doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2026.07.009

采棉机动力换挡变速器动态特性与换挡响应研究

孟祥超[1]　赵　伟[1]　李思航[1]　李伊晴[1]　陈华军[2]　倪向东[1,3]　陈丰田[1]

(1.石河子大学机械电气工程学院,石河子 832003;2.新疆工业学院机电与自动化工程学院,和田 848011;
3.农业农村部西北农业装备重点实验室,石河子 832003)

摘要:采棉机动力换挡变速器动态特性与换挡响应是影响采棉机换挡品质的关键因素。本文以某型采棉机动力换挡变速器为研究对象,提出了一种基于 Amesim 机液耦合仿真与台架试验的采棉机动力换挡变速器性能研究方法。首先,基于动力换挡变速器的机械传动结构与液压系统原理,构建了采棉机动力换挡机液耦合系统仿真模型。其次,设计并搭建了采棉机动力换挡变速器综合试验台,实现了对动力换挡变速器输入输出转速、转矩及换挡油路压力的实时采集。通过对比典型工况下仿真与试验传动比变化及换挡油压响应,验证了仿真模型的准确性。最后,采用三因素三水平正交试验,量化分析了输入转速、负载转矩和主油路油压对输出轴最大冲击度和换挡稳态时间的影响显著性。研究结果表明:仿真与台架实测动力换挡变速器动态响应趋势一致;正交试验极差与方差分析显示,主油路油压是影响输出轴最大冲击度的极显著因素,而输入轴转速是影响换挡稳态时间的极显著因素,为兼顾换挡速度与平顺性,换挡初期应提高主油路油压以缩短接合时间,中后期应降低油压上升速率,从而抑制输出轴冲击,实现换挡时间与冲击度的平衡优化。研究成果可为采棉机动力换挡变速器的性能预测、控制策略优化提供可靠的理论依据和试验平台支撑。

关键词:采棉机;动力换挡变速器;动态特性;测控系统

中图分类号:U461.1;S232　　**文献标识码**:A　　**文章编号**:1000-1298(2026)07-0097-11　　**OSID**:

Shift Response and Dynamic Characteristics of Power Shift Transmission of Cotton Picker

MENG Xiangchao[1]　ZHAO Wei[1]　LI Sihang[1]　LI Yiqing[1]　CHEN Huajun[2]　NI Xiangdong[1,3]　CHEN Fengtian[1]

(1. *College of Mechanical and Electrical Engineering, Shihezi University, Shihezi* 832003, *China*
2. *School of Mechatronics and Automation Engineering, Xinjiang University of Technology, Hetian* 848011, *China*
3. *Key Laboratory of Northwest Agricultural Equipment, Ministry of Agriculture and Rural Affairs, Shihezi* 832003, *China*)

Abstract: The dynamic characteristics and shift response of power shift transmission of cotton picker are the key factors affecting the shift quality of cotton picker. Taking a cotton picker power shift transmission as the research object, a performance research method of cotton picker power shift transmission was put forward based on Amesim mechanical-hydraulic coupling simulation and bench test. Firstly, based on the mechanical transmission structure and hydraulic system principle of power shift transmission, the simulation model of the power shift hydraulic coupling system of the cotton picker was constructed. Secondly, a comprehensive test bench of power shift transmission of a cotton picker was designed and built, which realized the real-time acquisition of input and output speed, torque, and shift oil pressure of the power shift transmission. The accuracy of the simulation model was verified by comparing the transmission ratio change and shift oil pressure response between simulation and test under typical working conditions. Finally, a three-factor and three-level orthogonal test was used to quantitatively analyze the significance of the influence of input speed, load torque, and main oil pressure on the maximum impact degree of the output shaft and shift steady-state time. The results showed that the dynamic response trend of power shift transmission simulation was consistent with that of bench measurement. The analysis of range and variance of orthogonal test showed that the oil pressure of main oil circuit was the most

收稿日期:2026-01-07　修回日期:2026-01-17

基金项目:国家自然科学基金项目(51665051)、兵团重大科技项目(2022AA001)和新疆工业学院博士科研启动项目(2025XQYM003)

作者简介:孟祥超(1997—),男,博士生,主要从事机械传动与控制研究,E-mail:mengxiangchao@stu.shzu.edu.cn

通信作者:倪向东(1974—),男,教授,博士生导师,主要从事农业动力装备研究,E-mail:nini0526@126.com

significant factor affecting the maximum impact degree of output shaft, while the speed of input shaft was the most significant factor affecting the steady-state time of shifting. To consider shifting speed and smoothness, the oil pressure of the main oil circuit should be increased at the initial stage of shift to shorten the engagement time, and the oil pressure rise rate should be reduced in the middle and late stages of shift, to suppress the impact of the output shaft and realize the balance optimization of shift time and impact degree. The research results can provide a reliable theoretical basis and test platform support for performance prediction and control strategy optimization of the power shift transmission of the cotton picker.

Key words: cotton picker; power shift transmission; dynamic characteristic; measurement and control system

0 引言

我国是棉花生产与消费主要国家,新疆作为我国最大的优质商品棉生产基地,其棉花产量占全国总产量 90% 以上[1-2],在保障国内供给、稳定纺织产业链等方面发挥着不可替代的作用。随着现代农业对采棉机作业效率和智能化水平要求的不断提高[3],传动系统作为整机的动力枢纽,其性能直接决定了采棉机的田间通过性、作业效率及燃油经济性。相比于传统的手动换挡和静液压传动,动力换挡变速器凭借其换挡动力不中断、传动效率高等优势,已成为高端大型采棉机传动系统的主要发展方向[4]。

目前,在变速器试验台架的设计方面,众多学者已在拖拉机[5-7]、汽车[8-9]及工程机械领域[10-11]开展了广泛研究。在试验台机械结构与性能测试方面,GALVAGNO 等[12]提出了一种基于模型的变速器硬件在环试验台标定方法,分析并优化了速度控制器的 PID 参数,实现了参考速度跟踪与抗干扰性能的平衡。WANG 等[13]设计并验证了用于电动拖拉机的模块化可重构试验平台,强调了试验台的灵活性和多功能性。张文庆[14]则引入惯性飞轮模拟整机惯量,搭建了 HMCVT 试验台,解决了动态换挡过程中的负载模拟难题。BRUMERCIK 等[15]研发并评估了一种变速箱测试机械功率流试验台,能够对变速箱在不同负载与转速工况下的运行效率进行精确测量与动态分析。

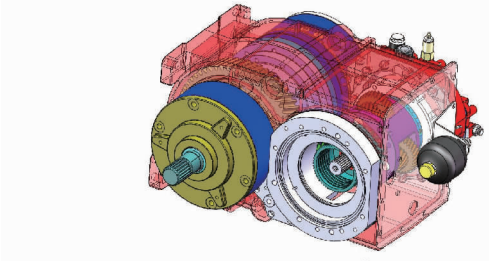
在变速器换挡特性分析方面,陆凯等[16]聚焦于多段式液压机械无级变速器在切换瞬间的变化规律,提出了离合器转矩交接优化方法,为变速器换段控制提供了参考。郭占正等[17]以 HMCVT 为研究对象,采用换段机构重叠结合法实现动力连续换挡,经建模与试验明确其换挡阶段特性,指出换挡时机对转速波动的影响。具体到采棉机领域,李申等[18]针对采棉机 HMCVT,通过集成动力、负载、测控与传动等系统,实现了对自主研制 HMCVT 的动态特性测试。

综上所述,现有研究多集中于拖拉机 HMCVT 或通用车辆变速器的台架试验与换挡特性分析,针对采棉机动力换挡变速器的专用试验台研究未见报道。为此,本文以某型国产采棉机动力换挡变速器为研究对象,设计搭建一套集驱动控制、负载模拟、数据采集于一体的综合试验台,并开展典型工况下的台架试验以及不同工况下采棉机动力换挡变速器动态性能分析,旨在揭示采棉机动力换挡过程的动态特性。最后,通过三因素三水平正交试验,量化分析输入转速、负载转矩和主油路油压对输出轴最大冲击度和换挡稳态时间的影响显著性。

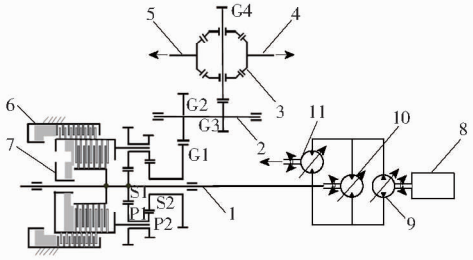
1 采棉机动力换挡系统执行过程与仿真建模

1.1 动力换挡系统结构与控制模式

所研究的采棉机动力换挡传动系统的驱动动力由泵控马达系统提供[19]。图 1a 为该动力换挡变速器的整体三维模型,其传动结构图见图 1b。该变速



(a) 动力换挡变速器整体三维模型



(b) 动力换挡变速器传动结构图

图 1 结构模型与传动结构图

Fig. 1 Structural model and transmission structure diagram

1. 输入轴 2. 中间轴 3. 差速器 4、5. 动力输出轴 6. 制动器 7. 离合器 8. 发动机 9. 变量泵 10. 前变量马达 11. 后变量马达

器主要由动力输入轴、中间轴、差速器、离合器、制动器及动力输出轴等核心部件构成，能够实现采棉机两挡四速的行驶模式[20]。通过控制制动器与离合器的不同组合状态，变速器可在多种工作模式间切换，从而适应不同的作业工况与行驶需求。具体工作状态对应关系如表 1 所示。

表 1　动力换挡变速器不同工作状态

Tab.1　Different working states of power shift transmission

工作状态	执行器件	
	制动器	离合器
空挡	分离	分离
低速挡	结合	分离
高速挡	分离	结合
锁定	结合	结合

采棉机具备 4 种作业速度模式，对应采摘Ⅰ挡、采摘Ⅱ挡、田间运输和公路运输。在前 3 种模式下，制动器处于结合状态，离合器保持分离，此时通过协同调节变量泵与变量马达的排量来实现不同的行驶速度；当切换至公路运输模式时，制动器分离、离合器结合，系统完成从低速挡向高速挡的切换。

低速挡时制动器结合，离合器分离，因此动力换挡变速器总传动比 i 为

$$i = i_1 i_2 i_3 i_4 = \frac{Z_{P1} Z_{S2} Z_{G2} Z_{G4}}{Z_{S1} Z_{P2} Z_{G1} Z_{G3}} \tag{1}$$

式中 i_1 为齿轮 S1 – P1 传动比，i_2 为齿轮 P2 – S2 传动比，i_3 为齿轮 G1 – G2 传动比，i_4 为齿轮 G3 – G4 传动比，Z_{P1}、Z_{S1}、Z_{S2}、Z_{P2}、Z_{G2}、Z_{G1}、Z_{G4}、Z_{G3}分别为各传动齿轮齿数。

低速挡时动力换挡变速器输出齿轮转速 n_{G4}为

$$n_{G4} = \frac{n_{in}}{i} = \frac{n_{in} Z_{S1} Z_{P2} Z_{G1} Z_{G3}}{Z_{P1} Z_{S2} Z_{G2} Z_{G4}} \tag{2}$$

式中　n_{in}——变速器输入轴转速

低速挡时动力换挡变速器总输出转矩 T 为

$$T = T_e i \eta \tag{3}$$

式中　T_e——变速器输入轴转矩

η——传动系总传动效率

高速挡时制动器分离，离合器结合，因此动力换挡变速器总传动比 i'为

$$i' = i_3 i_4 = \frac{Z_{G2} Z_{G4}}{Z_{G1} Z_{G3}} \tag{4}$$

高速挡时动力换挡变速器输出齿轮转速 n'_{G4}为

$$n'_{G4} = \frac{n_{in}}{i'} = \frac{n_{in} Z_{G1} Z_{G3}}{Z_{G2} Z_{G4}} \tag{5}$$

高速挡时动力换挡变速器总输出转矩 T'为

$$T' = T_e i' \eta \tag{6}$$

在换挡过程中，离合器的动态结合直接影响输出轴转速与转矩的瞬态特性。考虑离合器摩擦转矩与滑摩过程的动态变化，建立其结合过程的动力学方程。

离合器滑摩转矩 T_c 计算公式表示为[21]

$$T_c = \mu_c F_n R_c Z_c \tag{7}$$

式中　μ_c——离合器片间等效摩擦因数

F_n——液压作用下压紧力

R_c——摩擦副等效半径

Z_c——摩擦面数量

在滑摩阶段，摩擦因数 μ_c 为相对滑摩速度 $w_s = w_{in} - w_{out}$的函数（w_{in}为离合器输入端角速度，w_{out}为离合器输出端角速度），可用 Stribeck 模型描述为

$$\mu_c(w_s) = \mu_d + (\mu_s - \mu_d) e^{-k|w_s|} \tag{8}$$

式中　μ_s——静摩擦因数

μ_d——动摩擦因数

k——衰减常数

离合器结合过程中输出轴动力学方程为

$$J_{out} \frac{dw_{out}}{dt} = T_c - T_{load} \tag{9}$$

式中　J_{out}——输出轴等效转动惯量

T_{load}——外部负载转矩

1.2　动力换挡变速器仿真模型建立

为构建采棉机动力换挡变速器仿真模型，基于其传动结构（图 1b），在 Amesim 软件中搭建了动力换挡变速器仿真模型，如图 2 所示。通过此模型可模拟变速器在不同工作状态空挡、低速挡、高速挡下的动态响应特性，为后续分析换挡过程及系统性能提供有效的仿真平台。

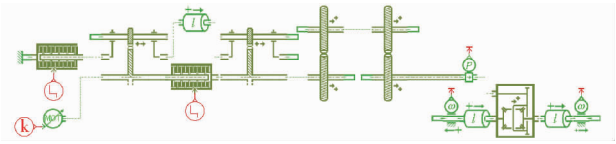


图 2　动力换挡变速器仿真模型

Fig. 2　Simulation model of power shift transmission

1.3　动力换挡泵控马达液压系统模型搭建

采棉机行走传动系统采用变量泵-双变量马达容积调速方案，其液压原理图如图 3 所示。该系统主要由实现动力输入与流量控制的静液压行走变量泵、用于系统压力限制的溢流阀、防止回油的单向阀、补油泵、控制液压油方向的换向阀以及实现驱动与速度调节的双变量马达组成。通过改变变量泵和变量马达的斜盘角度，实现对采棉机行走速度的无级调速和精确控制。

由于变量泵变量马达液压传动系统为流量耦合系统，符合流量连续性方程[22]，假定液压系统没有流量损失，则变量泵输出流量等于变量马达输入流

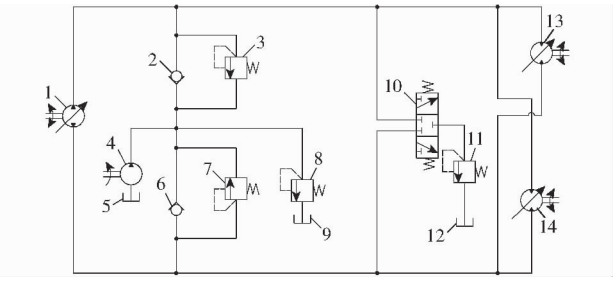


图 3 行走传动系统液压原理图

Fig. 3 Hydraulic schematic diagram of traveling transmission system

1. 变量泵 2、6. 单向阀 3、7、8、11. 溢流阀 4. 补油泵 5、9、12. 油箱 10. 换向阀 13. 后变量马达 14. 前变量马达

量,用公式表示为

$$Q_p = Q_m \tag{10}$$

即

$$q_p n_p = q_m n_m \tag{11}$$

由此可得

$$n_m = \frac{q_p}{q_m} n_p \tag{12}$$

式中 Q_p——变量泵流量,L/min

Q_m——变量马达流量,L/min

q_p——变量泵排量,mL/r

n_p——变量泵转速,r/min

q_m——变量马达排量,mL/r

n_m——变量马达转速,r/min

由式(12)可得,在变量泵转速一定的前提下,可以通过改变变量泵和变量马达排量来调节变量马达转速,其调节过程可分为 2 个阶段。第 1 阶段为恒转矩调速阶段,相当于变量泵-定量马达容积调速,计算式为

$$M_m = \frac{P q_{m\max}}{2\pi} \tag{13}$$

第 2 阶段为恒功率调速阶段,相当于定量泵-变量马达容积调速,计算式为

$$N = M_m 2\pi n_m = P n_p q_{p\max} \tag{14}$$

式中 P——变量泵压力

$q_{m\max}$——变量马达最大排量

$q_{p\max}$——变量泵最大排量

M_m——变量马达输出转矩

N——变量马达输出功率

为了深入研究该容积调速系统的动态特性,搭建了如图 4 所示的采棉机动力换挡系统泵控马达仿真模型。

1.4 采棉机整体动力换挡系统模型搭建

所搭建的采棉机整体动力换挡机液耦合仿真模型如图 5 所示,主要包括:实现无级调速的泵控马达系统、执行挡位切换的动力换挡变速器、用于离合器与制动器液压控制的比例电磁阀,以及为比例电磁阀提供稳定压力油的比例电磁阀供油模块。图 5 所示采棉机整体动力换挡机液耦合模型中,离合器/制动器的充液压油流量特性通过比例电磁阀的电流-流量特性实现表征,模型中比例电磁阀流量特性参数基于试验台实测数据标定。模型的核心功能在于能够模拟离合器/制动器电液控制信号的动态变化特性,实时分析换挡过程中低速挡与高速挡传动比的瞬态动态响应和精确切换过程。

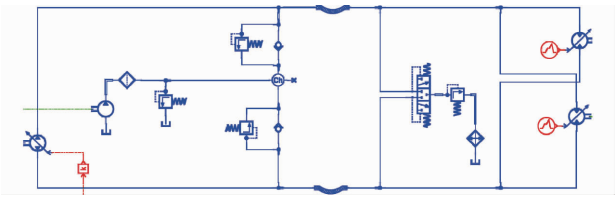


图 4 动力换挡系统泵控马达仿真模型

Fig. 4 Simulation model of pump controlled motor in power shift system

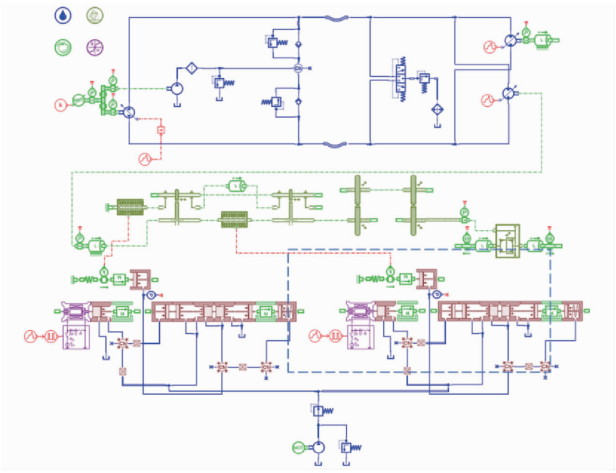


图 5 动力换挡机液耦合模型

Fig. 5 Machine-hydraulic coupling model of power shift

2 采棉机动力换挡变速器试验平台搭建

2.1 采棉机动力换挡变速器试验平台总体方案设计

采棉机动力换挡变速器试验台架结构示意图如图 6 所示,其配套试验台架系统构成图如图 7 所示。该试验平台的核心设计准则为实现动力流的稳定传输和试验参数的精确测量,该平台由驱动源、测量传

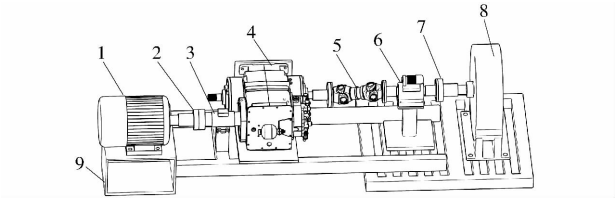


图 6 试验台架结构示意图

Fig. 6 Schematic of test bench structure

1. 驱动电机 2. 链式连轴器 3、6. 转速转矩传感器 4. 动力换挡变速器 5. 万向联轴器 7. 凸缘联轴器 8. 磁粉制动器 9. 支撑装置

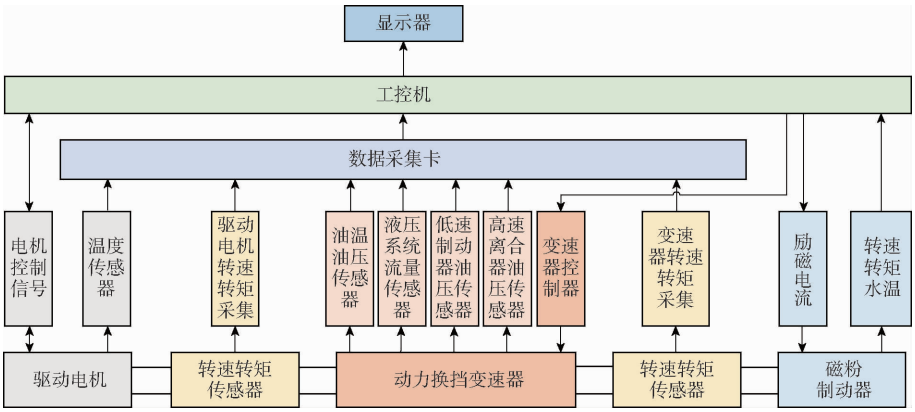


图 7　试验台架系统构成图

Fig. 7　Structure diagram of test bench system

感器、待测动力换挡变速器和加载磁粉制动器串联构成，所有部件均安装在刚性底座上。

图 8 为搭建的采棉机动力换挡变速器试验台架，该台架集成了机械、电控与液压三大系统。磁粉制动器可通过调节励磁电流模拟不同工况下的负载变化，电控系统以工控机为核心，整合传感器与执行器实现精准控制，液压系统则包括换挡与润滑冷却两个子系统，换挡系统通过控制电磁阀的动作，驱动变速器完成高低挡位切换；润滑冷却系统则确保齿轮在试验过程中获得充分的润滑与散热。该平台能够模拟采棉机实际作业中的动力传递与换挡过程，为动力换挡变速器的性能验证提供了可靠试验基础。

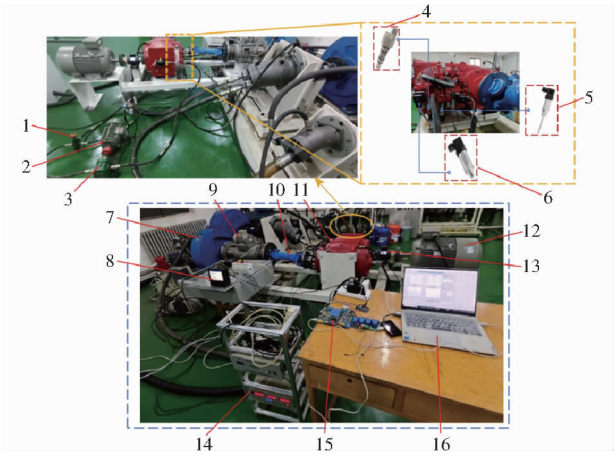


图 8　采棉机动力换挡变速器试验台架

Fig. 8　Power shift transmission test bench for cotton picker

1. 溢流阀　2. 油泵电机　3. 油泵　4. 比例电磁阀　5. 温度传感器　6. 压力传感器　7. 磁粉制动器　8. 无纸记录仪　9. 输出端转速转矩传感器　10. 万向联轴器　11. 动力换挡变速器　12. 驱动电机　13. 输入端转速转矩传感器　14. 转速转矩功率测量仪　15. 微控制器　16. 计算机实时数据采集

采棉机动力换挡变速器试验台架主要设备参数如表 2 所示。

表 2　试验台架主要设备参数

Tab. 2　Main equipment parameters of test bench

设备名称	参数	数值
试验台驱动电机	额定功率/kW	22
	额定电压/V	380
	额定频率/Hz	50
	调速范围/(r·min^{-1})	0 ~ 2 950
动力换挡变速器	低速挡传动比	11.43
	高速挡传动比	4.8
油泵电机	额定功率/kW	3
	额定电压/V	380
	额定频率/Hz	50
	调速范围/(r·min^{-1})	0 ~ 1 430
油泵	额定压力/MPa	2.5
	额定流量/(m^3·h^{-1})	2.1
	耐温/℃	< 100
溢流阀	通径/mm	10
	额定流量/(L·min^{-1})	40
	调压范围/MPa	0 ~ 31.5
压力传感器	压力检测范围/MPa	0 ~ 20
	输出电流/mA	4 ~ 20
	供电电压/V	24
比例电磁阀	额定压力/MPa	3
	电流/A	3.2
	供电电压/V	24
温度传感器	检测范围/℃	-50 ~ 200
	供电电压/V	24

2.2　动力换挡变速器电控系统总体方案设计

电控系统是采棉机动力换挡变速器试验台的核心控制单元，通过实时采集转速、转矩、油温、油压等运行参数，并依据预设的换挡控制策略进行综合判断与计算，确定变速器当前应处于的挡位状态，进而决策是否执行升挡、降挡或维持当前挡位[23]。控制单元根据决策结果生成相应换挡指令，通过控制电磁阀的通断电，驱动液压执行机构中对应制动器/离合器的充油或泄油，进而实现采棉机的自动换挡功能。为满足试验平台的控制需求，所设计的电控系统总体方案如图 9 所示。

采棉机动力换挡变速器试验台的电控系统采用

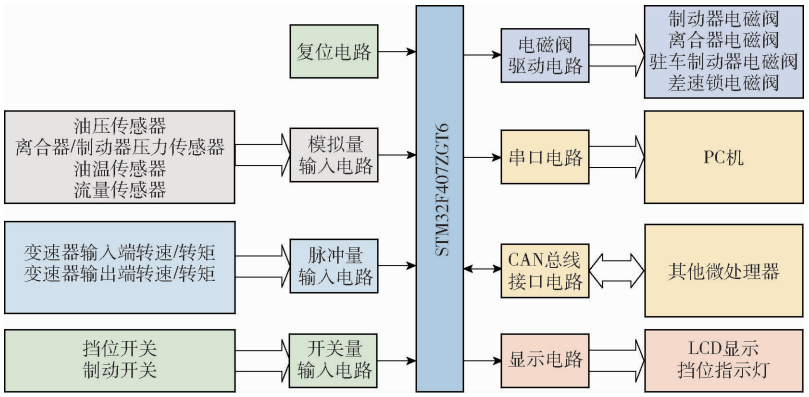


图 9 电控系统总体方案图

Fig. 9 Overall scheme diagram of electronic control system

模块化设计,如图 10 所示。核心主控电路选用高性能 STM32F407ZGT6 微处理器作为控制中枢,负责执行换挡策略与信号处理,可调电源模块为系统各单元提供稳定可靠的多路供电,继电器模块则作为信号输出电路的关键执行元件,负责驱动液压系统中的比例电磁阀动作。

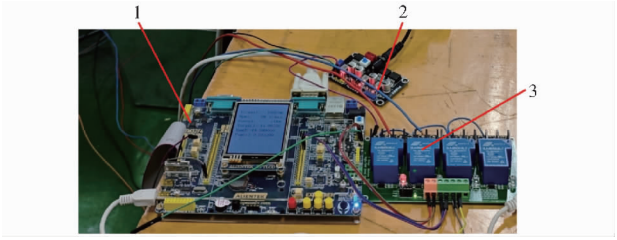


图 10 动力换挡变速器试验台控制器实物图

Fig. 10 Physical diagram of power shift transmission test bench controller

1. 控制器模块 2. 可调电源模块 3. 继电器模块

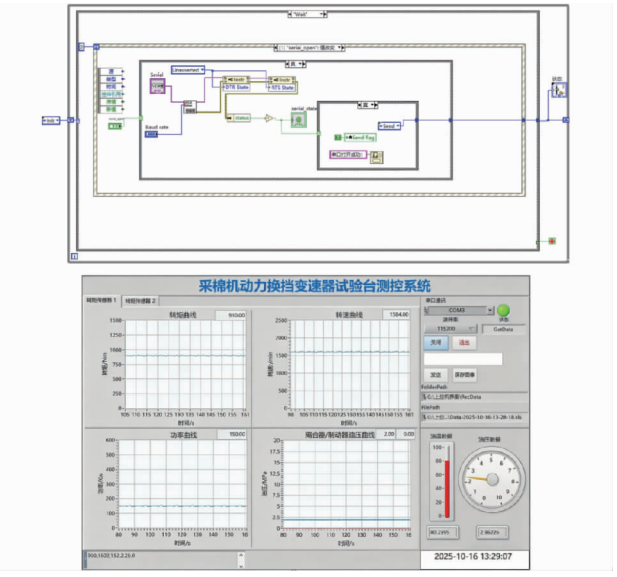


图 11 测控系统部分程序框图和主界面

Fig. 11 Block diagram and main interface of measurement and control system

2.3 动力换挡变速器试验台测控系统设计

采棉机动力换挡变速器试验台测控系统基于图形化编程语言 LabVIEW 开发,其软件主界面集成了多个功能窗口,实现了试验过程的实时监测与数据管理。试验台测控系统部分程序框图和实时数据显示主界面如图 11 所示。

3 换挡影响因素试验分析

3.1 传动比特性对比试验

为验证所建立的仿真模型的正确性,开展了采棉机动力换挡变速器传动比特性的仿真与试验对比研究。仿真分析基于图 5 所示的采棉机整体动力换挡机液耦合模型,输入轴转速设定为 400 r/min,模拟并计算从低速挡切换至高速挡过程中的传动比变化。试验验证在实验室自主搭建的采棉机动力换挡变速器试验台架上进行,通过转速转矩传感器同步采集输入轴与输出轴的动态转速数据变化,据此计算实测传动比,以验证仿真结果的正确性。

动力换挡变速器低速挡切换至高速挡的传动比仿真与试验对比结果如图 12a 所示,升挡过程中仿真与试验的传动比动态变化趋势一致,峰值偏差百分比为 7.63%,图 12b 进一步展示了高速挡切换至低速挡过程中瞬时传动比的动态变化,仿真曲线与试验曲线传动比数值与动态变化基本一致,峰值偏差百分比为 5.71%,证实了该仿真模型在双向换挡动态模拟中的有效性。

3.2 制动器/离合器动态充油泄油对比试验

为揭示动力换挡变速器换挡执行机构的工作特性,对其核心执行部件制动器/离合器的动态充油与泄油过程进行了仿真与试验对比研究。基于图 5 搭建的采棉机整体动力换挡机液耦合模型模拟了控制信号作用下制动器/离合器油压建立与释放的动态响应。试验在图 8 所示采棉机动力换挡变速器试验台架上进行,通过控制比例电磁阀的通断电,实现制动器与离合器的充油与泄油过程,试验台压力传感器实时监测各执行器工作腔的油压变化。

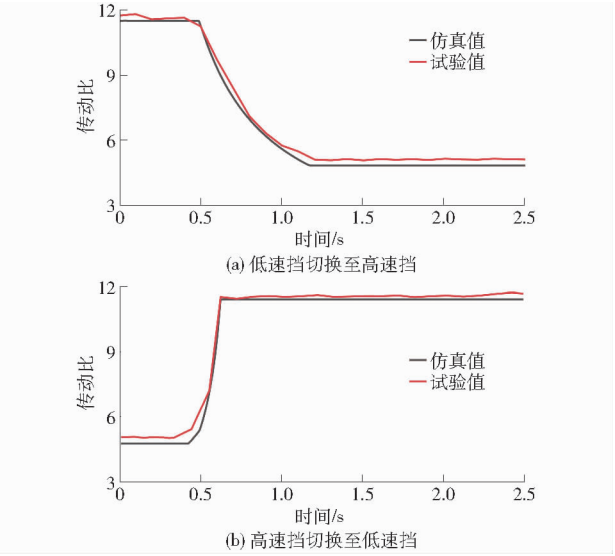


图 12　传动比仿真与试验对比结果

Fig. 12　Comparison results of transmission ratio simulation and test

图 13a、13b 分别为仿真状态和试验状态低速挡切换为高速挡时制动器和离合器动态充油-泄油油压变化曲线，通过对比可见，试验曲线与仿真曲线在变化趋势和压力幅值上基本吻合，进一步验证了所建仿真模型的正确性。

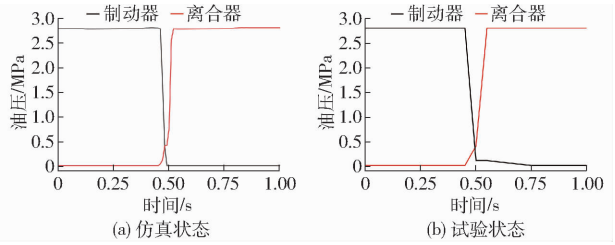


图 13　低速挡切换高速挡制动器/离合器充油-泄油油压变化曲线

Fig. 13　Oil pressure change curves of brake/clutch filling-drain during low gear switching to high gear

3.3　不同工况下动力换挡变速器动态性能分析

3.3.1　不同输入转速下的换挡特性分析

在负载扭矩为 150 N·m 的条件下，模拟采棉机在稳定负载下的速度调节过程。输入转速分别设定为 400、650、900、1 150、1 400 r/min，仿真分析不同输入转速下从低速挡向高速挡切换输出轴速度动态变化过程，如图 14 所示。结果表明，随着输入转速提高，换挡后对应的最终稳态转速呈显著上升趋势，同时，低转速时输出轴转速更快进入稳态，高转速时则需更长时间稳定，这与高转速下动力系统的惯性匹配特性相关。

在空载条件下，设置 400、650、900、1 150、1 400 r/min 5 组输入转速，仿真分析动力换挡变速器低-高速挡切换时传动比动态变化，如图 15 所示。结果表明，传动比下降速率与输入转速呈负相关，输入转速越低，传动比降至目标值的速度越快，输入转速为 400 r/min 时曲线最为陡峭，而随着输入转速升高，传动比下降速率逐渐趋缓，在 1 400 r/min 时变化最为平缓，这一现象可能与低转速下系统惯性负载较小、传动阻力低有关。

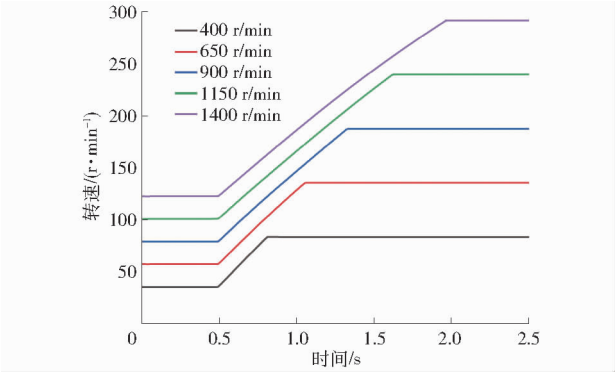


图 14　输出轴转速动态变化曲线

Fig. 14　Dynamic variation curves of output shaft rotational speed

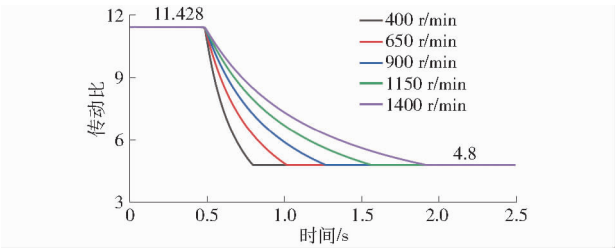


图 15　传动比动态变化曲线

Fig. 15　Dynamic variation curves of transmission ratio

3.3.2　不同负载条件下的动力特性分析

输入转速固定为 800 r/min，将负载扭矩设定为 50、100、150、200、250 N·m 进行仿真，分析不同负载条件下输出轴转速变化，如图 16 所示。结果显示，随着负载增加，换挡过程的动力响应呈现轻微的滞后特性。具体表现为，50 N·m 工况下转速上升最快，约 1.17 s 达到稳态，而重载 250 N·m 工况下转速上升斜率变缓，达到目标转速的时间推迟至约 1.23 s；动态响应速度受到负载的抑制较小，所有工况下的最终稳态转速均保持高度一致且无超调。

3.4　动力换挡变速器换挡响应影响因素分析

3.4.1　正交试验方案设计

为识别各关键控制参数对采棉机动力换挡品质的影响，采用正交试验设计[24-25]，针对输入转速、负载扭矩及主油路油压 3 个核心控制变量设计了三因素三水平正交试验，试验因素与水平如表 3 所示。通过极差分析直观呈现各因素对输出轴最大冲击度、换挡稳态时间的影响规律与水平效应，结合方差分析验证其统计显著性，从而系统揭示各控制参数对换挡品质的影响规律。

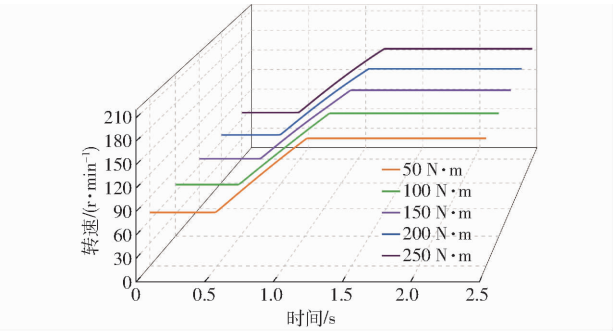


图 16 不同负载条件输出轴转速变化曲线

Fig. 16 Variation curves of output shaft rotational speed under different load conditions

表 3 试验因素水平

Tab. 3 Level of test factors

控制因素	水平		
	1	2	3
输入转速/(r·min⁻¹)	500	1 000	1 500
负载转矩/(N·m)	50	200	350
主油路油压/MPa	2.4	2.8	3.2

3.4.2 极差分析

输出轴最大冲击度 j_{max} 的定义式为[26]

$$j_{max} = \left| \frac{r_q}{i} \frac{d^2}{dt^2} \left(\frac{\pi n_0}{30} \right) \right|_{max} \tag{15}$$

式中 r_q——驱动轮半径

n_0——输出轴转速

换挡稳态时间 t 的定义式为

$$t = t_1 - t_2 \tag{16}$$

式中 t_1——低速挡传动比结束时间

t_2——高速挡传动比开始时间

选取输出轴最大冲击度和换挡稳态时间为核心评价指标,以输入转速(A)、负载转矩(B)、主油路油压(C)为试验关键因素,通过计算各因素不同水平下指标的总和、均值及极差,明确各因素对换挡品质的影响主次与直观规律。

输出轴最大冲击度极差分析结果如表 4 所示(A、B、C 为因素水平值),可以得到主油路油压对输出轴最大冲击度的影响最为显著(极差 $R = 5.28$),其次是输入转速(极差 $R = 3.11$),对输出轴最大冲击度影响最小的为负载转矩(极差 $R = 1.46$),最优组合为 $A_3B_3C_1$,此组合下输出轴最大冲击度最小,换挡平顺性最优。

换挡稳态时间极差分析结果如表 5 所示,可以得到输入转速对换挡稳态时间的影响最为显著(极差 $R = 1.327$),其次是负载转矩(极差 $R = 0.170$),对换挡稳态时间影响最小的为主油路油压(极差 $R = 0.093$),最优组合为 $A_1B_1C_3$,此组合下可缩短液压执行机构响应及转速同步时长。

表 4 输出轴最大冲击度极差分析

Tab. 4 Range analysis for output shaft maximum jerk

试验号	因素			输出轴最大冲击度/(m·s⁻³)
	A	B	C	
1	1	1	1	13.86
2	1	2	2	16.56
3	1	3	3	17.99
4	2	1	2	14.35
5	2	2	3	16.32
6	2	3	1	9.59
7	3	1	3	15.95
8	3	2	1	10.95
9	3	3	2	12.20
K_1	48.41	44.16	34.40	
K_2	40.26	43.83	43.11	
K_3	39.10	39.78	50.26	
k_1	16.14	14.72	11.47	
k_2	13.42	14.61	14.37	
k_3	13.03	13.26	16.75	
极差 R	3.11	1.46	5.28	
主次顺序	$C > A > B$			
优水平	A_3	B_3	C_1	

表 5 换挡稳态时间极差分析

Tab. 5 Steady-state time range analysis of gear shifting

试验号	因素			换挡稳态时间/s
	A	B	C	
1	1	1	1	0.41
2	1	2	2	0.42
3	1	3	3	0.41
4	2	1	2	0.90
5	2	2	3	0.99
6	2	3	1	1.05
7	3	1	3	1.59
8	3	2	1	1.68
9	3	3	2	1.95
K_1	1.24	2.90	3.14	
K_2	2.94	3.09	3.27	
K_3	5.22	3.41	2.99	
k_1	0.413	0.967	1.047	
k_2	0.980	1.030	1.090	
k_3	1.740	1.137	0.997	
极差 R	1.327	0.170	0.093	
主次顺序	$A > B > C$			
优水平	A_1	B_1	C_3	

3.4.3 方差分析

极差分析可直观判断因素影响主次,但无法量化统计显著性。因此,基于正交试验数据进一步开展方差分析,通过分解总偏差平方和、计算均方与 F 统计量,结合 F 检验明确各因素对换挡性能影响的显著水平 P 值,精准区分关键显著因素与次要非显著因素。

输出轴最大冲击度方差分析具体计算结果如表 6 所示，可知主油路油压的显著水平 P 值为 0.006（<0.01），对输出轴最大冲击度的影响达到极显著水平，主油路油压直接影响离合器结合的平稳性，是导致换挡冲击的核心控制因素；输入转速的显著水平 P 值为 0.015（<0.05），影响呈显著水平，高转速下输入轴惯量增大，离合器接合时的动力冲击更明显；负载转矩的显著水平 P 值为 0.061（>0.05），影响不显著，重载对输出轴最大冲击度的影响弱于主油路油压与输入转速。

表 6　输出轴最大冲击度方差分析

Tab.6　Variance analysis for output shaft maximum jerk

方差来源	平方和	自由度	均方	F	P
输入转速	17.160	2	8.580	66.496	0.015
负载转矩	3.966	2	1.983	15.369	0.061
主油路油压	42.058	2	21.029	162.975	0.006
误差	0.258	2	0.129		
总和	63.443	8			

换挡稳态时间方差分析具体计算结果如表 7 所示，可知输入转速显著水平 P 值为 0.009（<0.01），对换挡稳态时间的影响达到极显著水平；负载转矩显著水平 P 值为 0.354（>0.05），对换挡稳态时间的影响不显著，主油路油压显著水平 P 值为 0.650（>0.05），对换挡稳态时间的影响不显著。

表 7　换挡稳态时间方差分析

Tab.7　Variance analysis for shift steady-state time

方差来源	平方和	自由度	均方	F	P
输入转速	2.659	2	1.329	109.464	0.009
负载转矩	0.044	2	0.022	1.823	0.354
主油路油压	0.013	2	0.007	0.539	0.650
误差	0.024	2	0.012		
总和	2.740	8			

综合极差分析与方差分析结果可知，两种分析方式分析结果一致，通过直观趋势与统计显著性双重验证了各控制参数对采棉机动力换挡性能的影响规律。具体而言：针对表征换挡平顺性的核心指标输出轴最大冲击度而言，主油路油压的极差 R 为 5.28，且显著水平 P 值为 0.006（<0.01），为极显著影响因素；输入转速次之（$R=3.11$，$P=0.015$），为显著影响因素；负载转矩影响最弱（$R=1.46$，$P=0.061$）。而对于换挡稳态时间，输入转速影响最为显著（$R=1.327$，$P=0.009$），呈极显著水平，负载转矩次之（$R=0.170$，$P=0.354$），主油路油压影响不显著（$R=0.093$，$P=0.650$）。因此，若对平顺性要求较高，优先优化主油路油压，其次匹配输入转速；若对换挡稳态时间要求较高，优先优化输入转速，其次匹配负载转矩。

4　结论

（1）针对采棉机动力换挡系统，构建了机液耦合仿真模型并搭建综合试验台，在低-高速挡双向换挡工况下，仿真与试验的传动比曲线误差在合理范围内，制动器/离合器油压动态响应基本一致，验证了所建模型能够准确表征系统动态特性。

（2）换挡过程中，输入转速越高，输出轴转速达到稳态时间越长；负载扭矩增大会延缓系统的动力响应速度，不影响最终稳态转速，表明系统稳态保持能力较好。空载时，输入转速越低，传动比下降至目标值的速率越快，换挡更迅速。

（3）正交试验结果表明，主油路油压是影响输出轴最大冲击度的极显著因素（$P=0.006$），输入转速是影响换挡稳态时间的极显著因素（$P=0.009$），而负载转矩的影响相对较弱。因此，提升换挡平顺性应优先精确控制主油路油压，缩短换挡稳态时间则应重点优化输入转速。

（4）实际换挡过程中，为兼顾换挡速度与平顺性，可采用分阶段压力控制策略，换挡初期提高主油路油压以缩短接合时间，中后期通过比例阀缓释降低油压上升速率，从而抑制输出轴冲击，实现换挡时间与冲击度的平衡优化。

（5）正交试验表明负载转矩对输出轴最大冲击度与换挡稳态时间的影响不显著，但田间采摘阻力具有时变随机性。重载采摘时，负载转矩增大会使系统惯量增加，离合器同步时间延长；轻载快换挡时，负载较小则响应更快，油压超调易引起换挡冲击。

参　考　文　献

[1]　王莉，李国锋，王睿雯，等. 机采棉高效高质加工工艺优化路径分析[J]. 棉纺织技术，2025，53(10)：21－25.
WANG Li，LI Guofeng，WANG Ruiwen，et al. Analysis of the optimization path for high-efficiency and high-quality processing technology of machine-picked cotton[J]. Cotton Textile Technology，2025，53(10)：21－25.（in Chinese）

[2]　刘燕，王立永. 2019—2023 年新疆生产建设兵团第八师石河子市机采棉品质状况、存在问题及改善措施[J]. 中国棉花，2025，52(7)：60－64.
LIU Yan，WANG Liyong. Quality analysis and improvement measures of machine-harvested cotton in Shihezi City，Eighth Division of Xinjiang Production and Construction Corps from 2019 to 2023[J]. China Cotton，2025，52(7)：60－64.（in

Chinese)

[3] 苗中华, 李闯, 韩科立, 等. 基于模糊 PID 的采棉机作业速度最优控制算法与试验[J]. 农业机械学报, 2015, 46(4): 9 – 14.
MIAO Zhonghua, LI Chuang, HAN Keli, et al. Optimal control algorithm and experiment of working speed of cotton-picking machine based on fuzzy PID[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(4): 9 – 14. (in Chinese)

[4] 王剑, 潘文龙, 陈华军, 等. 动力换挡变速器液压换挡过程仿真与试验研究[J]. 石河子大学学报(自然科学版), 2024, 42(3): 275 – 280.
WANG Jian, PAN Wenlong, CHEN Huajun, et al. Powershift transmission hydraulic shifting process simulation and experimental study[J]. Journal of Shihezi University (Natural Science), 2024, 42(3): 275 – 280. (in Chinese)

[5] NIKOLAY M. Design of the laboratory bench for a hydrovolumetric-mechanical transmission of the tracked tractor[J]. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2018, 2(7): 34 – 43.

[6] 傅生辉, 张延安, 张稳, 等. 考虑随机载荷自适应补偿的 PST 换挡策略与硬件在环试验[J]. 农业机械学报, 2022, 53(9): 408 – 416.
FU Shenghui, ZHANG Yan'an, ZHANG Wen, et al. PST shift strategy and hardware in loop test considering adaptive compensation of random load[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(9): 408 – 416. (in Chinese)

[7] 王禹, 王玲, 宗建华, 等. 拖拉机动态载荷加载平台设计与试验[J]. 中国农业科技导报, 2022, 24(1): 91 – 97.
WANG Yu, WANG Ling, ZONG Jianhua, et al. Design and experiment of dynamic loading bench for tractor[J]. Journal of Agricultural Science and Technology, 2022, 24(1): 91 – 97. (in Chinese)

[8] KHODWE S S, PRABHUNE S S. Design and analysis of gearbox test bench to test shift performance and leakage[J]. Int. J. Adv. Res. Innov. Ideas Educ., 2015, 1(2): 270 – 280.

[9] SUN B, LI H, LIU N, et al. Meta-learning with variational inference for few-shot faults diagnosis of automotive transmission under variable operating conditions[J]. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 2026, 165: 113422.

[10] DUONG T T, HUYNH P S, TRAN N H, et al. Research on designing the continuously variable transmission test bench[J]. Journal of Technical Education Science, 2023, 18(5): 15 – 24.

[11] 周朋辉, 刘小成, 魏哲雷. 工程机械液力变速器传动效率影响因素的试验研究[J]. 建筑机械, 2023(9): 115 – 117.
ZHOU Penghui, LIU Xiaocheng, WEI Zhelei. Experimental study on the factors influencing the transmission efficiency of hydraulic transmission in construction machinery[J]. Construction Machinery, 2023(9): 115 – 117. (in Chinese)

[12] GALVAGNO E, TOTA A, MARI G, et al. Model-based calibration of transmission test bench controls for hardware-in-the-loop applications[J]. Mechanisms and Machine Science, 2022, 114: 309 – 341.

[13] WANG Z, ZHOU J, WANG X, et al. Design and verification of a modular reconfigurable test platform for electric tractors[J]. Applied Sciences, 2021, 11(4): 1881.

[14] 张文庆. 液压机械无级变速器试验台搭建及测控系统研究[D]. 南京: 南京农业大学, 2019.
ZHANG Wenqing. Research on the measurement and control system and experiment rig establishment of HMCVT[D]. Nanjing: Nanjing Agricultural University, 2019. (in Chinese)

[15] BRUMERCIK F, GAJDOSIK T, CUCHOR M. Measurement and evaluation of the test bench with an open flow of mechanical power for gearboxes testing[C]//61st International Conference of Machine Design Departments (ICMD 2020). Atlantis Press, 2023: 365 – 370.

[16] 陆凯, 鲁杨, 邓晓亭, 等. 理论换段点下 HMCVT 换段离合器转矩交接及控制[J]. 农业工程学报, 2022, 38(19): 23 – 32.
LU Kai, LU Yang, DENG Xiaoting, et al. Torque handover and control of the HMCVT shift clutches under the theoretical shift condition[J]. Transactions of the CSAE, 2022, 38(19): 23 – 32. (in Chinese)

[17] 郭占正, 徐立友, 孙冬梅, 等. 液压机械无级变速器动力连续换段过程建模与仿真[J]. 农业机械学报, 2022, 53(8): 435 – 442.
GUO Zhanzheng, XU Liyou, SUN Dongmei, et al. Modeling and simulation of continuous power shift process of hydro-mechanical continuously variable transmission[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2022, 53(8): 435 – 442. (in Chinese)

[18] 李申, 倪向东, 鲍明喜, 等. 采棉机液压机械无级变速器试验台设计与试验[J]. 农机化研究, 2022, 44(6): 245 – 250.
LI Shen, NI Xiangdong, BAO Mingxi, et al. Design and test of the hydraulic mechanical stepless transmission test bench for cotton picker[J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2022, 44(6): 245 – 250. (in Chinese)

[19] MENG X, NI X, CHEN H, et al. Research on the control strategy of the power shift system of a cotton picker based on a fuzzy algorithm[J]. Agriculture, 2024, 14(6): 874.

[20] 钟春发, 倪向东, 韩双蔓, 等. 采棉机动力换挡行驶传动系统设计与试验[J]. 机床与液压, 2022, 50(10): 101 – 106.
ZHONG Chunfa, NI Xiangdong, HAN Shuangman, et al. Design and test of power shift driving transmission system of cotton

picker[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2022, 50(10): 101 – 106. (in Chinese)
[21] 王成, 漆一帆, 孙雪岩, 等. 履带车辆行星式综合传动系统换挡冲击特性及影响规律[J]. 兵工学报, 2025, 46(8): 130 – 141.
WANG Cheng, QI Yifan, SUN Xueyan, et al. Research on shifting shock characteristics of planetary power-shift steering transmission for tracked vehicles[J]. Acta Armamentarii, 2025, 46(8): 130 – 141. (in Chinese)
[22] 王丽, 刘昕晖, 王昕, 等. 装载机数字液压传动系统换挡策略[J]. 吉林大学学报(工学版), 2017, 47(3): 819 – 826.
WANG Li, LIU Xinhui, WANG Xin, et al. Shifting strategy of digital hydraulic transmission system for wheel loader[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2017, 47(3): 819 – 826. (in Chinese)
[23] 刘云, 何绍华, 田晋跃, 等. 电液操控变速器台架试验研究[J]. 重庆理工大学学报(自然科学), 2016, 30(7): 16 – 20.
LIU Yun, HE Shaohua, TIAN Jinyue, et al. Experimental study on electro-hydraulic controlled transmissions[J]. Journal of Chongqing University of Technology (Natural Science), 2016, 30(7): 16 – 20. (in Chinese)
[24] 倪向东, 朱思洪, 张海军, 等. 液压机械无级变速器换段品质影响因素试验[J]. 农业机械学报, 2013, 44(6): 29 – 34.
NI Xiangdong, ZHU Sihong, ZHANG Haijun, et al. Experiment of shift quality factors for hydro-mechanical CVT[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(6): 29 – 34. (in Chinese)
[25] CAO Y, ZHAO Y, XU X, et al. Shift quality analysis of power reversing tractor[C]//2020 5th International Conference on Mechanical, Control and Computer Engineering (ICMCCE). IEEE, 2020: 447 – 451.
[26] 朱镇, 陈龙, 曹磊磊, 等. 液压机械无级变速器换挡品质因素分析[J]. 机械设计, 2018, 35(1): 39 – 45.
ZHU Zhen, CHEN Long, CAO Leilei, et al. Analysis on the shift quality of hydro-mechanical continuously variable transmission[J]. Journal of Machine Design, 2018, 35(1): 39 – 45. (in Chinese)

(上接第 67 页)

[18] 李毅,谢运和,何嘉洋. 基于传递路径的加速行驶车外噪声源识别与改进[J]. 内燃机与动力装置,2024,41(2):48 – 52.
LI Yi, XIE Yunhe, HE Jiayang. Identification and improvement of exterior noise sources of accelerating vehicles based on transfer path[J]. Internal Combustion Engine & Powerplant, 2024, 41(2): 48 – 52. (in Chinese)
[19] 朱清玉,韩清凯,王维民,等. 航空发动机多支撑附件系统振动传递路径分析[J]. 航空学报,2024,45(4):57 – 72.
ZHU Qingyu, HAN Qingkai, WANG Weimin, et al. Vibration transfer path analysis of aero-engine multi-support accessory system[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2024, 45(4): 57 – 72. (in Chinese)
[20] 孔令琛,袁晓磊,赵轩,等. 基于特征熵奇异值分解的振动传递路径分析方法[J]. 汽车工程,2025,47(9):1742 – 1751.
KONG Lingchen, YUAN Xiaolei, ZHAO Xuan, et al. Vibration transfer path analysis method based on characteristic entropy singular value decomposition[J]. Automotive Engineering, 2025, 47(9): 1742 – 1751. (in Chinese)
[21] PENG L, HAN J, NIE J, et al. Transfer path contribution to floor vibration of metro vehicles based on operational transfer path analysis method[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2022, 35: 23.
[22] 郭冰彬,罗志翔,肖乾,等. 基于弹性车辆系统和 OTPA 方法的车辆振动传递特性分析[J]. 交通运输工程学报,2024,24(2):179 – 192.
GUO Bingbin, LUO Zhixiang, XIAO Qian, et al. Analysis of vehicle vibration transfer characteristics based on flexible vehicle system and OTPA method[J]. Journal of Traffic and Transportation Engineering, 2024, 24(2): 179 – 192. (in Chinese)
[23] 聂振宇,李晋阳,陈云飞. 宽幅喷杆喷雾机振动传递特性分析与试验[J]. 农机化研究,2024,46(1):25 – 34.
NIE Zhenyu, LI Jinyang, CHEN Yunfei. Analysis and experiment on vibration transfer characteristics of wide boom sprayer [J]. Journal of Agricultural Mechanization Research, 2024, 46(1): 25 – 34. (in Chinese)
[24] BENDAT J S, PIERSOL A G. Random data: analysis and measurement procedures[M]. New York: John Wiley & Sons, 2010.
[25] RANDALL R B. Vibration-based condition monitoring: industrial, aerospace and automotive applications[M]. Chichester: John Wiley & Sons, 2011.
[26] GAJDATSY P, JANSSENS K, DESMET W, et al. Application of the transmissibility concept in transfer path analysis[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2010, 24(7): 1963 – 1976.