

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2015.10.002

# 拖拉机液压功率分流无级变速器换段规律研究\*

王光明<sup>1</sup> 张晓辉<sup>1</sup> 朱思洪<sup>2</sup> 张海军<sup>2</sup> 太健健<sup>1</sup> 阮文盛<sup>3</sup>

(1. 山东农业大学机械与电子工程学院, 泰安 271018; 2. 南京农业大学工学院, 南京 210031;

3. 兴安师范技术大学车辆工程学院, 兴安 03213, 越南)

**摘要:** 为了改善拖拉机液压功率分流无级变速器的换段品质, 基于仿真与试验相结合的方法, 对其影响因素及其参数匹配关系进行了深入研究。首先, 基于油压试验与回位弹簧位移补偿试验建立了离合器轴向力模型以及传动系整机模型, 并对该仿真计算模型进行了不同工况下的试验验证; 而后, 将液压功率分流无级变速器换段品质的影响因素划分为3大类, 即工况因素、设计因素与可控因素, 并分别对其中的8个子类因素进行了仿真研究, 从理论上阐述了其变化规律; 最后, 研究了换段品质各影响因素之间的交互性及其作用规律的稳健性, 据此得到换段参数之间的最佳匹配关系。研究结果表明: 轴向柱塞单元油液工作容积对换段品质无显著影响; 发动机转速对换段品质的影响是相对的, 受到换段点泵排量的制约; 在等速换段条件下, 离合器充油流量和换段时序的提高均对换段品质具有改善作用; 离合器充油压力、负载转矩、负载惯量3因素对换段品质的影响则受到多种因素制约, 其规律自身不具备稳健性。

**关键词:** 拖拉机 功率分流 无级变速器 动载荷 滑摩功 稳健性

**中图分类号:** S219.032.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2015)10-0007-09

## Shift Performance of Tractor Hydraulic Power-split Continuously Variable Transmission

Wang Guangming<sup>1</sup> Zhang Xiaohui<sup>1</sup> Zhu Sihong<sup>2</sup> Zhang Haijun<sup>2</sup> Tai Jianjian<sup>1</sup> Nguyen Vanthinh<sup>3</sup>

(1. College of Mechanical and Electronic Engineering, Shandong Agricultural University, Taian 271018, China

2. College of Engineering, Nanjing Agricultural University, Nanjing 210031, China

3. College of Automotive Technology, Hung Yen University of Technology and Education, Hung Yen 03213, Viet Nam)

**Abstract:** In order to improve the shift performance of the tractor hydraulic power-split CVT, the influence factors and the parameters matching were studied based on the method of both simulation and experiments. First of all, the model of clutch axial force and the model of transmission system were built based on the experiments on shift pressure and piston displacement. The model was proved to be correct and effective with eight groups of experimental verification under different test conditions. Then, the influence factors were divided into three groups, i. e., the external factors, the designing factors and the controllable factors, and each influence factor on shift performance was simulated and analyzed. Finally, the interactive effects among these factors on shift performance were studied and the optimal parameters were acquired. The research results showed that there was no significant effect of the pipeline volume of swash plate axial piston units on shift performance. The effect of engine speed on shift performance was influenced by the displacement of variable displacement pump. The shift performance would be improved with the increase of clutch oil charge flow and shift timing under the prerequisite of constant output speed

收稿日期: 2015-01-28 修回日期: 2015-02-26

\* 农业部引进国际先进农业科学技术计划(948计划)资助项目(2010-Z18)、江苏省科技支撑计划资助项目(BE2014134)、江苏省产学研联合创新资金资助项目(BY2014128-04)和山东农业大学博士后科研经费资助项目(76463)

作者简介: 王光明, 博士后, 主要从事机械系统动力学与控制研究, E-mail: gavinwang1986@163.com

通讯作者: 张晓辉, 教授, 博士生导师, 主要从事农业机械设计及理论研究, E-mail: zhangxh@sdau.edu.cn

condition. The effects of clutch oil charge pressure, load torque and inertia on shift performance were not robustness. The research is helpful to improve the dynamic characteristics of the hydraulic power-split CVT and it is useful to develop the control unit.

**Key words:** Tractor Power-split Continuously variable transmission Dynamic load Friction work Robustness

## 引言

Fendt 公司<sup>[1-2]</sup>在 Agritechnica 农机展(1996年)上展出的装备 ML200 液压功率分流无级变速器的 926 Vario 系列大功率拖拉机,为该类变速器在拖拉机中的首次应用。其后,德国 ZF 公司、Claas 公司等也陆续展开了相关研究,较为著名的产品有 S-Matic<sup>[3]</sup>、Eccom<sup>[4]</sup>、Traxion<sup>[5]</sup>等。国外实践表明,该类变速器具有较高的传动效率和较佳的燃油经济性<sup>[6-8]</sup>,但其在我国的研究起步较晚,对其相关特性及控制理论的掌握较为有限,仍处于研究阶段。北京理工大学<sup>[9]</sup>基于 AMESim 仿真研究了负载转矩、换段点选择、制动器时序、负载惯量、油液工作容积等因素对换段品质的影响;吉林大学<sup>[10]</sup>基于 Matlab/Simulink 与 Matlab/Stateflow 仿真研究了离合器油压、阻力矩、离合器接合时序等因素对换段品质的影响;河南科技大学<sup>[11]</sup>则基于台架试验研究了转向负载对换段品质的影响。近年来,南京农业大学<sup>[12]</sup>也对其开展了试验研究,系统研究了发动机转速、负载转矩、离合器充油压力、流量、换段时序等因素对换段品质的影响。然而,在前述研究中,大多存在如下问题:①仅考虑换段品质随单一因素的变化趋势,并未研究其交互作用,对换段规律在不同工况下的普遍适用性(即稳健性)缺乏了解。②仿真与试验未能结合讨论,单纯仿真缺乏试验验证,单纯试验无法排除噪声干扰,以至于不同研究中的个别仿真计算结果与试验结果在结论上不能够很好地吻合。③所讨论的影响因素较为有限,部分影响因素未能提及。④针对各影响因素对换段品质的影响机理分析不足,尤其是在单纯的试验研究中,缺乏理论分析很容易在噪声扰动下得到错误的结论。为此,本文基于 SimulationX<sup>[13]</sup>平台提出一种试验与仿真互为补充的建模方法,并进行试验验证,基于该模型系统研究工况因素、设计因素与可控因素对换段品质的影响规律,并对这一规律的稳健性进行分析,据此提出相应的参数匹配策略。

## 1 换段试验平台

如图 1 所示,试验台由电喷柴油发动机(潍柴 WP6T180E21<sup>[14]</sup>,132.5 kW,2 200 r/min)、转速转矩

仪(湘仪 JC3A,0~3 000 r/min,0~5 000 N·m)、液压功率分流无级变速器(由南京农业大学自主研制<sup>[15-16]</sup>)、磁粉制动器(航宇 CZ50,500 N·m)、离合器液压控制系统、传感器及测控系统等构成。所测试变速器样机具有 1 个纯液压起步段  $H_0$  与 4 个液压机械工作段  $HM_1 \sim HM_4$ ,分别由  $c_0 \sim c_4$  5 个湿式离合器予以控制,通过变量泵的段内排量调节与离合器电磁阀的通断控制,可实现拖拉机在 4~50 km/h 范围内的无级调速。

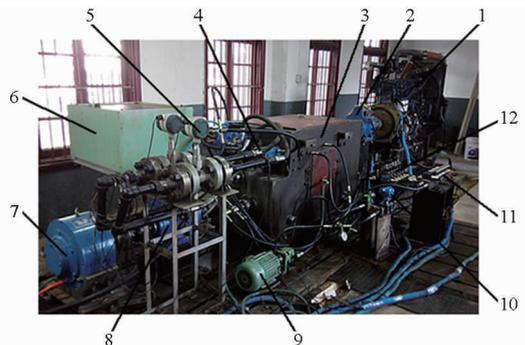


图 1 试验台架

Fig. 1 Test bench

1. 发动机 2. 8. 转速转矩仪 3. 变速器 4. 压力传感器 5. 流量传感器 6. 油箱 7. 磁粉制动器 9. 电机齿轮泵 10. 流量传感器 11. 电磁开关阀 12. 调速阀

所设计的离合器控制油路如图 2 所示。换段进行时,由控制器改变相邻两段离合器所属电磁阀电压,完成待分离离合器的分离与待接合离合器的接合,与此同时,由 NI 数据采集卡获得相应的传感器反馈数据,并由上位机 LabVIEW 软件监测并记录到表格文件中供后续分析和处理。考虑到各段离合器及油路构成高度一致,加之磁粉制动器仅适用于低速加载,故本文仅以  $HM_1$  切换  $HM_2$  段为例对变速器的换段规律进行研究。

## 2 仿真模型构建与试验验证

### 2.1 离合器模型

换段过程中,离合器所传递的摩擦转矩为<sup>[17]</sup>

$$T_c = \frac{2n\mu(r_o^3 - r_i^3)}{3(r_o^2 - r_i^2)} F_N \quad (1)$$

$$\mu(\Delta v) = \mu_0 - (\mu_0 - \mu_s K_1) \tanh(K_2 \Delta v) + K_3 \Delta v \quad (2)$$

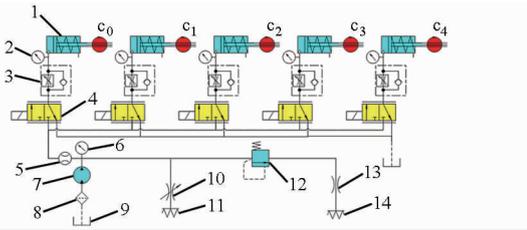


图 2 离合器控制油路

Fig. 2 Oil circuit for clutch control

1. 离合器液压缸 2. 支油路压力传感器 3. 调速阀 4. 电磁开关阀 5. 主油路流量传感器 6. 主油路压力传感器 7. 电动机齿轮泵 8. 滤清器 9. 油箱 10. 可变节流阀 11. 齿轮润滑油 12. 溢流阀 13. 节流阀 14. 离合器润滑油

式中  $T_c$ ——摩擦转矩,  $N \cdot m$

$n$ ——摩擦片数量

$r_o, r_i$ ——摩擦片外径与内径,  $mm$

$F_N$ ——轴向力,  $N$

$\mu$ ——与线速度有关的实际摩擦因数<sup>[18]</sup>

$\Delta v$ ——离合器主从动盘在内外径方向上的平均线速度差,  $m/s$

$\mu_0$ ——静摩擦因数

$\mu_s$ ——滑动摩擦因数

$K_1, K_2, K_3$ ——与摩擦片材料有关的常数

式(1)中, 轴向力  $F_N$  需要外部给定, 本文给出的计算方法如下

$$F_N = F_h - F_k = \begin{cases} pA - k(x + x_0) & (x = x_{\max}) \\ \tau pA - k(x + x_0) & (x < x_{\max}) \end{cases} \quad (3)$$

式中  $F_h, F_k$ ——油液压力与回位弹簧阻力,  $N \cdot m$

$p$ ——离合器充油压力,  $MPa$

$A$ ——活塞有效作用面积,  $mm^2$

$k$ ——回位弹簧刚度,  $N/mm$

$x_0$ ——回位弹簧的初始位移

$x$ ——回位弹簧相对于  $x_0$  的位移,  $mm$

$x_{\max}$ ——活塞最大行程位移,  $mm$

$\tau$ ——移动阻力系数

为了避免误差累积, 不再基于 SimulationX 下的液压元件库获得所需参数, 而是将试验所得油压数据直接代入式(3)参与计算。基于图 1 所示试验台架, 本文获取了不同流量(4.0、4.5、5.0 L/min)、不同压力(4.0、4.5、5.0 MPa)、不同换段时序(即待分离离合器的延迟动作时间, 0、0.075、0.150 s)下共计 54 组  $c_1, c_2$  离合器充油及卸油压力数据(采样点间隔 0.016 s, 篇幅所限, 本文不再给出试验曲线)。

此外, 由于弹簧位移未知, 需要建立弹簧位移的补偿模型。由于  $c_1, c_2$  离合器为同一型号, 而  $c_2$  离合器在变速器中所处位置利于传感器安装, 故仅以  $c_2$  离合器研究弹簧位移随时间的变化历程。将微型滑块位移传感器(KTL, 0~5 mm)的滑块、底座分别固

接于离合器的活塞与缸体上, 所得活塞位移与油液压力曲线随时间的变化规律如图 3 所示。

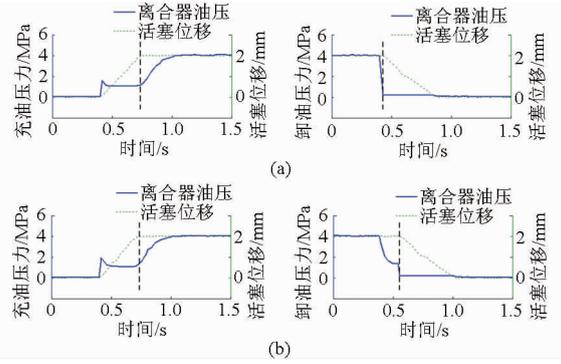


图 3 活塞位移的试验测定曲线

Fig. 3 Test curves of piston displacement

(a) 正常换段时序 (b) 0.150 s 换段时序

由图可知, 离合器活塞位移(即弹簧位移)的改变仅发生在低压保持阶段, 且基本呈线性变化, 这一规律与充卸油及换段时序无关。考虑到活塞的最大行程可求

$$x_{\max} = \frac{\Delta \kappa}{A} \quad (4)$$

式中  $\Delta \kappa$ ——油压缩量,  $dm^3$

据此线性插值得到任意时刻  $t$  下的弹簧位移为

$$x = \begin{cases} x_0 + \frac{x_{\max}(t - t_{s1})}{t_{s2} - t_{s1}} & (x: 0 \rightarrow x_{\max}) \\ x_0 - \frac{x_{\max}(t - t_{s2})}{t_{s2} - t_{s1}} & (x: x_{\max} \rightarrow 0) \end{cases} \quad (5)$$

式中  $t_{s1}, t_{s2}$ ——活塞移动(即油压处于低压保持阶段)的起止时间,  $s$

这样, 轴向力  $F_N$  可通过式(3)直接求得。

## 2.2 传动系统模型

传动系统模型包括发动机模型、变速器模型与负载模型, 如图 4 所示。图中, 各轴转动惯量通过 Pro/E 计算和等效得到, 斜盘轴向柱塞单元的系统参数由厂家给定, 其余参数如齿轮传动比、行星排特性参数、离合器结构参数等根据实际情况取值。仿真进行时, 为了获得所需的发动机转速, 需要反复调节发动机模型的油门开度, 从而获得所需发动机的稳定转速; 离合器的通断则由轴向力控制, 不同工况下的轴向力由油压试验结果与弹簧线性补偿模型共同确定, 并被存储于 SimulationX 下的表格曲线文件中(篇幅所限, 图 4 模型不包含轴向力计算模块)。特别地, 拖拉机作业工况复杂, 如道路运输作业、轻负荷播种作业、重负荷犁耕作业等, 为使研究结果更具普遍性, 本文的负载模型在设置时需要考虑: ①为能很好地描述实际换段时可能出现的动力中断现象, 本文

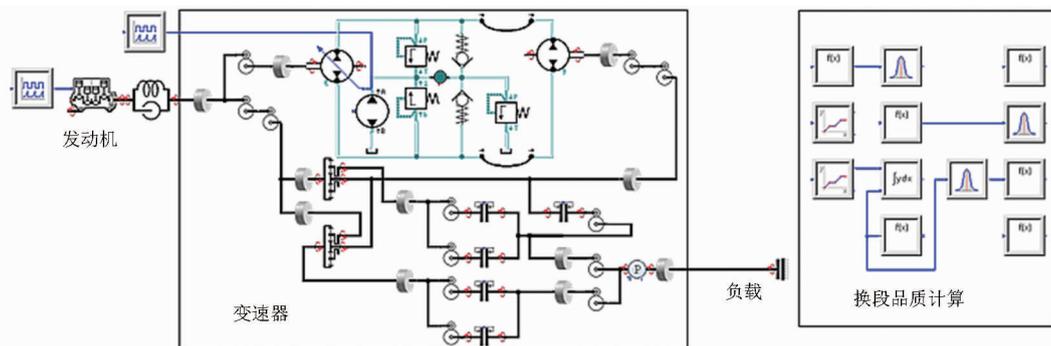


图4 传动系统模型

Fig.4 Simulation model of transmission system

采用摩擦负载模型。②为避免随机过程对换挡规律的研究结果造成干扰,本文不考虑负载波动。③由于动力中断对换挡品质的研究构成干扰,故负载的大小设置应当避免动力中断的发生。

### 2.3 仿真模型的试验验证

受到传感器噪声的影响,仿真模型的验证需通过多组试验进行。通过改变离合器的充油压力、流量、换挡点泵排量、换挡时序、发动机转速及负载转矩,对表1所示8种工况下的换挡过程进行监测(为使工况条件更具典型性,本文基于 $L_8(2^7)$ 正交表设计试验,其中1列为空白列),记录换挡时变速器输出轴的最大速度波动及最大冲击载荷,试验结果如表2所示。

表2未给出试验3与试验8的结果对比,这是由于:试验2出现了动力中断,即换挡瞬间转速降至 $0\text{ r/min}$ ,仿真模型虽然也反映了这一情况(即同样出现了动力中断),但此时的负载模型无法模拟磁粉制动器的瞬时动态行为(动力中断期间磁粉制动

器难以维持载荷恒定),故两者之间的比较毫无意义;试验8的速度波动与动载冲击极小,尤其是动载荷完全淹没于噪声之中,具体数值无法读取,尽管如此,此时的仿真结果也极小,故也很好地反映了实际情况。对于其余6种工况,速度与动载冲击的仿真结果与试验值之间相对误差小于10%,且均值相对误差分别只有0.38%与0.39%,表明了仿真模型的正确性。

表1 试验方案

Tab.1 Test scheme

序号	充油 油压/MPa	充油流量/ ( $\text{L}\cdot\text{min}^{-1}$ )	换挡点 排量	换挡 时序/s	输入转速/ ( $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ )	负载转矩 ( $\text{N}\cdot\text{m}$ )
1	4	4	1	0	900	150
2	4	4	1	0.15	1100	300
3	4	5	0.7	0	900	300
4	4	5	0.7	0.15	1100	150
5	5	4	0.7	0	1100	150
6	5	4	0.7	0.15	900	300
7	5	5	1	0	1100	300
8	5	5	1	0.15	900	150

表2 试验结果

Tab.2 Test results

序号	速度降				峰值转矩			
	试验/( $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ )	仿真/( $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ )	相对误差/%	平均相对误差/%	试验/( $\text{N}\cdot\text{m}$ )	仿真/( $\text{N}\cdot\text{m}$ )	相对误差/%	平均相对误差/%
1	131.61	134.77	2.40		297.84	312.26	4.84	
2	141.91	153.43	8.12		456.56	467.82	2.47	
4	93.36	99.23	6.29	0.38	269.15	276.48	2.72	0.39
5	177.85	159.24	-10.46		379.73	397.41	4.66	
6	152.68	159.44	4.43		534.24	519.54	-2.75	
7	229.06	209.60	-8.50		616.84	557.49	-9.62	

## 3 换挡规律

### 3.1 影响因素划分与换挡品质评价

将可能对换挡品质构成影响的因素划分为3类,即工况因素、设计因素与可控因素。工况因素包括发动机转速、负载转矩;设计因素包括负载惯量、轴向柱塞单元油液工作容积(通过进出口油管

长度体现);可控因素包括离合器充油压力、流量、换挡点泵排量、换挡时序等。相比于课题组之前的研究<sup>[12]</sup>,负载惯量、轴向柱塞单元油液工作容积、换挡点泵排量3因素首次被列入探讨范围。

针对前述因素对换挡品质的影响,本文主要通过5项指标进行评价,即速度降、动载荷系数、最大滑模功率、滑模功<sup>[19-20]</sup>以及综合指数等。其中,速

度降定义为

$$\zeta_1 = \omega_{\infty} - \omega_{\min} \quad (6)$$

式中  $\zeta_1$ ——速度降, r/min

$\omega_{\infty}$ 、 $\omega_{\min}$ ——变速器稳定输出转速与最低输出转速, r/min

动载荷系数定义为

$$\zeta_2 = \frac{T_{\max}}{T_{\infty}} \quad (7)$$

式中  $\zeta_2$ ——动载荷系数

$T_{\max}$ 、 $T_{\infty}$ ——变速器最大输出转矩与稳定输出转矩, N·m

需要注意的是,换段时会产生 2 次动载冲击:第 1 次动载冲击使动载荷迅速下降,这是由待分离离合器的突然分离造成的;第 2 次动载冲击使动载荷迅速提升,这是由待接合离合器的突然接合造成的。根据动载荷系数的定义,本研究仅讨论后者。

最大滑模功率定义为

$$\zeta_3 = \max \frac{T_c |\Delta\omega|}{9\,550} \quad (8)$$

式中  $\zeta_3$ ——最大滑模功率, kW

$\Delta\omega$ ——离合器主从动盘角速度差, r/min

滑模功定义为

$$\zeta_4 = \int_{t_1}^{t_2} \frac{T_c |\Delta\omega|}{9\,550} dt \quad (9)$$

式中  $\zeta_4$ ——滑模功, kJ

$t_1$ 、 $t_2$ ——换段起止时间, s

由于换段结束并稳定后滑模功率为 0, 滑模功不再增加, 故可将  $t_2$  设定为 3 s (一般情况下换段时间不会超过 3 s)。

综合指数为指标  $\zeta_1 \sim \zeta_4$  的加权评价, 即

$$\zeta_5 = \delta_1 \frac{\zeta_1}{\omega_{\infty}} + \delta_2 (\zeta_2 - 1) + \delta_3 \zeta_3 + \delta_4 \zeta_4 \quad (10)$$

式中  $\zeta_5$ ——综合指数  $\delta_1 \sim \delta_4$ ——加权系数

显然,  $\zeta_5$  越小, 换段品质越高。

### 3.2 工况因素对换段过程的影响

定义标准仿真工况, 即发动机转速 1 500 r/min、负载转矩 300 N·m、负载惯量 0.85 kg·m<sup>2</sup>、变量泵进出口油管长度 2 m、离合器充油压力 5 MPa、流量 5 L/min、换段点泵排量 100%、换段时序 0 s。在接下来对某种因素进行单独研究时, 其余因素均采用前述默认值。

发动机转速 (1 200、1 500、1 800 r/min) 对换段品质的影响如图 5 所示, 仿真结果表明: 发动机转速对换段品质无显著影响。特别地, 发动机转速的改变影响到输出轴转速水平, 但 3 种工况下的速度降分别为 235.151、234.975、234.728 r/min, 无显著改

变。这是由等速换段条件决定的, 即换段前后输出轴转速相同, 发动机调速特性对其影响又较为有限。

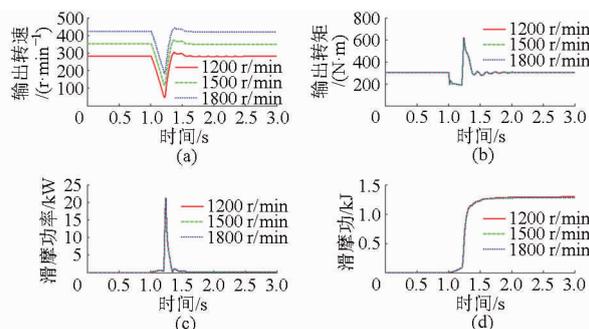


图 5 发动机转速对换段品质的影响

Fig. 5 Shift quality at different engine speeds

负载转矩 (200、300、400 N·m) 对换段品质的影响如图 6 所示, 仿真结果表明: 负载转矩增大时, 速度降、动载荷、最大滑模功率与滑模功均同步增大, 即换段品质随之变差。特别地, 3 种工况下的动载荷系数分别为 2.024 86、2.057 00、2.065 42, 也随负载增大而同步增大, 但因幅度较小而并不显著。

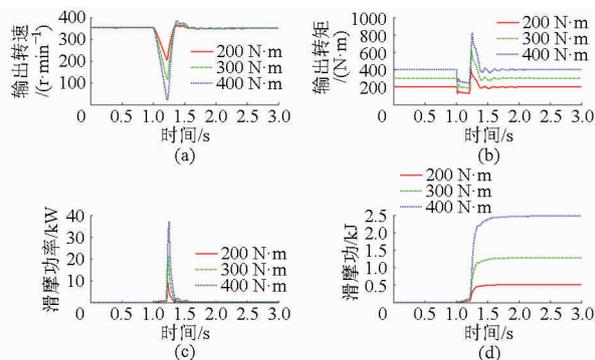


图 6 负载转矩对换段品质的影响

Fig. 6 Shift quality under different load torques

### 3.3 设计因素对换段过程的影响

负载惯量 (0.3 ~ 2.3 kg·m<sup>2</sup>, 间隔 0.2 kg·m<sup>2</sup>) 对换段品质的影响如图 7 所示, 仿真结果表明: 随着负载惯量的增大, 速度降、最大滑模功率与滑模功均同步减小, 但动载荷系数随负载惯量的变化趋势却出现了极值, 呈现出先大后小的变化规律。换段时出现的动载冲击是由惯性力矩叠加到负载转矩而引起, 其值为

$$M = M_0 + J\alpha \quad (11)$$

式中  $M$ 、 $M_0$ ——输出转矩和负载转矩, N·m

$J$ ——转动惯量, kg·m<sup>2</sup>

$\alpha$ ——角加速度, rad/s<sup>2</sup>

故随着转动惯量  $J$  的增大, 惯性力矩也因此增大, 从而阻止了输出转速的快速下降, 减小了换段时待接合离合器主从动盘之间的转速差, 使换段品质得以改善; 但随着转动惯量的进一步增大, 换段时的速度波动及角加速度逐步减小 (图 8), 抵消了转动

惯量对惯性力矩的提升作用,甚至使惯性力矩  $M$  呈现负增长。

变量泵油液工作容积(进出口油管长度 1、2、3 m)对换挡品质的影响如图 8 所示。仿真结果表明:同发动机转速对换挡品质的影响规律一样,变量泵油液工作容积对换挡品质无显著影响。但为了节省空间以及提高容积效率,建议使用一体式变量泵-定量马达系统。

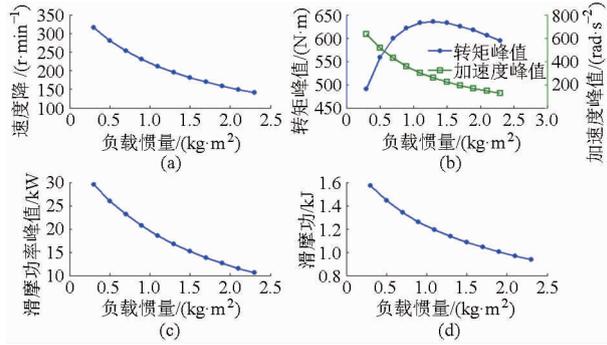


图 7 负载惯量对换挡品质的影响

Fig. 7 Shift quality under different mass moments of inertia

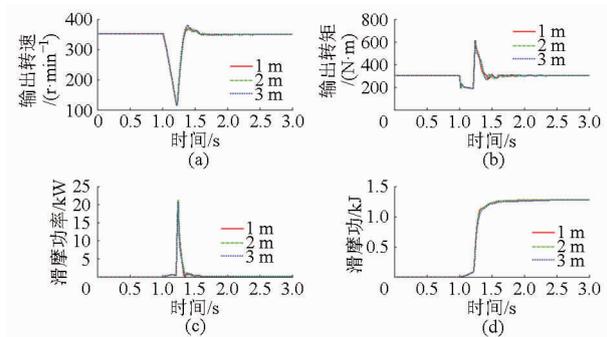


图 8 轴向柱塞单元油液工作容积对换挡品质的影响

Fig. 8 Shift quality under different pipeline volumes of swash plate axial piston units

### 3.4 可控因素对换挡过程的影响

离合器充油压力(4.0、4.5、5.0 MPa)对换挡品质的影响如图 9 所示。仿真结果表明:离合器充油压力增大时,速度降、动载荷、最大滑模功率与滑摩功均同步减小,换挡品质随之改善。注意到压力升高时图中各曲线峰值在时域上向左偏移(相应的换挡时间也随之减小),表明待接合离合器接合时间提前,而此时的输出转速下降幅值有限,使换挡时待接合离合器的主从动盘在相对较小的转速差下接合,从而改善了换挡品质。

离合器充油流量(4.0、4.5、5.0 L/min)对换挡品质的影响如图 10 所示。仿真结果表明:离合器充油流量增大时,速度降、动载荷、最大滑模功率与滑摩功均同步减小,换挡品质随之改善。与充油压力对换挡品质的影响规律一致,图中可见各曲线峰值随流量增大而向左迁移的趋势,这亦是由流量改变

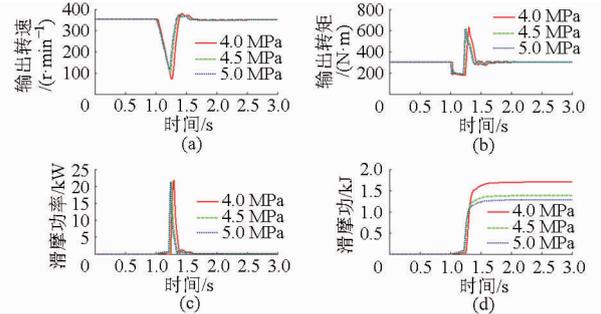


图 9 离合器充油压力对换挡品质的影响

Fig. 9 Shift quality under different clutch oil charge pressures

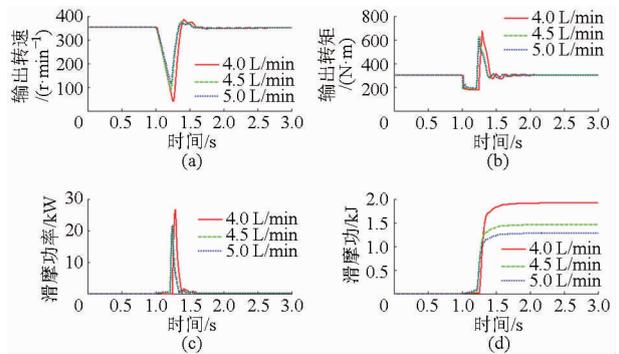


图 10 离合器充油流量对换挡品质的影响

Fig. 10 Shift quality under different clutch oil charge flows

了换挡时间所导致的。

换挡点泵排量(70%、85%、100%)对换挡品质的影响如图 11 所示,仿真结果表明:换挡点泵排量增大时,速度降、动载荷、最大滑模功率与滑摩功均同步减小,换挡品质随之改善。这是由于变速器在低排量换挡时,等速换挡条件无法得到满足,不仅造成了速度与动载冲击,而且增加了滑模损耗。

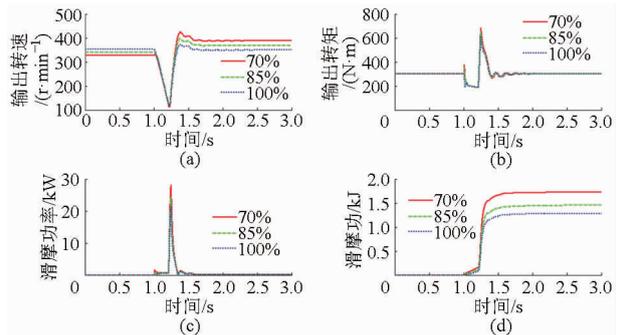


图 11 换挡点泵排量对换挡品质的影响

Fig. 11 Shift quality under different pump displacements

换挡时序(0、0.075、0.150 s)对换挡品质的影响如图 12 所示,仿真结果表明:换挡时序增加时,速度降、动载荷、最大滑模功率与滑摩功均同步减小,换挡品质随之改善。与油压、流量等对换挡时间历程的影响不同,随着换挡时序的增加,并未出现各峰值曲线向左迁移的现象,但从图中不难发现,由于换挡时序延迟了待分离离合器的动作时间,而待接合离合器的接合时间并未改变,故而输出转速的下降

时间较少,同样使得换挡时待接合离合器的主从动盘相对转速差减小,进而使换挡品质得到改善。

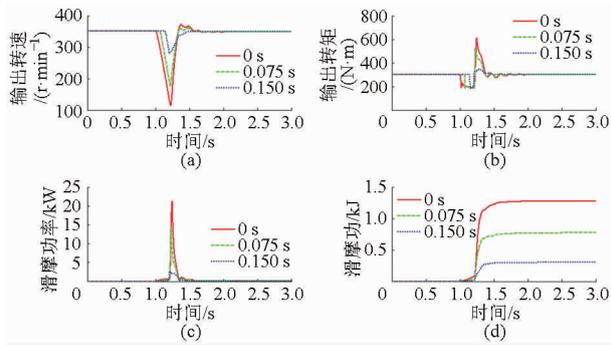


图 12 换挡时序对换挡品质的影响

Fig. 12 Shift quality under different shift timings

## 4 换挡规律的稳健性与参数匹配

### 4.1 稳健性测试方法

首先给出稳健性在本文中的定义:如果某因素对换挡品质的影响规律在各种工况条件下均成立,则称该规律具有稳健性;反之,如果某因素对换挡品质的影响规律随工况条件改变而改变,则称该规律不具有稳健性。本文用稳健性衡量换挡规律的普遍适用性。在前述研究中,无法排除换挡品质各影响因素之间存在交互作用,故需要对换挡规律自身的稳健性进行测试。

本文给出稳健性的一种评价方法与评价指标:首先,根据正交表设计出除所考察因素以外的各影响因素组合试验方案,对于试验方案中的每一组测试工况,如果换挡品质随所考察因素的变化规律始终一致,则认为所研究规律具有稳健性,否则认为所研究规律不具有稳健性。

以换挡点泵排量为例,通过  $L_8(2^7)$  正交表设计测试方案,如表 3 所示(A~G 分别代表离合器充油压力、流量、输入转速、换挡时序、负载转矩、变量泵进出口油管长度、负载惯量)。根据表中所列 8 种工况设置仿真模型参数,得到计算结果如表 4 所示。

类似地,可得到工况因素、设计因素与可控因素中所有因素的稳健性测试结果,篇幅所限,本文不再一一列出,仅给出相关结论:

(1) 稳健性规律:换挡点泵排量在各种工况下均表现出相同的变化规律,即换挡点泵排量增大时,速度降、动载荷系数、最大滑模功率与滑模功均同步减小,换挡品质随之改善;轴向柱塞单元油液工作容积在各种工况下对换挡品质无显著影响。显然,换挡点泵排量与轴向柱塞油液单元工作容积对换挡品质的影响具有较高的稳健性,遵循 3.3~3.4 节所述结论。

表 3 换挡点泵排量的稳健性测试方案

Tab. 3 Robustness test of pump displacement under different shift conditions

序号	A/ MPa	B/ (L·min <sup>-1</sup> )	C/ (r·min <sup>-1</sup> )	D/ s	E/ (N·m)	F/ m	G/ (kg·m <sup>2</sup> )
1	4	4	1 500	0	100	1	0.5
2	4	4	1 500	0.15	300	3	1
3	4	5	2 000	0	100	3	1
4	4	5	2 000	0.15	300	1	0.5
5	5	4	2 000	0	300	1	1
6	5	4	2 000	0.15	100	3	0.5
7	5	5	1 500	0	300	3	0.5
8	5	5	1 500	0.15	100	1	1

表 4 换挡点泵排量的稳健性测试结果

Tab. 4 Robustness test results of pump displacement under different shift conditions

序号	E /%	$\zeta_1$ / (r·min <sup>-1</sup> )	$\zeta_2$	$\zeta_3$ /kW	$\zeta_4$ /kJ
1	70	182.027	278.937	9.660 57	0.463 84
	85	148.830	245.309	6.810 91	0.326 71
	100	123.393	216.811	4.780 98	0.232 76
2	70	184.883	547.090	12.678 10	0.990 19
	85	153.691	493.255	9.554 37	0.747 43
	100	120.183	431.065	6.471 46	0.527 88
3	70	160.938	353.060	8.092 16	0.466 32
	85	117.215	285.557	4.974 21	0.269 84
	100	78.948	220.969	2.656 24	0.143 03
5	70	208.731	483.164	15.860 40	0.997 48
	85	165.205	434.779	10.777 80	0.665 76
	100	119.025	380.102	6.430 95	0.420 27
5	70	356.967	802.302	34.497 00	2.685 71
	85	318.679	749.539	29.165 00	2.184 71
	100	288.486	704.398	25.049 60	1.823 81
6	70	140.492	245.874	7.168 68	0.287 18
	85	95.856	198.469	3.905 26	0.152 10
	100	47.390	138.598	1.131 34	0.056 33
7	70	320.095	596.579	31.733 70	1.856 00
	85	295.227	571.770	27.900 30	1.579 61
	100	280.380	554.315	25.436 20	1.430 77
8	70	82.916	247.089	3.383 86	0.225 81
	85	48.428	178.183	1.361 57	0.095 66
	100	16.793	110.990	0.189 04	0.030 97

(2) 相对稳健性规律:发动机转速对换挡品质的影响并非一成不变,凡是换挡点泵排量小于 100% 的工况,均出现了速度降、动载荷系数、最大滑模功率与滑模功随发动机转速提升而增加的趋势,即发动机转速越高,换挡品质越差。这是由于小排量换挡时,换挡前后排量比及传动比不变的情况下,离合器主从动盘之间的转速差与发动机转速成正比;离合器充油流量对换挡品质的影响并非一成不变,8 组测试工况中,有 1 组工况对速度降以外的其他 3 项指标构成影响,与 3.3 节所述规律不符,出现了随流量升高而先大后小的不确定性变化趋势;换挡时序的稳健性测试结果与离合器充油流量一致,

8组测试工况中,有1组工况的4项换段品质评价指标均出现了不确定性规律,即随着换段时序的提高而先大后小变化。如将测试方案中所有换段点排量均设置为100%,即排除其影响后进行测试,则发现发动机转速、离合器充油流量和换段时序对换段品质的影响完全遵循3.2、3.4节所述规律,即换段品质随流量和换段时序提升而得以改善,且与发动机转速无关。

(3) 非稳健性规律:8组测试工况中,负载转矩对换段品质的影响规律并不统一,仅有1组工况遵循3.2节所述规律。对于其余7组工况,有1组工况的动载荷系数变化趋势不显著,6组工况的动载荷系数随负载增大而减小,但其余3项指标依然遵循3.2节所述规律;类似地,离合器充油压力与负载惯量亦会随工况改变而发生规律迁移。进一步测试表明,这种规律的不确定性无法通过等速换段条件消除,例如,文献[12]通过试验表明,离合器充油压力对换段时间的影响还会受到流量的制约,进而可能影响到换段品质;而3.3节的分析也指出负载惯量对换段品质的影响与角加速度有关,而角加速度的变化幅度则是多种影响因素共同作用的结果。

#### 4.2 参数匹配

本文给出的参数匹配方法过程如下:

(1) 排除无关因素。轴向柱塞单元油液工作容积与换段品质之间无显著关联,可忽略其影响。

(2) 确定换段点泵排量。通过前述分析,换段点泵排量的改变虽可加速无级调速时的换段进程,但其一方面破坏了等速换段条件,另一方面则破坏了发动机转速、离合器充油流量和换段时序对换段品质影响规律的稳健性,使参数匹配变得困难。因此,在参数匹配时,可首先将换段点泵排量定为100%。

(3) 确定离合器充油流量与换段时序。换段点泵排量确定后,离合器充油流量与换段时序对换段品质的影响遵循3.4节所述规律,因此,分别取二者最大值,即充油流量5 L/min,换段时序0.150 s。

(4) 确定离合器充油压力与负载转矩、负载惯量之间的关系,如图13所示。其中,图13a~13c分别为转动惯量0.4、0.8、1.2 kg·m<sup>2</sup>下换段品质随负载和油压变化的关系曲面,换段品质评价指标为3.1节定义的综合指数 $\zeta_s$ ,加权系数 $\delta_1 \sim \delta_4$ 分别取0.3、0.6、0.002、0.0125。由图可知:在不同的负载惯量下,基于前述已确定参数(换段点泵排量100%,充油流量5 L/min,换段时序0.150 s),离合器充油压力的升高对换段品质有促进作用,因此,应当将油压设定为5 MPa。

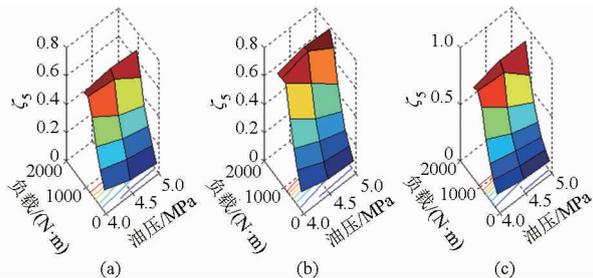


图13 不同负载及充油压力对换段品质的影响

Fig. 13 Shift quality under different load torques and clutch oil charge pressures

(a)  $J=0.4 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$  (b)  $J=0.8 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$  (c)  $J=1.2 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

(5) 发动机转速虽与换段品质无关,但需要注意的是,在较低的发动机转速下,输出轴转速同步降低,使得速度降与稳定转速的比率上升,更容易产生动力中断。即便如此,发动机转速属于工况因素,而参数匹配仅是针对可控因素而言的,根据前面的论述,最终匹配参数为:换段点排量定为100%,充油压力5 MPa,充油流量5 L/min,换段时序0.150 s。这种匹配关系的优越性可通过2.3节的模型验证试验进行说明,该试验中的第8组工况条件恰好与本文最终匹配参数一致,就结果而言,该组试验的速度冲击(速度降仅为26.18232 r/min)和动载冲击(低于噪声水平未能测出)水平在数值上均远低于其余任何一组试验结果。

## 5 结论

(1) 提出的仿真模型可对液压功率分流无级变速器的换段品质进行有效模拟,与Kim等<sup>[21]</sup>通过仿真方法对动力换挡变速器所作研究相比,本文所提出仿真模型的误差水平是可以接受的:本文得到的输出轴最大动载相对误差为9.62%(Kim等给出的输出轴最大动载相对误差为7.2%,输入轴最大动载相对误差为21.4%,由于本文所研究变速器具有极其复杂的效率特性<sup>[22]</sup>,故本文未研究输入轴动载问题),最大速度降相对误差为10.46%(Kim等未比较此项),而且本文所研究液压功率分流无级变速器远比Kim等所研究的动力换挡变速器(仅有1级齿轮传动)复杂。

(2) 得到工况因素对换段品质的影响规律:发动机转速对换段品质的影响受到换段点泵排量的制约。当变量泵满排量点换段时,发动机转速对换段品质无显著影响。如不考虑动载问题,负载转矩越大,换段品质越差,而动载荷系数随负载转矩的变化规律受到所处工况的影响。

(3) 得到设计因素对换段品质的影响规律:如不考虑动载问题,负载惯量越大,换段品质越好。但

动载荷系数随负载惯量的变化规律受到角加速度的制约,而角加速度的变化幅度与多种因素存在关联。轴向柱塞单元油液工作容积对换段品质无显著影响。

(4) 得到可控因素对换段品质的影响规律: 换段点泵排量越小, 换段品质越差, 且能破坏离合器充油流量和换段时序对换段品质影响规律的稳健性。当变量泵满排量点换段时, 较高的离合器充油流量

和换段时序均对换段品质有提升作用。离合器充油压力对换段品质的影响规律受到其它因素制约, 具有不确定性。

(5) 得到可控因素之间的参数匹配关系: 依据本文方法, 可控因素的最佳匹配组合为: 换段点排量为 100%, 充油压力 5 MPa, 充油流量 5 L/min, 换段时序 0.150 s。

### 参 考 文 献

- Renius K T, Resch R. Continuously variable tractor transmissions [C] // 2005 Agricultural Equipment Technology Conference, ASAE Distinguished Lecture No 29, 2005; 1 - 37.
- 朱思洪, 缪小红, 尹文庆, 等. 德国拖拉机发展现状与趋势 [J]. 农业机械学报, 2002, 33(1): 111 - 114.  
Zhu Sihong, Miao Xiaohong, Yin Wenqing, et al. Development trend of tire tractor in Germany [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2002, 33(1): 111 - 114. (in Chinese)
- Aitzemüller H. Steyr S-Matic—the future CVT system [C] // Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress, 2000; 1 - 6.
- Pohlentz J, Grad K. CVT for input power above 300 kW [J]. Landtechnik, 2008, 63(1): 16 - 17.
- Meyer H J. Fahrzeuggetriebetechnik getriebe in traktoren [R]. Berlin: TU Berlin, 2009.
- Resch R. Leistungs verzweigte Mehrbereichsfahrertriebe mit kettenwandlern (CVTs with ranges and power split for chain variators) [D]. Munich: TU Munich, 2004.
- Seeger J. Wirkungsgraduntersuchung des systems “Dieselmotor-Leistungsverzweigtes getriebe” [J]. Ölhydraulik und Pneumatik, 2001, 45(10): 672 - 677.
- Soltic P, Guzzella L. Performance simulations of engine-gearbox combinations for lightweight passenger cars [J]. Proc. IMech E, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2001, 215(2): 259 - 271.
- 郭占正, 苑士华, 荆崇波, 等. 基于 AMESim 的液压机械无级传动换段过程建模与仿真 [J]. 农业工程学报, 2009, 25(1): 86 - 91.  
Guo Zhanzheng, Yuan Shihua, Jing Chongbo, et al. Modeling and simulation of shifting process in hydraulic machinery stepless transmission based on AMESim [J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(1): 86 - 91. (in Chinese)
- 张新生. 液压机械无级变速平稳换段及控制策略研究 [D]. 长春: 吉林大学, 2011.  
Zhang Xinsheng. Study on shift smoothly and control method of hydro-mechanical continuously variable transmission [D]. Changchun: Jilin University, 2011. (in Chinese)
- 曹付义, 邓瑞涛, 郭广林, 等. 双流传动的拖拉机转向工况换段过程 [J]. 河南科技大学学报: 自然科学版, 2014, 35(6): 75 - 79.  
Cao Fuyi, Deng Ruitao, Guo Guanglin, et al. Shift process of tractor based on double flow transmission in turning conditions [J]. Journal of Henan University of Science and Technology: Natural Science, 2014, 35(6): 75 - 79. (in Chinese)
- 王光明, 朱思洪, 史立新, 等. 拖拉机液压机械无级变速箱换段控制优化与试验 [J]. 农业工程学报, 2013, 29(18): 51 - 59.  
Wang Guangming, Zhu Sihong, Shi Lixin, et al. Experimental optimization on shift control of hydraulic mechanical continuously variable transmission for tractor [J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(18): 51 - 59. (in Chinese)
- Li Wenyong, Abel A, Todtermuschke K, et al. Hybrid vehicle power transmission modeling and simulation with SimulationX [C] // Proceedings of the 2007 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation, 2007; 1710 - 1717.
- 潍柴动力股份有限公司. 180PS 配拖拉机用柴油机开发试验报告 [R]. 潍坊: 潍柴动力股份有限公司, 2010.
- 朱思洪, 倪向东, 张海军, 等. 全自动无级变速箱双行星齿轮系汇流机构: CN201120392393.7 [P]. 2012 - 07 - 11.
- 倪向东, 朱思洪, 欧阳大业, 等. 拖拉机液压机械无级变速器速比匹配设计与实验 [J]. 农业机械学报, 2013, 44(4): 15 - 20.  
Ni Xiangdong, Zhu Sihong, Ouyang Daye, et al. Design and experiment of hydro-mechanical CVT speed ratio for tractor [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(4): 15 - 20. (in Chinese)
- Imagine S A. AMESim documentation [M]. Roanne, France: Imagine S. A, 2007.
- ITI GmbH. ITI SimulationX help menu [M]. Dresden, Germany: ITI GmbH Headquarters, 2010.
- 林树森, 常思勤, 李波. 应用 2 自由度电磁执行器的 AMT 换挡控制 [J]. 农业机械学报, 2014, 45(4): 14 - 21.  
Lin Shusen, Chang Siqin, Li Bo. Gearshift control for AMT based on a 2-DOF electromagnetic actuator [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(4): 14 - 21. (in Chinese)
- 严忆泉, 宋健, 李亮. 干式双离合自动变速器分段优化换挡策略研究 [J]. 农业机械学报, 2014, 45(5): 30 - 36.  
Yan Yiquan, Song Jian, Li Liang. Multi-section optimization shift control method of dry dual clutch transmission [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(5): 30 - 36. (in Chinese)
- Kim D C, Kim K U, Park Y J, et al. Analysis of shifting performance of power shuttle transmission [J]. Journal of Terramechanics, 2007, 44(2): 111 - 122.
- 王光明, 朱思洪, 史立新, 等. 拖拉机液压机械无级变速箱效率特性的仿真与试验 [J]. 农业工程学报, 2013, 29(15): 42 - 48.  
Wang Guangming, Zhu Sihong, Shi Lixin, et al. Simulation and experiment on efficiency characteristics of hydraulic mechanical continuously variable transmission for tractor [J]. Transactions of the CSAE, 2013, 29(15): 42 - 48. (in Chinese)