

基于变密度法的压铸机模板拓扑优化设计

李世豪<sup>1</sup> 伞红军<sup>1</sup> 吴智恒<sup>2</sup> 张华伟<sup>2</sup> Ruediger Heim<sup>3</sup>  
(1.昆明理工大学机电工程学院;2.广东省科学院智能制造研究所;  
3. Fraunhofer Institute of Structural Durability and System Reliability LBF)

**摘 要** 针对当前压铸机合模机构中模板质量大、成本高的问题,结合工程实际应用情况,采用基于变密度法的结构拓扑优化和尺寸优化联合设计方案,应用 Optisruct 软件分别对定模板、尾板和动模板进行了优化,建立了相应的拓扑优化设计模型,定义了优化目标函数和约束函数,研究了约束体积分数和惩罚因子对拓扑优化结果的影响。通过与优化前的模板结构进行比较,3 大模板的总质量由 74.68 t 减少为 66.35 t,减重率达 11.5%,且应力分布更加均匀。

**关键词** 压铸机;模板;拓扑优化;轻量化;变密度法

**中图分类号** TG249.2;TP311 **文献标志码** A

**DOI**:10.15980/j.tzzz.2023.03.028

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Topology Optimization Design of Die Casting Machine Moldboard Based on Variable Density Method

Li Shihao<sup>1</sup>, San Hongjun<sup>1</sup>, Wu Zhiheng<sup>2</sup>, Zhang Huawei<sup>2</sup>, Ruediger Heim<sup>3</sup>

(1.Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Kunming University of Science and Technology; 2.Institute of Intelligent Manufacturing, GDAS; 3. Fraunhofer Institute of Structural Durability and System Reliability LBF)

**Abstract:** Aiming at the problems of heavy moldboard weight and high manufacturing cost in the current die-casting machine clamping mechanism, combined with the actual application of the project, the joint design scheme of structure topology optimization and size optimization based on variable density method was adopted, and Optisruct software was used to optimize the static moldboard, clamping moldboard and dynamic moldboard, and the corresponding topology optimization design model was established. Meanwhile, the optimization objective function and constraint function were defined, and the influence of the constraint volume percentage and penalty factor on the topology optimization results was analyzed. Compared with the moldboard structure before optimization, the total weight of major moldboard is reduced from 74.68 tons to 66.35 tons, and the weight reduction rate is 11.5% with more uniform stress distribution.

**Key Words:** Die Casting Machine, Moldboard, Topology Optimization, Lightweight, Variable Density Method

当今制造业中广泛使用的大型复杂轻合金结构件主要采用压力铸造工艺生产,压铸机作为压铸工艺的重要设备,结构复杂。合模机构是压铸机最关键的部件之一,通常由模板和曲轴机构等组成。压铸机主要通过曲轴机构将油缸的力快速扩大,推动模板运动<sup>[1]</sup>。模板系统通常包括动模板、定模板和尾板。模板是压铸机的重要功能部件和主要受力件,同时也是运动部件,其结构合理性是影响压铸设备工作效率、成本和能耗的关键因素<sup>[2]</sup>。

我国压铸机大量采用类比设计的方法,与国外同级别压铸设备相比,质量平均高 16%<sup>[3]</sup>。针对企业提出的锁模力(合型力)为 30 000 kN 的 DM 系列大型压铸机模板质量大、能耗高以及因此导致的在开合模过程中出现的模板平行度不一致等问题,本研究采用基于变密度法的连续体结构拓扑优化方法,使用专业的拓扑优化设计软件 Optistruct 对大型压铸机的模板机构进行了优化设计,获得更为合理的模板结构,为整机的轻量化设计提供参考。

收稿日期:2022-06-23;修改稿收到日期:2022-07-29  
基金项目:广东省重点领域研发计划资助项目(2019B090917004);云南省重点研发计划资助项目(202002AC080001);佛山市核心技术攻关项目(1920001001040)  
第一作者简介:李世豪,男,1998 年出生,硕士研究生,昆明(650504),E-mail:754283628@qq.com  
通信作者:伞红军,男,1976 年出生,副教授,昆明(650504),E-mail:sanhjun@163.com  
引用格式:李世豪,伞红军,吴智恒,等. 基于变密度法的压铸机模板拓扑优化设计[J]. 特种铸造及有色合金,2023,43(3):428-432.  
LI S H, SAN H J, WU Z H, et al. Topology optimization design of die casting machine moldboard based on variable density method[J]. Special Casting & Nonferrous Alloys, 2023, 43(3):428-432.

## 1 优化设计算法

大型压铸机合模机构中的 3 个模板通过曲轴机构和哥林柱相连接。通过对压铸机合模机构的静动态分析和热-结构耦合分析,得知定模板和尾板的安全系数较高,为了降低结构成本,可以对其进行拓扑优化以减轻质量<sup>[3]</sup>。采用连续体拓扑优化方法中的变密度法,将连续体结构有限元模型微观单元的相对密度作为拓扑优化的变量,假定材料弹性模量与相对密度之间有某种关系,以达到结构总体刚度最大值为目标,使结构中材料布局趋于最优。变密度法通常采用两种模型:固体各向同性材料惩罚模型(SIMP)和材料属性有理近似模型(RAMP)。当惩罚因子取相同值时,SIMP 模型曲率更大,这说明 SIMP 模型对中间材料密度单元的惩罚效应比 RAMP 模型更好<sup>[4-6]</sup>。SIMP 模型的数学式可以表示为:

$$\begin{cases} \min M = \sum_{i=1}^n \rho_i V_i \\ s.t. C(\rho) = U^T K U = \sum_{i=1}^n (\rho_i)^p u_i^T k_i u_i \\ 0 < \rho_{\min} < \rho_i < 1 \quad i = 1, 2, \dots, n \end{cases} \quad (1)$$

式中,  $M$  为结构的质量;  $n$  为总单元数量;  $\rho_i$  和  $V_i$  为第  $i$  个单元的相对密度和体积;  $C(\rho)$  为结构刚度;  $U$  为结构的位移矢量;  $K$  为结构刚度矩阵;  $p$  为惩罚因子;  $u_i$  和  $k_i$  为第  $i$  个单元的位移量和刚度;  $\rho_{\min}$  为防止矩阵奇异设定的单元相对密度最小值。

而动模板安全系数较低,局部最大应力值接近材料的屈服强度,故通过尺寸优化对其进行适度的优化设计,主要通过改变动模板单元厚度对其进行优化,数学模型可表示为<sup>[7]</sup>:

$$\begin{cases} \min M(T) \\ s.t. u \leq [u] \\ \sigma \leq [\sigma] \\ T = t_1, t_2, \dots, t_n \\ t_{\min} < t_e < t_{\max} \end{cases} \quad (2)$$

式中,  $T$  为设计变量;  $M(T)$  为结构质量;  $u$  和  $[u]$  为结构的位移量和最大允许位移量;  $\sigma$  和  $[\sigma]$  为结构的应力和最大允许应力;  $t_e$  为第  $e$  个单元的厚度;  $n$  为单元的数量;  $t_{\min}$  和  $t_{\max}$  分别为第  $e$  个单元允许的最小厚度和最大厚度。

同时,式(1)和式(2)需满足  $K$ - $T$  条件(库恩-塔克条件):

$$\begin{cases} \min f(x) \\ s.t. g_j(x) \leq 0 \end{cases} \quad (3)$$

式中,  $f(x)$  为优化目标;  $x$  为设计变量;  $g_j(x)$  为设计变量对应的灵敏度。再引入拉格朗日函数:

$$L(x, \lambda) = f(x) + \lambda^T g(x) = f(x) + \sum \lambda_j g_j(x) \quad (4)$$

式中,  $\lambda$  为拉格朗日乘子,求解式(4)最小值的条件为:

$$\nabla_x L(x, \lambda) = \nabla_x f(x) + \sum \lambda_j \nabla_x g_j(x) = 0 \quad (5)$$

$$\begin{cases} \nabla_\lambda L(x, \lambda) = g(x) = 0 \\ \lambda_j^T g_j = 0 \\ \lambda_j \geq 0 \end{cases} \quad (6)$$

变密度法拓扑优化的求解流程见图 1。

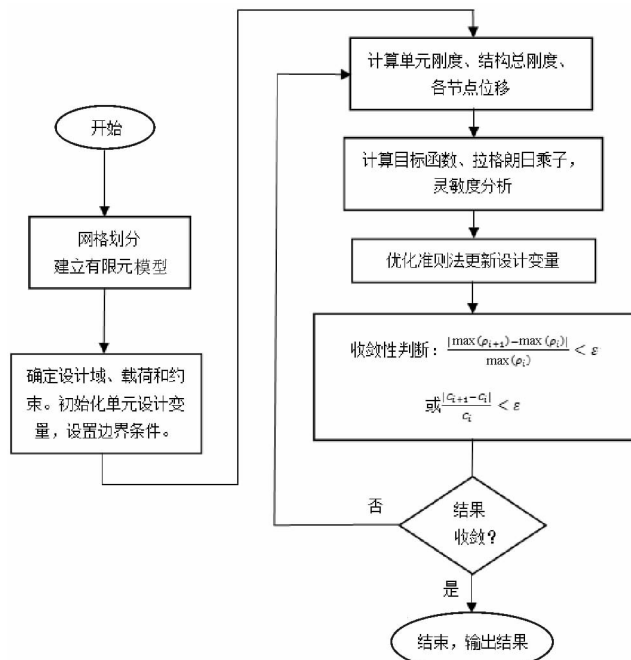


图 1 基于变密度法的拓扑优化流程图

Fig.1 Topology optimization process based on variable density method

## 2 模板有限元建模分析

通过对压铸机合模机构进行刚体系统的动力学仿真,得到机构内各模板在连接处的受力情况。因为合模机构运动过程中存在摩擦力,为了使仿真更加符合实际工况,在运动副上添加摩擦力。各运动副之间的静摩擦因数设置为 0.18,动摩擦因数设置为 0.12<sup>[8]</sup>。

合模过程中,当定模板和动模板通过模具开始发生接触时,机铰和哥林柱会发生弹性变形。合模终止时,在模具上会产生锁模力,定模板、动模板和连接的模具之间会发生碰撞,所以需要在它们之间设置一个接触。

经过仿真分析,得到合模机构中各主要参数的时间历程曲线。液压油缸的推力、锁模力随时间变化的曲线见图 2 和图 3。最大液压缸推力为  $1.368 \times 10^6$  N,最大锁模力为  $2.632 \times 10^7$  N。

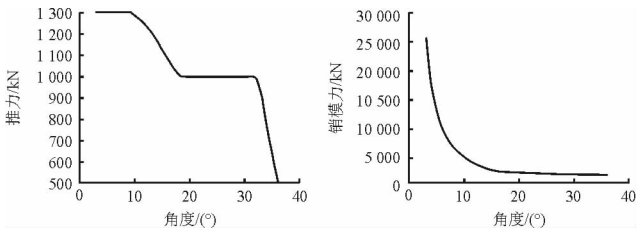


图 2 液压缸推力曲线  
Fig.2 Thrust curve of the hydraulic cylinder

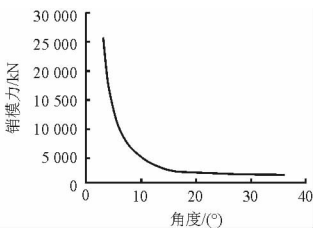


图 3 锁模力曲线  
Fig.3 Clamping force curve

压铸机模板的材料及力学性能见表 1。

表 1 QT500 模板材料及力学性能参数

Tab.1 Material and mechanical properties of moldboard

| 材料    | 密度/<br>( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ) | 泊松<br>比 | 弹性模量/<br>MPa      | 屈服强度/<br>MPa | 抗拉强度/<br>MPa |
|-------|--------------------------------------------|---------|-------------------|--------------|--------------|
| QT500 | 7 200                                      | 0.3     | $1.6 \times 10^5$ | 320          | 500          |

三大模板的尺寸(水平×垂直)均为 2 620 mm×2 620 mm,模板上 4 个哥林柱孔的直径均为 340 mm,哥林柱内距为 1 940 mm,压射室法兰高度为 280 mm,压射室法兰凸出定模板的高度为 30 mm。在 Optist-  
ruct 模块下建立合模机构三大模板优化前的有限元模型,见图 4。定模板的模型见图 4a,单元数量为 73 865 个,在定模板与模具接触面施加了  $2.7 \times 10^7$  N 的载荷,约束该接触面背面的平面,约束哥林柱端面孔上 Z 方向位移。尾板的模型见图 4b,单元数量为 42 576 个,在铰链孔处施加了  $1.37 \times 10^7$  N 的载荷,约束哥林柱与螺母接触位置 Z 方向的位移。动模板的模型见图 4c,单元数量为 45 673 个,在铰链孔处施加  $1.37 \times 10^7$  N 的载荷,在动模板与模具接触面上添加 Z 方向约束。

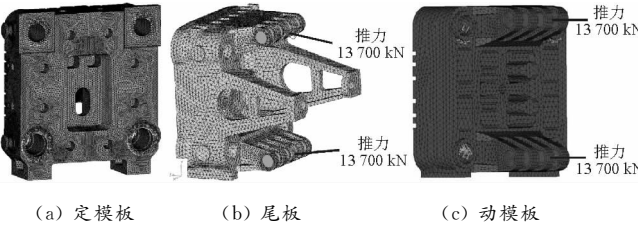


图 4 模板优化前有限元模型  
Fig.4 Finite element model of moldboard before optimization

分别对优化前的定模板、尾板和动模板进行有限元分析求解,其中定模板的有限元分析见图 5,局部最大应力值为 148 MPa,结构最大变形量为 0.67 mm,最大变形位置接近于中心通孔处。

尾板的应力与变形分布见图 6,局部最大应力值为 156 MPa,最大应力位于机铰安装板与哥林柱孔之间的加强板处。结构最大变形量为 1.93 mm。

动模板的应力与变形分布见图 7,其最大应力值 115 MPa 位于加强筋板靠近沉台附近,结构最大变形量为 1.12 mm。

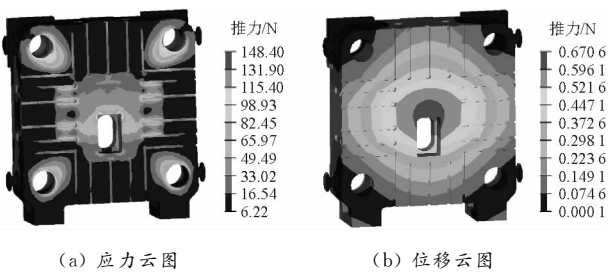


图 5 定模板优化前有限元分析结果  
Fig.5 FEA results of the static moldboard before optimization

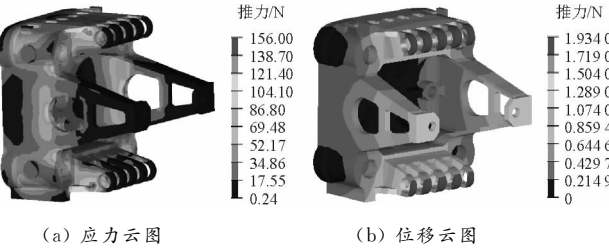


图 6 尾板优化前有限元分析结果  
Fig.6 FEA results of the clamping moldboard before optimization

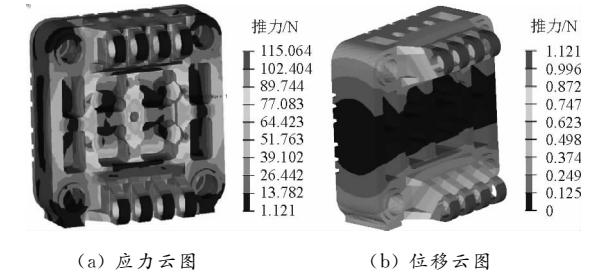


图 7 动模板优化前有限元分析结果  
Fig.7 FEA results of the dynamic moldboard before optimization

### 3 定模板和尾板的拓扑优化

#### 3.1 定模板拓扑优化设计

以单元密度作为设计变量,以模板质量最小、变形量最小作为优化约束条件,通过变密度法在 Optist-  
ruct 模块中对定模板进行拓扑优化。涉及到的控制参数主要有惩罚因子(DISCRETE)、优化体积分数(Volumef-  
rac)、控制精度(OBJTOL)、最小结构尺寸(MINDIM)和最大迭代次数(DESMAX)等,其中惩罚因子和体积分数为主要影响因素<sup>[9-10]</sup>。

因此,首先改变惩罚因子的大小,其他控制参数依据经验进行设置并保持不变。迭代完成后,发现随着惩罚因子由 2、3 到 4 的增大,定模板刚度逐渐增大,但惩罚因子取值过大也会导致优化后的结构可制造性差。

接着改变优化体积分数的大小,其他控制参数保持不变,惩罚因子设置为 3。迭代完成后,发现随着体积分数由 0.6、0.4 到 0.2 的降低,结构刚度逐渐减小,迭代步数逐渐增加,因此也会导致优化计算的时间增长。

基于以上迭代历程的情况,最终选定拓扑优化控制参数见表 2。

表 2 定模板优化控制参数

| Tab.2 Optimization control parameters of static moldboard | 惩罚因子 | 体积分数/% | 控制精度/mm | 最小结构尺寸/mm | 最大迭代次数/次 |
|-----------------------------------------------------------|------|--------|---------|-----------|----------|
|                                                           | 3    | 0.6    | 0.001   | 160       | 50       |

经过 16 次迭代后得到定模板的相对密度云图,设置单元密度阈值为 0.5,结构中单元密度低于 0.5 的部分将以半透明状显示,见图 8。去除单元相对密度为 0 的区域,保留单元相对密度为 1 的高亮区域,对于单元密度值位于 0.5~1 的区域,以质量最小化为目标进行部分删减,并结合实际制造可行性,最终确定优化后的定模板几何模型,见图 9。

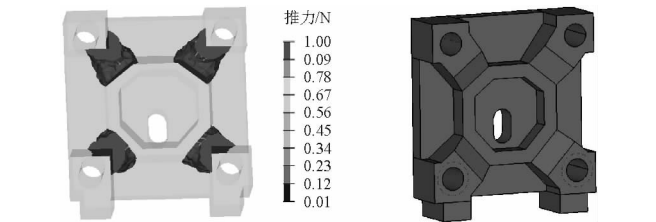


图 8 定模板优化单元密度云图  
Fig.8 Element density of the static moldboard after optimization

图 9 定模板优化设计后几何模型  
Fig.9 Geometric model of static moldboard after optimization

对优化后的定模板进行仿真分析,施加的条件与优化前相同,分析结果见图 10。可以看出,定模板最大应力位置和最大变形位置均与优化前基本相同,符合设计要求。最大应力值位于上方两个哥林柱孔附近,为 110 MPa,最大变形量为 0.46 mm。相较于优化前的最大应力值 148 MPa 和最大变形量 0.67 mm,结构刚度显著提高,且优化后结构整体质量降低了 4.8 t。

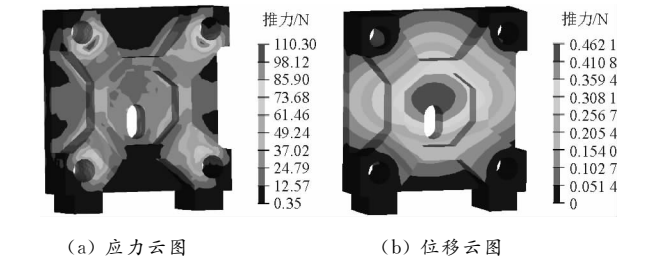


图 10 定模板优化后有限元分析结果  
Fig.10 FEA results of the static moldboard after optimization

3.2 尾板拓扑优化设计

尾板的拓扑优化控制参数设置过程和定模板相似,最小结构尺寸(MINDIM)仍设置为设计空间平均单元尺寸的 2 倍,最终选定参数见表 3。

经过 18 次迭代后得到尾板的相对密度云图,设置

单元密度阈值为 0.4,结构中单元密度低于 0.4 的部分将以半透明状显示,见图 11。根据拓扑优化单元密度结果重新确定尾板的设计方案,可在尾板与机铰系统相连接的上下两侧分别增添两个半拱形孔,优化后的尾板几何模型见图 12。

表 3 尾板优化控制参数

| Tab.3 Optimization control parameters of clamping moldboard | 惩罚因子 | 体积分数/% | 控制精度/mm | 最小结构尺寸/mm | 最大迭代次数/次 |
|-------------------------------------------------------------|------|--------|---------|-----------|----------|
|                                                             | 3    | 0.6    | 0.001   | 120       | 50       |

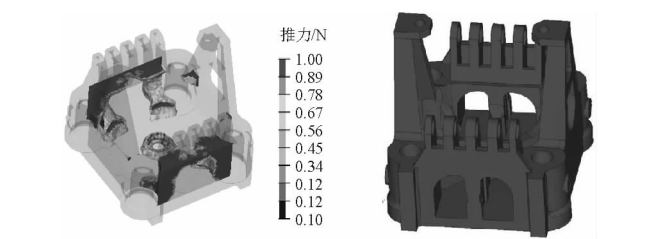


图 11 尾板优化单元密度云图  
Fig.11 Element density of the clamping moldboard after optimization

图 12 尾板优化设计后几何模型  
Fig.12 Geometric model of clamping moldboard after optimization

对优化后的尾板进行有限元分析,施加的参数条件与优化前相同,得到分析结果见图 13。最大应力值为 179 MPa,最大应力仍然位于机铰安装板与哥林柱孔之间的加强板处。较优化前结构的最大应力值(156 MPa)有小幅增加,原因是经过拓扑优化后的尾板上下两侧位于半拱形孔上方处更易产生应力集中现象,可以在后续过程中通过增大倒角或局部加厚等方式来弥补结构的局部强度,降低局部应力。最大变形量约为 1.07 mm,相较于优化前的 1.93 mm 有了显著的改善,说明结构刚度有所提高,且优化后的尾板质量降低了 2.73 t。

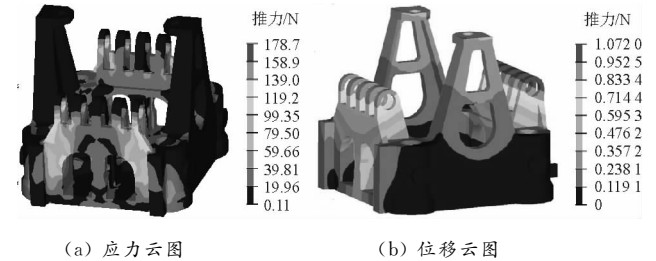


图 13 尾板优化后有限元分析结果  
Fig.13 FEA results of the clamping moldboard after optimization

4 动模板的尺寸优化

合模机构中的动模板是主要的受力部件,在压铸过程中模具一般安装在动模板上跟随其一起运动,因此在设计过程中要保证动模板具有足够的刚度<sup>[11]</sup>。考虑到

在实际生产中动模板上要安装顶针、油缸等功能性部件,使得优化设计空间较小,因此将动模板内部加强筋板的厚度和沉台面高度作为设计空间。将筋板厚度由 150 mm 减小为 135 mm,为避免局部应力过大,将内部台面高度降低至油缸安装孔处,优化后的几何模型见图 14。

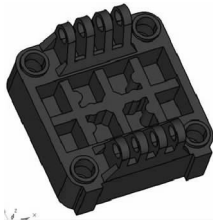


图 14 动模板优化设计后几何模型

Fig.14 Geometric of dynamic moldboard after optimization

施加与优化前相同的载荷和约束条件,对优化后的动模板进行有限元强度分析,结果见图 15。可以看出,优化后动模板最大应力值为 120 MPa,相比于优化前(115 MPa)略有增加,原因是经过尺寸优化后的动模板结构应力集中现象更为明显,但仍在材料的许用应力范围内,最大应力值的位置由侧边的加强筋板转到了中间的加强筋板上。优化后贯穿 3 个加强筋板的中间板上的应力值达到了最小值(0.75 MPa),小于优化前的最小值(1.12 MPa),且从优化前后的应力分布云图对比可以看出,优化后的动模板加强板上的应力分布更加均匀。最大局部变形量为 1.26 mm,动模板总质量降低了 0.8 t。

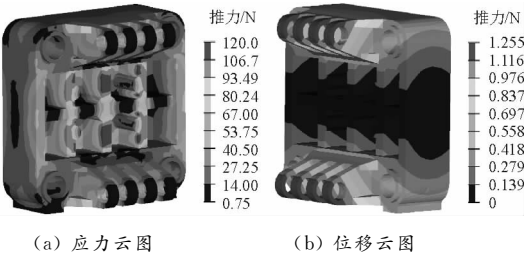


图 15 动模板优化后有限元分析结果

Fig.15 FEA results of the dynamic moldboard after optimization

通过对压铸机定模板、尾板的拓扑优化及对动模板的尺寸优化,3 大模板的整体关键尺寸并未发生变化,局部应力、变形以及整体质量有了明显的改变。优化前后结构参数对比见表 4。

表 4 优化前后模板参数对比表

Tab.4 Comparison of the moldboard optimization before and after

| 元素  | 最大应力/MPa |     | 最大位移/mm |      | 结构质量/t |       | 减重率/% |
|-----|----------|-----|---------|------|--------|-------|-------|
|     | 优化前      | 优化后 | 优化前     | 优化后  | 优化前    | 优化后   |       |
| 定模板 | 148      | 110 | 0.67    | 0.46 | 22.84  | 18.04 | 21.0  |
| 尾板  | 154      | 179 | 1.93    | 1.07 | 26.37  | 23.64 | 10.2  |
| 动模板 | 115      | 120 | 1.12    | 1.26 | 23.11  | 22.31 | 3.5   |

从表 4 中可以看出,定模板和尾板的减重效果较为明显,动模板的质量降低不多。定模板在减重的同时最大应力和最大变形量都有显著降低,符合优化初衷。虽然结构上的拓扑优化和尺寸优化致使动模板和尾板在优化后的局部最大应力值有所增加,但仍在结构材料允许范围内。模板系统中三大模板总质量为 72.32 t,经优化后减轻了 8.33 t,减重率达到了 11.5%,减重幅度明显,实现了轻量化设计的目标。

5 结 论

(1)通过变密度法可以实现大型压铸机模板的轻量化设计,在满足结构材料要求的同时,将定模板减轻了 4.8 t,减重率达 21%;尾板减轻了 2.73 t,减重率达 10.2%。有效减少了整机的质量,降低了实际运行过程中机构的运行能耗,实现了高效、节能的目的

(2)通过尺寸优化,实现了压铸机动模板的优化设计,使得动模板减轻了 0.8 t,减重率为 3.5%。虽然局部最大应力和最大变形量有小幅度增加,但应力分布更加均匀,且刚度满足设计要求。

(3)研究了惩罚因子(DISCRETE)和体积分数(Volumefrac)对拓扑优化结果的影响,惩罚因子增大会使得结构柔度降低、刚度增加,然而过大的惩罚因子会降低结构的可制造性;体积分数减小会导致结构刚度降低,优化迭代步数增加,计算时间延长。

参 考 文 献

[1] 张华伟,郭伟科,殷术贵,等.大型压铸机机铰系统优化设计[J].特种铸造及有色合金, 2021, 41(6): 779-783.

[2] 阮航.大型压铸机合模机构模板的有限元分析与拓扑优化[D].南昌:华东交通大学, 2014.

[3] 张华伟.高效节能的大型压铸机关键技术研究[D].广州:华南理工大学, 2014.

[4] 焦洪宇,周奇才,李文军,等.基于变密度法的周期性拓扑优化[J].机械工程学报, 2013, 49(13): 132-138.

[5] 盛旭东.连续体结构拓扑优化方法及其应用研究[D].南京:南京航空航天大学, 2018.

[6] 刘升福,吴安,王羽茜.基于尺寸优化的服务器机箱结构优化设计[J].机械设计, 2021, 38(S1): 178-182.

[7] 张华伟,罗良传,梁澜之,等.超大型压铸机机座的优化设计[J].特种铸造及有色合金, 2019, 39(10): 1 081-1 084.

[8] 马冰冰.大型压铸设备合模机构的仿真分析及优化[D].南昌:华东交通大学, 2013.

[9] 丁卯,耿达,周明东,等.基于变密度法的结构强度拓扑优化策略[J].上海交通大学学报, 2021, 55(6): 764-773.

[10] 蔡安江,杨奇瑞.基于变密度法的平模台振加强筋布局优化[J].计算力学学报, 2021, 38(1): 66-72.

[11] 徐柯,金志明.压铸机动模板的拓扑优化[J].特种铸造及有色合金, 2009, 29(5): 431-433.

(编辑:张正贺)