

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2026.01.019

伺服压力机非圆齿轮传动机构的设计

姜利¹, 魏合瑜², 赵钱¹

(1. 江苏省常州技师学院, 江苏 常州 213032; 2. 郑州财经技师学院, 河南 郑州 450007)

摘 要:传统压力机滑块的输出运动特性是由压力机结构和尺寸参数决定的,通常缺乏柔性。提出一种基于非圆齿轮的伺服压力机新型主传动机构。设计一种非圆齿轮机构与曲柄滑块机构混合驱动的主传动机构方案。根据实际工艺要求,通过拟合出滑块理想的运动特性曲线反求非圆齿轮的传动比,确定非圆齿轮的节曲线方程。针对轮齿分布不均的问题,采用黄金分割法优化计算出满足轮齿均布条件的中心距。在 ADAMS 软件中建立虚拟样机进行运动仿真。仿真表明:该机构具有高精度、高效率、高刚度及良好柔性等优点,在伺服压力机领域有较好应用前景。

关键词:伺服压力机;非圆齿轮;传动机构;设计

中图分类号:TH132.424 **文献标志码:**B **文章编号:**1671-5276(2026)01-0100-04

Design of Non-circular Gear Transmission Mechanism of Servo Press Machine

JIANG Li¹, WEI Heyu², Zhao Qian¹

(1. Changzhou Technician College of Jiangsu Province, Changzhou 213032, China;

2. Zhengzhou Finance and Technician College, Zhengzhou 450007, China)

Abstract: For the inflexibility of traditional press slider's output moving characteristics determined by the press structure and size parameters, a new type of main drive mechanism of servo press machine based on non-circular gear is proposed. The main transmission mechanism scheme hybrid-driven by non-circular gear mechanism and crank slider mechanism is designed. According to the actual process requirements, the ideal motion characteristic curve of the slider is fitted to reverse the transmission ratio of the non-circular gear, and the equation of the pitch curve of the non-circular gear is determined. The golden section method is used to optimize and calculate the center distance to satisfy the uniform distribution condition of the gear teeth. A virtual prototype is established in ADAMS software for moving simulation. The simulation results show that the proposed mechanism has the advantages of high precision, efficiency, stiffness and good flexibility, in promising prospect in the application of servo press machine.

Keywords: servo press machine; non-circular gear; transmission mechanism; design

0 引言

冲压加工对压力机的特性要求体现在压力机输出的滑块运动可调和能适应冲压加工的周期性尖峰重载^[1]方面。传统压力机受限于异步电机的调速性能,其行程固定,压力不易控制,尤其是滑块运动特性固定不变,对冲压工艺的适应性差^[2],在运动特性上难以满足冲压加工要求。伺服压力机通常指采用伺服电机进行驱动控制的压力机,利用伺服电机优良的调速性能,具有高生产率、高柔性、高精度和节能环保等优点,是锻压机床的发展趋势^[3-4]。压力机主传动机构的机械结构直接决定机床的冲压行程精度和传动效率,是影响系统总体性能的关键因素。目前,高速压力机均采用多连杆的方式改变滑块在下死点附近的运动特性^[5],曲柄是其主动件的常见型式,但是简单的曲柄滑块机

构很难满足特定运动学特性要求。即便采用六杆以上的连杆机构,一般也只能实现近似的匀速运动^[6]。

鉴于非圆齿轮能在要求区间内实现滑块的完全等速,且具有急回特性,结构相对简单、便于平衡^[7],同时数控加工技术的发展使非圆齿轮的实际应用成为可能。本文提出一种基于非圆齿轮的伺服压力机新型主传动机构,将非圆齿轮机构传动比特点应用于伺服压力机上能有效改善滑块在下死点附近的运动特性,使其在下死点附近运动平稳,回程速度提高。

1 主传动机构方案的确定

非圆齿轮在压力机中的常见布置形式有:伺服电机+同步带轮+椭圆齿轮+连杆、滑块;非圆齿轮+肘杆机构;伺服电机+行星减速器+非圆齿轮+曲柄滑块机构,具体结构特点如表 1 所示。

第一作者简介:姜利(1983—),男,江苏连云港人,副教授,硕士,研究方向为机电设备设计,240246784@qq.com。

表1 非圆齿轮机构布置形式的比较

布置形式	结构特点	机构简图
伺服电机+同步带轮+椭圆齿轮+连杆、滑块	利用从动椭圆 ^[8] 齿轮回转中心和连接销安装孔中心的连线和其长轴间夹角的改变,获得不同的运动特性曲线 ^[9] ;变速平稳可靠,容易调整,但不能根据理想的滑块运动特性曲线设计非圆齿轮传动比,存在局限性	
非圆齿轮+肘杆机构	通过非圆齿轮机构的变速运动曲线与肘杆机构的运动曲线叠加而得到满足工艺要求滑块的运动特性曲线 ^[10-11] ;结构简单,易于制造;杆件数量多,变形量大,严重降低冲床的线刚度 ^[12-13] ;运动副多,关节间隙的累积误差大,影响滑块的冲压精度	
伺服电机+行星减速器+非圆齿轮+曲柄滑块机构	伺服电机经行星减速器减速后通过非圆齿轮机构将动力传递到曲柄滑块机构 ^[14] ;行星减速器体积小,传动效率高,减速范围宽,精度高;可增大转矩,降低负载电机的转动惯量比	

经过对上述布置形式的比较,最终选定非圆齿轮伺服压力机的结构为伺服电机+行星减速器+非圆齿轮机构+曲柄滑块机构。采用该结构具有低速和急回特性,且机构紧凑、尺寸匀称,降低了转动构件的圆周速度和等效转动惯量,从而减小动载荷,改善传动性能,减小传动误差。

2 非圆齿轮机构的设计

2.1 曲柄滑块机构运动分析

压力机的传动机构如图1所示,在整个过程中非圆齿轮1是主动轮,由电机带动其匀速旋转;带动非圆齿轮2以 $\omega_2 = d\theta_2/dt$ 变速转动,非圆齿轮2与曲柄相对固定,曲柄随着非圆齿轮2以 ω_2 作旋转运动,最终带动滑块进行往复的运动。

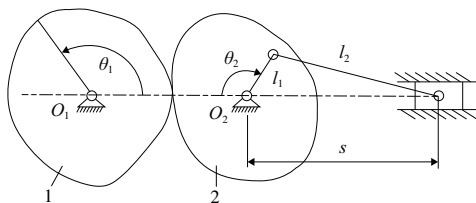


图1 主传动机构简图

$$s \text{ 与曲柄转过的角度 } \theta_2 \text{ 的关系为}$$

$$s = -l_1 \cos \theta_2 + \sqrt{l_2^2 - (l_1 \sin \theta_2)^2} \quad (1)$$

$$\frac{ds}{d\theta_2} \text{ 与曲柄转过的角度 } \theta_2 \text{ 的关系为}$$

$$\frac{ds}{d\theta_2} = \left(l_1 \sin \theta_2 - \frac{l_1^2 \sin 2\theta_2}{2\sqrt{l_2^2 - (l_1 \sin \theta_2)^2}} \right) \quad (2)$$

2.2 传动比函数的设计

压力机的非圆齿轮可根据实际加工工艺的要求进行节曲线设计^[15]。根据实际加工工艺要求确定出滑块理想的运动特性曲线和边界约束条件,在此基础上反求非圆齿轮的传动比函数确定出非圆齿轮的节曲线。用冲头的速度与主动轮的角速度之比 v/ω_1 与主动轮转角 φ_1 的关系来表示理想速度曲线,对主动轮整周旋转的情况进行设计。

1) 冲头理想速度运动曲线的确定

根据实际冲压工况,要求冲头在公称力行程内低速且速度平稳,在非公称力行程内具有较快的速度,以提高压力机的工作效率。图2所示为冲头理想速度运动曲线。在起始点时,冲头的速度为0,冲头处于上死点位置;在 $0-\varphi_{1b}$ 段,冲头以较快的平均速度接近下死点;在 $\varphi_{1b}-\varphi_{1d}$ 段,冲头进入公称力行程,以较低的速度冲压工件;从 $\varphi_{1d}-2\pi$ 段,冲头以较快的速度回到上死点,完成一个周期的加工。

为了保证速度过渡平稳,本文将理想速度曲线分为7段进行拟合。如图3所示,横轴为主动轮的角位移 $\varphi_1(\text{rad})$,纵轴为冲头的速度与主动轮的角速度之比 $v/\omega_1 = ds/d\varphi_1(\text{mm/rad})$ 。为了书写方便,文章后续出现的 $v_i(i=a,b,c,d,e,g)$ 都代表 $v_i/\omega_1(i=a,b,c,d,e,g)$ 。

确定弗格森参数三次曲线拟合方程,借助MATLAB语言进行参数化编程,来实现拟合过程,拟合结果如图4所示。

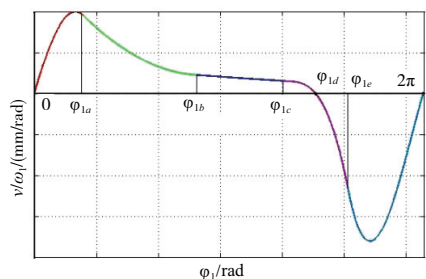


图2 冲头理想速度运动曲线

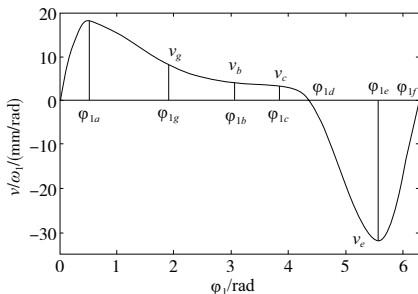
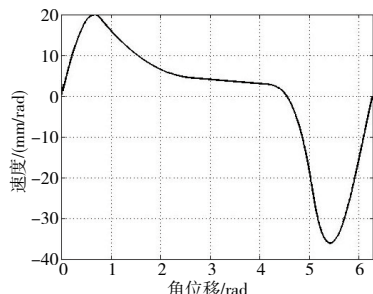


图3 理想速度分段拟合曲线

图4 求解出的理想速度曲线($ds/d\theta_1$)

2) 传动比函数的表达

齿轮副的传动比函数为 $i_{12} = \frac{ds}{d\theta_2} / \frac{ds}{d\theta_1}$, 式中 $ds/d\theta_1$ 的关系式可由积分求出 $s-\theta_1$ 的表达式, 对于非圆齿轮副来讲, 在同一时刻, 主动轮角位移 θ_1 对应的滑块位移 s 与从动轮角位移 θ_2 对应的滑块位移 s 是相等的。由式(2)可以得到 θ_2-s 的函数关系式, 即 $\theta_2 = \cos^{-1} \left(\frac{-s^2 - l_1^2 + l_2^2}{2l_1s} \right)$ 。将已求出的 $ds/d\theta_1$ 、 $ds/d\theta_2$ 函数表达式代入传动比函数中, 即可得到传动比函数表达式和图像。因为 $ds/d\theta_1$ 是分7段进行拟合的, 所以传动比函数的表达式和图像也是由7段组成。将 i_{12} 的关系式利用 MATLAB 语言进行编程, 即得到如图5所示的传动比函数曲线, 由曲线可以看出传动比的范围为0.5~3。

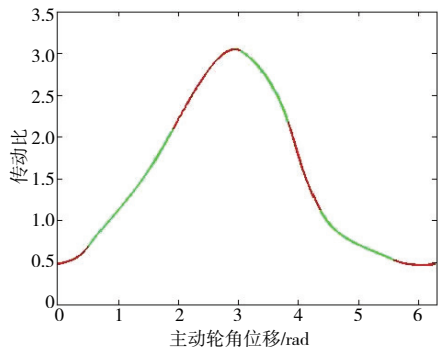


图5 传动比函数图像

2.3 非圆齿轮节曲线的设计计算

在传动比函数确定之后, 由主动轮1的节曲线方程式(3)和从动轮2的节曲线方程(4)确定主动轮和从动轮的节曲线^[16]。

$$r_1(\theta_1) = \frac{a}{1+i_{12}} = \frac{a}{1+f(\theta_1)} \quad (3)$$

$$\begin{cases} r_2 = a - r_1(\theta_1) = a \frac{i_{12}}{1+i_{12}} \\ \theta_2 = \int_0^{\theta_1} \frac{1}{i_{12}} d\theta_1 = \int_0^{\theta_1} \frac{1}{f(\theta_1)} d\theta_1 \end{cases} \quad (4)$$

初步设定中心距 $a = 200 \text{ mm}$ ^[17-18], 利用 MATLAB 软件进行参数化编程^[19], 得到主动轮和从动轮的节曲线。

2.4 轮齿均布的设计

根据齿根弯曲强度, 确定非圆齿轮的模数为 2.97 mm, 因为非圆齿轮节曲线上各点的曲率半径不同, 所以啮合过程中的重合度是变化的, 导致其承受的交变载荷不均匀。所以在取齿轮模数的时候, 为了确保齿轮有足够的强度, 将安全系数放大一些, 取齿轮模数 $m = 4 \text{ mm}$ 。初步定齿数 $z = 50$, 按照公式 $L = Pz = \pi mz$ 计算非圆齿轮节曲线周长为 628.318 5 mm。

初估中心距 $a = 200 \text{ mm}$ 时, 非圆齿轮节曲线周长 $L = \int_0^{2\pi} r(\theta) d\theta = 621.647 6 \text{ mm}$ 。此时, 该节曲线不能满足轮齿均布的条件, 因为需要调整中心距来满足轮齿均布的条件。利用黄金分割法进行搜索, 最终当中心距 $a = 202.074 1 \text{ mm}$ 时, 节曲线能够满足轮齿均布的条件。此时, 主动轮、从动轮节曲线如图6、图7所示。

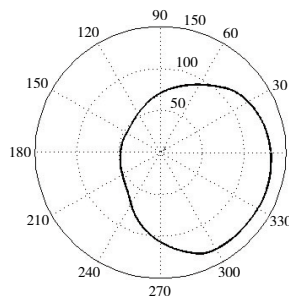


图6 主动轮节曲线

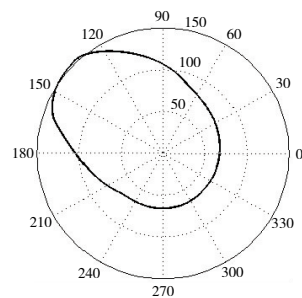


图7 从动轮节曲线

3 主传动机构的仿真

通过使用 AutoLISP 语言在 AutoCAD 中完成其表面轮廓的绘制, 将二维图形作为一个草图工具导入 SolidWorks 中完成三维模型建模。将建模后的装配体导入 ADAMS 软件进行动态仿真, 对模型施加运动副及载荷, 将非圆齿轮副定义为连

续的接触。

伺服电机初步选用 DSD 100L54030-5^[20], 额定功率为 17 kW, 额定转速为 3 000 r/min, 额定转矩为 89 Nm, 峰值扭矩为 210 Nm, 转动惯量为 77 kg·cm²。利用 ADAMS/View 功能模块可以对压力机的三种工况进行动态仿真试验。

3.1 非圆齿轮副进行整周旋转, 曲柄轴转速为 60 r/min

通过仿真, 可以得到滑块的运动输出的位移、速度与时间的关系, 图 8 所示为主传动机构的运动仿真曲线。

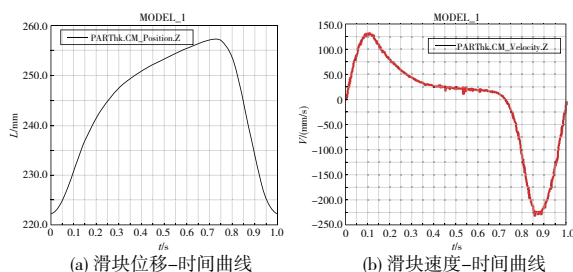


图 8 主传动机构的运动学仿真曲线

图 8 可以看出, 仿真出来的滑块实际的位移-时间曲线和速度-时间曲线与设计中所要求的完全一致。工作行程滑块速度为 26 mm/s 时, 完全符合低速特性, 同时机构具有急回特性, 急回特性参数 q 等于滑块下行历经时间都除以滑块上行历经时间 t_U , 即 $t_D/t_U = 0.75/0.25 = 3$ 。

3.2 滑块行程 5 mm

滑块行程 5 mm, 公称力行程为 1.5 mm, 周期为 0.068 s, 即 880 次/min, 图 9 所示为此种工况下的运动学、动力学仿真曲线。通过仿真曲线可以看出, 伺服电机减速后输出的最大转速为 62 rad/s, 减速器的减速比为 5, 此时电机的最大转速为 2960.3 (62 × (60/2π) × 5)。小于 3 000 r/min, 实际转速小于电机的额定值; 伺服电机所需提供的最大转矩为 182 (910/5) 小于 210 Nm。从转矩-时间曲线可以看出, 超出额定转矩的时间范围为 $t \in [0.001\ 4, 0.006\ 4] \cup [0.029\ 1, 0.039\ 0] \cup [0.054\ 0, 0.060\ 0] \cup [0.062\ 4, 0.065\ 0] = 0.023\ 5\ s$, 占总行程的 34.56%。

3.3 滑块行程 1.5 mm

滑块行程 1.5 mm, 公称力行程 0.8 mm, 周期为 0.04 s, 即 1 500 次/分, 图 10 所示为此种工况下的运动学、动力学仿真曲线。过仿真曲线可以看出, 伺服电机减速后输出的最大转速为 60.1

rad/s, 减速器的减速比为 5, 此时电机的最大转速为 2871 (60.1 × (60/2π) × 5), 小于 3 000 r/min, 实际转速小于电机的额定值; 伺服电机所需提供的最大转矩为 135.6 (678/5), 小于 210 Nm。从转矩-时间曲线可以看出, 超出额定转矩的时间范围 $t \in [0.002\ 0, 0.007\ 3] \cup [0.014\ 8, 0.025\ 0] \cup [0.028\ 1, 0.029\ 8] \cup [0.034\ 5, 0.037\ 0] = 0.019\ 7\ s$, 占总行程的 49.25%。

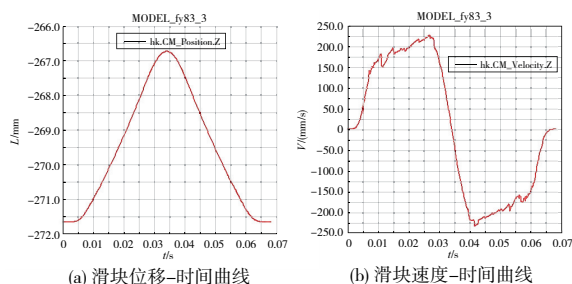


图 9 滑块行程 5 mm 仿真曲线

从以上仿真结果可以看出, 仿真曲线存在着一定程度的波动, 主要是由于用于仿真的非圆齿轮节曲线、齿形曲线和理论曲线之间的不一致造成的。

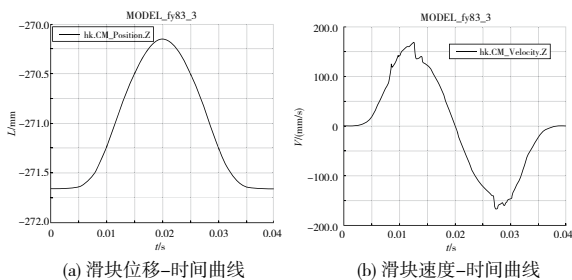


图 10 滑块行程 1.5 mm 仿真曲线

4 结语

本文以提高压力机的柔性为设计目标, 提出了一种基于非圆齿轮的伺服压力机新型主传动机构, 并分析介绍了该机构的设计过程和方法。通过滑块行程为 5 mm 和 1.5 mm 的仿真曲线可以看出, 非圆齿轮伺服压力机可根据不同的生产工艺和模具要求进行优化设置, 可用于高速、小冲程的冲压工艺, 并且具有高精度、高效率、高刚度及良好柔性等优点。

参考文献:

- [1] 胡建国, 孙友松, 章争荣, 等. 基于 ADAMS 的伺服压力机三角肘杆式工作机构优化设计[J]. 锻压技术, 2019, 44(2): 126-131.

(下转第 115 页)

- 刀具监控系统:中国,CN110900307B[P]. 2020-12-15.
- [42] Hitachi Ltd.Machine tool wear diagnostic device: JPN, JP2021053772A[P]. 2021-04-08.
- [43] Denso Corp.Tool wear amount prediction method and tool wear amount prediction system: JPN, JP2021130159A[P]. 2021-09-09.
- [44] Fraisa Sa.Method for determining tool wear state: EP, EP3881968A1[P].2021-09-22.
- [45] Bayerische Motoren Werke Aktiengesellschaft. Cutting tool for machining with wear detection: DE, DE102020102757A1[P].2021-08-05.
- [46] Schaeffler Technologies Ag & Co. Kg.Production plant and methods for monitoring wear on tools: DE, DE102021132475A1[P].2023-06-15.
- [47] Pusan National University Industry - University Cooperation Foundation;Method for predicting tool wear of computer numerical control machine tool based on artificial intelligence: KP, KR1020230063751A[P]. 2023-05-09.
- [48] 西安交通大学.机理-数据融合驱动的变工况刀具磨损状态监测方法:中国,CN114102260B[P]. 2022-12-09.
- [49] Korea Inst Ind Tech.A tool wear measuring system and control method thereof: KP, KR1020240061884A[P]. 2024-05-08.
- [50] 南京航空航天大学.一种基于小波降噪和注意力机制融合 GRU 网络的铣削加工刀具磨损监测方法:中国,CN114619292B[P]. 2022-12-20.
- [51] 成都飞机工业(集团)有限责任公司.一种铣刀刀面磨损量测量方法:中国,CN115741234B[P]. 2024-09-10.
- [52] Kennametal Inc. A system and method for monitoring and predicting wear of a cutting tool in real time: USA, US20240066653A1[P].2024-02-29.
- [53] HeidenhainGmbHJohannes.Device and method for non-contact fracture and/or wear monitoring: DE, DE102023207162A1[P].2025-01-30.

收稿日期:2025-06-09

(上接第 103 页)

- [2] 张永帅,苏倩辉,刘洪河,等. 伺服压力机的技术应用及发展趋势[J]. 锻造与冲压,2019(16):54-56.
- [3] 赵旭哲,赵升吨,张超,等. 螺旋压力机高效高性能新技术研究[J]. 锻压装备与制造技术,2025,60(1):37-45.
- [4] 杨立昭. 增距式抽油机非圆齿轮曲柄滑块换向机构设计研究[D]. 荆州:长江大学,2024.
- [5] 龙金星,邓建春,苗学刚. 卵形齿轮传动高速精密压力机运动学研究[J]. 锻压技术,2012,37(3):80-84.
- [6] 于大坚,邹义杰,王彬,等. 基于非圆齿轮传动的精密压力机驱动机构设计[J]. 组合机床与自动化加工技术,2010(12):13-17.
- [7] 刘永平,廖福林. 基于样条拟合的非圆齿轮节曲线误差检测[J]. 组合机床与自动化加工技术,2019(12):48-51.
- [8] 叶友东,范武胜. 椭圆齿轮传动特性及动态受力分析研究[J]. 安徽理工大学学报(自然科学版),2024,44(5):47-53.
- [9] 夏链,张义恒,韩江. 基于时变啮合力的非圆齿轮传动动态磨损研究[J].机械传动,2023,47(6):1-7.
- [10] 伍松,张向军,付学中,等. 非圆齿轮传动研究现状及发展趋势[J]. 机械传动,2023,47(11):168-175.
- [11] 黄军. 多连杆机械式压力机动力学分析[J]. 办公自动化,2024,29(20):41-43.
- [12] 戚义鹏,孙志坤,沈扬,等. 伺服压力机六连杆机构设计探究[J]. 锻压装备与制造技术,2024,59(6):14-17.
- [13] 杨泽宇. 非圆齿轮系-多连杆组合式植苗机构设计与试验[D]. 杭州:浙江理工大学,2023.
- [14] 袁全,程慧杰,张传锦,等. 1600 kN 伺服曲柄压力机驱动控制系统设计与应用[J]. 锻压技术,2025,50(1):193-200.
- [15] 黄志东. 非圆齿轮冲压机构优化设计与分析[J]. 制造业自动化,2022,44(11):85-97.
- [16] 马敏海,吕涛. 伺服机械压力机主传动机构多目标优化设计研究[J]. 机械设计与研究,2024,40(4):111-116.
- [17] 王亚洲,陈柏昕,马晓文. 电火花线切割加工非圆齿轮表面完整性研究[J]. 机械设计与制造工程,2025,54(3):37-42.
- [18] 刘永平,员贝贝,魏永峭,等. 基于包络特征的非圆齿轮数字化设计与齿形优化研究[J]. 机械传动,2022,46(8):55-60.
- [19] 杨志勇,张德强,李煜. 基于 MATLAB 与 SOLIDWORKS 的不同凸轮曲线凸轮机构运动特性分析[J]. 辽宁工业大学学报(自然科学版),2022,42(3):11-13.
- [20] 陈云,韦俊,余宽,等. 压力机主电机安装方式[J]. 锻压装备与制造技术,2024,59(6):54-57.

收稿日期:2023-12-25