

大型压铸机机铰系统优化设计

张华伟¹ 郭伟科¹ 殷术贵¹ 冯永胜² Ruediger Heim³

(1.广东省科学院智能制造研究所; 2.广东伊之密精密机械股份有限公司;
3.Fraunhofer Institute of Structural Durability and System Reliability LBF)

摘要 针对锁模力为 25 000 kN 压铸机扩力倍数较低,开、合模过程中存在冲击的问题,开展了机铰系统的优化设计研究。首先建立了合模机构的力学模型,通过有限元法计算了结构应力、变形量和刚度,并校核了强度。将肘杆刚度作为参数,建立了机铰系统刚-柔结合多体动力学模型,仿真与测试结果相符合,验证了建模方法的准确性。最后在多体动力学模型基础上,以肘杆铰接点坐标作为设计变量,建立了优化设计模型。将优化设计与原始设计进行对比,扩力倍数由 21.45 提升到 24.57,行程比由 1.03 提升到 1.08,合模过程的冲击力显著减小。

关键词 压铸机;机铰系统;有限元;多体动力学;优化设计

中图分类号 TG249.2;TG233.1

文献标志码 A

DOI:10.15980/j.tzzz.2021.06.024

开放科学(资源服务)标识码(OSID):



Optimization Design of Hinge System for Large Scale Die Casting Machine

Zhang Huawei¹, Guo Weike¹, Yin Shugui¹, Feng Yongsheng², Ruediger Heim³

(1.Institute of Intelligent Manufacturing, GDAS; 2.Guangdong Yizumi Precision Machinery Co., Ltd.;
3.Fraunhofer Institute of Structural Durability and System Reliability LBF)

Abstract: The problem of impact during the mold opening and closing was analyzed due to the low expansion ratio under 25 000 kN clamping force, and optimization design on the hinge system was carried out. Firstly the mechanical model of the clamping mechanism was built up and the stress and displacement were calculated using finite element method in order to validate the stiffness and strength of each component. A rigid-flexible combination multi-body dynamic model of the hinge system was set based on the parameter of elbow stiffness. Finally the optimized design was built up upon the multi-body dynamic model using elbow hinge coordinates as design variables. As the results of comparison with the origins, the optimized design has enlarged the expansion ratio from 21.45 to 24.57, and the stroke is increased from 1.03 to 1.08. The impact during mold opening and closing of the optimized design is decreased greatly.

Key Words: Die Casting Machine, Hinge System, Finite Element Analysis, Multibody Dynamic, Optimization Design

压铸机是有色金属及其合金压力铸造的基础设备,结构复杂。合模机构由模板和机铰等组成,是压铸机的关键机构。每个铸件生产循环周期都伴随着合模机构的一次开合动作,合模机构的锁模和开模主要通过油缸推动机铰系统,结构示意图 1。机铰系统将油缸的推力快速扩大,推动模板动作^[1]。机铰系统是典型的多连杆机构,肘杆(连杆)尺寸设计不合理会导致合模机构的扩力倍数不足、合模过程冲击大、模具寿命低、开模和锁模时间长、压铸效率低^[2]。要实现大的锁模力需要依靠增加油缸推力,工作能耗高。

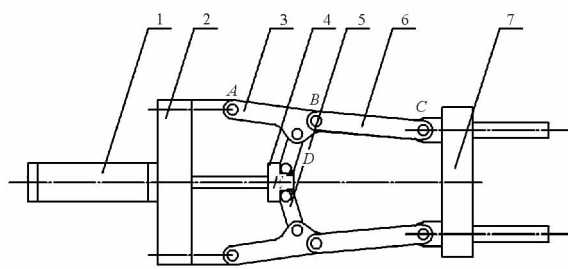


图 1 机铰系统示意图

Fig.1 Schematic diagram of hinge system

1.合模油缸 2.尾板 3.钩铰 4.十字头 5.小铰 6.长铰 7.动模板板

目前压铸机机铰的设计主要基于理论计算方法,由

收稿日期:2020-10-11;修改稿收到日期:2020-11-23

基金项目:广东省科技计划资助项目(2016B090926003,2018A050506011,1920001001040);广东省科学院资助项目(2019GDASYL-0501012)

第一作者简介:张华伟,男,1979 年出生,高级工程师,广州(510070),E-mail:huawei19@163.com

通信作者:殷术贵,男,1986 年出生,工程师,广州(510070),E-mail:shugui645@163.com

引用格式: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.

ZHANG H W, GUO W K, YIN S G, et al. Optimization design of hinge system for large scale die casting machine[J]. Special Casting & Nonferrous Alloys, 2021, 41(6):779-783.

于不能够考虑到合模机构中其他复杂结构零件,以及机铰系统自身各个零部件的变形量影响,因而,计算结果误差大,导致设计的机铰结构不合理。反复设计、制造导致研发周期长、费用高。数字化建模、有限元法和运动学仿真技术的协同应用为压铸机机铰的设计提供新的解决方案。通过数值模拟技术,不仅可以实现性能的定量设计,而且可以实现最优化设计,显著缩短机铰系统的研发周期,节约成本^[3]。

本课题针对企业反馈的锁模力为 25 000 kN 的大型压铸机油缸大、能耗高,以及每次开合模过程中都伴随较高的异常响声的实际问题,基于数值模拟方法开展缺陷原因分析和机铰系统优化设计,以提升动模座板行程,同时尽量减少油缸行程,并实现开合模过程中模板运动平稳,无停顿以及噪音现象。

1 合模机构有限元建模

建立锁模力为 25 000 kN 压铸机合模机构的 3D 装配体模型,部件的材质分别为 QT500 和 45 号钢,材料物理性能参数见表 1。分别对装配体模型中的零部件进行离散化,定义各连接部件之间的接触关系及摩擦因数等参数,施加相应的载荷为 25 000 kN,并对定模座板的位移自由度进行约束,建立的合模机构模型见图 2。

表 1 材料物理性能参数

Tab.1 Physical property parameters of the materials

材料	密度/ (kg · m ⁻³)	弹性模量/ MPa	泊松 比	屈服强度/ MPa	抗拉强度/ MPa
QT500	7 000	1.62 × 10 ⁵	0.292	320	500
45 号钢	7 890	2.09 × 10 ⁵	0.269	355	600

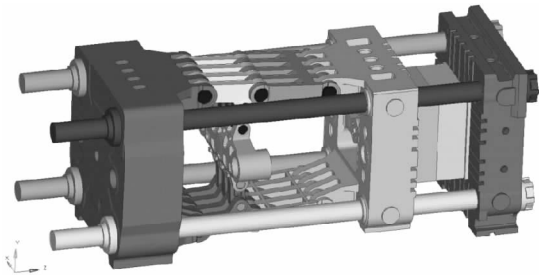


图 2 合模机构模型

Fig.2 Mechanical model of clamping mechanism

对上述模型进行求解,得到的合模机构的整体位移应力和云图见图 3 和图 4。通过对该数值模拟结果进行后处理,分别计算出尾板、机铰系统、哥林柱、动模座板与模具、定模座板系统在水平和垂直方向的刚度,见表 2,其中机铰系统的垂直刚度 1 表示机铰系统与尾板连接处的垂直方向刚度,垂直刚度 2 表示机铰系统与动模座板连接处的垂直方向刚度。

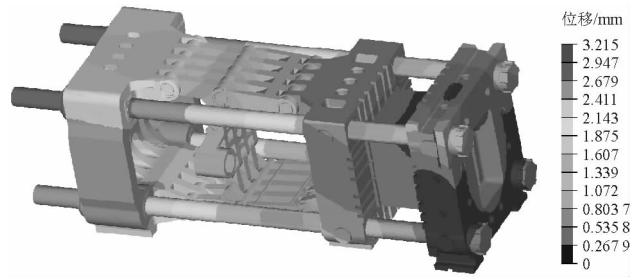


图 3 合模机构位移云图

Fig.3 Displacement contour of clamping mechanism

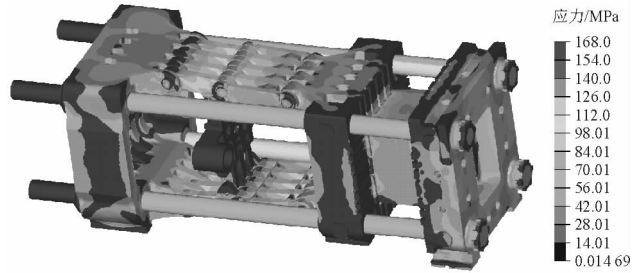


图 4 合模机构应力云图

Fig.4 Stress nephogram of clamping mechanism

由图 3 可以看出,合模机构的最大位移量为 3.22 mm,位于哥林柱靠近尾板一侧端部。不考虑单元接触边界处的局部应力,合模机构最大应力为 118 MPa,位于勾铰与尾板连接处内侧,远小于材料的屈服强度(320 MPa),故合模机构整体结构能够满足强度设计要求。

表 2 合模机构部件及子系统刚度

Tab.2 Stiffness of clamping mechanism components and sub-systems

部件/ 子系统	尾板		机铰系统			定、动模 座板及模具		哥林柱
	水平	垂直	垂直 1	水平	垂直 2	水平	垂直	
载荷/kN	25 000	910	910	25 000	875	25 000	875	25 000
位移量/mm	0.298	0.345	0.923	0.986	3.42	0.961	0.178	2.63
刚度 kN/mm	83 893	2 638	986	25 355	256	26 015	4 916	9 506

2 机铰系统多体力学建模

图 5 为 25 000 kN 压铸机的机铰系统。属于典型的双曲肘 5 支铰结构,十字头、小铰、钩铰和长铰分别作为肘杆,各肘杆之间通过转轴连接,A、B、C、D、E 为上半铰链中钩铰与尾板、长铰与钩铰、动模座板与钩铰、钩铰与小铰、小铰与十字头之间的铰接点。根据机铰系统的结构及工作机理,建立其运动几何关系,见图 5^[4~6]。

当油缸推动各肘杆运动到达预定状态,机铰系统建立的坐标系见图 5,O 为 A 点垂向与机铰系统水平对称轴线交点,按照刚体分析力学,建立参数 β、γ、φ、θ 的几何方程为:

$$\cos(\gamma - \theta) = \frac{L_1^2 + L_5^2 - L_3^2}{2L_1L_3} \quad (1)$$

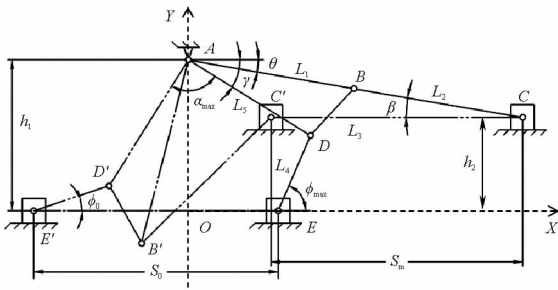


图5 机铰系统运动关系示意图

Fig.5 Motion relationship of hinge system

$$L_5 \sin \gamma + L_4 \sin \varphi = h_1 \quad (2)$$

$$L_2 \sin \beta + h_2 + L_1 \sin \theta = h_1 \quad (3)$$

式中, L_1 为 A、B 铰接点之间的距离, mm; L_2 为 B、C 铰接点之间的距离, mm; L_3 为 B、D 铰接点之间的距离, mm; L_4 为 D、E 铰接点之间的距离, mm; L_5 为 A、D 铰接点之间的距离, mm; h_1 为 A、E' 铰接点之间的垂直距离, mm; α_{\max} 为最大启模角, ($^\circ$); β 为铰链点 BC 水平方向夹角, ($^\circ$); γ 为铰链点 AB 与 AD 的夹角, ($^\circ$); θ 为斜排角, ($^\circ$); φ 为铰链点 DE 与水平方向夹角, ($^\circ$).

由于系统自由度为 1, 选定 φ 为广义坐标, 则其他变量为:

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{h_1 - L_4 \sin \varphi}{L_5}\right) \quad (4)$$

$$\theta = \arcsin\left(\frac{h_1 - L_4 \sin \varphi}{L_5}\right) - \arccos\left(\frac{L_1^2 + L_5^2 - L_3^2}{2L_1 L_5}\right) \quad (5)$$

$$\beta = \frac{h_2 - h_1 + L_1 \sin\left[\arcsin\left(\frac{h_1 - L_4 \sin \varphi}{L_5}\right) - \arccos\left(\frac{L_1^2 + L_5^2 - L_3^2}{2L_1 L_5}\right)\right]}{L_2} - \arcsin\left(\frac{h_1 - L_4 \sin \varphi}{L_5}\right) \quad (6)$$

根据图 5 坐标系, ABCDE 点坐标方程为:

$$x_A = 0, y_A = h_1 \quad (7)$$

$$x_B = L_1 \cos \theta, y_B = h_1 - L_1 \sin \theta \quad (8)$$

$$x_C = L_1 \cos \theta + L_2 \cos \beta, y_C = h_2 \quad (9)$$

$$x_D = L_5 \cos \gamma, y_D = h_1 - L_4 \sin \varphi \quad (10)$$

$$x_E = L_5 \cos \lambda - L_4 \cos \varphi, y_E = 0 \quad (11)$$

对坐标方程变分, 各点的虚位移为:

$$\delta x_A = 0, \delta y_A = 0 \quad (12)$$

$$\delta x_B = -L_1 \sin \theta \delta \theta, \delta y_B = -L_1 \cos \theta \delta \theta \quad (13)$$

$$\delta x_C = -L_1 \sin \theta \delta \theta - L_2 \sin \beta \delta \beta, \delta y_C = 0 \quad (14)$$

$$\delta x_D = -L_5 \sin \gamma \delta \gamma, \delta y_D = -L_4 \cos \varphi \delta \varphi \quad (15)$$

$$x_E = -L_5 \sin \lambda \delta \gamma + L_4 \sin \varphi \delta \varphi, \delta y_E = 0 \quad (16)$$

系统主动力对系统做功为:

$$\sum \delta W = P_0 \delta x_E - P_2 \delta x_C = Q_\varphi \delta \varphi \quad (17)$$

式中, P_0 为驱动油缸输入力, kN; P_2 为合模力, kN。由于机铰系统为静力平衡系统, 则广义力 $Q = 0$, 即可得到

机铰刚体系统静力下的合模力为^[7,8]:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\delta x_C}{\delta x_E} = \frac{\frac{L_1 L_4 \sin k_3 \cos \varphi}{L_5 k_1} + \frac{L_1 L_4 \sin k_3 \cos \varphi}{L_2 L_5 k_1 \sqrt{1 - \frac{k_2^2}{L_2^2}}}{L_4 \sin \varphi + \frac{L_4 \cos \varphi (h_1 - L_4 \sin \varphi)}{L_5 k_1}} \quad (18)$$

式中

$$k_1 = \sqrt{1 - \frac{(h_1 - L_4 \sin \varphi)^2}{L_5^2}} \quad (19)$$

$$k_2 = h_2 - h_1 + L_1 \sin k_3 \quad (20)$$

$$k_3 = \arcsin\left(\frac{h_1 - L_4 \sin \varphi}{L_5}\right) - \arccos\left(\frac{L_1^2 + L_5^2 - L_3^2}{2L_1 L_5}\right) \quad (21)$$

实际机铰系统为可变形系统, 特别在系统运动到接近预定最终位置附近, 合模输出力急剧增大, 肘杆压缩变形导致各点并未到达预设位置, 特别是由于 L_2 变形较大, 因此需按照柔性体计算机铰系统, 计算流程见图 6。考虑到各肘杆的形变, 将 L_2 视为柔性体计算。当 φ 变为 $\varphi + \Delta \varphi_i$ 时, β 变为 $\beta + \Delta \beta_i$, 通过迭代计算新的位置点, 再根虚位移原理计算广义力, 直到达到合模预设位置, 广义变量 φ 最终为:

$$\varphi_n = \varphi + \sum_{i=0}^n \Delta \varphi_i \quad (22)$$

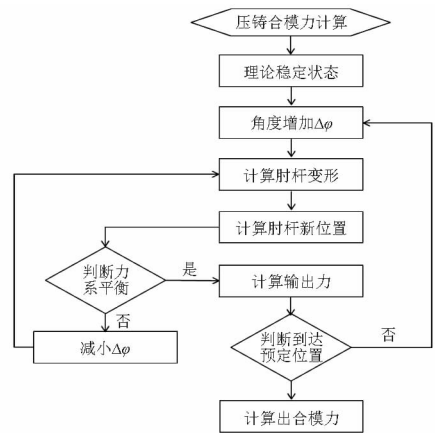


图6 合模力计算流程图

Fig.6 Flow chart of clamping force calculation

但根据图 6 计算合模输出力时, 由于迭代循环, 计算工作量较大, 实际工程中采用仿真软件进行迭代计算出最终的合模力大小为 P_n 。扩力倍数 M 为:

$$M = \frac{P_n}{P_0} \quad (23)$$

合模过程中, 动模座板的行程 S_m 与驱动油缸活塞的行程 S_0 的比值为行程比, 动模座板的速度 V_m 与驱动油缸活塞的速度 V_0 之比为速度比, 行程比 K_s 和速度比 K_v 表达式为^[9]:

$$K_s = \frac{S_m}{S_0} \quad (24)$$

$$K_v = \frac{V_m}{V_0} \quad (25)$$

3 机铰系统性能数值模拟

在多体动力学仿真软件中建立压铸机机铰系统的虚拟样机模型,由于机铰系统结构为上下对称结构,故以 1/2 模型为研究对象,结合有限元法计算的合模机构部件和子系统刚度结果,建立刚-柔结合的机铰系统的简化运动学仿真模型,见图 7。

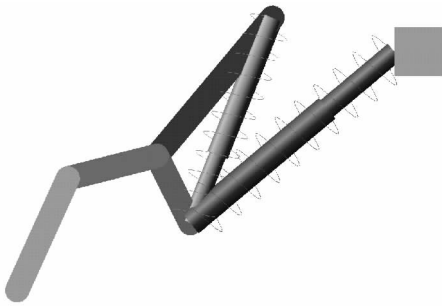


图 7 机铰系统运动学仿真模型

Fig.7 Kinematic simulation model of hinge system

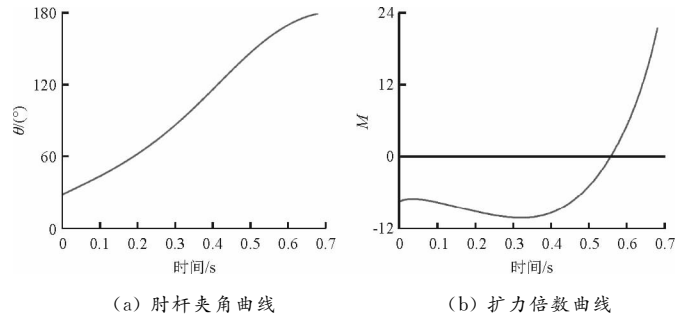


图 8 机铰系统运动学仿真结果

Fig.8 Kinematic simulation results of hinge system

司 DM2500 压铸机的锁模力大小为 27 540 kN,驱动油缸压力为 16 MPa,油缸直径为 320 mm,计算得到 DM2500 压铸机的扩力倍数为 21.40,仿真的扩力倍数结果为 21.45,接近于实际情况,因而,该数值模拟方法可靠。

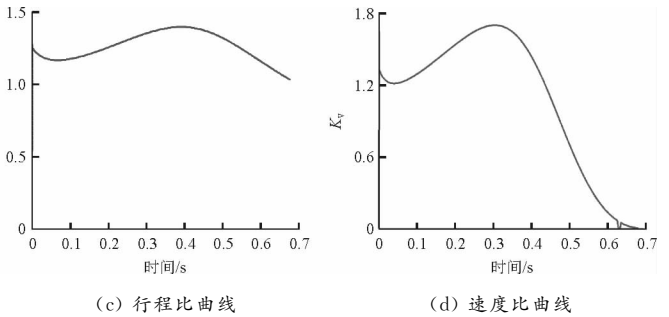
4 机铰系统优化设计

扩力倍数、行程比和速度比都是机铰系统的关键指标参数。机铰系统优化设计的目标是在锁模状态时具有较大的扩力倍数和行程比,在机铰系统展开过程中的行程中段速度比较大,行程初段和末段(接近锁模状态)速度比较小。机铰系统是典型的多连杆机构,在不改变肘杆数量以及肘杆与动型座板和尾板铰接位置的前提下,系统性能的主要影响因素是各肘杆的长度和刚度,

将钩铰和长铰简化为弹簧系统,各部件之间通过转动副约束,设置相应的摩擦因数和部件质量十字头驱动油缸处施加驱动载荷,测量钩铰和长铰的夹角,动模座板的推力、位移和速度。对机铰系统运动学模型进行求解,得到肘杆夹角曲线、机铰扩力倍数的曲线、行程比曲线和速度比曲线见图 8。

由图 8b 可以看出,机铰系统由收缩到展开的过程中,钩铰和长铰的夹角逐渐增大,最终达到 180°,实现锁模。机铰展开过程中需要克服摩擦力作用,初期扩力倍数由负值逐渐变为正值,在机铰接近锁模状态时,扩力倍数曲线斜率急剧增大,说明扩力倍数快速增加,最大值为 21.45。相应的,由行程比曲线可以看出,由选取的仿真初始状态开始,机铰展开过程初期,行程比快速增大,在接近总行程 1/2 位置处达到最大,最大值为 1.39,之后行程比逐渐减小,在接近锁模状态时行程比降至 1.03。由图 8d 可以看出,机铰展开过程初期速度比先减小后增大,在接近总行程 1/2 位置处达到最大,最大值为 1.60,之后速度比快速减小,接近锁模状态时速度比降至 0,可以有效减少模具对模板的冲击,提升压铸机以及模具的使用寿命。

采用 Sensormate DU-4D 哥林柱测试仪,测试某公



故将图 5 中 B、D、E 3 个肘杆铰接点的平面坐标值分别作为设计变量,见表 3,通过设计变量控制各肘杆的长度,进行机铰系统的优化设计^[10]。

表 3 设计变量表
Tab.3 Variate design

变量名	DV ₁	DV ₂	DV ₃	DV ₄	DV ₅	DV ₆
变量坐标	B _x	B _y	D _x	D _y	E _x	E _y
原始值	1 169.840	275.968	1 031.287	552.829	662.800	460.000

进行设计,计算所有设计变量对机铰系统性能影响的灵敏度。将上述各设计变量的原始值为中值,向左右两边各偏离 5%~10%作为设计空间和约束条件,对机铰系统运动学仿真优化模型进行求解,得到设计变量对设计目标的灵敏度见表 4。

由灵敏度计算结果可以看出行程比和扩力倍数对设计变量 DV₄ 变化最为敏感,而速度比对设计变量

表4 设计变量对设计目标的灵敏度

设计变量	初始值	行程比	扩力倍数	速度比
DV_1	1 169.840	-0.000 083	0.11	-0.001
DV_2	275.968	0	-40.28	-0.001 9
DV_3	1 031.287	0.000 82	-0.079	0.000 97
DV_4	552.829	0.002 1	-349.81	0.000 35
DV_5	662.800	0.000 049	48.99	0.000 18
DV_6	460.000	-0.000 32	-150.16	0.001 2

表5 肘杆铰接点坐标

变量名	DV_1	DV_2	DV_3	DV_4	DV_5	DV_6	扩力倍数	行程比
原始值	1 169.840	275.968	1 031.287	552.829	662.800	460.000	21.45	1.03
优化值	1 146.443	264.929	1 072.539	536.244	696.000	446.200	24.57	1.08

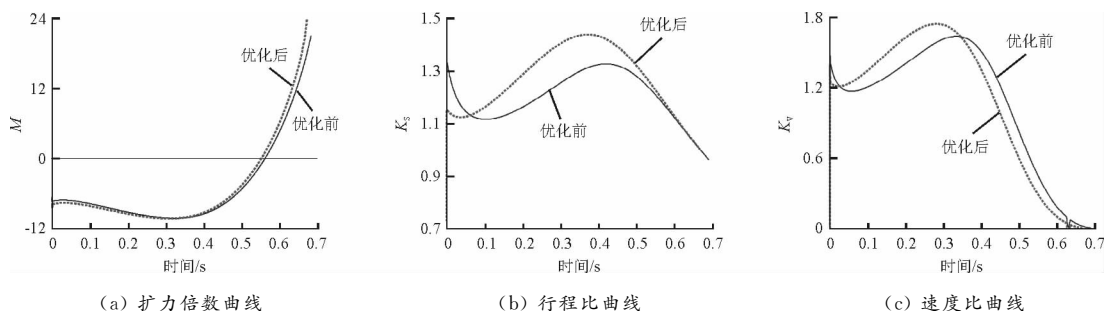


图9 优化前后机铰系统性能指标对比曲线

Fig.9 Comparison curve of property index of hinge system before and after optimization

机的最大锁模力可以达到 31 546 kN,若继续保持原锁模力大小,可以相应地减小驱动油缸压力,实现节能降耗。优化后的行程比为 1.08,与优化前 1.03 相比提升了 4.85%,变化不明显,但优化后的行程比曲线前段更加低,且更加平滑,中段更高,与优化前相比可以缩短合模时间,避免机铰系统由收缩到展开过程前段时驱动油缸和机铰所受到的冲击。优化后的速度比曲线具备前段平滑,中段更高,末段更低且平滑的特点,说明优化后的动模座板较优化前合模过程中初期速度更低,中间速度更高,临近锁模时速度更低,可以有效避免驱动油缸和模板等所受到的冲击,提升模具和压铸机整机的可靠性。

5 结论

(1)肘杆变形对机铰系统性能有较大影响,机铰系统设计过程应考虑肘杆变形量的影响。

(2)通过有限元法计算合模机构的刚度和强度,锁模力为 25 000 kN 时,合模机构局部最大应力为 118 MPa,整体结构满足强度设计要求。

(3)考虑肘杆变形量的影响,基于刚-柔结合多体动力学建模和运动学仿真计算,机铰系统的扩力倍数为 21.45,接近于实际测试结果 21.40,数值模型可靠。

(4)通过优化压铸机肘杆铰接点空间位置可以实现

DV_2 的变化最为敏感。进而选择试验策略,进行试验设计(DOE)和优化设计,优化前后的设计变量值以及机铰系统性能指标见表 5,优化前后的机铰系统扩力倍数、行程比和速度比曲线见图 9。

由优化前后机铰系统性能指标对比曲线可以看出,优化后的扩力倍数达到 24.57,较优化前的 21.45 提高了 14.5%,在驱动油缸直径和压力不变的情况下,压铸

对机铰系统的优化,优化设计后的机铰系统扩力倍数达到 24.57,行程比为 1.08,较优化前分别提升 14.5% 和 4.85%,锁模过程中驱动油缸、机铰系统、模板和模具受到的冲击更小。

参考文献

- [1] 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.
- [2] 张增磊,巫世晶,赵文强,等. 含间隙高速多连杆传动机构动力学特性研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(14): 66-71.
- [3] 王卫荣,黄康. 基于有限元法的压铸机整机应力应变研究[J]. 合肥工业大学学报(自然科学版), 2005, 28(9): 1 004-1 007.
- [4] 宫杨杨,张亚军,庄俭,等. 电动压铸机合模机构的优化设计[J]. 特种铸造及有色合金, 2017, 37(5): 498-500.
- [5] 于彦江,蔡建平. 压铸机双曲肘合模机构参数关系的研究[J]. 机械设计与制造, 2007(12): 82-83.
- [6] 翁晓红,涂书栋,肖荣清. 基于 ADAMS 的热室压铸机机铰优化设计[J]. 武汉大学学报(工学版), 2005, 38(2): 106-109.
- [7] HUANG M S, LIN T Y, FUNG R F. Key design parameters and optimal design of a five-point double-toggle clamping mechanism [J]. Applied Mathematical Modelling, 2011, 35(9): 4 304-4 320.
- [8] 张华伟,夏伟,吴智恒,等. 基于数值模拟的大型压铸机合模机构的优化设计[J]. 华南理工大学学报(自然科学版), 2014, 41(9): 113-119.
- [9] 熊万春,金志明,薛平. 压铸机双曲肘五铰点斜排列合模机构运动和力学特性分析[J]. 特种铸造及有色合金, 2008, 28(6): 445-448.
- [10] 李晓棠,潘贞周,李丹阳,等. 大型压铸机合模机构的多目标模糊优化设计[J]. 机械设计与制造, 2007(5): 6-8.

(编辑:张正贺)