

一种新型压力机下死点精度预补偿技术

李伟斌¹, 余 丰², 黄明辉³, 王继东³, 马娟娟¹

(1. 宁波精达成形装备股份有限公司, 浙江 宁波 315000, 2. 宁波工程学院 杭州湾汽车学院, 浙江 宁波 315211;
3. 海天塑机集团有限公司, 浙江 宁波 315801)

摘要: 压力机下死点精度直接影响制件精度, 为提高下死点精度, 提出了一种预应力补偿技术, 以四柱式顶置油缸 400 t 高速精密机械传动压力机为研究对象, 根据压力机基本结构和四柱顶置油缸产生预应力的特点, 使得上横梁向下压, 进而实现预补偿作用。基于有限元数值模拟, 对压力机机身进行了静力学分析计算, 得到了压力机机身在空载及负载 240 t 时, 顶缸压力与下死点位置的变化规律。经实验验证后, 基于获得的研究结果开展顶缸压力预补偿下死点的技术应用, 即在主轴负载 260 和 300 t 下进行模拟计算, 并将模拟结果作为指导实践生产时顶缸压力的调整依据。结果表明: 顶缸压力预补偿下死点技术能有效提高下死点精度, 进而提升制件精度和质量, 降低生产成本。

关键词: 压力机; 下死点; 预补偿; 顶置油缸; 制件精度

DOI: 10.13330/j.issn.1000-3940.2024.11.016

中图分类号: TG315.5

文献标志码: A

文章编号: 1000-3940 (2024) 11-0120-06

A new pre-compensation technology of bottom dead center accuracy of press

Li Weibin¹, Yu Feng², Huang Minghui³, Wang Jidong³, Ma Juanjuan¹

(1. JDM JingDa Machine, Ningbo, Co., Ltd., Ningbo 315000, China;

2. Hangzhou Bay Automobile College, Ningbo University of Technology, Ningbo 315211, China;

3. Haitian Plastics Machinery Co., Ltd., Ningbo 315801, China)

Abstract: The accuracy of bottom dead center for press affects the accuracy of parts directly. Therefore, to improve the accuracy of bottom dead center, a pre-stress compensation technology was proposed. Taking the 400 t high-speed precision mechanical transmission press with four-column overhead cylinder as the research object, according to the basic structure of the press and the characteristics of the four-column overhead cylinder to produce pre-stress, the upper cross beam was pressed down to achieve the pre-compensation effect. Then, based on the finite element numerical simulation, the static analysis and calculation on the press body were carried out, and the change laws of the pressure of overhead cylinder and the position of bottom dead center were obtained when the press body was unloaded and loaded at 240 t. After the experimental verification, based on the obtained research results, the application of the pre-compensation technology for bottom dead center with the pressure of overhead cylinder was carried out, namely, the simulation calculation was conducted under the spindle load of 260 t and 300 t, and the simulation results were used as the basis for adjusting the pressure of overhead cylinder in practical production. The results show that the pre-compensation technology for bottom dead center with the pressure of overhead cylinder effectively improves the accuracy of bottom dead center, thereby enhancing the precision and quality of parts and reducing the production cost.

Key words: press; bottom dead center; pre-compensation; overhead cylinder; precision of parts

压力机是冲压成型的主要设备, 其成型原理是利用金属材料的塑性特性, 基于模具对金属坯料进行冲压, 使其发生塑性变形与断裂, 进而完成成型。通过对模具的组合, 压力机能够满足产品生产多样

化、高效化、市场化的需求, 在航空航天、汽车制造领域具有广阔的应用前景^[1]。因此, 压力机冲压成型得到了现代工业生产的广泛应用^[2]。

压力机的下死点动态精度是评价压力机性能的关键指标之一^[3], 下死点精度直接影响制件精度、模具寿命以及生产效率。因此, 关于下死点精度的调控研究得到了压力机制造商与用户的重视^[4]。

孙夕阳^[5]基于 Ansys 对压力机进行了热分析, 认为高速精密压力机各零件之间的摩擦热是影响下

收稿日期: 2024-07-11; 修订日期: 2024-10-13

作者简介: 李伟斌 (1973-), 男, 学士, 高级工程师

E-mail: nb-lwb@163.com

通信作者: 马娟娟 (1981-), 女, 硕士, 工程师

E-mail: 563436662@qq.com

死点位置变化的重要原因，采用了结构改进和精度补偿两种方法来提高压力机精度。鹿新建等^[6]认为运动副间隙、工作载荷以及热变形引起的误差对下死点精度有重要影响，其中，热变形引起的误差为主要因素。冯华林等^[7]利用 Rm-72 型测量仪在机床空载、负载两种工况下进行测试，结果表明，滑块质量、转速、测试时间影响下死点精度，并通过控制运动部件配重、控制热变形及提高压力机刚度、调整驱动机构等措施来提高下死点精度。

当前针对下死点的补偿，通常是通过控制热变形、气压、调整配重等手段，本文提出了一种新的下死点补偿技术，即在四柱机械压力机顶部放置 4 个油缸，油缸活塞杆与 4 个立柱的上端螺纹连接，而缸体则固定于上横梁，四立柱的下端通过拉紧螺母固定于下底座，上端穿过上横梁与活塞杆连接，当顶缸下腔进油时，缸内产生油压，如果油压恒定，在油压作用下，将上横梁紧紧地向下降压，从而维持滑块下死点的位置，但是在压力机的运行过程中，由于多方面因素的影响，滑块下死点的位置可能会出现浮动，通过对油缸下腔压力的实时调整，即实时补压或者泄压，便可实现对下死点预补偿，从而提高压力机下死点重复精度，进而提升产品质量。研究思路为：通过有限元模拟分析在空载以及负载条件下顶缸压力对下死点的影响规律，并结合下死点测量仪进行实验验证，最后，基于有限元模拟进行顶缸压力预补偿技术的扩展运用。

1 有限元模型的建立

1.1 实际工况

为尽可能获得较真实的仿真结果，需要先了解压力机传动原理和预补偿原理，压力机传动原理简图如图 1 所示。主轴安装于上横梁，连杆机构的上部安装于主轴，下部与滑块连接，当电机驱动主轴旋转时，主轴驱动连杆机构运动，使连杆机构带动滑块上下运动，实现冲压动作。

基于顶缸压力的预补偿原理如图 2 所示，当压力机承受负载时，主轴将向上偏移，导致下死点位置发生变化，而顶缸压力则可以提前产生压力使得主轴下移，以实现预补偿作用。在具体的工况中，当机器测得的滑块下死点数值高于基准值上限时，则对油缸下腔补压，使得下腔压力升高，上横梁下移，进而带动主轴及滑块下移；当检测到滑块下死点的数值低于基准值下限时，则对油缸下腔泄压，

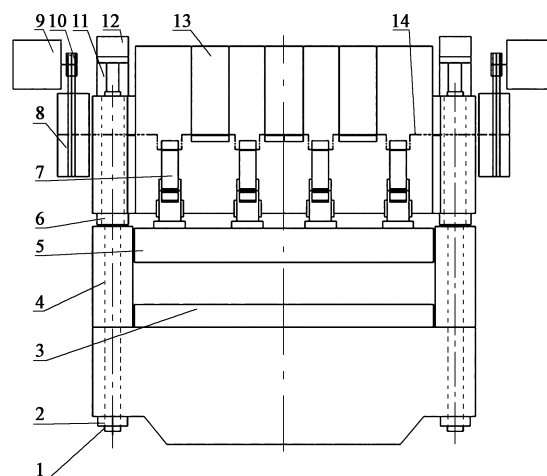


图 1 压力机传动原理简图

1. 立柱 2. 锁紧螺母 3. 工作台板 4. 中台身 5. 滑块
6. 调节螺母 7. 连杆机构 8. 飞轮 9. 主电机 10. 主电机皮带轮
11. 顶置油缸下腔 12. 顶置油缸上腔 13. 上横梁 14. 主轴

Fig. 1 Schematic diagram of transmission principle for press

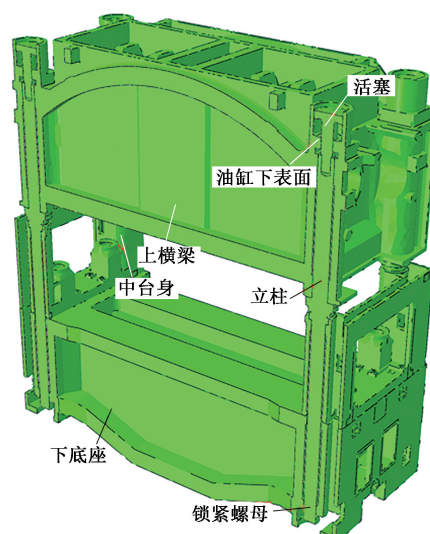


图 2 顶缸预补偿原理图

Fig. 2 Principle diagram of pre-compensation with overhead cylinder

使得下腔压力降低，上横梁上浮，带动主轴及连接的滑块上移，通过上述的泄压和补压的补偿作用，使下死点在不同工况下始终保持在同一位置。

1.2 网格划分

为便于进行有限元分析计算，先对模型进行简单的几何清理，删除非关键部位中的微小特征，随后将几何模型导入 Hypermesh 中划分网格。为平衡计算性能和准确性，共划分 2295456 个四面体单元，再将网格模型导入 Abaqus 中进行边界条件的设定和求解。本文中的压力机机身总体分为上横梁、中台身、下底座 3 个部分，如图 3 所示。

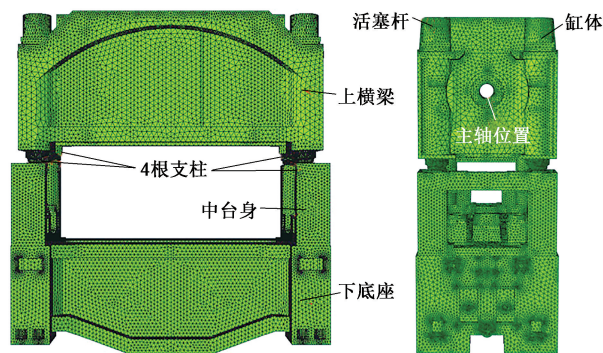


图 3 压力机有限元模型
Fig. 3 Finite element model of press

1.3 材料属性

根据实际工况，将压力机的 4 根支柱的材料属性设置为 45 钢，其余部分 HT300 为灰铸铁，具体材料参数见表 1^[8]。

1.4 边界条件

根据实际工况，分两个分析步进行：（1）分析步 1：对立柱底部施加 150 t 预紧力载荷，模拟锁紧

表 1 材料的基本属性

Table 1 Basic properties of materials				
材料	密度/ ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	弹性模量/ GPa	泊松比	屈服强度/ MPa
45 钢	7850	210	0.30	393
HT300 灰铸铁	7250	107	0.26	260

螺母使得压力机进入预紧状态，并对整体模型施加重力场；（2）分析步 2：为获得顶缸下腔压力对下死点的影响规律，对顶缸施加 11 MPa 的压力，维持稳定后，再随时间逐渐增加至 17 MPa，用以模拟顶缸产生压力时对压力机下死点的影响，进而获得预补偿规律。负载时，在空载的基础上于主轴上施加 240 t 载荷，同时在下底座的上表面施加 240 t 的反载荷。

1.5 模拟结果

为获得模拟中的最佳预补偿状态，输出顶缸压力为 17 MPa 时，空载与 240 t 负载下压力机位移云图如图 4a 和图 4b 所示。由于压力机滑块通过连杆

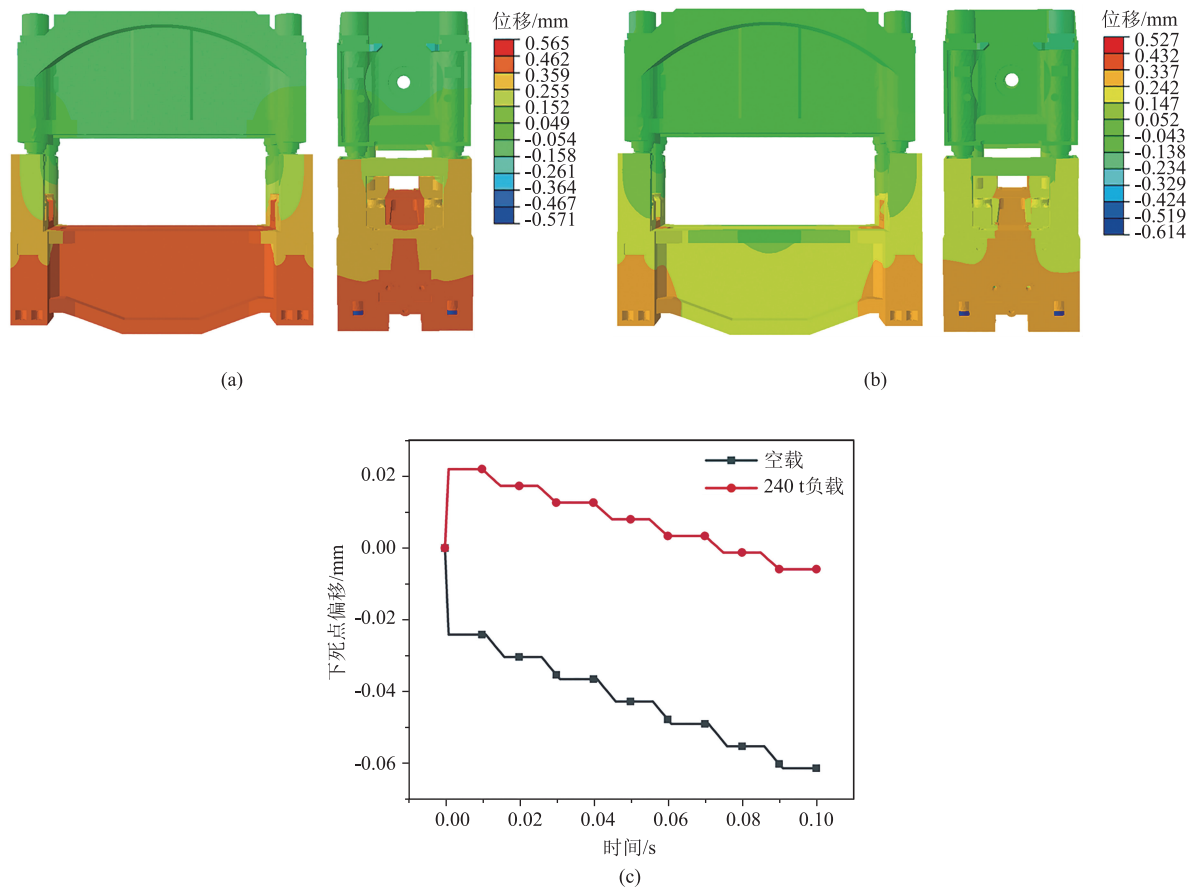


图 4 顶缸压力为 17 MPa 时不同工况下压力机位移云图与下死点位置变化规律
(a) 空载 (b) 240 t 负载 (c) 下死点位置变化规律

Fig. 4 Displacement nephograms of press and position change law of bottom dead center under different working conditions with overhead cylinder pressure of 17 MPa
(a) Unload (b) Load of 240 t (c) Position change law of bottom dead center

机构与主轴相连, 因此, 模拟中通过测定主轴位移变化获得下死点位移变化, 获得的不同顶缸压力 (11~17 MPa) 时下死点偏移如图 4c 所示。

2 实验与模拟对比分析

2.1 实验设备与数据采集

本文将采用下死点检测仪检测下死点位置变化, 如图 5a 所示, 其测试方案为: 在滑块上安装检测探头, 在工作台上安装传感器, 用以检测压力机在空

载或 240 t 负载条件下探头和传感器之间的位移变化, 进而获得下死点位置变化^[9]。通过调节控制终端的参数, 获得不同顶缸压力下下死点位置变化规律, 如图 5b 所示。

为确保数据的稳定性, 实验方案需满足: 负载实验需运行至恒温恒速 (预计 3 h), 行程冲次为每分钟 220 次, 负载为 240 t, 开始检测下死点; 调整顶缸压力, 从 11 MPa 开始每增加 1 MPa 后稳定运行 5 min, 记录对应下死点位置状态下的数据。采集的部分数据如图 5c 所示。

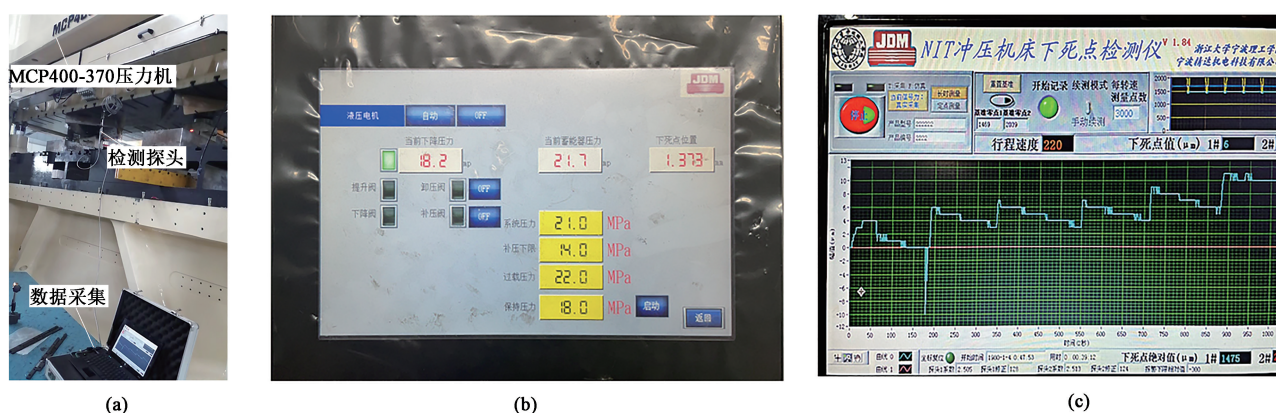


图 5 下死点检测与数据采集
(a) 下死点检测装置 (b) 控制终端 (c) 部分数据采集

Fig. 5 Bottom dead center detection and data acquisition

(a) Detection device for bottom dead center (b) Control terminal (c) Partial data acquisition

2.2 实验与模拟对比

对图 4c 中的数据进行处理, 获得模拟时的下死点位置变化规律, 结合实验数据分析后, 空载与 240 t 负载下基于顶缸压力对下死点的补偿规律如图 6 所示。

如图 6a 所示, 在空载实验条件下, 下死点受到顶缸的压力作用, 将向下偏移, 模拟结果能较准确地模拟实验中顶缸压力对下死点偏移的影响规律, 实验与模拟中顶缸压力对下死点偏移的影响规律分别为: 实验中的下死点偏移距离为 $0.00723 \text{ mm} \cdot \text{MPa}^{-1}$, 模拟得到的下死点偏移距离为 $0.00630 \text{ mm} \cdot \text{MPa}^{-1}$, 平均预测精度为 87.11%。由于实验时会有较大冲击, 因此, 在空载条件下实验得到的下死点偏移大于模拟结果。

如图 6b 所示, 在主轴承受 240 t 负载时, 下死点受到负载影响, 向上偏移。随着顶缸压力的增加, 下死点偏移逐渐降低, 当顶缸压力变化为 11~14 MPa 时, 实验与模拟的下死点位置变化接近; 当变化范围为 14~17 MPa 时, 实验的下死点变化能力减小 (约为 $0.0033 \text{ mm} \cdot \text{MPa}^{-1}$)。实验与模拟均说明即使在

负载条件下顶缸压力也能在一定范围补偿下死点偏移, 进而提高下死点精度, 同时模拟也能较准确地预测实验时下死点位置变化。

3 预应力补偿技术的应用

不同的制件产品对下死点的精度要求不同, 针对一些高精度的产品, 例如电机定子和转子, 特别是电子计算机接插件等制件, 通常对下死点精度要求较高。在制件过程, 主轴受到向上的负载, 导致下死点向上偏移过大, 制件精度不足, 甚至无法冲穿毛坯件, 因此, 针对这类高精度零件通常下死点误差要求控制在 $10 \sim 20 \mu\text{m}$ 以内^[10]。

为保障设备的正常运作, 降低主轴断裂的可能性, 实际工作负载通常限制为公称吨位的 65%~75%^[11]。本文采用的压力机为 MCP400-370, 公称吨位为 400 t, 本章节将以 $20 \mu\text{m}$ 作为精度要求, 结合有限元与预补偿技术, 计算出压力机在工作条件 (260 与 300 t 负载) 下需要的顶缸压力, 将获得的

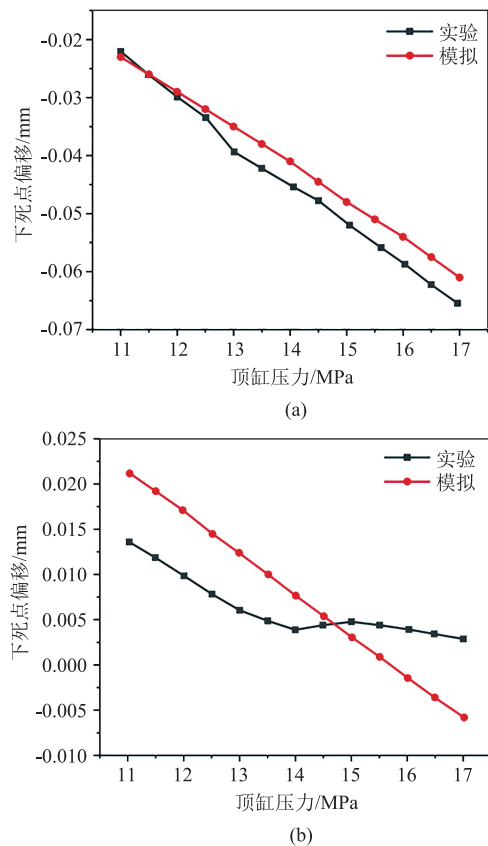


图 6 不同条件下实验和模拟结果对比

(a) 空载 (b) 240 t 负载

Fig. 6 Comparison of experiment and simulation results under different conditions

(a) Un load (b) Load of 240 t

顶缸压力模拟结果作为生产时的调节基准。

在顶缸压力为 20 MPa 时, 260 t 负载 (公称吨位的 65%) 与 300 t 负载 (公称吨位的 75%) 下压力机的位移云图分别如图 7a 和图 7b 所示。考虑到实际设备的抗冲击能力与油缸性能, 控制模拟时顶缸压力调节范围为 11~20 MPa, 获得的下死点变化规律如图 7c 所示。

对图 7c 数据进行处理, 获得图 8。在 260 t 负载时, 顶缸压力为 14 MPa 能满足冲压精度要求; 在 300 t 负载时, 顶缸压力为 19 MPa 可满足冲压精度要求。需要注意的是顶缸压力不是越大越好, 过大的顶缸压力将导致下死点预补偿过度, 获得的模拟结果可为实际生产时顶部油缸压力调节提供参考。

4 结语

本文提出了一种基于顶缸压力的预补偿下死点

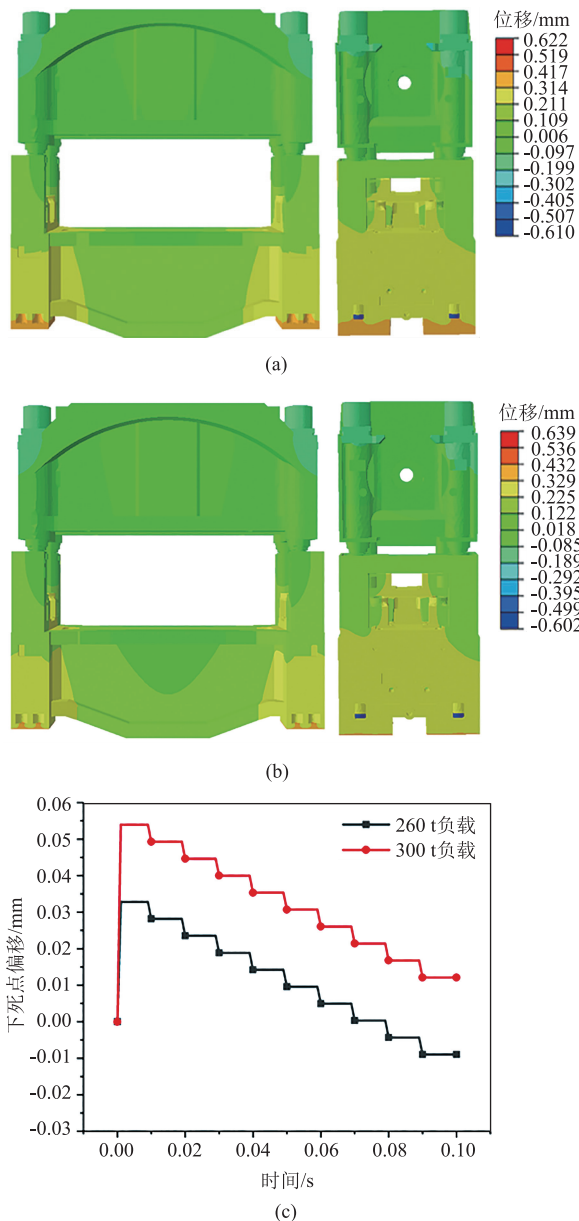


图 7 顶缸压力为 20 MPa 时不同工况下压力机位移云图与下死点位置变化规律

(a) 260 t 负载 (b) 300 t 负载 (c) 下死点位置变化规律

Fig. 7 Displacement nephograms of press and position change law of bottom dead center under different working conditions with overhead cylinder pressure of 20 MPa

(a) Load of 260 t (b) Load of 300 t (c) Position change law of bottom dead center

新技术, 通过顶缸压力的预补偿作用保证了下死点精度, 并基于模拟与实验验证了该技术的可行性。由实验可知, 在空载条件下平均预测精度可达 87.11%。随后, 基于模拟计算获得了在不同负载下生产高精度制件 ($20\text{ }\mu\text{m}$ 偏移误差) 时所需要的顶缸压力, 其中, 在 260 t 负载时需要的顶缸压力为 14 MPa, 在 300 t 负载时, 需要的顶缸压力为

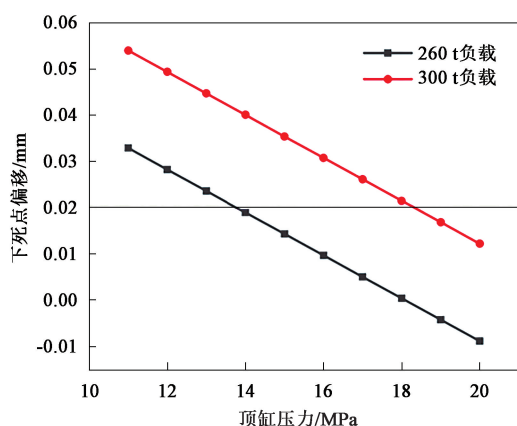


图 8 不同负载下死点位置变化规律

Fig. 8 Position change law of bottom dead center under different loads

19 MPa。基于有限元模拟实现了预补偿技术指导生产的实际应用。

参考文献：

- [1] 吕宗洋, 赵至友, 赵国勇, 等. 数控螺旋压力机用多工位自动喷墨装置结构设计及与有限元分析 [J]. 锻压技术, 2022, 47 (9): 182-187.
Lv Z Y, Zhao Z Y, Zhao G Y, et al. Structural design and finite element analysis on multi-station automatic ink-jet device for CNC screw press [J]. Forging & Stamping Technology, 2022, 47 (9): 182-187.
- [2] 孙风勤. 冲压与塑压设备 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1997.
Sun F Q. Stamping and Plastic Pressing Equipment [M]. Beijing: China Machine Press, 1997.
- [3] 孟超, 曹春平, 王禹. 基于含间隙润滑模型的高速压力机下死点精度的综合评价研究 [J]. 锻压技术, 2023, 48 (7): 149-155.
Meng C, Cao C P, Wang Y. Research on comprehensive evaluation of lower dead center accuracy of high speed press based on lubrication model with gap [J]. Forging & Stamping Technology, 2023, 48 (7): 149-155.
- [4] 姚秋水. 压力机下死点精度检测与评价研究 [D]. 宁波: 宁波大学, 2014.
Yao Q S. Research on Accuracy Detection and Evaluation of Lower Dead Center of Press [D]. Ningbo: Ningbo University, 2014.
- [5] 孙夕阳. 对称曲轴式高速压力机结构优化与热平衡技术研究 [D]. 南京: 南京理工大学, 2014.
Sun X Y. Research on Structure Optimization and Heat Balance Technology of Symmetrical Crankshaft High Speed Press [D]. Nanjing: Nanjing University of Science and Technology, 2014.
- [6] 鹿新建, 黄辉祥, 谭启檐, 等. 高速精密压力机多连杆驱动机构的运动学特性 [J]. 锻压技术, 2022, 47 (7): 194-199.
Lu X J, Huang H X, Tan Q Y, et al. Kinematics characteristics

of multi-link driving mechanism for high speed precision press [J]. Forging & Stamping Technology, 2022, 47 (7): 194-199.

- [7] 冯华林, 鹿新建. 高速压力机下死点精度试验研究 [J]. 锻压装备与制造技术, 2009, 44 (3): 34-38.
Feng H L, Lu X J. Experimental research on lower dead center accuracy of high speed press [J]. China Metal Forming Equipment & Manufacturing Technology, 2009, 44 (3): 34-38.
- [8] GB/T 9439—2023, 灰铸铁件 [S].
GB/T 9439—2023, Grey iron castings [S].
- [9] 王晓东, 鹿新建, 肖政, 等. 高速压力机下死点测试及数据分析 [J]. 锻压装备与制造技术, 2008, 43 (2): 37-39.
Wang X D, Lu X J, Xiao Z, et al. Test and data analysis of lower dead center of high speed press [J]. China Metalforming Equipment & Manufacturing Technology, 2008, 43 (2): 37-39.
- [10] 范宏才. 现代锻压机械 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1994.
Fan H C. Modern Forging Machinery [M]. Beijing: China Machine Press, 1994.
- [11] 张玉夔, 陈志伟. 冲压压力机曲轴失效分析及负载选择 [J]. 日用电器, 2014 (8): 79-81.
Zhang Y K, Chen Z W. Failure analysis and load selection of crankshaft of stamping press [J]. Electrical Appliances, 2014 (8): 79-81.

《锻压技术》成功入选《机械工程领域高质量科技期刊分级目录（第二版）》(T2 级)

2024 年 10 月 26 日, 2024 中国机械工程学会年会在西安召开。开幕式上, 中国机械工程学会副理事长, 中国工程院院士陈学东代表分级目录审定委员会发布《机械工程领域高质量科技期刊分级目录（第二版）》。目录包含 141 种期刊, 分为 T1 级、T2 级和 T3 级三个级别, 其中 T1 级 25 种, 表示已经接近或具备国际一流期刊水平; T2 级 57 种, 表示达到国内外知名期刊水平; T3 级 59 种, 表示业内认可的较高水平期刊。

《锻压技术》成功入选《机械工程领域高质量科技期刊分级目录（第二版）》，被审定为 T2 级。

《锻压技术》杂志自创刊以来, 紧跟金属塑性成形技术的发展前沿, 刊载了大量反映我国锻压领域重要科研成果与工程应用的高水平论文, 社会影响日益显著。此次成功入选 T2 级期刊, 感谢全体编委、审稿专家和编辑们的辛勤工作和精益求精, 感谢广大作者和读者的肯定和支持!

《锻压技术》将会不懈努力, 继续秉承办刊宗旨, 不忘初心, 全心全意为锻压行业的科研和工程技术人员、企业和科研院所、大专院校服务, 努力促进锻压新技术、新成果的交流、普及和发展。

《锻压技术》编辑部