve the problem of high material cost of host frame for a certain type of 1200 t hydraulic drawing machine, for the host frame of drawing machine, according to its structural characteristics, the lightweight design was conducted by the multi-objective genetic algorithm (MOGA). Then, the static structural analysis on the entire host frame was carried out by Workbench, and the maximum equivalent stress of the host frame was analyzed. Furthermore, based on the above analysis, the values of key design dimensions were optimized under the condition that the strength of the host frame was satisfied, a set of optimal design points were selected, and the static analysis of the optimized host frame was re-carried out. The results show that the maximum equivalent stress of the optimized host frame is 191.86 MPa, which can meet the requirements of the actual working conditions, and the mass is reduced by 39.6%, which effectively reduces the mass of the host frame and the material costs.

**Key words:** hydraulic drawing machine; host frame; multi-objective genetic algorithm; maximum equivalent stress; lightweight

拉拔机是用于金属材料成形加工的设备。在加工过程中, 拉拔机产生拉拔力作用在坯料上, 拉动坯料从模孔穿过发生塑性变形, 有时需要重复多次拉拔以保证产品的质量, 从而得到与模孔截面大小和形状一致的产品, 以满足使用要求<sup>[1]</sup>。主机框架

是拉拔机的基础结构, 起到了支撑、承托或容纳机器和机械零部件的作用。整台机器以主机框架作为基准, 各部件固定安装在主机框架的合理位置, 使部件之间有一定的相互联系, 因此, 主机框架还要承受加工时机器产生的内部应力。随着对现代机械产品性能和质量的要求不断提高, 对机械结构的要求也越来越高。为了满足现代机械产品在可靠、节能、小型、轻量、美观等方面的要求<sup>[2]</sup>, 同时由于主机框架在体积和重量上占有较大的比重, 因此实现主机框架的轻量化设计具有十分重要的意义。

传统机械产品在实际应用中材料成本较高, 为了提高竞争力, 企业必须降低其成本。目前已有许

收稿日期: 2023-04-02; 修订日期: 2023-07-01

基金项目: 山西省重点国际科技合作项目 (201903D421015);  
国家科技部创新方法专项 (2020IM020700)

作者简介: 李 昆 (1999-), 男, 硕士研究生

E-mail: 1914748360@qq.com

通信作者: 王宗彦 (1963-), 男, 博士, 教授, 博士生导师

E-mail: iamwangzongyan@sina.com

多学者对机械产品进行了轻量化设计,如黄志超等<sup>[3]</sup>通过有限元模拟分析并进行实验验证,对汽车后悬弹簧连杆进行了轻量化设计;黄红捷等<sup>[4]</sup>对工业机器人的大臂进行拓扑优化,降低了其质量;晁瑞等<sup>[5]</sup>根据增材制造的成形特点对螺杆转子内部进行了空腔化处理,达到了轻量化要求。但目前应用于大型拉拔机主机框架的研究并不多见,对于大型拉拔机的设计尚不成熟。

本文在 SolidWorks 工作环境下建立某型 1200 t 液压拉拔机主机框架的三维模型,随后将模型导入 ANSYS Workbench 进行静力学结构分析。为了实现主机框架轻量化设计的目标,运用多目标遗传算法 (Multi-objective Genetic Algorithm, MOGA) 对主机框架的三维模型进行优化设计,得到了较为理想的结果。

## 1 1200 t 液压拉拔机应用场合及加工工艺流程

### 1.1 拉拔机应用场合

本文所研究的 1200 t 液压拉拔机主要应用于高精度有色金属管材的拉拔成形,可以对管材进行扩径、缩径、减壁,并且能够加工大截面管材。管材

经预处理后,主油缸输出拉拔力,使其经过模具挤压产生塑性变形,经过数次拉拔后,获得尺寸和表面粗糙度能够满足实际工况使用要求的精密金属管。通过不同形状模孔的成形模具,可以拔制不同截面形状的管材。该液压拉拔机适用于拔制普碳钢、优碳钢、低合金钢、高强度合金钢 (30CrMo/35CrMo/34CrMo4/27SiMn)、不锈钢以及有色金属等各种不同材料。当拔制不同材料、不同形状的异形材时,需要采用不同的模具和前处理方法。

该液压拉拔机加工生产出的成品管,不但在精度和表面粗糙度上可以与传统深加工方法媲美,而且还能提高机械强度。该拉拔工艺生产效率高,变更产品规格方便,采用这种工艺生产的精密钢管较传统工艺省工省料,能够大幅度节约能源和原材料,具有十分显著的社会效益和经济效益。

### 1.2 加工工艺流程

以 800 mm×800 mm 的工件为例,其主要加工工艺流程如图 1 所示。通过下料、镦粗、反挤、自由锻、挤压切底等步骤制坯。在拉拔前需要对锻造坯料进行预处理,对其进行回炉加温并在表面涂抹润滑剂,然后按照需求进行多次辊拔,每次辊拔之前均要进行预处理。最后对工件进行整形处理,去除毛刺。

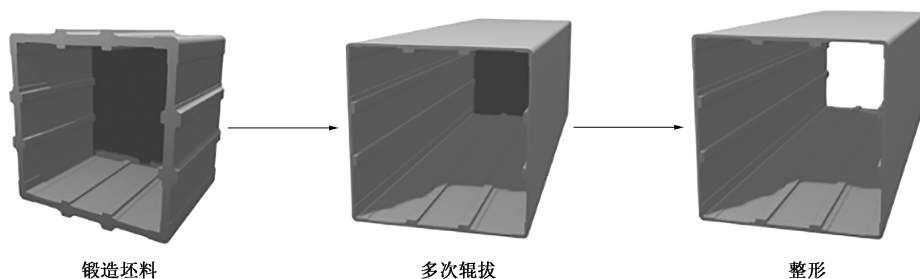


图 1 加工工艺流程

Fig. 1 Processing flow

## 2 主机框架参数化建模及有限元分析

拉拔机的工作主要分为推料和拉拔两个过程,主机框架在拉拔的过程中受到的载荷最大,所以只需要分析拉拔过程的受力情况即可。当拉拔过程中各个部分能够满足要求,推料过程中的各个零部件也必然能够满足要求。同理,后续的优化设计也只需要按照拉拔过程中的受力情况进行,对模座、缸座及他们之间的 4 根撑管进行尺寸优化。优化完成后,将尾座和另外 4 根撑管根据优化后的尺寸进行

统一,使主机框架质量减轻的同时,整体又能够满足要求。

### 2.1 建立参数化三维模型

拉拔机主机框架采用框架预应力结构,整个框架通过模座、缸座、尾座、撑管及拉杆连接而成一个整体。缸座、尾座为分离式结构,放在各自的底板上,不作固定。模座通过螺栓与地面固定。模座与缸座之间、模座与尾座之间各有 4 根撑管支撑,在拉拔机工作过程中主要受力的是模座与缸座之间的撑管,需要承受拉拔过程中模座与缸座之间产生的挤压力。拉杆穿过撑管与 3 个牌坊,在两端通过

螺母锁紧施加预紧力，将主机框架连接为一个整体，如图 2 所示。

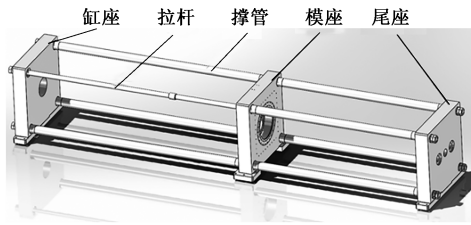


图 2 主机框架结构模型  
Fig.2 Structure model of host frame

为了简化运算，在不影响整体结构的强度、刚度的情况下，对主机框架进行模型简化。将拉拔机主机框架各部件之间的接触均视为刚体，除去不必要的特征，如倒角、螺纹孔、槽等；忽略对主机框架性能影响较小的零件及结构，将简化后的三维模型导入 Workbench 中，弥补 ANSYS Workbench 建模模块的不足。

主机框架的主要结构尺寸如图 3 所示。缸座、模座和尾座的尺寸统一，均为 3275 mm×3185 mm×580 mm；撑管的内径为  $\Phi 281$  mm，外径为  $\Phi 351$  mm。

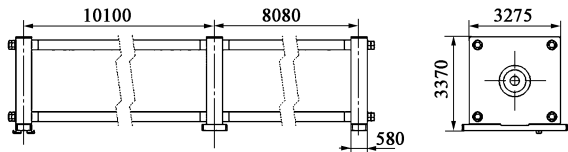


图 3 主机框架结构尺寸  
Fig.3 Structural dimensions of host frame

2.2 材料设置

主机框架的缸座、模座和尾座的材料为 35 钢，撑管的材料为 45 钢。材料的物理属性如表 1 所示。

表 1 材料的物理属性

Table 1 Physical properties of materials				
材料	密度/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	杨氏模量/MPa	泊松比	屈服强度/MPa
35 钢	7870	$2.12 \times 10^5$	0.291	320
45 钢	7890	$2.09 \times 10^5$	0.269	355

2.3 网格划分

材料设定完成后，通过自动划分的方法对主机框架模型整体进行网格划分，快速自动地生成四面体单元的网格<sup>[6]</sup>。根据模型的体积大小，输入网格的大小尺寸来细化网格。整个装配体共划分为 152920 个单元，共计 80122 个节点，网格质量好，划分情况如图 4 所示。

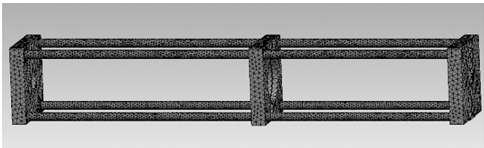


图 4 主机框架网格划分  
Fig.4 Grid division of host frame

2.4 设置边界条件与载荷

在不考虑地心引力的情况下，按照主机框架在拉拔坯料时的实际受力情况，对模型施加力与约束，如图 5 所示。模座底部 A 处为固定支撑约束；B 处施加主油缸对缸座的力，大小为 12000 kN，方向沿 Z 轴反方向；C 处施加拉拔小车对模座的力，为 B 处设置的反作用力；D 和 E 处为位移约束，限制缸座和尾座在 X 轴与 Y 轴的位移，使其只能沿 Z 轴方向发生位移。

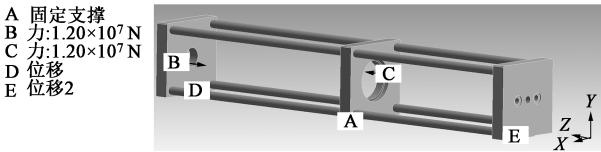


图 5 边界约束条件  
Fig.5 Boundary constraints

2.5 静力结构分析

图 6 为主机框架的等效应力云图，缸座与模座之间下面的两根撑管受到的应力最大，最大等效应力为 101.93 MPa，远小于撑管材料 45 钢的屈服强度 355 MPa，安全因子最小值为 3.5。由分析结果可以看出，主机框架存在很大的优化设计空间，因此，有必要对其进行优化设计，减轻主机框架的质量，节省材料，实现主机框架轻量化的目标。

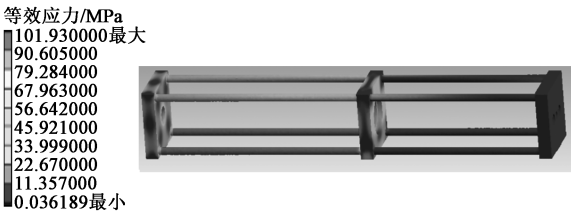


图 6 主机框架等效应力云图  
Fig.6 Equivalent stress nephogram of host frame

2.6 模态分析

模态分析即求解结构的各个模态特性参数。模态是结构自身固有的一种属性，它表现出特定的振动特性。每个结构均会有其固定的振动特性，这些特性决定了他们的动力性能，并且可以用来描述他们的物理属性<sup>[7]</sup>。系统每一阶的模态均有相应的模态参数，将每一阶模态进行迭加后，即能够反映出



结构的振动状态,从而能够反映出其模态特性。模态分析是结构分析的重要组成部分,也是研究和分析结构动力学特性的基础<sup>[8]</sup>。

通过对拉拔机主机框架进行模态分析,求解结构的各模态特性参数,评估主机框架的振动特性,确定有害振型和危险区域的节点位置,进而指导改进主机框架局部结构,提高其动态特性,使之能够满足动态强度和刚度的要求,为进行主机框架动力学性能的优化设计提供依据。

模态分析结果如图 7 和表 2 所示。结果表明,1 阶模态频率为 1.5356 Hz 时,缸座上下摆动,最大形

变量为 4.53610 mm;2 阶模态频率为 1.5824 Hz 时,缸座左右摆动,最大形变量为 4.57230 mm;3 阶模态频率为 2.0665 Hz 时,尾座上下摆动,最大形变量为 4.49490 mm;4 阶模态频率为 2.1174 Hz 时,尾座左右摆动,最大形变量为 4.50850 mm;5 阶模态频率为 3.5307 Hz 时,缸座发生扭转,最大形变量为 7.33080 mm;6 阶模态频率为 4.3263 Hz 时,尾座发生扭转,最大形变量为 7.43720 mm。在前 6 阶模态下,最大变形量不超过 7.44000 mm,在安全范围内,但还应避免在模态对应频率下长期工作,以免引起共振和疲劳失效。

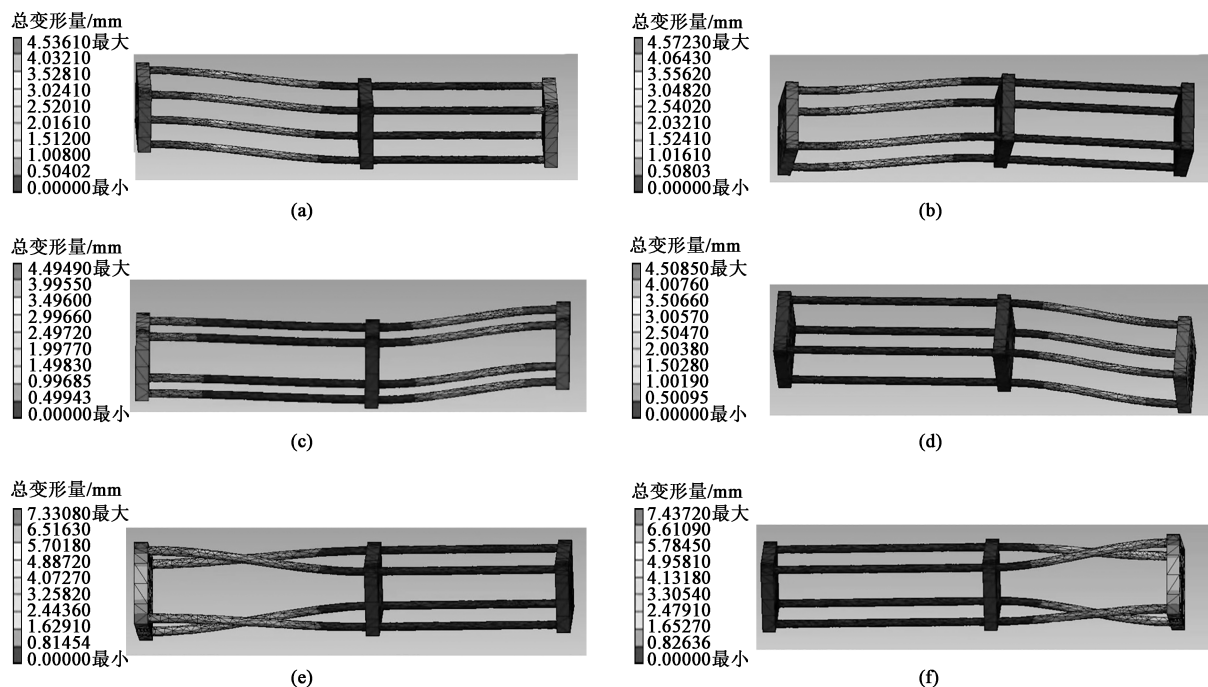


图 7 主机框架模态分析振型图

(a) 1 阶振型 (b) 2 阶振型 (c) 3 阶振型 (d) 4 阶振型 (e) 5 阶振型 (f) 6 阶振型

Fig. 7 Vibration mode diagrams of modal analysis for host frame

(a) The first vibration mode (b) The second vibration mode (c) The third vibration mode (d) The fourth vibration mode  
(e) The fifth vibration mode (f) The sixth vibration mode

表 2 主机框架模态分析结果

Table 2 Modal analysis results of host frame

阶数	频率/Hz	最大变形量/mm	相应振型
1	1.5356	4.53610	缸座上下摆动
2	1.5824	4.57230	缸座左右摆动
3	2.0665	4.49490	尾座上下摆动
4	2.1174	4.50850	尾座左右摆动
5	3.5307	7.33080	缸座扭转
6	4.3263	7.43720	尾座扭转

### 3 优化设计

为了实现主机框架轻量化的目标,必须对多个

尺寸进行优化<sup>[9]</sup>。本文将对拉拔机主机框架性能影响较大的尺寸因素设为设计变量,采用 MOGA 算法进行求解计算,在保证主机框架强度和刚度能够满足实际使用工况的情况下,对主机框架进行轻量化优化设计,很大程度上降低了主机框架的质量。

#### 3.1 选择设计变量

对主机框架进行优化,需要选择设计变量,在不改变主机框架基本结构的前提下,分别指定缸座厚度、撑管内径、撑管外径和模座厚度为设计变量(记为  $P1 \sim P4$ ),对其进行优化设计,以实现主机框架轻量化的目的,选择的设计变量如

图 8 所示。

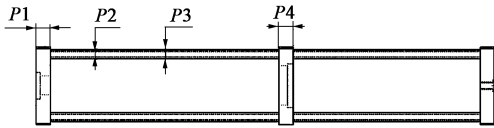


图 8 设计变量示意图  
Fig. 8 Schematic diagram of design variables

3.2 确定约束条件

状态变量作为设计变量的参变量，起到了描述设计性能指标的作用<sup>[10]</sup>，选择等效应力和主机框架体积为状态变量（记为  $P5$  和  $P6$ ），给等效应力设置一个上限，以主机框架体积最小化为目标，如图 9 所示。

表格原理图C2:优化									
1	名称	参数	目标			约束			
			类型	目标	容差	类型	下界	上限	容差
3	P5<=242 MPa	P5-等效应力 最大	没有目标			值<=上界		242	0.001
4	最小化P6	P6-主机框架1体积 最小化		0		无约束			
*		选择一个参数							

图 9 状态变量  
Fig. 9 State variables

该问题的约束条件如下。

(1) 目标函数  $f$ :

$$f = \min(F, V) \tag{1}$$

式中： $F$  为等效应力； $V$  为主机框架体积。

(2) 强度约束：

$$\sigma_i - [\sigma] \leq 0 \tag{2}$$

式中： $\sigma_i$  为主机框架第  $i$  个设计点的应力， $i = 1, 2, \dots, n$ ， $n$  为设计点数目； $[\sigma]$  为许用应力。

(3) 刚度约束：

$$k_i - [k] \leq 0 \tag{3}$$

式中： $k_i$  为主机框架第  $i$  个设计点的刚度； $[k]$  为许用刚度。

(4) 为设计变量添加变化范围，构建设计空间，形成几何约束，如图 10 所示，其中  $D1$ 、 $D2$  为与设计变量相关的三维模型中的尺寸。

表格原理图C2:优化				
1	输入参数			
2	名称	下界	上限	
3	P1-D1@凸台-拉伸1@主机框架1.Part	300	580	
4	P2-D1@草图3@主机框架1.Part	220	280	
5	P3-D2@草图3@主机框架1.Part	230	350	
6	P4-D1@凸台-拉伸3@主机框架1.Part	300	580	
7	参数关系			
8	名称	左表达式	运算符	正确的表达式
*	新的参数关系	新表达式	<=	新表达式

图 10 设计变量变化范围  
Fig. 10 Change ranges of design variables

3.3 多目标遗传算法

遗传算法是美国 Mcilhigna 大学的 Holland J H 教授<sup>[11]</sup>在 20 世纪 60 年代首次提出的一种能够仿真生物演化过程全局随机寻优算法。遗传算法可以在搜索的过程中，利用遗传、突变、自然选择、杂交等现象进行演化，并对搜索过程进行自动控制，获得最优个体<sup>[12]</sup>。

MOGA 是 Fonseca C M 和 Fleming P J<sup>[13]</sup>在遗传算法的基础上提出的，其基本思路为：每个个体的序列号，由当前种群中主导它的个体的数目所确定，利用共享函数和微生境技术来实现种群的多样性。由于 MOGA 算法具有高效、易实现等特点，近几年在多目标优化问题上受到了越来越多的关注。MOGA 算法的特点在于怎样对种群中的每个个体进行适应度值分配，其基本运算步骤如下<sup>[14]</sup>。

- (1) 检查种群中个体的优越性。
- 在种群的第  $v$  代子个体，定义个体等级，如式 (4) 所示。

$$rank(u, v) = 1 + p^{(v)} \tag{4}$$

式中： $u$  为第  $v$  代的某个个体； $rank(u, v)$  为第  $v$  代种群中  $u$  个体的等级； $p^{(v)}$  为第  $v$  代种群中优于  $u$  个体的个体数目。

当个体在同时期的群体中没有比它更优越的个体时，其顺序为 1，因此种群中等级为 1 的个体至少有 1 个。设  $X$  为种群的大小，则所有个体的等级均小于或等于  $X$ 。在确定所有个体的等级后，根据每个个体的优劣等级，即可获得初始的适应度值。

(2) 按照等级值从小到大的顺序，将所有的个体进行排列分层。

(3) 通过相应函数对每一个个体进行初始适应度赋值。通常，赋予的初始适应度值在  $1 \sim X$  之间，其中  $X$  应该与最优等级的个体相对应，1 则与最差等级的个体相对应。

(4) 计算适应度平均值，保证在稀疏区域的最优个体能够保留下来。

对于每个等级的个体，分别对其初始适应度进行平均值求解，每个个体所指定的适应度值即为所求解的平均适应度值，其目标是确保较好等级的个体可以获得较高的适应值。

Fonseca C M 和 Fleming P J<sup>[13]</sup>在每个等级引入了小生境数以更好地实现解的多样化。在一个等级内，使用共享函数  $H=1$ ，通过目标函数值可以求解任意两个个体  $a$  和  $b$  之间的标准化距离，计算公式如式 (5) 所示。

$$t_{ab} = \sqrt{\sum_{s=1}^l \left( \frac{f_s^{(a)} - f_s^{(b)}}{f_s^{\max} - f_s^{\min}} \right)^2} \quad (5)$$

式中:  $t_{ab}$  为任意两个个体  $a$  和  $b$  之间的标准化距离;  $f_s^{(a)}$  和  $f_s^{(b)}$  为个体  $a$  和个体  $b$  的第  $s$  个目标函数值;  $f_s^{\min}$  和  $f_s^{\max}$  为第  $s$  个目标函数的最小值和最大值。

对于个体  $a$ , 可以用式 (6) 来求解与个体  $a$  有相同等级的每一个个体  $b$  (包括  $a$ ) 的标准化距离。

$$Sh(t_{ab}) = \begin{cases} 1 - \left( \frac{t_{ab}}{\delta_{\text{share}}} \right)^H, & t_{ab} \leq \delta_{\text{share}} \\ 0, & t_{ab} > \delta_{\text{share}} \end{cases} \quad (6)$$

式中:  $Sh(t_{ab})$  为与个体  $a$  有相同等级的每个个体  $b$  (包括  $a$ ) 的标准化距离;  $\delta_{\text{share}}$  为小生境半径。

将所有共享函数值相加即可得到小生境数, 如式 (7) 所示。

$$nc_a = \sum_{b=1}^{\mu(r_a)} Sh(t_{ab}) \quad (7)$$

式中:  $nc_a$  为小生境数;  $r_a$  为个体  $a$  的等级;  $\mu(r_a)$  为所有等级和个体  $a$  相同的个体的总数。

在多目标遗传算法中采用了共享函数法, 将每个个体的适应度值除以它的小生境数, 从而得到共享适应度值。

优化设计的思路即找出目标函数的极限, 同时又能满足原来的设计需求<sup>[15]</sup>。基于 MOGA 的主机框架优化流程如图 11 所示。

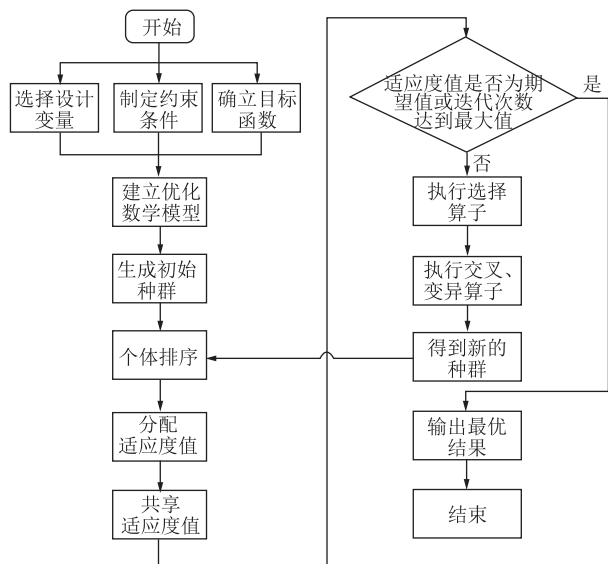


图 11 基于 MOGA 的主机框架优化流程图

Fig. 11 Flow chart of host frame optimization based on MOGA

### 3.4 优化结果

在 ANSYS Workbench 中运用 MOGA 对主机框架进行求解, 自动生成样本点。通过与初始值的比较,

然后进行求解计算, 可以得到设计变量与状态变量的变化关系。为了更加形象地表示, 可以通过折线图来表现每组样本点设计变量与状态变量的变化范围。图 12 为不同的样本参数对主机框架等效应力的影响折线图。

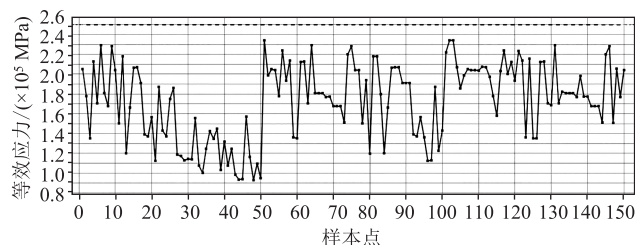


图 12 样本参数对等效应力影响的折线图

Fig. 12 Line chart for influence of sample parameters on equivalent stress

对样本参数求解分析完成后, 得到 3 组参数作为候选点, 如表 3 所示。

表 3 候选设计点

Table 3 Candidate design points

名称	候选点 1	候选点 2	候选点 3
缸座厚度 $P1/\text{mm}$	352.85	350.60	368.60
撑管内径 $P2/\text{mm}$	$\Phi 227.34$	$\Phi 235.72$	$\Phi 222.56$
撑管外径 $P3/\text{mm}$	$\Phi 235.69$	$\Phi 260.23$	$\Phi 269.97$
尾座厚度 $P4/\text{mm}$	348.10	328.28	301.95
等效应力 $P5/\text{MPa}$	222.3	234.2	207.2

### 3.5 灵敏度分析

参数灵敏度分析是指采用相关数学方法求解出状态变量随设计变量变化的灵敏度, 进而确定出各设计变量对目标函数的影响程度<sup>[16]</sup>的一种分析方法, 灵敏度如图 13 所示。

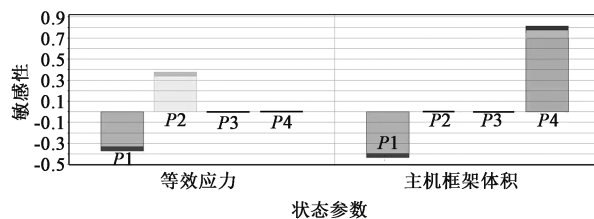


图 13 灵敏度分析图

Fig. 13 Sensitivity analysis diagram

从图 13 可以看出,  $P1$ 、 $P2$  对主机框架等效应力影响的程度较大,  $P1$ 、 $P4$  对主机框架体积影响的程度较大, 故对机架质量影响的程度也较大。

通过分析比较每组候选点的各个尺寸, 结合实际工作工况进行分析, 最终选取第 1 组候选点作为最优设计点。综合考虑安全可靠性以及主机框架结

构尺寸，并结合灵敏度分析，对最优设计点进行圆整修正，以便于后续加工制造，各个阶段的设计尺寸对比见表 4。

表 4 优化前后尺寸结果对比 (mm)  
Table 4 Comparison of dimension results before and after optimization (mm)

优化参数	原始尺寸	优化尺寸	修正尺寸
缸座厚度 $P_1$	580.00	352.85	360.00
撑管内径 $P_2$	$\Phi 281.00$	$\Phi 227.34$	$\Phi 230.00$
撑管外径 $P_3$	$\Phi 351.00$	$\Phi 235.69$	$\Phi 245.00$
尾座厚度 $P_4$	580.00	348.10	360.00

3.6 优化结果对比

在 SolidWorks 中按照最终修正的尺寸对主机框架进行重新建模，然后利用 ANSYS Workbench 进行静力学分析，结果如图 14 所示。从图 14 中可以看出，优化后的主机框架的最大等效应力为 191.860 MPa，可以满足实际使用工况的要求。

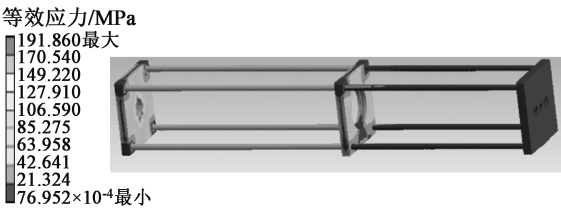


图 14 优化后主机框架静力学分析  
Fig. 14 Statics analysis of host frame after optimization

对优化前后的拉拔机主机框架模型进行比较，结果如表 5 所示，可以发现主机框架的质量较优化前减少了 64907.86 kg，总质量下降了 39.6%，优化后的安全因子为 1.85，能够满足实际工况需求。

表 5 优化前后主机框架性能对比  
Table 5 Comparison of host frame performance before and after optimization

主机框架	质量/kg	等效应力/MPa	安全因子
优化前	163756.61	101.93	3.48
优化后	98848.75	191.86	1.85

4 结语

本文运用三维建模软件 SolidWorks 对拉拔机主机框架进行参数化建模，将主机框架三维模型导入 ANSYS Workbench 进行静力学结构分析，通过静力学分析发现，拉拔机主机框架存在很大的优化空间。

随后在保持主机框架结构不变的前提下，对拉拔机主机框架进行轻量化优化设计。选择设计变量并设置约束条件，采用 MOGA 进行求解计算，最终得到了一组可以满足实际工况需求的最优设计参数。对优化后的主机框架重新建模进行静力学分析，最大等效应力为 191.86 MPa，可以满足实际使用工况要求。实现了对拉拔机主机框架的轻量化设计，总质量降低了 39.6%，很大程度上降低了生产成本，并降低了运输以及组装过程中的难度。

参考文献：

[1] 温景林. 金属挤压与拉拔及周期冷轧成型工程学 [M]. 北京: 冶金工业出版社, 2021.  
Wen J L. Metal Extrusion and Drawing and Periodic Cold Rolling Forming Engineering [M]. Beijing: Metallurgical Industry Press, 2021.

[2] 成大先. 机械设计手册 [M]. 北京: 化学工业出版社, 2016.  
Cheng D X. Mechanical Design Manual [M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2016.

[3] 黄志超, 彭晓亮, 汪伟, 等. 基于挤压成形再冲压工艺的后悬簧连杆轻量化设计方法 [J]. 锻压技术, 2021, 46 (5): 25-33.  
Huang Z C, Peng X L, Wang W, et al. Lightweight design method on rear suspension spring connecting rod based on extrusion and stamping process [J]. Forging & Stamping Technology, 2021, 46 (5): 25-33.

[4] 黄红捷, 邓大祥, 姚英学. 基于拓扑优化的工业机器人手臂的轻量化设计与分析 [J]. 工具技术, 2021, 55 (12): 77-82.  
Huang H J, Deng D X, Yao Y X. Research on lightweight design of industrial robot big arm based on topology optimization [J]. Tool Engineering, 2021, 55 (12): 77-82.

[5] 晁瑞, 李志峰. 基于增材制造螺杆转子结构轻量化设计与分析 [J]. 工具技术, 2020, 54 (7): 53-56.  
Chao R, Li Z F. Lightweight design and analysis of screw rotor structure based on additive manufacturing [J]. Tool Engineering, 2020, 54 (7): 53-56.

[6] 王彬. 某舰载电子设备振动试验夹具设计及分析 [J], 南京工程学院学报: 自然科学版, 2020, 18 (1): 79-82.  
Wang B. Design and analysis of vibration test fixture for a ship-board electronic equipment [J]. Journal of Nanjing Institute of Technology: Natural Science Edition, 2020, 18 (1): 79-82.

[7] 蒋文凯. 基于 ANSYS 的重型框架式制管成型机主机分析与优化 [J]. 锻压装备与制造技术, 2021, 56 (4): 42-48.  
Jiang W K. Analysis and optimization of mainframe of heavy-duty frame pipe forming machine based on ANSYS [J]. China Metal-forming Equipment & Manufacturing Technology, 2021, 56 (4): 42-48.

[8] 徐双, 赵至友, 赵国勇, 等. 重型电动数控螺旋压力机结构



- 设计与有限元分析 [J]. 锻压技术, 2022, 47 (6): 193-198.
- Xu S, Zhao Z Y, Zhao G Y, et al. Structure design and finite element analysis on heavy duty electric CNC screw press [J]. Forging & Stamping Technology, 2022, 47 (6): 193-198.
- [9] 布申申, 田怀文, 周杰. 基于 ANSYS Workbench 的停车顶检测车底架优化设计 [J]. 计算机与数字工程, 2021, 49 (4): 822-827.
- Bu S S, Tian H W, Zhou J. Optimized design of the chassis of the parking roof inspection vehicle based on ANSYS Workbench [J]. Computer & Digital Engineering, 2021, 49 (4): 822-827.
- [10] 赵铁柱, 石端伟. 基于 ANSYS Workbench 的升船机承船厢卧倒门优化设计 [J]. 武汉大学学报: 工学版, 2014, 47 (3): 378-382.
- Zhao T Z, Shi D W. Optimum design of horizontal type gate of shiplift chamber based on ANSYS Workbench [J]. Engineering Journal of Wuhan University, 2014, 47 (3): 378-382.
- [11] Holland J H. Outline for a logical theory of adaptive systems [J]. Journal of the Association for Computing Machinery, 1962, 9 (3): 297-314.
- [12] 张程, 贾宝柱, 邹佳奇. 基于多目标遗传算法的柴电混合动力船舶功率分配优化 [J]. 计算机应用与软件, 2021, 38 (3): 26-31, 58.
- Zhang C, Jia B Z, Zou J Q. Power distribution optimization of diesel-electric hybrid ship based on multi-objective genetic algorithm [J]. Computer Applications and Software, 2021, 38 (3): 26-31, 58.
- [13] Fonseca C M, Fleming P J. Genetic algorithms for multi-objective optimization: Formulation discussion and generalization [A]. Proceedings of the 5th International Conference on Genetic Algorithms [C]. San Mateo, 1993.
- [14] 魏秀然. 基于多目标 GA 的灌区水资源优化管理系统设计与实现 [D]. 郑州: 解放军信息工程大学, 2008.
- Wei X R. Design of Multi-objective Allocation of Irrigation Water Management Systems Based on Genetic Algorithm Optimal Methodology and Its Implementation [D]. Zhengzhou: PLA Information Engineering University, 2008.
- [15] 王宪伦, 段奕林. 基于 MOGA 的串联机械臂参数优化设计 [J]. 机械设计与制造工程, 2020, 49 (12): 1-4.
- Wang X L, Duan Y L. Parameter optimization design of series manipulator based on MOGA [J]. Machine Design and Manufacturing Engineering, 2020, 49 (12): 1-4.
- [16] 王震虎, 王万林, 张松波, 等. 基于车身概念模型的白车身主断面尺寸优化 [J]. 汽车工程, 2018, 40 (8): 904-911.
- Wang Z H, Wang W L, Zhang S B, et al. Size optimization on main cross-sections of body-in-white based on conceptual model for car body [J]. Automotive Engineering, 2018, 40 (8): 904-911.

(上接第 94 页)

中国机械工程学会塑性工程分会理事长赵国群教授主持开幕式, 中国机械工程学会理事长林忠钦院士, 武汉理工大学党委书记、副校长沈革武教授, 华中科技大学党委副书记张耀教授, 中国机械总院集团北京机电研究所有限公司党委书记、董事长、总经理姜超研究员, 塑性工程分会理事长黄庆学院士分别致辞。

纪念大会上, 与会代表共同观看了“栉风沐雨一甲子、砥砺奋进锻新篇——庆祝中国机械工程学会塑性工程分会成立 60 周年”的纪念片和学会第六届理事长海锦涛研究员、第七届理事长胡正寰院士和周贤宾教授、第八届理事长聂绍珉教授等 11 位学会老领导为此次盛会录制的祝贺视频, 并表彰了为塑性工程领域科技进步做出重大贡献的专家学者, 以及为学会发展做出突出贡献的团体和个人。获奖代表苑世剑教授、林建国院士和夏汉关董事长分别发表了获奖感言。

纪念大会后, “第十八届全国塑性工程学术年会暨第十届全球华人塑性技术研讨会”正式拉开帷幕, 会议分为主旨报告和分会场报告两个环节。年会邀请了林忠钦院士、谢建新院士、单忠德院士 (孙福臻研究员代)、林建国院士、李志强院长、蒋浩民副院长和吴沛东教授 7 位专家分别作了主旨报告。报告内容面向行业科技前沿, 重点聚焦汽车、航空航天等制造业的轻量化、绿色化、数字化、智能化, 展示了材料及塑性工程领域的最新动态和成果, 为与会代表提供了宝贵的学习和参考资料。

本次年会设置了 10 个分会场进行学术与技术交流, 与会代表穿梭于各个分会场, 通过展示自己的成果和聆听同行的报告, 碰撞出科研火花, 拓宽了科研思路, 结下了深厚友谊。

会议期间, 江苏倍嘉力机械科技有限公司、湖北三环锻造有限公司等 24 家企业、科研院所、高等院校及科研团队在现场进行了展板展示, 在宣传自身科研成果、技术、装备和产品的同时, 促进了企业与高校、科研机构之间的合作交流, 有效助力了塑性加工行业的产学研用深度融合。

此次会议的成功举办具有里程碑的意义, 充分展示了我国锻压科技工作者的热情和团结, 深刻反映了我国企业、科研院所和高等院校对行业学会的支持和需求, 对我国塑性工程领域和装备制造业的高质量发展意义重大。塑性工程分会将继续发挥桥梁和纽带的作用和人才智库的优势, 紧密团结广大塑性工程科技工作者, 持续增进国内外塑性工程学术界、产业界和政府间的学术交流与合作, 紧跟科技发展步伐, 引领行业勇于突破各种技术瓶颈, 不断开拓创新, 推动塑性工程在数字化、智能化、绿色化方面取得新的突破, 助力材料科学和机械工程领域的高质量发展。

中国机械工程学会塑性工程分会