

DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2025.03.018

一种轮式装载机举升机构同步控制系统的优化设计

姚丹, 郑凯

(西安交通工程学院, 陕西 西安 710300)

摘要:针对轮式装载机举升机构工作过程中液压缸产生的同步位置偏差问题,进行同步控制系统的优化设计。阐述轮式装载机举升机构的基本结构与核心参数,建立举升机构的动力学模型并进行力学分析。利用 FluidSIM 软件绘制举升机构液压系统原理图并进行仿真分析。以传感器、电磁比例换向阀为硬件核心,利用 AMESim 构建具有 PID 环节的控制仿真模型并进行仿真分析。分析结果表明:PID 控制系统的运用提高了轮式装载机举升机构的同步精度,保持了轮式装载机举升机构的持续稳定运行。

关键词:轮式装载机;举升机构;同步控制;AMESim

中图分类号:TH243 **文献标志码:**A **文章编号:**1671-5276(2025)03-0090-06

Optimization Design of a Synchronous Control System for Lifting Mechanism of Wheel Loader

YAO Dan, ZHENG Kai

(Xi'an Traffic Engineering Institute, Xi'an 710300, China)

Abstract: Regarding the synchronous position deviation caused by hydraulic cylinders during the working process of lifting mechanisms for wheel loader, an optimized synchronous control system was designed. The basic structure and core parameters of the lifting mechanism for wheel loaders were elaborated, and a mathematical model of the lifting mechanism was established and mechanical analysis was conducted. Schematic diagram of the hydraulic system of the lifting mechanism was drawn using FluidSIM software, and simulation analysis was conducted. Using sensors and electromagnetic proportional directional valves as hardware cores, a simulation model of a synchronous control system with PID control link was constructed by AMESim, and simulation analysis was conducted. The analysis results indicate that the application of PID control system improves the synchronization accuracy of the lifting mechanism of heavy-duty vehicles, and maintains the continuous and stable operation of the lifting mechanism of wheel loader.

Keywords: wheel loader; lifting mechanism; synchronous control; AMESim

0 引言

工程机械种类繁多且市场占有率较大,是进行生产活动及工程建设与施工的重要机械设备,被广泛应用于生产建设等领域。当前针对举升机构主要研究成果有:谢金晶等^[1]提出了内环压力控制和外环位置控制的方法;田英等^[2]比较了串联型和并联型同步控制结构的同步误差,提出了并联型同步控制结构更适合液压缸同步控制的结论。以上这些方法虽然提高了轮式装载机举升机构的控制精度和响应速度,但由于液压系统本身具有较强的非线性、时滞性以及惯性,造成轮式装载机举升机构的各个液压缸难以保证位置同步^[3]。因此,如何在保证轮式装载机举升机构原

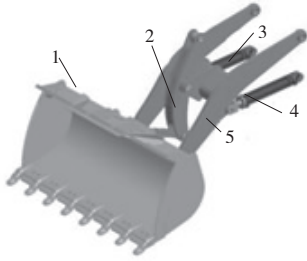
有性能的同时提高其液压系统的位置同步精度,保证轮式装载机举升机构的稳定性及可靠性,成为值得研究的问题。本文通过模糊控制理论对传统控制环节的优化,设计了一种具有 PID 控制环节的同步控制系统,用于提高轮式装载机举升机构的同步精度与运行稳定性,扩大轮式装载机的使用范围与效率。

1 轮式装载机举升机构结构与分析

1.1 基本结构

本文参照厦工机械某型号轮式装载机^[4-5],其举升机构的机械结构如图 1 所示,装载机基本指标如表 1 所示。

第一作者简介:姚丹(1988—),女,陕西西安人,工程师,硕士,研究方向为嵌入式开发和伺服控制,yaodan202312@126.com。



1—铲斗;2—摇臂;3—I号动臂油缸;4—II号动臂油缸;5—连杆。

图1 轮式装载机举升机构简图

表1 装载机技术参数

序号	技术参数	数值
1	各动臂油缸顶出力/kN	35
2	液压站工作压力/MPa	15
3	液压站工作流量/(L/min)	6
4	动臂油缸无杆腔面积/m ²	0.45

1.2 动力学模型与分析

装载机其工作过程主要由插入、铲装、重载运输、举升、卸载、空载运输6个状态,本文主要进行举升工况的研究,其工作状态如图2所示。



图2 举升工况的工作状态

对图1所述部件及图2所示工作状态组成的举升机构进行模型简化^[6],结果如图3所示。

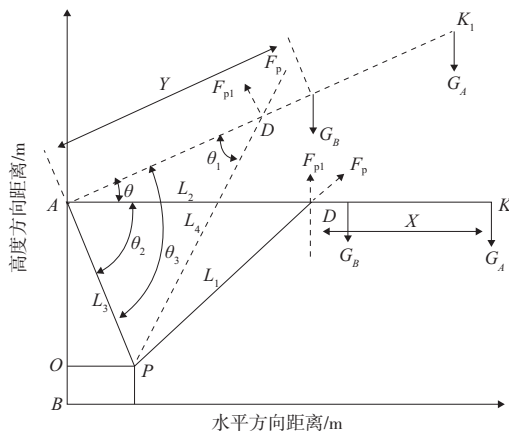


图3 轮式装载机举升机构的动力学模型

图3中:A为动臂与机架座连接处的铰点;P为动臂油缸与机架座连接处的铰点;D为动臂油缸活塞与动臂的铰点;K为动臂与转斗连接处的铰点;AK为动臂初始位置;AK₁为动臂举升后的位置;L₁为动臂液压缸初始长度;L₂为机架铰点A至活塞D的距离;L₃为机架铰点A至机架座连接处的铰点P的距离;L₄为动臂举升后动臂油缸的长度;G_B为动臂与铲斗的质量质点;G_A为物料的质量;θ为动臂举升角度;θ₁为动臂与液压缸举升角度;θ₂为动臂AK与AP之间的初始夹角;X为活塞铰点D到铲斗与动臂铰点K的距离;Y为铰点A到铲斗与动臂质心的距离。

由转动定律可知,刚体定轴转动的角加速度与它所受的合外力矩成正比,与刚体的转动惯量成反比。针对该铲掘结构模型进行力学分析。

工作过程中,铲掘结构动臂AK所受的合力矩ΣM_A方程如下:

$$J \frac{d\omega}{dt} = J\varepsilon = \sum M_A \quad (1)$$

式中:J为AK绕铰点A的转动惯量;ω为AK绕铰点A的角速度;ε为AK绕铰点A的角加速度。

忽略摩擦力等外因影响,装载机动臂在转动过程中主要受到动臂油缸压力、动臂及铲斗质量以及物料重力的作用。

根据力学平衡原理,可推导出装载机铲掘结构动力学力矩ΣM_A表达式为

$$\sum M_A = F_p L_2 \sin \theta_1 - G_B Y \cos \theta - G_A (L_2 + X) \cos \theta \quad (2)$$

式中F_p为各动臂油缸输出力。

由式(2)可知动臂油缸输出力与动臂油缸压力及活塞截面有关。

各动臂油缸输出力F_p表达式为

$$F_p = P_B S_B - P_A S_A \quad (3)$$

式中:S_A为液压缸活塞上边缘面积;S_B为液压缸活塞下边缘面积;P_A为进口油压;P_B为出口油压。

动力学力矩M和物料的质量G_A如下:

$$\begin{cases} M = \frac{(P_B S_B - P_A S_A) L_2 L_3 \sin(\theta_2 + \theta)}{\sqrt{L_1^2 + L_2^2 - 2L_1 L_2 \cos(\theta_2 + \theta)}} \\ G_A = \frac{M - G_B Y \cos \theta - J\varepsilon}{(L_2 + X) \cos \theta} \end{cases} \quad (4)$$

为了便于分析,可选取动臂举升过程中趋于匀速的数据段,该段中的角加速度ε趋于0,则上述公式可简化为

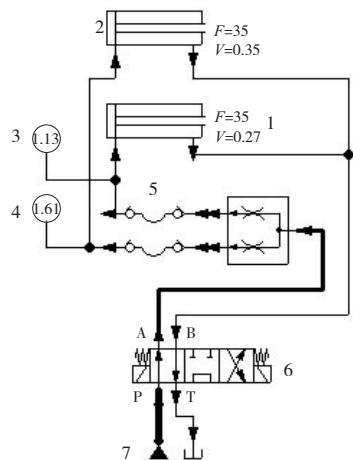
$$\begin{cases} M = \frac{(P_B S_B - P_A S_A) L_2 L_3 \sin(\theta_2 + \theta)}{\sqrt{L_1^2 + L_2^2 - 2L_1 L_2 \cos(\theta_2 + \theta)}} \\ G_A = \frac{M - G_B Y \cos \theta}{(L_2 + X) \cos \theta} \end{cases} \quad (5)$$

在构建举升机构动力学模型的基础上,通过力学分析(式(5)),可知轮式装载机举升机构动臂油缸主要受液压缸活塞上边缘、下边缘面积和进口、出口油压的影响;工作过程中轮式装载机的工作环境通常比较恶劣,在物料质量不变的情况下,由于举升角度的连续改变,各动臂油缸承受的力为动变载荷,载荷的连续变化造成了液压系统的迟滞性及惯性,出现了举升机构各动臂油缸的不同步问题,降低了整个举升机构的稳定性。

2 举升机构液压系统原理图

2.1 基本结构

通过力学分析可知动臂油缸是举升机构的重要执行器件,动臂油缸的稳定性直接影响着举升机构能否持续稳定运行,基于此,本文以 1.1 节及 1.2 节所示的厦工机械某型号轮式装载机为基础,利用 FluidSIM 软件^[7]绘制了轮式装载机举升机构动臂油缸的液压系统原理图,如图 4 所示。

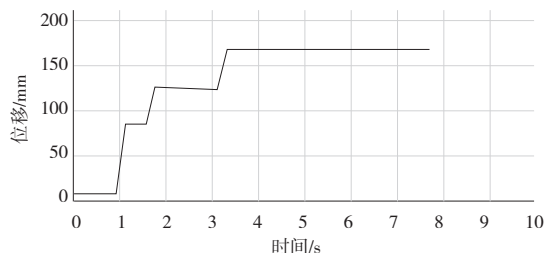


1— I 号动臂油缸; 2— II 号动臂油缸;
3、4—压力计; 5—油管; 6—控制阀; 7 液源。

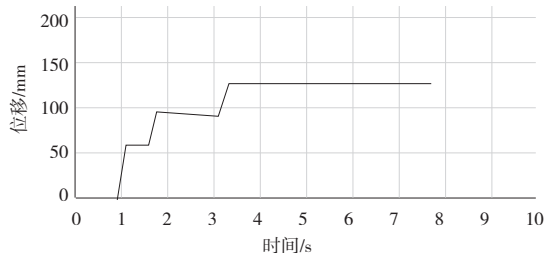
图 4 动臂油缸的液压系统原理图

2.2 仿真分析

如图 1 所示,在 FluidSIM 环境^[8]中进行动臂油缸系统仿真,其举升机构各动臂油缸运行状态如图 5 所示。



(a) II 号动臂油缸



(b) I 号动臂油缸

图 5 工作液压缸的状态图

如图 5 所示,在 FLuidSIM 的仿真环境下,若液压源 7 的工作压力为 15 MPa,液压泵流量为 6 L/min,运行在第 3 s 时,举升机构中的 I 号动臂油缸位移为 100.113 mm; II 号动臂油缸位移为 115.583 mm。

通过 FLuidSIM 仿真发现,举升机构在举升过程中,由于举升角度的连续改变,造成各动臂油缸存在脉动变化情况,各动臂油缸出现了位置不同步问题,从而造成了系统的不稳定性。

2.3 系统工作压力与分析

本文选取图 1 中 I 号、II 号动臂油缸为研究对象,在 FLuidSIM 仿真环境中得到了不同外部负载下 I 号、II 号动臂油缸的工作压力及其相对位移变化量,如表 2 所示。

表 2 仿真实验数据

运行时间/s	I 号动臂油缸位移/mm	II 号动臂油缸位移/mm	位移相对偏差值/mm
1.00	45.653	63.563	17.910
1.25	58.353	75.268	16.915
1.50	63.714	82.214	18.500
2.00	75.632	89.369	13.737
2.25	81.752	95.364	13.612
2.50	91.256	105.368	14.112
3.00	100.113	115.583	15.470

由表 2 可知,举升机构工作的初始阶段(1~3 s),由于启动时的惯性及举升角度的较大幅度

变化, I 号、II 号动臂油缸出现了较大的位置偏差及不同步问题。

本文在表 2 的基础上,构建了比例系数 k 的数学模型,并利用 Matlab 分析^[9-10]且得到了比例系数。

$$k = \frac{F_n + F_{(n-1)} + \dots + F_0}{\Delta x_n + \Delta x_{(n-1)} + \dots + \Delta x_0} \quad (6)$$

由式(6)可得 $k \approx 2.21$ 。

3 举升机构控制系统的优化设计

结合文中 2.1 节、2.2 节、2.3 节的内容,建立举升机构的数学模型,通过分析将其等效为两个阀控单作用液压缸,并引入 PID 控制环节^[11-12](由于弹性负载很小忽略不计)。

液压缸被视为一个积分环节与二阶环节的组,其传递函数为

$$G_1(s) = \frac{1/A_h}{s \left(\frac{1}{\omega_h^2} s^2 + 2 \frac{\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right)} \quad (7)$$

式中: A_h 为液压缸的无杆腔面积, $A_h = 0.45 \text{ m}^2$; ω_h

为系统固有频率, $\omega_h = \sqrt{\frac{K_h}{m_t}} = \sqrt{\frac{4EA^2}{m_t V_t}}$, Hz; ζ_h 为系

统阻尼比, $\zeta_h = \frac{K_{ce}}{A} \sqrt{\frac{\beta_e M}{V_t}}$ 。

比例阀一般被视为二阶振荡环节,其传递函数为

$$G_2(s) = \frac{k_q}{\frac{1}{\omega_v^2} s^2 + 2 \frac{\zeta_v}{\omega_v} s + 1} \quad (8)$$

式中: k_q 为比例阀流量增益; ω_v 为比例阀的固有频率; ζ_v 为比例阀的阻尼比; s 为比例阀活塞面积。

系统的传递函数为:

$$G(s) = \frac{k_c}{s \left(\frac{1}{\omega_h^2} s^2 + 2 \frac{\zeta_h}{\omega_h} s + 1 \right) \left(\frac{1}{\omega_v^2} s^2 + 2 \frac{\zeta_v}{\omega_v} s + 1 \right)} \quad (9)$$

$$k_c = \frac{k_q k_f k_p}{A_h} \quad (10)$$

依据式(6)及元件选型,位移传感器的增益 $k_f = 1.25$; PID 控制环节的比例系数 $k_p = 5.21$; 系统的开环放大增益 $k_q = 0.15 \times 10^{-3}$; 系统固有频率 $\omega_h = 150.2 \text{ Hz}$; 系统阻尼比 $\zeta_h = 0.2$; 比例阀的固有频率 $\omega_v = 350 \text{ Hz}$; 比例阀的阻尼比 $\zeta_v = 0.7$ 。

综上所述,得到系统的开环传递函数为

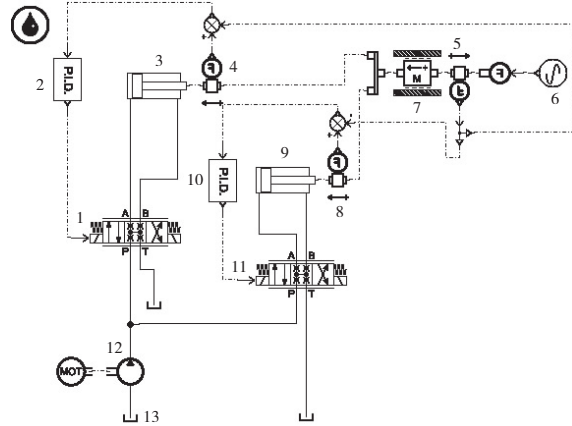
$$G(s) = \frac{0.034 \ 17}{s \left(\frac{1}{150.2^2} s^2 + \frac{0.35}{150.2} s + 1 \right) \left(\frac{1}{350^2} s^2 + \frac{1.2}{350} s + 1 \right)} \quad (11)$$

根据闭环控制系统原理框图和各环节传递函数,在 Matlab-Simulink^[13-15]窗口中选取对应模块建立双缸液压机 PID 控制系统的仿真模型并进行线性分析。通过调试及经验,文中 PID 控制器的参数为 $P=2.21$, $I=4.8$ 和 $D=0.01$ 。

4 举升机构控制系统的优化仿真

4.1 建立仿真模型

从 AMESim 软件^[16-19]的“Signal, Control”电子器件库、“Hydraulic”液压库选取相应的“元件”进行相应系统草图的绘制,如图 6 所示。



1、11—电磁比例换向阀;2、10—PID 环节;3—I 号动臂油缸;
4、5、8—传感器;6—控制信号;7—负载质量块;
9—II 号动臂油缸;12—液压泵;13—油箱。

图 6 举升机构的优化仿真模型

如图 6 所示,处于工作状态时,举升机构液压系统中的 I 号、II 号动臂油缸 3、9 以一定速度伸出,进行重载运输、举升、卸载等工作,同时前端压力传感器 5 与 I 号、II 号动臂油缸压力传感器 4、8,分别组成控制系统反馈回路,得到压力变化的增量后, PID 控制环节工作,并按照预定算法向电磁比例换向阀 1、11 输入相应比例控制电流,使举升机构成比例输入压力,提高举升机构稳定性。

4.2 设定模型参数

依据表 1、图 4、图 6,本文给出了举升机构控制系统优化仿真模型的基本参数,为后续举升机构液压系统的仿真实验提供了依据,如表 3 所示。

表 3 举升机构优化仿真模型参数

序号	名称	参数	数值
1、11	电磁比例换向阀	默认值	—
		比例系数	2.21
2、10	PID 环节	积分系数	4.8
		微分系数	0.01
3	I 号动臂油缸	无杆腔面积/m ²	0.45
4、5、8	传感器	默认值	—
6	控制信号	频率/Hz	0.5
7	负载质量块	质量/kg	15
9	II 号动臂油缸	无杆腔面积/m ²	0.45
12	液压泵	转速/(r/min)	1 500
13	油箱	默认值	—

4.3 系统仿真实验与分析

本文依据 3 节中的仿真模型,按照表 3 中参数进行设置并进行仿真,分别得到“传统控制系统”与“PID 控制系统”举升机构 I 号、II 号动臂液压缸位置变化特性曲线。

1)一般控制系统仿真实验与分析

a)一般控制系统的位置变化曲线如图 7 所示。

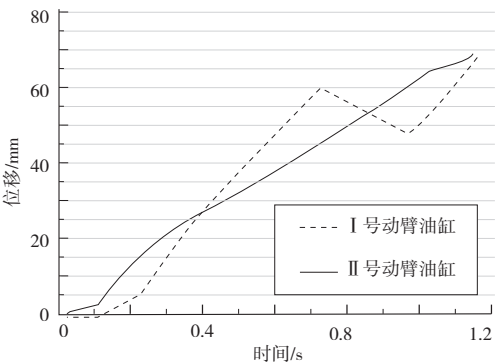


图 7 传统控制系统位置变化曲线

b)一般控制系统仿真实验的数据分析如表 4 所示。

表 4 一般控制系统仿真实验的数据

运行时间/s	理论位移值/mm	I 号动臂油缸位移/mm	II 号动臂油缸位移/mm	相对偏差值/mm	偏差率/%
0.2	15	8.563	17.853	-9.292	10.02
0.5	30	36.236	30.432	5.804	16.01
0.8	50	50.214	45.332	4.882	9.72
1.0	60	47.632	59.769	-12.137	25.48
1.2	80	71.452	73.364	-1.912	8.40

2)PID 控制系统仿真实验与分析

a)PID 优化控制系统的位置变化曲线如图 8 所示。

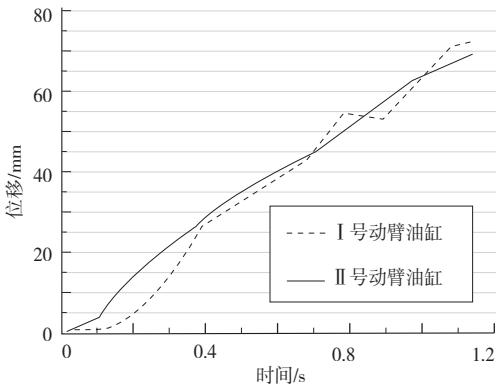


图 8 PID 控制系统位置变化曲线

b)PID 控制系统仿真实验的数据分析如表 5 所示。

表 5 PID 控制系统仿真实验的数据

运行时间/s	理论位移值/mm	I 号动臂油缸位移/mm	II 号动臂油缸位移/mm	相对偏差值/mm	偏差率/%
0.2	15	8.563	17.853	-9.292	10.02
0.5	30	39.236	40.132	-0.896	2.28
0.8	50	53.214	50.732	2.482	4.66
1.0	60	60.632	63.769	-3.137	5.17
1.2	80	71.452	70.364	1.088	1.52

结合图 7、图 8,通过多次仿真实验后得到 I 号、II 号液压缸工作的位移数据。

由表 4 可知,在采用一般控制系统时,I 号、II 号液压缸工作时存在较大的位移波动,且两缸的位移偏差较大,其平均位移偏差率为 13.93%。由表 5 可知,当采用 PID 控制系统时,I 号、II 号液压缸工作时位移波动明显减小,且两缸的位移偏差进一步减小,其平均位移偏差率为 4.73%。

通过对两种控制方式的仿真实验数据进行对比分析发现,两种控制系统在举升机构工作的开始阶段都存在一定的位移波动。随着工作时间的延长,PID 控制系统不仅减小了位移偏差,同时提高了自身的负载能力。通过分析证明 PID 控制系统起到了较好的补偿效果,提高了轮式装载机举升机构的稳定性,达到了同步控制的设计目标。

5 结语

本文首先分析了轮式装载机举升机构的硬件

结构与工作原理,通过分析与仿真发现传统的控制方式造成了一定的动臂油缸的位置偏差。其次,针对位置偏差造成的不同步问题,本文基于PID原理设计了一种具有反馈环节的控制系統,通过PID控制向工作系統成比例进行压力输入,进而达到补偿作用。最后,以AMESim为手段搭建了一般控制与PID控制系統的仿真模型并进行了仿真分析。通过对仿真结果的数据对比分析,表明PID控制系統保持了轮式装载机举升机构各动臂油缸所需压力,提高了轮式装载机举升机构执行单元运行的同步性,具有一定的应用价值。

参考文献:

- [1] 谢金晶,黄明辉,陆新江,等. 大型模锻压机驱动系統的分层控制策略[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2014,45(5):1463-1468.
- [2] 田英,余阳,王兴波. 四柱式液压机双缸“串并联”同步控制结构研究[J]. 液压与气动,2021,45(1):20-26.
- [3] 周强,张东民,王磊,等. 含双重补偿的液压缸位置同步控制[J]. 液压与气动,2021,45(11):158-164.
- [4] 付莹,尚进新,韩立星,等. 铰接轮式装载机倾翻载荷的计算方法研究[J]. 建设机械技术与管理,2023,36(3):41-42,47.
- [5] 曹源文,宋梓豪,陈作. 多路况下轮式装载机行驶动力学研究[J]. 中国工程机械学报,2023,21(2):106-111.
- [6] 张荣辉,黄敏. 装载机铲装物料动态称重数据处理方法研究[J]. 机电工程,2021,38(11):1486-1493.
- [7] 吴娇,张玉平. FluidSIM 虚拟仿真在液压传动实验中的应用[J]. 内燃机与配件,2023(9):94-96.
- [8] 王志伟. 利用 FluidSIM 仿真功能诊断液压设备故障[J]. 设备管理与维修,2022(21):148-150.
- [9] 杨通培,陈溪奉. 采用 MATLAB 中的 SISO 工具设计 PID 控制系統[J]. 机械工程与自动化,2023(6):75-77.
- [10] 张惠强. 基于 MATLAB 的双馈风力发电机组动态特性分析[J]. 中国设备工程,2023(20):109-112.
- [11] 杨博宁. 基于模糊 PID 的电网高压电器柜自动控制研究[J]. 自动化应用,2025(7):52-54,57.
- [12] 朱硕. 基于 PID 控制的船舶航向控制系統研究[J]. 中国科技信息,2025(8):66-69.
- [13] 王智伟,张振萌,贾艳昊,等. 基于 Matlab/Simulink 仿真的轮式挂线机器人能耗分析及优化[J]. 山东科技大学学报(自然科学版),2023,42(5):97-107.
- [14] 徐兆山,何嘉乐,杨勇,等. 基于 Matlab 的细纱机中罗拉齿轮箱优化设计[J]. 纺织器材,2025,52(2):10-16.
- [15] 肖然,彭安黎,郑建锋,等. 基于 MATLAB 的薄板烘丝机料头控制改善方法[J]. 科技创新与应用,2025,15(9):151-155.
- [16] 董壮壮,王兆强,孙令涛,等. 基于 AMESim、MATLAB 与 LabVIEW 的联合仿真虚拟平台技术[J]. 软件导刊,2023,22(10):42-48.
- [17] 陈超,王刚,王力,等. 基于 AMESim 的新型成孔机动臂动态性能研究[J]. 机械制造与自动化,2022,51(6):147-150.
- [18] 吴昕键,魏永合,杨星,等. 基于 AMESim 的压力加油控制阀的性能研究[J]. 机械工程与自动化,2023(4):24-26.
- [19] 冯利军,赵静,葛晓峰. 基于 AMESim 双变量电静液作动系統仿真研究[J]. 机械工程与自动化,2025(2):63-64.

收稿日期:2023-12-12

(上接第 89 页)

- [11] 邵世超,谢峰. 基于 AutoForm 软件的汽车 B 柱加强板成形性及回弹分析[J]. 机械,2012,39(10):50-53,61.
- [12] 姚所宝. 汽车高强度钢板侧围件冲压回弹补偿方法探析[J]. 汽车测试报告,2025(1):70-72.
- [13] 李玉强,吴会平. 高强钢扭曲回弹采用不同屈服准则的分析[J]. 锻造与冲压,2024(16):50-52.
- [14] 曹建华. 基于 AUTOFORM 的板料高强度钢零件回弹补偿研究及应用[J]. 内燃机与配件,2021(6):10-11.
- [15] 张恒,江庆顺,张玉成. 某车型高强板纵梁回弹问题及整改措施[J]. 模具工业,2020,46(3):29-33.
- [16] 翟洪健,毕云军,刘俊杰,等. 基于 AutoForm 回弹补偿研究[J]. 模具制造,2020,20(3):16-18.
- [17] 孔敏,胡伟,莫健华,等. 基于 AutoForm 的高强钢板成形件回弹分析与补偿收敛性研究[J]. 锻压技术,2019,44(9):172-179.
- [18] 邓勇宾,翟海峰,张利猛,等. 基于 AutoForm 的回弹补偿[J]. 模具技术,2017(2):50-53.
- [19] 辛国升,张永波. 基于 AutoForm R7 对顶盖后部外板成形性进行分析及回弹补偿研究[J]. 模具工业,2020,46(7):34-39.
- [20] 张胜利,丁顺风,刘庆,等. 基于 AutoForm 的汽车前地板回弹补偿分析[J]. 模具工业,2025,51(2):38-45.

收稿日期:2023-08-17