

# 液压机械复合传动阶跃输入恒转速输出双前馈模糊 PID 控制

曹付义, 李豪迪, 闫祥海, 徐立友

(河南科技大学车辆与交通工程学院, 洛阳 471003)

**摘 要:** 针对液压机械复合传动系统在阶跃转速输入时输出转速稳定性差、不易控制等问题, 该文提出了一种基于液压子系统、机械子系统和液压机械复合传动系统的输入双前馈+模糊 PID 转速复合控制方法, 以系统输出转速恒定为控制目标, 将 2 个子系统转速扰动量折算到变量马达转速变化量, 通过排量补偿调节实现对系统输出转速波动控制, 最终实现输出转速恒定控制。仿真与试验结果表明: 在系统不同初始输入转速基础上, 施加特定的阶跃转速扰动, 该控制方法具有良好的控制精度和鲁棒性, 相比于传统 PID 控制方法, 系统输出转速最大超调量平均降低 39.8%, 稳定调整时间平均缩短 35.53%, 系统输出转速平均稳态误差控制在  $\pm 0.7\%$  之间。该文所提出的双前馈+模糊 PID 转速复合控制方法, 对液压机械复合传动系统阶跃输入扰动引起的输出波动具有抑制作用, 控制效果明显, 增强系统在非线形输入复杂工况下转速输出的稳定性, 可为液压机械复合传动系统在农业机械领域的设计和应提供参考。

**关键词:** 液压机械; 传动; 双前馈+模糊 PID; 排量补偿; 转速控制

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2019.01.009

中图分类号: TH13

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2019)-01-0072-11

曹付义, 李豪迪, 闫祥海, 徐立友. 液压机械复合传动阶跃输入恒转速输出双前馈模糊 PID 控制[J]. 农业工程学报, 2019, 35(1): 72—82. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2019.01.009 <http://www.tcsae.org>

Cao Fuyi, Li Haodi, Yan Xianghai, Xu Liyou. Hydro-mechanical compound transmission constant rotational speed output control method under step input based on double feedforward and fuzzy PID[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2019, 35(1): 72 — 82. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2019.01.009 <http://www.tcsae.org>

## 0 引 言

液压机械复合传动是一种将液压传动与机械传动并联组合而成的新型传动形式, 主要包括机械子系统、液压子系统、功率分流装置以及转速耦合装置, 兼顾了液压无级调速的良好性能和机械传动的高效率, 可实现传动系统负载和动力源的最优匹配, 在农用车辆、工程机械和军用车辆上得到了广泛的应用[1-4]。其中, 液压子系统有“变量泵-定量马达 (variable pump-quantitative motor)”、“定量泵-变量马达 (quantitative pump-variable motor)”、“变量泵-变量马达 (variable pump-variable motor)”多种不同的泵-马达传动系统组合方案, 由于其能有效抑制系统时变和非线性输入引起的输出转速波动, 被广泛独立应用于大型风力发电机、液压电梯、行车发电等工程领域[5-8]。相比于液压机械复合传动系统, 泵-马达传动系统虽然对于系统变转速输入工况下的恒转速输出控制较方便, 配置更灵活, 但是其能量损失严重, 传动效率低, 极大限制了其在工程领域的发展。

针对泵-马达传动系统转速控制方法国内外学者开展了广泛的研究。Kong 等<sup>[9]</sup>采用一种稳态控制量叠加基于小信号线性化补偿控制量的转速控制方法, 经试验得到

恒流状态下变量马达斜盘电比例控制阀的响应速度、变量马达斜盘摆角和定量泵转速对系统控制特性的影响规律, 验证了变转速输入定量泵-恒转速输出变量马达容积调速系统控制方法的有效性; 彭天好等<sup>[10]</sup>基于系统压力反馈的转速降落补偿控制, 分析变转速泵控马达调速系统产生转速降落的原因并实现不同工况下的补偿控制; 马玉等<sup>[11]</sup>建立了整个试验平台的输入前馈—反馈复合补偿控制模型, 实现了对液压动力源典型工况 (阶跃、斜坡、正弦动态变化) 下流量的跟踪控制; 柴小波等<sup>[12]</sup>针对变转速输入对系统稳速输出的干扰, 提出一种以系统流量为中间控制变量的前馈控制方法, 实现了对系统的稳速控制; Long 等<sup>[13]</sup>通过控制变量泵排量抵消发动机输入转速较大范围内变化引起的马达输出转速波动, 实现变量泵-定量马达系统在恒流源状态下的恒转速输出控制; 李昊等<sup>[14]</sup>针对车载液压发电机的稳速控制, 采用一种前馈补偿加闭环反馈的方法, 有效的抑制了马达输出转速波动; 王岩<sup>[15]</sup>采用基于线性化理论的变量泵变量马达 BangBang 控制算法, 实现了对变量马达的快速控制; 郑琦等<sup>[16]</sup>采用流量自适应分配与期望压力规划的方法研究泵控并联马达速度复合控制, 综合多个控制变量间的协调关系, 并减弱马达间耦合作用; 陈丽媛等<sup>[17]</sup>提出了基于线性二次型 (linear quadratic, LQ) 的马达转速控制方法, 实现了马达转速的稳定输出控制; 李和言等<sup>[18]</sup>采用模糊自适应 PID 同步控制方法的双泵双马达静液传动系统在经受突变载荷干扰时能有效抑制两侧马达转速误差值, 快速同步到设定速度。相比于泵-马达传动系统转速

收稿日期: 2018-07-23 修订日期: 2018-10-16

基金项目: 十三五国家重点研发计划 (2016YFD0701002-2); 河南省重点科技攻关计划项目 (172102210252)

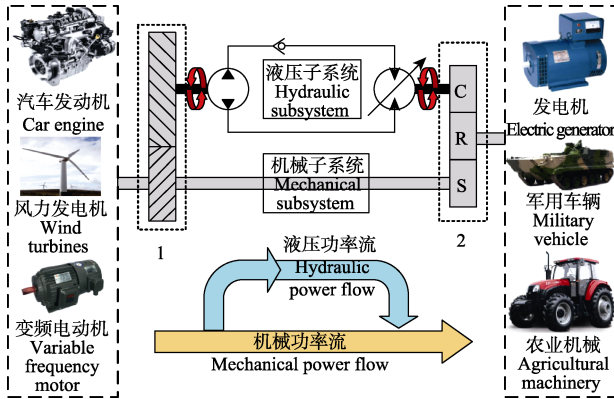
作者简介: 曹付义, 河南兰考人, 博士, 副教授, 主要从事车辆新型传动理论与控制技术研究。Email: cfy0908@sina.com

控制方法研究，国内外学者仅对液压机械复合传动的应用和基础特性进行了研究<sup>[19-25]</sup>，对其阶跃输入扰动下的恒转速输出控制方法研究相对较少。

本文以液压机械复合传动系统为研究对象，在建立液压机械复合传动系统转速补偿数学模型的基础上，提出一种基于液压子系统、机械子系统和液压机械复合传动系统的双前馈+模糊 PID 转速复合控制方法，通过变量马达斜盘摆角补偿控制来解决阶跃输入扰动引起的输出转速波动问题，以期广泛的工程实际应用奠定基础。

## 1 控制方案设计

本研究采用如图 1 所示的“分矩汇速”式液压机械复合传动系统，其中机械子系统分别与系统输入端和转速耦合装置的太阳轮连接；液压子系统采用“定量泵-变量马达”传动系统方案，分别与功率分流装置和转速耦合装置的行星架连接。



1. 功率分流装置 2. 转速耦合装置 C.行星架 R.齿圈 S.太阳轮  
1. Power shunt device 2. Rotational speed coupling device C. Planet carrier R. Ring gear S. Sun gear

图 1 液压机械复合传动系统结构简图

Fig.1 Schematic diagram of hydro-mechanical compound transmission system

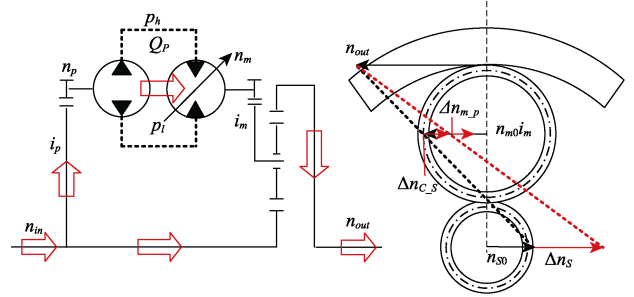
### 1.1 控制目标

本研究中系统输出转速是指齿圈输出转速，系统输入转速的时变性和各子系统的相互独立性使系统输出转速出现波动，为了有效抑制波动，对系统中各子系统的转速稳定性复合控制方法研究就显得尤为重要。根据液压机械复合传动系统输出转速稳定性控制要求，变量马达的排量补偿量  $\Delta\gamma$  是由机械子系统和液压子系统的转速前馈补偿量之和  $\Delta n_m$  计算得出，液压机械复合传动系统运动关系如图 2 所示。变量马达排量补偿量由 2 部分叠加而成：第一部分为机械子系统行星排转速耦合装置的太阳轮转速通过行星架折算到变量马达的转速补偿量  $\Delta n_{mS}$ ，对应斜盘摆角补偿量为  $\Delta\gamma_{mS}$ ；第二部分是由液压子系统定量泵转速扰动引起的变量马达转速补偿量  $\Delta n_{mP}$ ，对应斜盘摆角补偿量为  $\Delta\gamma_{mP}$ 。在不同的转速补偿路径下，通过变量马达的排量调节，实现系统输出转速的稳定性调节。

行星排转速耦合装置各元件之间的转速和转矩存在以下特定的关系

$$\begin{cases} n_S + kn_R = (1+k)n_C \\ T_S : T_R : T_C = 1 : k : (-1-k) \\ k = z_R/z_S \end{cases} \quad (1)$$

式中  $n_S$ 、 $n_R$ 、 $n_C$  分别为太阳轮转速、齿圈转速、行星架转速，r/min； $T_S$ 、 $T_R$ 、 $T_C$  分别为太阳轮转矩、齿圈转矩、行星架转矩，N·m； $z_R$ 、 $z_S$  分别为齿圈齿数、太阳轮齿数； $k$  为行星排特征参数。



a. 系统功率流示意图 b. 转速补偿关系示意图  
a. Diagram of system power flow b. Diagram of rotational speed compensation

注： $n_{in}$  为系统输入转速，r·min<sup>-1</sup>； $i_p$  为功率分流装置速比； $i_m$  为液压子系统输出速比； $p_h$  为高压侧压力，Pa； $p_l$  为低压侧压力，Pa； $Q_p$  为定量泵流量，m<sup>3</sup>·s<sup>-1</sup>； $n_m$  为变量马达转速，r·min<sup>-1</sup>； $n_p$  为定量泵转速，r·min<sup>-1</sup>； $n_{out}$  为系统输出转速，r·min<sup>-1</sup>； $\Delta n_{mP}$  为液压子系统定量泵转速扰动引起的变量马达转速补偿量，r·min<sup>-1</sup>； $\Delta n_{CS}$  为机械子系统转速波动量在行星架上的折算量，r·min<sup>-1</sup>； $n_{m0}$  为变量马达初始转速，r·min<sup>-1</sup>； $\Delta n_S$  为太阳轮转速波动量，r·min<sup>-1</sup>； $n_{S0}$  为机械子系统初始转速，r·min<sup>-1</sup>。

Note:  $n_{in}$  is the system input rotational speed, r·min<sup>-1</sup>;  $i_p$  is the power shunt device rotational speed ratio;  $i_m$  is the hydraulic subsystem output rotational speed ratio;  $p_h$  is the pressure of high pressure side, Pa;  $p_l$  is the pressure of low pressure side, Pa;  $Q_p$  is the quantitative pump flow, m<sup>3</sup>·s<sup>-1</sup>;  $n_m$  is the variable motor rotational speed, r·min<sup>-1</sup>;  $n_p$  is the quantitative pump rotational speed, r·min<sup>-1</sup>;  $n_{out}$  is the system output rotational speed, r·min<sup>-1</sup>;  $\Delta n_{mP}$  is the variable motor rotational speed compensation amount caused by the hydraulic subsystem's quantitative pump rotational speed disturbance, r·min<sup>-1</sup>;  $\Delta n_{CS}$  is the amount of mechanical subsystem rotational speed fluctuation on the planet carrier, r·min<sup>-1</sup>;  $n_{m0}$  is the initial rotational speed of variable motor, r·min<sup>-1</sup>;  $\Delta n_S$  is the rotational speed fluctuation of the sun wheel, r·min<sup>-1</sup>;  $n_{S0}$  is the initial rotational speed of the mechanical subsystem, r·min<sup>-1</sup>.

图 2 液压机械复合传动系统运动关系图

Fig.2 Motion diagram of hydro-mechanical compound transmission system

液压机械复合传动系统的机械子系统和液压子系统具有以下转速关系

$$n_p = \frac{n_{in}}{i_p}, \quad n_m = \frac{n_R}{i_m} \quad (2)$$

式中  $n_{in}$  为系统输入转速，r/min； $n_p$  为定量泵转速，r/min； $i_p$  为功率分流装置速比； $n_m$  为变量马达转速，r/min； $i_m$  为液压子系统输出速比。

由于行星排的太阳轮和输入轴固定，输入转速引起的波动必然导致行星架和齿圈转速发生变化。当系统输入转速发生突变后行星排各元件转速变化满足

$$\Delta n_C = \frac{1}{1+k} \Delta n_S + \frac{k}{1+k} \Delta n_R \quad (3)$$

式中  $\Delta n_S$ 、 $\Delta n_R$ 、 $\Delta n_C$  分别为太阳轮转速波动量、齿圈转速波动量、行星架转速波动量，r/min。

将输出转速维持在稳定状态，需  $\Delta n_R=0$ ，故将太阳轮转速扰动量折算到行星架的转速变化为

$$\Delta n_{C\_S} = \frac{1}{1+k} \Delta n_S \quad (4)$$

则变量马达转速为

$$\Delta n_{m\_S} = -\frac{1}{i_m(1+k)} \Delta n_S \quad (5)$$

式中  $\Delta n_{m\_S}$  为机械子系统转速波动量在变量马达上的折算量, r/min。

根据液压系统流量平衡方程

$$V_p(n_{p0} + \Delta n_p)\eta_p = (V_{m0} + \Delta V_{m\_S})(n_{m0} + \Delta n_{m\_S})/\eta_m \quad (6)$$

式中  $V_p$  为定量泵排量, mL/r;  $n_{p0}$  为定量泵初始转速, r/min;  $\Delta n_p$  为定量泵转速波动量, r/min;  $V_{m0}$  为变量马达排量初始值, mL/r;  $\Delta V_{m\_S}$  为机械子系统扰动引起的变量马达排量补偿量, mL/r;  $n_{m0}$  为变量马达初始转速, r/min;  $\eta_p$ 、 $\eta_m$  分别为定量泵、变量马达的传动效率。

由机械子系统转速扰动引起的变量马达排量补偿量为

$$\Delta V_{m\_S} = \frac{V_p(n_{in0} + \frac{1}{i_p} \Delta n_{in})\eta_p\eta_m}{n_{m0} - \frac{1}{i_m(1+k)} \Delta n_S} - V_{m0} \quad (7)$$

式中  $n_{in0}$  为系统输入初始转速, r/min;  $\Delta n_{in}$  为系统输入转速扰动量, r/min。

在建立定量泵-变量马达调速回路数学模型时, 假设连接管道为 2 根完全相同的短硬管; 液压泵和马达的泄露为层流; 每个腔室内的压力是均匀相等的, 液体密度为常数; 输入信号不发生饱和现象; 不考虑补油系统。采用小信号线性化方法对液压子系统变量马达斜盘摆角和转速关系进行线性化处理<sup>[9]</sup>。

定量泵-变量马达的流量连续性方程

$$Q_p = Q_m + \frac{H_0}{\beta_e} \frac{dp_h}{dt} = C_{im}(p_h - p_l) + C_{em}p_h + \frac{K_m\gamma}{2\pi} \frac{d\theta_m}{dt} + \frac{H_0}{\beta_e} \frac{dp_h}{dt} \quad (8)$$

式中  $Q_p$  为定量泵流量,  $m^3/s$ ;  $Q_m$  为变量马达流量,  $m^3/s$ ;  $H_0$  为液压子系统之间管路的总容积,  $m^3$ ;  $p_h$  为高压侧压力, Pa;  $p_l$  为低压侧压力, Pa;  $C_{im}$  为变量马达的内泄漏系数,  $m^3/(s \cdot Pa)$ ;  $C_{em}$  为变量马达的外泄漏系数,  $m^3/(s \cdot Pa)$ ;  $\theta_m$  为变量马达转角, rad;  $\gamma$  为变量马达摆角, %;  $K_m$  为变量马达排量梯度,  $m^3/r$ ;  $\beta_e$  为油液综合体积弹性模量, Pa。

变量马达流量  $Q_m$  和转速  $n_m$  与排量  $V_m$  呈非线性关系, 采用泰勒级数展开的方式进行线性化处理

$$\gamma n_m = (\gamma_0 + \Delta\gamma_{m\_p})(n_{m0} + \Delta n_{m\_p}) = \gamma_0 n_{m0} + \Delta\gamma_{m\_p} n_{m0} + \gamma_0 \Delta n_{m\_p} + \Delta\gamma_{m\_p} \Delta n_{m\_p} \quad (9)$$

式中  $\gamma_0$  为变量马达摆角的初始值, %;  $\Delta\gamma_{m\_p}$  为液压子系统定量泵转速扰动引起的变量马达转速补偿量对应斜盘摆角补偿量, %;  $\Delta n_{m\_p}$  为液压子系统定量泵转速扰动引起的变量马达转速补偿量, r/min。

忽略式 (9) 式中的无穷小量  $\Delta\gamma_{m\_p} \Delta n_{m\_p}$ , 并将其带入式 (8) 中进行拉氏变换, 得到液压子系统变量马达转速与排量变化补偿增量方程

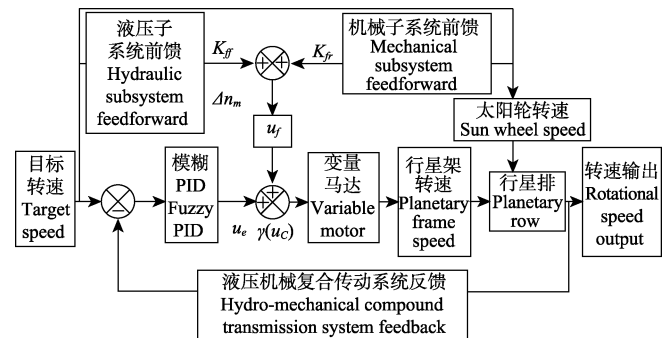
$$\Delta\gamma_{m\_p} = \frac{\Delta Q_p - C_{im}\Delta p_h - \frac{H_0}{\beta_e} s\Delta p_h - K_m\gamma_0 \Delta n_{m\_p}}{K_m n_{m0}} \quad (10)$$

式中  $\Delta Q_p$  为定量泵流量波动量,  $m^3/s$ ;  $C_{im}$  为变量马达总泄露系数,  $C_{im} = C_{im} + C_{em}$ ,  $m^3/(s \cdot Pa)$ ;  $\Delta p_h$  为高压管路高压侧压力变化, Pa。

## 1.2 双前馈+模糊 PID 转速复合控制方案设计

针对阶跃输入扰动引起输出转速波动问题, 提出一种基于机械子系统、液压子系统和液压机械复合传动系统的双前馈+模糊 PID 转速复合控制方法, 控制原理如图 3 所示。

考虑到液压机械复合传动系统控制的复杂性, 将机械子系统和液压子系统的转速控制分别采用输入前馈控制方法, 能够保证系统的响应特性与匹配特性; 液压机械复合传动系统的转速控制采用模糊 PID 控制方法, 该算法基于现代控制理论中扰动的抑制和消除的思想, 可有效减少因机械子系统和液压子系统转速补偿引起的转矩耦合扰动, 提高系统的响应速度, 最终消除稳态偏差, 实现输出转速的稳定控制。



注:  $K_{ff}$  为机械子系统输入前馈补偿环节;  $K_{fp}$  为液压子系统输入前馈补偿环节;  $\Delta n_m$  为变量马达转速补偿量,  $r \cdot \min^{-1}$ ;  $u_f$  为双前馈电压信号补偿量, V;  $u_e$  为转速反馈模糊 PID 控制环节得到反馈电压控制信号, V;  $u_c$  为双前馈与转速反馈模糊 PID 控制环节得到反馈电压控制信号之和, V;  $\gamma(u_c)$  为变量马达伺服控制器输入电压对应的摆角, %。

Note:  $K_{ff}$  is the feedforward compensation link for the mechanical subsystem;  $K_{fp}$  is the input feedforward compensation link for the hydraulic subsystem;  $\Delta n_m$  is the variable motor rotational speed compensation amount,  $r \cdot \min^{-1}$ ;  $u_f$  is the double feedforward voltage signal compensation amount, V;  $u_e$  is the feedback feedback voltage control signal for the rotational speed feedback fuzzy PID control link, V;  $u_c$  is the sum of feedback voltage control signals obtained by double feedforward and rotational speed feedback fuzzy PID control, V;  $\gamma(u_c)$  is the swing angle of the variable motor servo controller input voltage, %。

图 3 双前馈+模糊 PID 转速控制方法原理图

Fig.3 Schematic diagram of double feedforward and fuzzy PID rotational speed control method

在输入双前馈调节过程中, 机械子系统和液压子系统的转速前馈补偿量之和  $\Delta n_m$  与变量马达目标转速的关系分别为

$$\begin{cases} \Delta n_{m\_S} = K_{ff} n_{m\_set} \\ \Delta n_{m\_p} = K_{fp} n_{m\_set} \\ \Delta n_m = i_m \Delta n_{m\_S} + \Delta n_{m\_p} \end{cases} \quad (11)$$

式中  $\Delta n_{m\_S}$  为机械子系统行星排转速耦合装置的太阳轮转速通过行星架折算到变量马达的转速补偿量, r/min;  $\Delta n_{m\_p}$  为液压子系统定量泵转速扰动引起的变量马达转速补偿量, r/min;  $K_{ff}$  为机械子系统输入前馈补偿环节;  $K_{fp}$

为液压子系统输入前馈补偿环节； $\Delta n_m$  为变量马达转速补偿量，r/min； $\Delta n_{m\_set}$  为变量马达目标转速，r/min。

根据变量马达的电液比例控制阀电压信号来进行排量补偿调节控制，输入双前馈调节的电压信号补偿量

$$u_f = K_{\gamma\_u} \Delta n_m \quad (12)$$

$$u_C = u_f + u_e \quad (13)$$

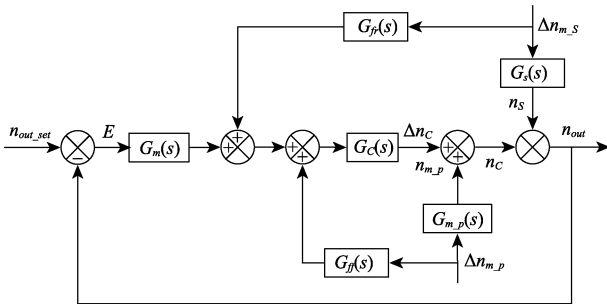
式中  $u_f$  为双前馈电压信号补偿量，V； $K_{\gamma\_u}$  为电液比例控制阀摆角-电压转换系数，rad/V； $u_e$  为转速反馈模糊 PID 控制环节得到反馈电压控制信号，V； $u_C$  为双前馈与转速反馈模糊 PID 控制环节得到反馈电压控制信号之和，V。

根据输出转速控制要求，变量马达的斜盘摆角补偿始终是以行星排齿圈稳定输出转速为基础的，由转速反馈模糊 PID 控制环节得到反馈电压控制信号  $u_e$ ，与双前馈电压信号补偿量  $u_f$  之和作为变量马达伺服控制器的输入  $\gamma(u_C)$ 。

## 2 控制方法设计

### 2.1 双前馈通道设计

前馈控制的原理，在调节系统的过程中，需要直接测量外接扰动的变化，当扰动出现而且能引起系统输出发生较大波动时，调节器就会发出相应的控制信号使调节量做出相应的变化，使两者抵消于被调节量发生偏离之前，其控制效果优于一般的反馈调节。双前馈+模糊 PID 转速控制方法传递函数如图 4 所示。



注： $n_{out\_set}$  为液压机械复合传动系统的目标输出转速，r·min<sup>-1</sup>； $E$  为系统实际输出转速与目标输出转速之差，r·min<sup>-1</sup>； $G_m(s)$  为液压机械复合传动系统转速反馈通道传递函数； $G_{ff}(s)$  为机械子系统前馈补偿器传递函数； $G_{ff}(s)$  为液压子系统前馈补偿器传递函数； $G_c(s)$  为变量马达电比例控制阀的传递函数； $G_s(s)$  为机械子系统的转速传递函数； $G_{m\_p}(s)$  为液压子系统转速传递函数； $\Delta n_{m\_p}$  为液压子系统定量泵转速扰动引起的变量马达转速补偿量，r·min<sup>-1</sup>； $n_s$ 、 $n_C$  分别为太阳轮转速、行星架转速，r·min<sup>-1</sup>； $n_{m\_p}$  为液压子系统输出转速，r·min<sup>-1</sup>； $n_{out}$  为实际输出转速，r·min<sup>-1</sup>； $\Delta n_{m\_s}$  为机械子系统转速波动量在变量马达上的折算量，r·min<sup>-1</sup>。

Note:  $n_{out\_set}$  is the target output rotational speed of hydro-mechanical compound transmission systems, r·min<sup>-1</sup>;  $E$  is the difference between the actual output rotational speed of the system and the target output rotational speed, r·min<sup>-1</sup>;  $G_m(s)$  is the feedback of hydro-mechanical compound transmission systems channel transfer function;  $G_{ff}(s)$  is the feedforward compensator transfer function of the mechanical subsystem;  $G_{ff}(s)$  is the feedforward compensator transfer function of the hydraulic subsystem;  $G_c(s)$  is the transfer function of the variable motor electric proportional control valve;  $G_s(s)$  is the rotational speed transfer function of the mechanical subsystem;  $G_{m\_p}(s)$  is the hydraulic sub system rotational speed transfer function;  $\Delta n_{m\_p}$  is the variable motor rotational speed compensation amount caused by the hydraulic subsystem's quantitative pump rotational speed disturbance, r·min<sup>-1</sup>;  $n_s$  is the sun gear rotational speed, r·min<sup>-1</sup>;  $n_C$  is the planet carrier rotational speed, r·min<sup>-1</sup>;  $n_{m\_p}$  is the output rotational speed of the hydraulic subsystem, r·min<sup>-1</sup>;  $n_{out}$  is the actual output rotational speed, r·min<sup>-1</sup>;  $\Delta n_{m\_s}$  is the amount of conversion of the mechanical subsystem rotational speed fluctuation on the variable motor, r·min<sup>-1</sup>.

图 4 双前馈控制方法传递函数

Fig.4 Double feedforward control method transfer function

液压机械复合传动系统除了反馈调节外，还通过控制 2 个子系统的转速前馈补偿量得到双前馈补偿量，对系统输出转速  $n_{out}$  进行开环控制。对于线性系统可以应用叠加原理，故有

$$\Delta n_C = (EG_m(s) + \Delta n_{m\_s} G_{ff}(s) + \Delta n_{m\_p} G_{ff}(s)) G_c(s) \quad (14)$$

$$E = n_{out\_set} - n_{out} \quad (15)$$

$$n_s = \Delta n_{m\_s} G_s(s) \quad (16)$$

$$n_{m\_p} = \Delta n_{m\_p} G_{m\_p}(s) \quad (17)$$

$$n_C = \Delta n_C + n_{m\_p} \quad (18)$$

式中  $E$  为系统实际输出转速与目标输出转速之差，r/min； $G_m(s)$  为液压机械复合传动系统转速反馈通道传递函数； $G_{ff}(s)$  为机械子系统前馈补偿器传递函数； $G_{ff}(s)$  为液压子系统前馈补偿器传递函数； $G_c(s)$  为变量马达电比例控制阀的传递函数； $n_{out\_set}$  为液压机械复合传动系统的目标输出转速，r/min。

联立式 (14) ~ (18)，根据转速耦合装置特性方程  $n_s + kn_{out} = (1+k)n_C$ ，可以求得输出转速传递函数

$$n_{out} = EG_m(s) G_c(s) (1+k) + \left( \frac{G_{ff}(s) G_c(s)}{G_s(s)} (1+k) - 1 \right) n_s + \left( 1 + k + \frac{G_{ff}(s) G_c(s)}{G_{m\_p}(s)} (1+k) \right) n_{m\_p} \quad (19)$$

根据液压机械复合传动系统的模糊 PID 转速反馈控制目标  $E = 0$ ，因此式 (19) 中  $EG_m(s) G_c(s) = 0$ ，即

$$\frac{G_{ff}(s) G_c(s)}{G_s(s)} (1+k) - 1 = 0 \quad (20)$$

$$\frac{G_{ff}(s) G_c(s)}{G_{m\_p}(s)} (1+k) + 1 + k = 0 \quad (21)$$

可以得出输入双前馈控制的传递函数

$$G_{ff}(s) = - \frac{G_s(s)}{(1+k) G_c(s)} \quad (22)$$

$$G_{ff}(s) = - \frac{G_{m\_p}(s)}{G_c(s)} \quad (23)$$

液压机械复合传动系统输出转速  $n_{out\_set}$  作为控制系统的目标输入；系统的实际输出转速  $n_{out}$  作为控制系统的输出；机械子系统和液压子系统所折算到变量马达上的转速  $\Delta n_{m\_s}$  和  $\Delta n_{m\_p}$  作为系统的扰动输入。 $G_s(s)$  为机械子系统的转速传递函数； $G_{m\_p}(s)$  为液压子系统转速传递函数； $G_c(s)$  为变量马达电比例控制阀的传递函数； $G_{ff}(s)$  为机械子系统前馈补偿器传递函数； $G_{ff}(s)$  为液压子系统前馈补偿器传递函数； $G_m(s)$  为液压机械复合传动系统转速反馈通道传递函数。

### 2.2 反馈通道设计

将机械子系统和液压子系统的转速扰动量折算到变量马达的排量补偿量，导致液压子系统输出转矩出现波动，最终使系统在转速耦合时输出转速发生波动，因此必须根据液压子系统输出转矩的波动状态进行修正。系统转速补偿过程中，机械子系统与液压子系统输出转矩关系为

$$\begin{cases} T_m + \frac{\pi}{30} \frac{d(n_{m0} + n_{m_p} + n_{m_s})}{dt} J_m \\ = \frac{(\gamma_0 + \gamma_{m_p} + \gamma_{m_s}) V_m \Delta p_h}{2\pi} \\ \frac{T_{in} - T_s}{i_p} = \frac{V_p \Delta p_h}{2\pi} + \frac{\pi}{30} \frac{d(n_{in} + \Delta n_{in})}{dt} i_p J_p \end{cases} \quad (24)$$

式中  $\Delta\gamma_{m_s}$  为机械子系统行星排转速耦合装置的太阳轮转速通过行星架折算到变量马达的转速补偿量对应斜盘摆角补偿量, %;  $T_m$ 、 $T_{in}$ 、 $T_s$  分别为液压子系统输出转矩、系统输入转矩和机械子系统输入转矩, N·m;  $J_m$ 、 $J_p$  分别为变量马达与定量泵转动惯量, kg·m<sup>2</sup>。

考虑到本研究中液压子系统采用“定量泵-变量马达”液压调速系统, 系统控制变量仅为变量马达摆角, 所以以机械子系统转速扰动下的转矩为基准值, 通过系统反馈的当前液压子系统输出转矩与基准值进行对比, 采用传统 PID 控制对转矩波动进行抑制, 则反馈通道传递函数为

$$G_m(s) = k_p + \frac{k_i}{s} + k_d s \quad (25)$$

式中  $G_m(s)$  为液压机械复合传动系统转速反馈通道传递函数;  $k_p$  为转速控制的比例增益;  $k_i$  为积分环节常数;  $k_d$  为微分环节常数;  $s$  为拉普拉斯算子。

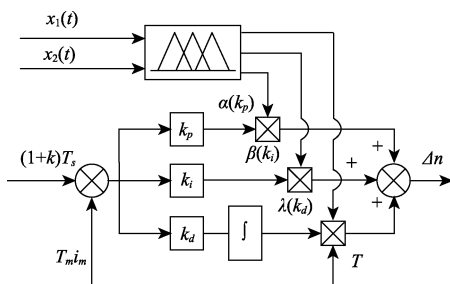
为了消除因补偿转速耦合引起的扰动, 实际相当于液压子系统和机械子系统转矩的控制, 液压子系统目标输出转矩  $T_m = (1+k)T_s/i_m$ , 采用如图 5 所示的模糊控制器对 PID 参数进行修正, 从而对系统转速补偿量进行修正

$$\Delta n = \alpha(k_p)k_p e(t) + \beta(k_i)T_k \int e(t)dt + \lambda(k_d)k_d \Delta e(t) \quad (26)$$

$$\Delta e(t) = e(t) - e(t-1) \quad (27)$$

$$x_1(t) = e(t) = |(1+k)T_s - T_m i_m| \quad (28)$$

$$x_2(t) = de(t)/dt \quad (29)$$



注:  $\Delta n$  为系统输出转矩引起的输出转速耦合波动量, r·min<sup>-1</sup>;  $\alpha(k_p)$ 、 $\beta(k_i)$ 、 $\lambda(k_d)$  分别为  $k_p$ 、 $k_i$ 、 $k_d$  的修正系数;  $T$  为采样周期, s;  $e(t)$  为液压子系统输出转矩与目标转矩偏差, N·m;  $\Delta e(t)$  为偏差的差分;  $x_1(t)$  为液压子系统输出转矩与目标转矩偏差, N·m;  $x_2(t)$  为偏差的微分值;  $k$  为行星排特征参数;  $T_s$  为机械子系统输入转矩, N·m;  $T_m$  为液压子系统输出转矩, N·m;  $i_m$  为液压子系统输出速比

Note:  $\Delta n$  is the output rotational speed coupling fluctuation caused by the system output torque, r·min<sup>-1</sup>;  $\alpha(k_p)$ 、 $\beta(k_i)$ 、 $\lambda(k_d)$  are the correction coefficients of  $k_p$ 、 $k_i$ 、 $k_d$  respectively;  $T$  is the sampling period, s;  $e(t)$  is the deviation of the hydraulic subsystem output torque from the target torque, N·m;  $\Delta e(t)$  is the difference value of the deviation;  $x_1(t)$  is the deviation of the hydraulic subsystem output torque from the target torque, N·m;  $x_2(t)$  is the differential value of the deviation;  $k$  is the planetary row characteristic parameter;  $T_s$  is the mechanical subsystem input torque, N·m;  $T_m$  is the hydraulic subsystem output torque, N·m;  $i_m$  is the hydraulic subsystem output speed ratio

图 5 模糊 PID 控制器原理图

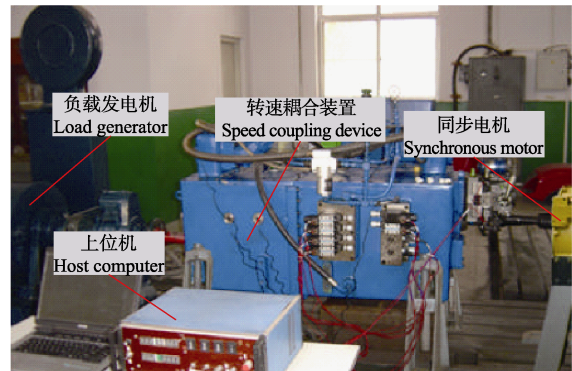
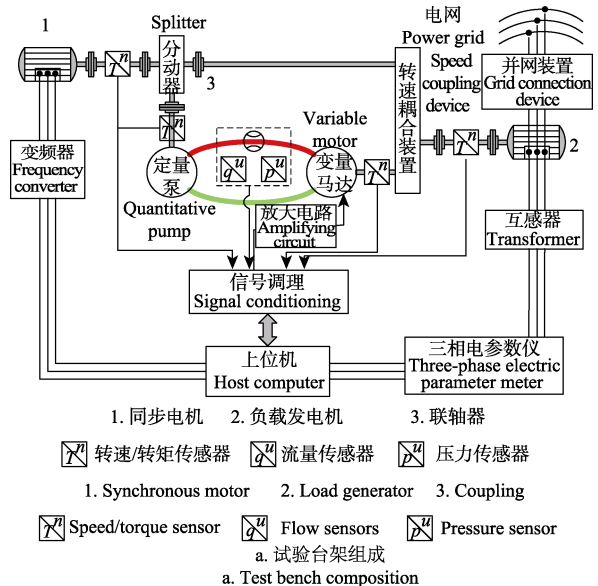
Fig.5 Schematic diagram of fuzzy PID controller

式中  $\Delta n$  为系统输出转矩引起的输出转速耦合波动量, r/min;  $\alpha(k_p)$ 、 $\beta(k_i)$ 、 $\lambda(k_d)$  分别为  $k_p$ 、 $k_i$ 、 $k_d$  的修正系数;  $T$  为采样周期, s;  $e(t)$  为液压子系统输出转矩与目标转矩偏差, N·m;  $\Delta e(t)$  为偏差的差分;  $x_1(t)$  为液压子系统输出转矩与目标转矩偏差, N·m;  $x_2(t)$  为偏差的微分值。

### 3 仿真与试验

#### 3.1 控制方法仿真与试验设计

借助 AMESim 与 MATLAB 软件进行联合仿真, 并搭建液压机械复合传动试验台, 如图 6 所示。试验台动力源为变频拖动电机, 采用安川的 J1000 变频器及感应电机; 系统加载通过负载发电机来实现, 型号为瑞格 STC-15, 负载发电机的电压电流信号通过互感器和三相电参数监测之后直接输入到上位机; 传感器用于系统参数采集并反馈到 PLC 进行信号调理, 系统通过外控方式对变量马达进行调节, 变量马达和定量泵采用力士乐 A6VM 系列和 A4FO 系列。对双前馈+模糊 PID 转速控制方法进行仿真分析和试验验证, 仿真与试验关键参数如表 1 所示。



b. 试验台架照片  
 b. Test bench photo

图 6 试验台及其组成

Fig.6 Test bench and its components

#### 3.2 仿真与试验结果分析

对控制方法进行仿真和试验时, 为了使系统加快响应速度, 同时防止偏差过大带来的微分过饱现象以及避免系统出现超调严重现象, 设置系统 PID 初始参数  $k_p =$

1.0、 $k_i=0.1$ 、 $k_d=0$ ，在系统初始输入转速为 500、600 和 700 r/min 的状态下，通过调节变量马达排量初始摆角到 60.0%、64.9%、72.5%，使系统输出转速保持在 1 000 r/min。对各初始输入转速施加 500→530 r/min、600→630 r/min 和 700→730 r/min 的阶跃信号，分别就采用传统 PID 转速控制方法和双前馈+模糊 PID 转速控制方法对系统进行控制，对比分析系统各参数的变化特性。

表 1 液压机械复合传动系统仿真与试验参数

Table 1 Parameters of simulation and test of hydro-mechanical compound transmission systems

| 项目 Terms                                                                                         | 值 Value |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|---------|
| 定量泵排量 Quantitative pump displacement $V_p/(\text{mL}\cdot\text{r}^{-1})$                         | 45      |
| 定量泵转速范围 Quantitative pump rotational speed range $n_p/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$            | 0~1 500 |
| 变量马达最大排量 Variable motor maximum displacement $V_m/(\text{mL}\cdot\text{r}^{-1})$                 | 32      |
| 变量马达转速范围 Variable motor rotational speed range $n_m/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$              | 0~1 800 |
| 稳定转速输出值 Steady rotational speed output value $n_{out}/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$            | 1000    |
| 行星排特性参数 Planetary row characteristic parameter $k$                                               | 3.0     |
| 功率分流装置速比 Power shunt device rotational speed ratio $i_p$                                         | 1.5     |
| 液压子系统输出速比 Hydraulic subsystem output rotational speed ratio $i_m$                                | 2.0     |
| 变频电机转速范围 Variable frequency motor rotational speed range $n_{mf}/(\text{r}\cdot\text{min}^{-1})$ | 0~1 550 |
| 定量泵转动惯量 Quantitative pump moment of inertia $J_p/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$                     | 1.5     |
| 变量马达转动惯量 Variable motor moment of inertia $J_m/(\text{kg}\cdot\text{m}^2)$                       | 0.5     |

### 3.2.1 系统输出转速仿真与试验结果分析

对系统采用传统 PID 转速控制方法和双前馈+模糊 PID 转速复合控制方法的输出转速仿真与试验曲线对比，如图 7 所示。

由图 7 仿真与试验曲线可知：在采用传统 PID 转速控制方法的情况下，随着系统初始输入转速的增大，系统输出转速波动抑制效果逐渐提高，仿真和试验曲线变化趋势拟合度良好，试验曲线基本上稳定在期望转速 1 000 r/min 附近，超调量分别为 2.40%、1.85%、1.23%，稳定调节时间分别为 2.3、1.89 和 1.58 s；但在系统输出转速趋向稳定后，随着系统初始输入转速的增大，稳定后的输出转速试验曲线出现了较大的稳态误差，分别为  $\pm 11$ 、 $\pm 6$  和  $\pm 4$  r/min，仿真与试验稳定转速平均控制在  $\pm 0.9\%$  之间。采用双前馈+模糊 PID 转速复合控制方法的系统输出转速稳定性和调节速度得到大幅度提高，在 3 种初始输入转速阶跃变化的情况下，系统输出转速平均超调量为 1.1%，系统平均稳定调节时间为 1.24 s，系统输出转速曲线基本维持在期望转速(1 000 $\pm 3$ ) r/min 附近，仿真与试验输出转速平均稳态误差控制在  $\pm 0.7\%$  之间，系统控制稳定性提高了 22.2%。系统控制性能的提升是由于系统输入的阶跃转速扰动变化速率与变量马达斜盘摆角补偿速率的差值减小，排量补偿系统相对于转速输入扰动系统的滞后性降低，缩小了排量补偿系统与转速输入扰动系统的滞后时间，从而提高了系统的补偿精度，验证了本文所提双前馈+模糊 PID 转速控制方法的正确性和有效性。

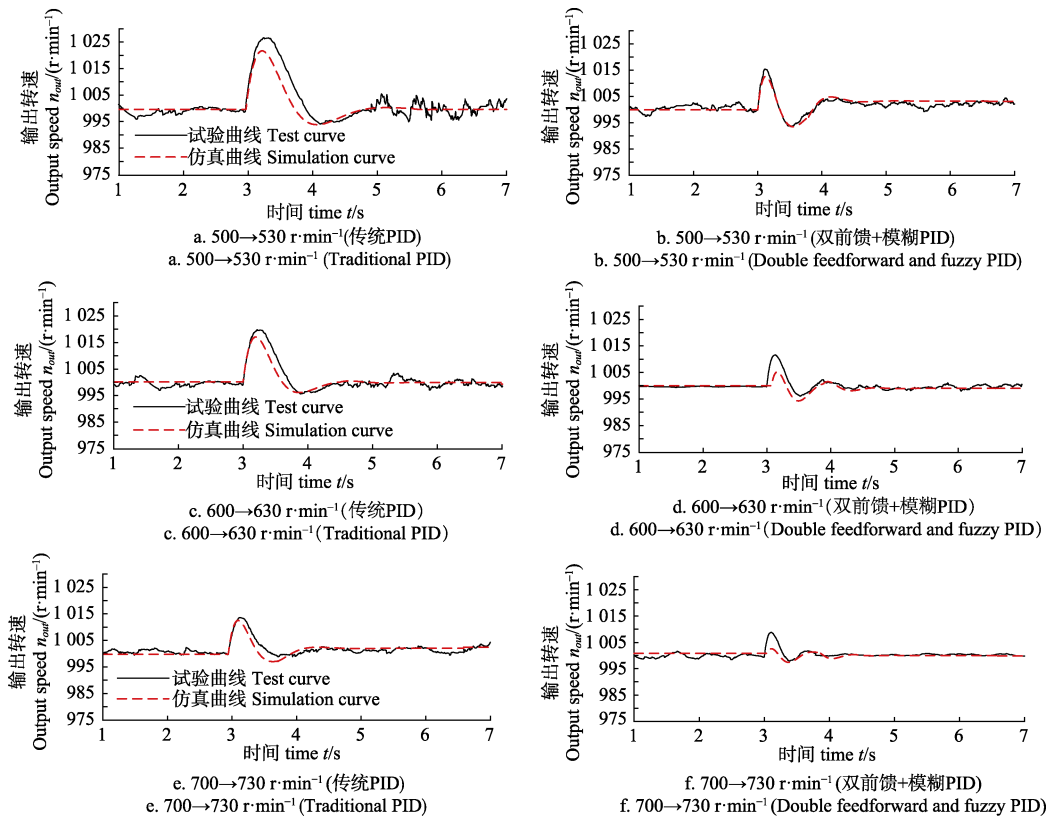


图 7 不同阶跃输入扰动的输出转速曲线

Fig.7 Output speed curve for different step input disturbance

### 3.2.2 变量马达输出转速仿真与试验结果分析

对系统采用传统 PID 转速控制方法和双前馈+模糊 PID 转速控制方法的变量马达输出转速的仿真与试验曲线对比,如图 8 所示。

由图 8 仿真与试验曲线可知,2 种控制方法的变量马达输出转速波动差值随着系统初始输入转速的增大而减小,但是相较于传统 PID 转速控制方法,采用输入双前

馈+模糊 PID 转速控制方法的变量马达转速最大补偿量增大了 5 r/min,对应补偿响应时间提前了 0.23 s,仿真与试验结果拟合度良好,变量马达仿真与试验转速稳态误差得到大幅度提高,超调量降低了 34.7%,稳态误差提高了 24.8%,采用双前馈+模糊 PID 控制方法对变量马达的转速波动控制效果明显,排量比调节迅速准确,具有良好的控制精度。

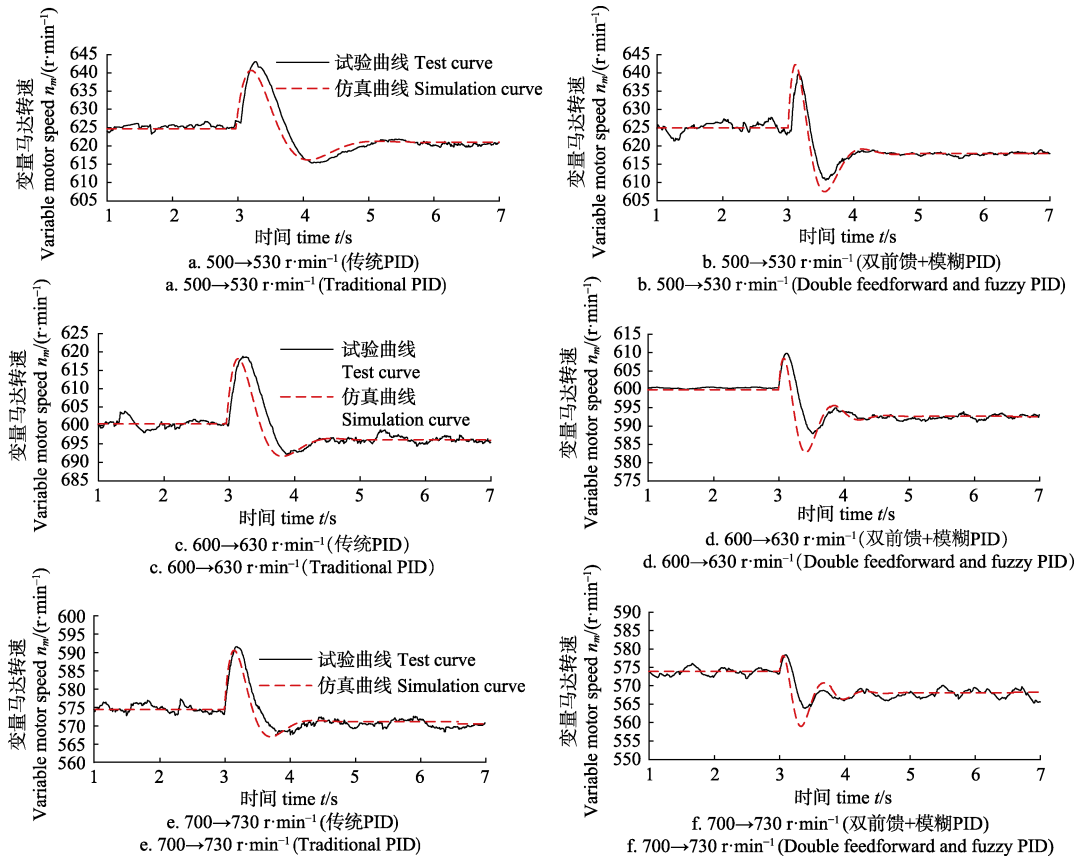


图 8 不同阶跃输入扰动的变量马达转速曲线

Fig.8 Variable motor speed curve for different step input disturbance

### 3.2.3 液压子系统压力仿真与试验结果分析

对系统采用传统 PID 转速控制方法和双前馈+模糊 PID 转速复合控制方法的液压子系统压力仿真与试验曲线对比,如图 9 所示。

由图 9 仿真与试验曲线可知:变量马达输出转速波动差值随着系统初始输入转速的增大而减小,并且液压子系统高压侧油压达到最低点时间逐渐减小。受定量泵输入转速扰动的影响,液压子系统参数将发生一定的波动,以系统输入转速 500→530 r/min 为例,液压子系统高压侧压力仿真和试验曲线变化范围为 1 230~1 120 Pa,并逐渐稳定于 (1 100±50) Pa;变量马达输出转速波动范围为 615~645 r/min,并逐渐稳定于 (620±1.5) r/min,此时仍然存在较大的动态误差。以系统输入转速 500→530 r/min 为例,相较于传统 PID 转速控制方法,采用输入双前馈+模糊 PID 转速控制方法的变量马达转速最大补偿量增大了 5 r/min,对应补偿响应时间提前了 0.23 s,液压

子系统高压侧压力变化范围为 1 230~1 108 Pa,并逐渐稳定于 (1 100±5) Pa;可见,本文所提出的控制方法对系统输入扰动补偿效果明显。因此,在系统输出转速稳定的要求下,双前馈+模糊 PID 控制方法可减小液压子系统高压侧压力的稳定性偏差,使得液压子系统的压力波动量被约束在合适的范围内,证明了液压子系统对系统输入转速波动抑制的有效性。

### 3.2.4 变量马达摆角补偿仿真与试验结果分析

对系统采用传统 PID 转速控制方法和双前馈+模糊 PID 转速控制方法的变量马达摆角补偿仿真与试验曲线对比,如图 10 所示。

由图 10 仿真与试验曲线可知:由于变量马达斜盘摆角调节是基于系统转速偏差进行调节的,摆角传递函数固有频率与马达斜盘摆角成正比关系,因此,系统初始输入转速越大,系统输出转速动态响应速度越快,变量马达摆角逐渐趋于在一定的稳定范围内波动。

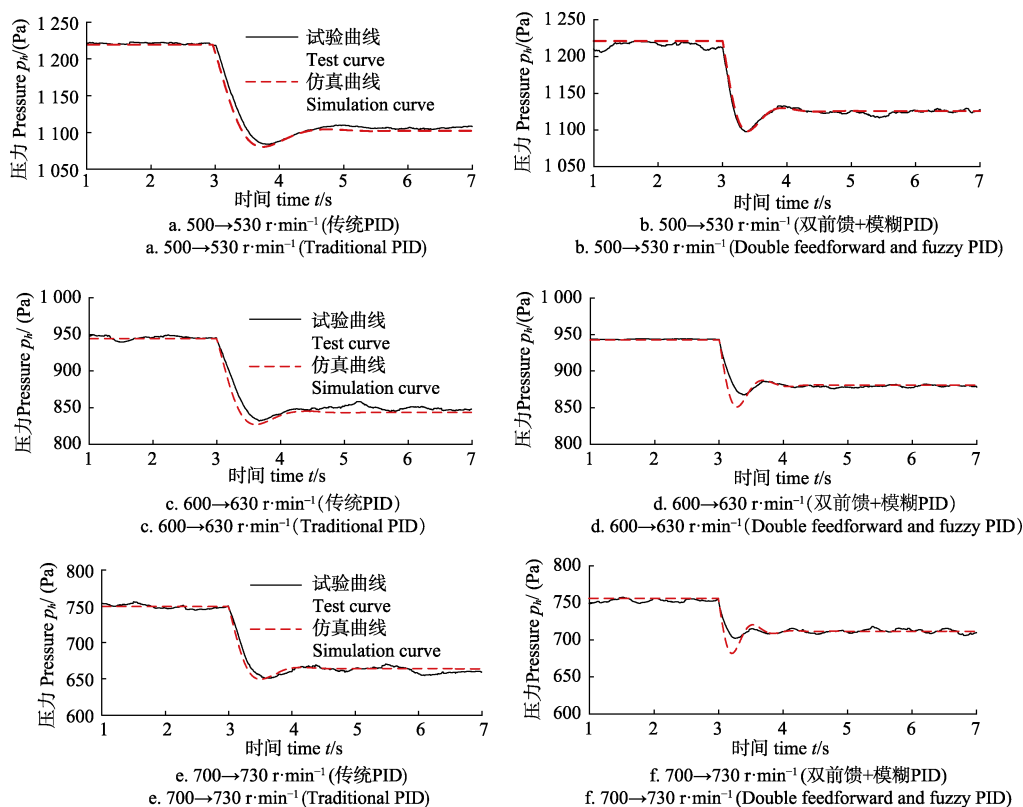


图 9 不同阶跃输入扰动的压力曲线

Fig.9 Pressure curve for different step input disturbance

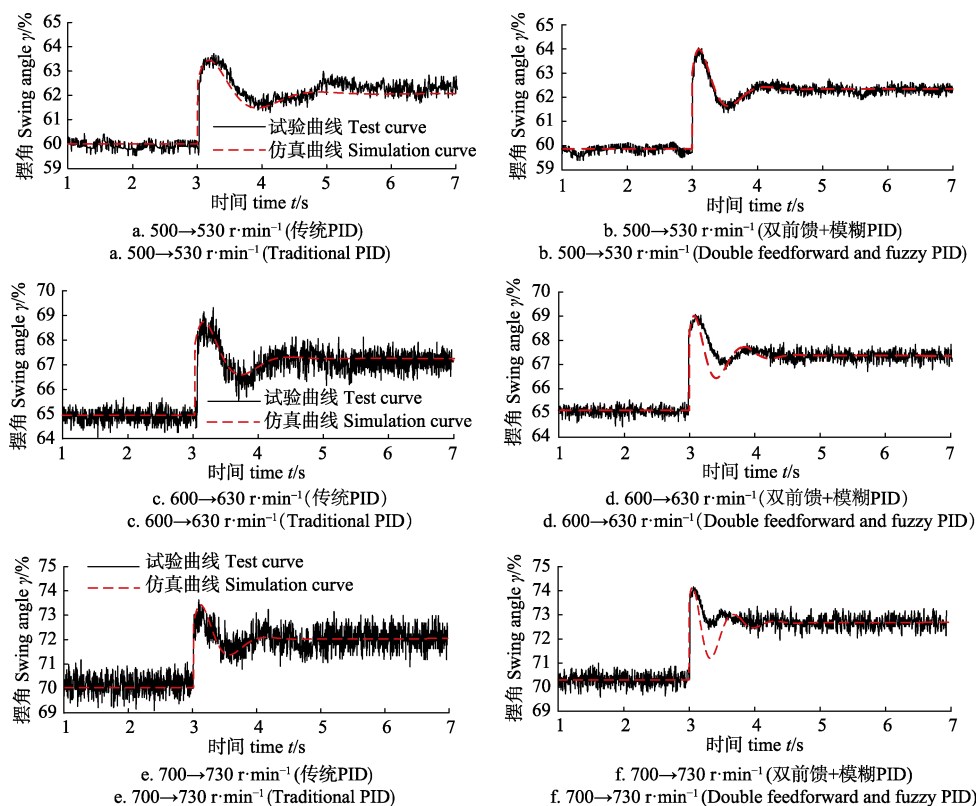


图 10 不同阶跃输入扰动的马达摆角曲线

Fig.10 Motor swing angle curve for different step input disturbance

传统 PID 转速控制方法虽然在一定程度上能够实现  
对液压机械复合传动系统的转速稳定性控制，但是在不  
同的系统初始输入转速发生阶跃波动时，系统输出转速

的超调量波动较大，调节时间较长，控制系统响应速度  
较差，仿真与试验结果的平均动态误差为 0.748%。在某  
些对系统输出转速稳定性要求较高的场合，传统 PID 转

速控制方法显然不能满足要求。采用双前馈+模糊 PID 转速控制方法对系统进行控制, 变量马达斜盘摆角补偿速率相较于传统 PID 控制方法有了大幅度提高, 3 种系统初始输入转速下补偿后的斜盘摆角分别维持在 62.1%、66.8%、72.5%附近, 且排量波动幅度大大降低, 最大补偿量也略有增大, 仿真与试验结果的平均动态误差为 0.439%, 系统控制的灵敏度得到大幅度改善。试验环境下系统输出结果对比如表 2 所示。

表 2 试验环境下系统输出结果对比

Table 2 Comparison of system output under test environment

| $n_{in}$ /<br>( $r \cdot \min^{-1}$ ) | 控制方法<br>Control<br>method | 超调量<br>Overshoot<br>/% | 调节时间<br>Adjustment<br>time/s | $n_{out}$<br>/( $r \cdot \min^{-1}$ ) |
|---------------------------------------|---------------------------|------------------------|------------------------------|---------------------------------------|
| 500<br>↓<br>530                       | 双前馈+模糊 PID                | 1.40                   | 1.50                         | 1 000±7                               |
|                                       | 传统 PID                    | 2.40                   | 2.30                         | 1 000±11                              |
| 600<br>↓<br>630                       | 双前馈+模糊 PID                | 1.10                   | 1.20                         | 1 000±3                               |
|                                       | 传统 PID                    | 1.85                   | 1.89                         | 1 000±6                               |
| 700<br>↓<br>730                       | 双前馈+模糊 PID                | 0.80                   | 1.02                         | 1 000±1                               |
|                                       | 传统 PID                    | 1.23                   | 1.58                         | 1 000±4                               |

注:  $n_{in}$  表示系统输入转速,  $r \cdot \min^{-1}$ ;  $n_{out}$  表示系统输出转速,  $r \cdot \min^{-1}$ 。

Note:  $n_{in}$  is the system input speed,  $r \cdot \min^{-1}$ ;  $n_{out}$  is the system output speed,  $r \cdot \min^{-1}$ .

仿真与试验结果表明: 在系统初始输入转速分别为 500、600 和 700  $r/min$  基础上, 施加 500→530、600→630 和 700→730  $r/min$  的转速阶跃信号, 采用双前馈+模糊 PID 转速控制方法能有效减小液压子系统压力波动, 缩短控制系统补偿时间, 同时加快了系统稳定性调节响应速度。相较于传统 PID 转速控制方法的系统响应滞后性, 本文所提控制方法可使系统输出转速最大超调量平均降低 39.8%, 稳定调节时间平均缩短 35.53%, 系统输出转速平均稳态误差控制在±0.7%之间, 控制效果明显优于传统 PID 转速控制方法。

液压机械复合传动系统在农业机械领域的应用, 具有挡位多、结构复杂等特点, 为了提高在非线性系统输入下的系统换挡的平顺性, 减小换挡过程对作业装置动力中断的影响, 下一步将针对多段液压机械复合传动系统连续变化转速输入等复杂工况下的恒转速输出控制方法进行研究。

## 4 结 论

1) 针对液压机械复合传动系统阶跃输入扰动下的恒转速输出问题, 提出了一种基于变量马达斜盘摆角补偿的双前馈+模糊 PID 转速控制方法, 有效抑制了系统阶跃转速输入扰动时的时变性和不确定性, 实现了输出转速的稳定性控制。

2) 相比于传统 PID 转速控制方法, 双前馈+模糊 PID 转速控制方法能够有效提高系统的稳定性和鲁棒性, 通过仿真和试验得出: 系统输出转速最大超调量平均降低了 39.8%, 稳定调整时间平均缩短了 35.53%, 系统输出转速平均稳态误差控制在±0.7%之间, 达到了对输出转速

稳定性控制的要求。

## [参 考 文 献]

- [1] 刘修骥. 车辆传动系统分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1998.
- [2] Rossetti A, Macor A, Scamperle M. Optimization of components and layouts of hydro-mechanical transmissions[J]. International Journal of Fluid Power, 2017, 18(6): 1—12.
- [3] 张明柱, 周志立, 徐立友, 等. 农业拖拉机用多段液压机械无级变速器设计[J]. 农业工程学报, 2003, 19(6): 118—121.  
Zhang Mingzhu, Zhou Zhili, Xu Liyou, et al. Design of multi-stage hydro-mechanical continuously variable transmission for agricultural tractors[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2003, 19(6): 118—121. (in Chinese with English abstract)
- [4] Hu Jibin, Wei Chao, Yuan Shihua, et al. Characteristics on hydro-mechanical transmission in power shift process[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 22(1): 50—56.
- [5] Vaezi M, Izadian A. Experimental control of a hydraulic wind power transfer system under wind and load disturbances[C/OL]// Energy Conversion Congress and Exposition. IEEE, 2017-02-16: DOI: 10.1109/ECCE.2016.7855095.
- [6] 艾超, 闫桂山, 孔祥东, 等. 液压型风力发电机组恒转速输出补偿控制[J]. 中国机械工程, 2015, 26(9): 1189—1193.  
Ai Chao, Yan Guishan, Kong Xiangdong, et al. Constant-speed output compensation control for hydraulic wind turbines[J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(9): 1189—1193. (in Chinese with English abstract)
- [7] 胡东明, 徐兵, 杨华勇. 变频驱动的闭式回路节能型液压升降系统[J]. 浙江大学学报: 工学版, 2008, 42(2): 209—214.  
Hu Dongming, Xu Bing, Yang Huayong. Variable frequency driven closed-loop energy-saving hydraulic lifting system[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2008, 42(2): 209—214. (in Chinese with English abstract)
- [8] 沈国泉, 王建嵘. 基于负流量反馈变量泵的移动液压发电系统设计与试验[J]. 液压与气动, 2015(11): 87—89.  
Shen Guoquan, Wang Jianrong. Design and experiment of mobile hydraulic power generation system based on negative flow feedback variable pump[J]. Hydraulic & Pneumatic Engineering, 2015(11): 87—89. (in Chinese with English abstract)
- [9] Kong Xiangdong, Song Yu, Ai Chao. Constant speed control method of variable speed input fixed displacement pump-constant speed output variable motor system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(8): 179—190.
- [10] 彭天好, 乐南更. 变转速泵控马达系统转速降落补偿试验研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(4): 175—181.  
Peng Tianhao, Le Nangeng. Experimental study on compensation of rotational drop of variable speed pump controlled motor

- system[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(4): 175—181.(in Chinese with English abstract)
- [11] 马玉, 谷立臣. 变转速液压动力源的输入前馈-反馈复合补偿控制[J]. 长安大学学报: 自然科学版, 2017, 37(5): 120—126.
- Ma Yu, Gu Lichen. Input feedforward-feedback compound compensation control for variable speed hydraulic power sources[J]. Journal of Chang an University: Natural Science Edition, 2017, 37(5): 120—126.(in Chinese with English abstract)
- [12] 柴小波, 艾超, 闫桂山. 变转速泵控马达调速系统前馈补偿控制研究[J]. 机电工程, 2016, 33(6): 718—721.
- Chai Xiaobo, Ai Chao, Yan Guishan. Research on feedforward compensation control of variable speed pump control motor speed control system[J]. Mechanical Engineering, 2016, 33(6): 718—721. (in Chinese with English abstract)
- [13] Long Ming, Hu Aimin, Gao Zhigang, et al. Velocity and load characteristics analysis of pump-control-motor hydraulic drive system[J]. Advanced Materials Research, 2010, 139—141: 947—951.
- [14] 李昊, 杨玉强. 车载液压发电机行车工况发电稳速控制[J]. 中国机械工程, 2017, 28(8): 979—982.
- Li Hao, Yang Yuqiang. Steady speed control of vehicle hydraulic generator driving condition[J]. China Mechanical Engineering, 2017, 28(8): 979—982. (in Chinese with English abstract)
- [15] 王岩. 变量泵控制变量马达系统建模及控制[J]. 控制理论与应用, 2012, 29(1): 41—46.
- Wang Yan. Modeling and control of variable pump control variable motor system[J]. Control Theory and Applications, 2012, 29(1): 41—46. (in Chinese with English abstract)
- [16] 郑琦, 李运华, 杨丽曼. 泵控并联变量马达速度系统复合控制策略[J]. 北京航空航天大学学报, 2012, 38(5): 692—696.
- Zheng Qi, Li Yunhua, Yang Liman. Composite control strategy for pump-controlled parallel variable motor speed system[J]. Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics, 2012, 38(5): 692—696. (in Chinese with English abstract)
- [17] 陈丽媛, 韩伟娜, 吕玉梅, 等. 基于 LQ 的变转速泵控马达系统转速控制研究[J]. 机床与液压, 2017, 45(7): 20—22.
- Chen Lihuan, Han Weina, Lü Yumei, et al. Research on speed control of variable speed pump control motor system based on LQ[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2017, 45(7): 20—22. (in Chinese with English abstract)
- [18] 李和言, 陈宝瑞, 马彪, 等. 高速履带车辆静液传动模糊自适应 PID 同步控制[J]. 农业机械学报, 2010, 41(3): 16—19.
- Li Heyan, Chen Baorui, Ma Biao, et al. Fuzzy adaptive PID synchronization control for hydrostatic transmission of high speed tracked vehicles[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2010, 41(3): 16—19. (in Chinese with English abstract)
- [19] 涂乐, 李伟, 林勇刚, 等. 功率分流在混合传动型风力发电机上的应用及仿真分析[J]. 太阳能学报, 2017, 38(3): 640—647.
- Tu Le, Li Wei, Lin Yonggang, et al. Application and simulation analysis of power splitting on hybrid transmission wind turbines[J]. Journal of Solar Energy, 2017, 38(3): 640—647. (in Chinese with English abstract)
- [20] 王光明, 朱思洪, 王胜红, 等. 拖拉机液压机械无级变速器的速比控制[J]. 农业工程学报, 2013, 29(7): 17—23.
- Wang Guangming, Zhu Sihong, Wang Shenghong, et al. Speed ratio control of tractor hydraulic mechanical continuously variable transmission[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2013, 29(7): 17—23. (in Chinese with English abstract)
- [21] 闻德生, 甄新帅, 陈帆, 等. 变频电机-多输出泵调速回路速度特性分析[J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(10): 99—103.
- Wen Desheng, Yan Xinshuai, Chen Fan, et al. Analysis of speed characteristics of variable frequency motor-multiple output pump speed control loop[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(10): 99—103. (in Chinese with English abstract)
- [22] 苑士华, 魏超, 张银彩. 液压机械无级变速器动态特性的影响因素研究[J]. 农业工程学报, 2008, 24(2): 33—38.
- Yuan Shihua, Wei Chao, Zhang Yincui. Research on the influencing factors of dynamic characteristics of hydraulic mechanical continuously variable transmission[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2008, 24(2): 33—38. (in Chinese with English abstract)
- [23] Macor A, Rossetti A. Optimization of hydro-mechanical power split transmissions[J]. Mechanism & Machine Theory, 2011, 46(12): 1901—1919.
- [24] 魏超, 苑士华, 胡纪滨, 等. 等差式液压机械无级变速器的速比控制理论与试验研究[J]. 机械工程学报, 2011, 47(16): 101—105.
- Wei Chao, Yuan Shihua, Hu Jibin, et al. Theoretical and experimental study on ratio control of differential hydraulic mechanical continuously variable transmission[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2011, 47(16): 101—105.(in Chinese with English abstract)
- [25] 闻德生, 柴伟超, 王京, 等. 采用双定子泵的多级恒功率调速系统回路特性分析与试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(22): 107—112.
- Wen Desheng, Chai Weichao, Wang Jing, et al. Loop characteristics analysis and experiment of multi-stage constant power speed control system with double stator pump[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(22): 107—112. (in Chinese with English abstract)

## Hydro-mechanical compound transmission constant rotational speed output control method under step input based on double feedforward and fuzzy PID

Cao Fuyi, Li Haodi, Yan Xianghai, Xu Liyou

(College of Vehicle and Traffic Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China)

**Abstract:** Hydro-mechanical compound transmission has the advantages of good hydraulic stepless speed regulation performance and high efficiency of mechanical transmission, which can achieve the optimal matching of transmission system load and power source, and has been widely used in agricultural vehicles, engineering machinery and military vehicles. Domestic and foreign scholars have studied the speed control method of pump-motor pure hydraulic transmission system, the application and basic characteristics of hydro-mechanical compound transmission system, but the research on the control method of variable speed input-constant speed output of hydro-mechanical compound transmission system is relatively little. In this paper, a double feedforward and fuzzy PID speed control method based on hydraulic subsystem, mechanical subsystem hydro-mechanical compound transmission system was proposed. The speed compound control method was used to solve the problems that the output speed of hydro-mechanical compound transmission system was poor at the variable speed input and was difficult to control. According to the requirements of the output speed stability control of hydro-mechanical compound transmission system, the displacement compensation amount  $\Delta\gamma$  of the variable motor was calculated by the sum of the feedforward compensation amounts of the mechanical subsystem and the hydraulic subsystem: the feedforward compensation amounts was converted by the planetary gear of the mechanical subsystem planetary speed coupling device to the variable speed compensation amount  $\Delta n_{m_s}$  of the variable motor through the planet carrier, and the corresponding compensation amount of the swash plate angle  $\Delta\gamma_{m_s}$ , the feedforward compensation amounts of the hydraulic subsystem was the variable caused by the hydraulic subsystem quantitative pump speed disturbance. The variable motor speed compensation amount  $\Delta n_{m_p}$  was corresponding to the displacement angle compensation amount  $\Delta\gamma_{m_p}$ . Under different speed compensation paths, the stability of the system output speed was adjusted by the displacement adjustment of the variable motor. The simulation of the dual feedforward and fuzzy PID speed control method was carried out by AMESim and MATLAB software, and hydro-mechanical compound transmission system test bench was built. The initial PID parameters,  $k_p=1.0$ ,  $k_i=0.1$  and  $k_d=0$ , of the system PID were determined through the simulation and experiments, the system input speed was maintained at 1 000 r/min by adjusting the initial swing angle of the variable motor displacement at the initial input speed of the system of 500, 600 and 700 r/min. Applying step signals of 500→530, 600→630 and 700→730 r/min to initial input speed respectively, and traditional PID speed control method and double feedforward and fuzzy PID speed control method were used to control the system output speed, the results showed that compared with the traditional PID speed control method, the system output speed stability and adjustment speed of the double feedforward and fuzzy PID speed control method were greatly improved, and the average amount was reduced by 39.8%, the stable adjustment time was shortened by an average of 35.53%, and the average steady-state error of the system output speed was between  $\pm 0.7\%$ , and the variable motor displacement compensation and output speed fluctuation amplitude were greatly reduced, the maximum compensation amount was also slightly increased, and the sensitivity of the system control was obtained, meeting the requirements for output speed stability control. The double feedforward and fuzzy PID speed control method proposed in this paper had the effect of suppressing the output fluctuation caused by the input disturbance of hydro-mechanical compound transmission system, the control effect was obvious, and the applicability under the complicated working conditions was enhanced. Hydro-mechanical compound transmission system provides a reference for the design and application of agricultural machinery.

**Keywords:** hydraulic mechanical; transmission; double feedforward and fuzzy PID; displacement compensation; rotational speed control