

基于扰动前馈补偿的 HMT 换段离合器控制方法

曹付义^{1,2}, 李辉煌¹, 罗自赢¹, 张明柱^{1,2}

(1. 河南科技大学车辆与交通工程学院, 洛阳 471003; 2. 机械装备先进制造河南省协同创新中心, 洛阳 471003)

摘要: 液压机械传动装置 (hydro-mechanical transmission, HMT) 是一种机-液耦合的强非线性系统, 在换段过程中存在外界负载扰动和建模误差等因素影响其换段品质。该研究在分析 HMT 组成及工作原理的基础上, 建立了 HMT 换段过程动力学模型和线性二次型控制模型, 提出一种基于扰动前馈补偿的换段离合器控制方法, 借助扰动观测器估计 HMT 换段过程的总扰动, 将扰动补偿增益引入控制器的前馈项, 实现扰动前馈补偿, 并设计了抑制换段过程扰动的控制器。仿真结果表明, 与未采用扰动前馈补偿控制相比, 扰动前馈补偿控制的扰动值最大降低了 48.9%、冲击度降低了 27.8%、滑摩功减少了 29.6%、换段时间减少了 15.3%。最后通过试验验证了所提方法在快速处理换段过程扰动的同时, 可较好地提升 HMT 的换段品质。研究结果可为液压机械传动装置的工程应用提供参考。

关键词: 液压机械; 传动; 控制; 换段离合器; 前馈补偿

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202211093

中图分类号: S232; TH13

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2023)09-0076-07

曹付义, 李辉煌, 罗自赢, 等. 基于扰动前馈补偿的 HMT 换段离合器控制方法[J]. 农业工程学报, 2023, 39(9): 76-82. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202211093 <http://www.tcsae.org>

CAO Fuyi, LI Huihuang, LUO Ziyang, et al. Control method of HMT shifting clutch based on the disturbance feedforward compensation[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2023, 39(9): 76-82. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.202211093 <http://www.tcsae.org>

0 引言

液压机械传动装置 (hydro-mechanical transmission, HMT) 是一种机-液复合无级传动形式, 兼顾液压传动无级调速和机械传动高效变速的优点, 在农业车辆、工程机械和军用车辆等领域得到了广泛运用^[1-3]。通过控制液压调速系统以及不同离合器的接合与分离实现换段^[4-6], 离合器控制关系到其接合与分离的时机是否恰当, 对换段品质有较大影响^[7-9]。

离合器作为液压机械传动装置及车辆传动系统的关键部件, 已有较多的国内外学者对其进行了充油特性、执行机构和转矩控制等方面的研究^[10-14]。其中, 王光明等^[15]采取更改油路参数的方法, 得到了离合器压力与充油流量对换段品质的影响规律。JUNG 等^[16]构造了基于离合器充油阶段简化模型的前馈控制, 避免了液压系统时间延迟对控制器的影响。WANG 等^[17]提出了一种离合器充油过程的自适应模糊控制, 有效减少了充油过程跟踪误差, 提升了离合器接合品质。刘玺等^[18]为降低双离合自动变速器在换挡过程产生的冲击度和滑摩功, 采用线性二次型最优控制理论, 获得了换挡过程转矩相和惯性相的离合器压力的最优控制轨迹。秦大同^[19]提出了一种基于扩展状态观测器和滑模控制的 DCT 起步自适应控制方法, 得到了起步过程发动机转矩和离合器压

力的自适应控制率。为更好地改善 HMT 换段品质, 需对换段离合器做进一步研究。

针对换段过程扰动影响 HMT 换段品质这一问题, 本文在分析 HMT 组成及其工作原理的基础上, 建立换段过程动力学模型和线性二次型控制模型, 采用基于扰动前馈补偿的方法对 HMT 换段离合器控制, 从而抑制换段过程扰动来提升换段品质, 并通过仿真及试验验证该方法的有效性。

1 HMT 工作原理分析及换段过程建模

1.1 HMT 组成及工作原理

液压机械传动装置由机械变速机构 (离合器和齿轮副)、液压调速系统和行星排汇流机构等组成^[20]。通过控制不同离合器的接合状态来改变动力传递路线, 使液压机械传动装置在液压段和机械段之间切换工作。

液压机械传动装置结构如图 1 所示, 其变速段包括液压段 (H 段)、液压机械段 1 (HM1 段) 和液压机械段 2 (HM2 段)^[21]。不同变速段之间切换的工作原理类似, 本文选取 HM1 段向 HM2 段的切换过程为研究工况, 在此过程中离合器 C1 由接合状态转换为分离状态、离合器 C2 由分离状态转换为接合状态。

1.2 换段过程建模

根据图 1 可得 HMT 由 HM1 向 HM2 换段过程的动力学模型为

$$\dot{\omega}_{in} = \frac{T_{in}}{J_{in}} - \frac{T_{C1}}{J_{in}} - \frac{T_{C2}}{J_{in}} + \frac{T_m e}{J_{in} i_0 i_1} - \frac{\omega_{in} b_{in}}{J_{in}} \quad (1)$$

$$\dot{\omega}_{C2} = \frac{T_{C2} i_3}{J_2} - \frac{T_r k_2}{J_2 (1 + k_2)} - \frac{\omega_{C2} b_2}{J_2} \quad (2)$$

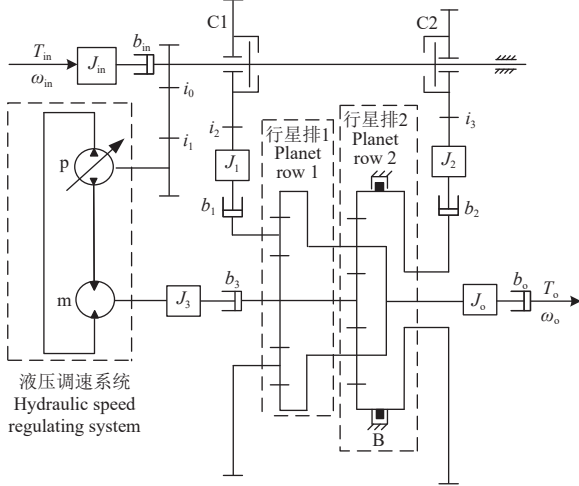
收稿日期: 2022-11-10 修订日期: 2023-03-06

基金项目: 国家自然科学基金项目 (51375145); 拖拉机动力系统国家重点实验室开放课题 (SKT2021005)

作者简介: 曹付义, 博士, 教授。研究方向为车辆新型传动技术。Email: cfy0908@sina.com。

$$\dot{\omega}_m = \frac{T_m}{J_3} - \frac{T_r}{J_3 k_1} - \frac{\omega_m b_3}{J_3} \quad (3)$$

式中 T_{C1} 为离合器 C1 转矩, N·m; T_{C2} 为离合器 C2 从动盘转矩, N·m; ω_{C2} 为离合器 C2 从动盘的角速度, rad/s; ω_m 为马达输出轴的角速度, rad/s; T_m 为马达输出轴转矩, N·m; T_r 为等效到 HMT 输出轴的车辆阻力矩, N·m; e 为变量泵排量与定量马达排量之比; k_1 、 k_2 为行星排 1 和行星排 2 的特征参数。



注: T_{in} 、 ω_{in} 与 T_o 、 ω_o 分别为 HMT 输入轴与输出轴的转矩 (N·m)、角速度 (rad·s⁻¹); p、m 分别为变量泵和定量马达; C1、C2 与 B 分别为离合器与制动器; i_0 、 i_1 、 i_2 、 i_3 为各齿轮副传动比; J_{in} 、 J_1 、 J_2 、 J_3 、 J_0 和 b_{in} 、 b_1 、 b_2 、 b_3 、 b_0 分别为 HMT 输入轴、离合器 C1 从动盘、离合器 C2 从动盘、定量马达输出轴、HMT 输出轴的等效转动惯量 (kg·m²) 与等效阻尼系数 (N·m·rad·s⁻¹)。

Note: T_{in} , ω_{in} and T_o , ω_o are the torque (N·m) and angular velocity (rad·s⁻¹) of HMT input axis and output axis respectively; p and m are variable pump and quantitative motor respectively; C1, C2 and B are clutch and brake respectively; i_0 , i_1 , i_2 , i_3 are fixed shaft gear ratio respectively; J_{in} , J_1 , J_2 , J_3 , J_0 and b_{in} , b_1 , b_2 , b_3 , b_0 are the equivalent moment of inertia (kg·m²) and the equivalent damping coefficient (N·m·rad·s⁻¹) of the HMT input shaft, clutch C1 driven disk, clutch C2 driven disk, quantitative motor output shaft, HMT output shaft respectively.

图 1 HMT 结构简图

Fig.1 Structure diagram of HMT (hydro-mechanical transmission)

1.3 离合器滑摩过程建模

离合器在换段过程中会经历分离、滑摩和完全接合 3 个阶段, 离合器在滑摩过程中传递转矩与离合器压力有关, 其数学模型为

$$T_C = K p_C = \mu n p_C A \frac{2 R_o^3 - R_i^3}{3 R_o^2 - R_i^2} \quad (4)$$

式中 T_C 为离合器传递转矩, N·m; K 为离合器传递转矩系数, m³; μ 为离合器的动摩擦因数; n 为多片式离合器的摩擦面数; p_C 为施加到离合器摩擦面上的正压力, MPa; A 为离合器活塞作用面积, m²; R_i 、 R_o 分别为离合器摩擦面的内、外半径, m。

2 换段离合器控制器设计

2.1 换段品质影响因素分析

影响 HMT 换段品质的因素包括 HMT 各构件参数设置 (等效转动惯量和等效阻尼系数等) 偏差造成的建模误差和外界负载扰动, 以及在试验过程中存在的 HMT 输入轴转矩、马达输出轴转矩等实时参数的测量误差和

车辆阻力矩的估计误差等。这些误差和外界负载扰动可耦合成一项总扰动, 结合式 (1)~(2) 将换段过程模型简化为^[22]

$$\Delta\dot{\omega} = \frac{1}{J_{in}} \hat{T}_{in} - \frac{1}{J_{in}} \hat{T}_{C1} - \left(\frac{1}{J_{in}} + \frac{i_3}{J_2} \right) T_{C2}^* + \frac{1}{i_0 i_1 J_{in}} \hat{T}_m + \frac{k_2}{(1+k_2) J_2} \hat{T}_r - \frac{b_{in}}{J_{in}} \omega_{in} + \frac{b_2}{J_2} \omega_{C2} + d \quad (5)$$

式中 $\Delta\dot{\omega}$ 为 HMT 输入轴与离合器 C2 从动盘角速度差的变化率, rad/s²; \hat{T}_{in} 、 \hat{T}_{C1} 、 \hat{T}_m 和 \hat{T}_r 为 HMT 输入轴转矩、离合器 C1 转矩、马达输出轴转矩的测量值和车辆阻力矩的估计值, N·m; T_{C2}^* 为离合器 C2 转矩的目标值, N·m; d 为 HMT 换段过程各项扰动耦合成的总扰动, rad/s²。

2.2 线性二次型控制模型

选取冲击度、滑摩功和换段时间作为 HMT 换段过程的评价指标^[23], 其中冲击度在仿真和试验中通过 HMT 输出轴转速的二阶微分求得。结合 HMT 换段过程的动力学模型, 将 HMT 输入轴角速度、HMT 输入轴与离合器 C2 从动盘角速度差和离合器 C2 压力设置为状态变量; 将离合器 C2 压力变化率设置为控制变量, 可得到状态空间方程

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = A X(t) + B U(t) + F \\ Y(t) = C X(t) \end{cases} \quad (6)$$

其中

$$\begin{aligned} X(t) &= (\omega_{in} \quad \Delta\omega \quad p_2)^T, \\ A &= \begin{pmatrix} -\frac{b_{in}}{J_{in}} & 0 & -\frac{K}{J_{in}} \\ \frac{b_2}{J_2} - \frac{b_{in}}{J_{in}} & -\frac{b_2}{J_2} & -\frac{K}{J_{in}} - \frac{i_3 K}{J_2} \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \\ B &= \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}, \quad C = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad U(t) = \frac{dp_2}{dt}, \\ F &= \begin{pmatrix} \frac{T_{in}}{J_{in}} - T_{C1} + \frac{T_m}{J_{in} i_0 i_1} \\ \frac{T_{in}}{J_{in}} - T_{C1} + \frac{T_m}{J_{in} i_0 i_1} + \frac{T_r k_2}{J_2 (1+k_2)} \\ 0 \end{pmatrix}. \end{aligned}$$

式中 $X(t)$ 为状态变量; $U(t)$ 为控制变量; $Y(t)$ 为输出变量; A 为状态变量矩阵; B 为控制变量矩阵; C 为输出变量矩阵; F 为 HMT 换段过程的可测变量; $\Delta\omega$ 为 HMT 输入轴与离合器 C2 从动盘角速度差, rad/s。

HMT 输入轴与离合器 C2 从动盘角速度差这一状态变量影响着滑摩功的大小, 离合器压力变化率 (即控制变量) 决定了离合器传递转矩的变化率, 进而影响冲击度的大小, 考虑到二次型函数可使状态变量和控制变量达到综合最优, 为权衡滑摩功和冲击度 2 个指标对 HMT 换段品质的影响, 选取二次型函数性能指标 J 为

$$J = \frac{1}{2} \int_0^{t_f} \left(q (\omega_{in} - \omega_{C2})^2 + r \left(\frac{dp_2}{dt} \right)^2 \right) dt \quad (7)$$

式中 q 、 r 为泛函权重系数, t_f 为离合器接合完成的时间, s; P_2 为离合器 C2 的压力, MPa。

依据线性二次型控制理论^[24], 控制器系数矩阵 $h(t)$ 可通过式 (8) 求得。

$$\begin{cases} -P(t)A - A^T P(t) + P(t)B r^{-1} B^T P(t) - q = 0 \\ h(t) = (P(t)B r^{-1} B^T - A^T)^{-1} P(t) \end{cases} \quad (8)$$

式中 $P(t)$ 为黎卡提方程的解。

由此得到控制变量为

$$U(t) = -B^T r^{-1} (P(t)X(t) + h(t)) \quad (9)$$

2.3 控制器设计

2.3.1 扰动观测器设计

本文选取一阶扰动观测器^[25]实时估计 HMT 在换段过程的总扰动, 将总扰动估计值记为 \hat{d} , 则扰动观测器可设计成如下形式:

$$\begin{cases} \dot{\hat{d}} = \gamma_0 (B_d^+ X(t) - z) + \gamma_1 \int_0^t (B_d^+ X(t) - z) d\tau \\ \dot{z} = B_d^+ (A X(t) + B U(t)) + \hat{d} \end{cases} \quad (10)$$

式中 B_d^+ 为矩阵 B_d ($B_d = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 \end{pmatrix}^T$) 的 Moore Penrose 伪逆矩阵; z 为扰动观测器的状态变量; τ 为积分时间变量; t 为积分时间, s。

γ_0 和 γ_1 满足劳斯-赫尔维茨稳定, 计算式为

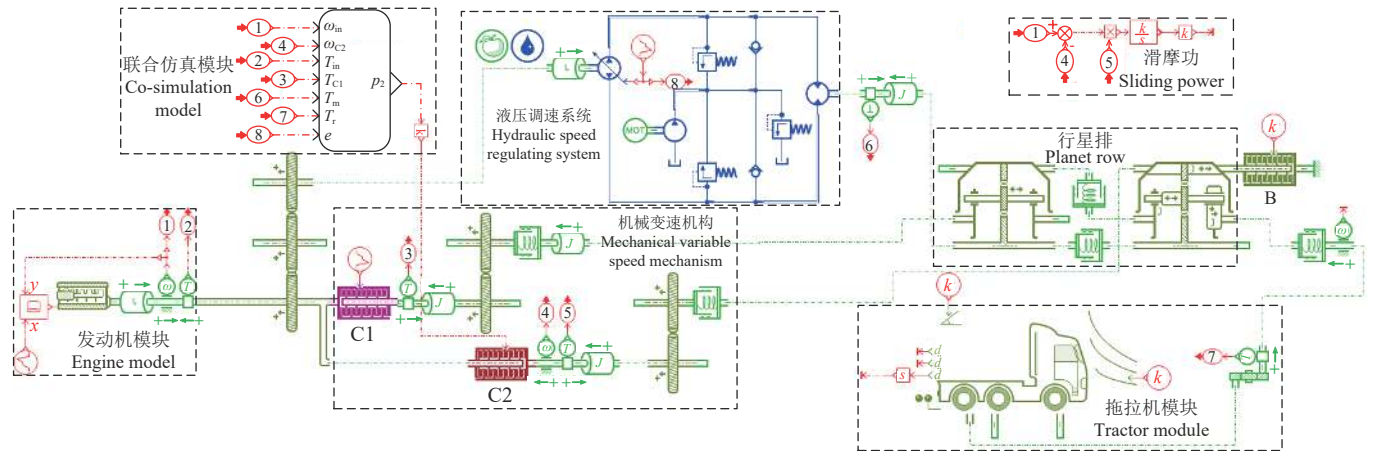
$$p(s) = s^2 + \gamma_0 s + \gamma_1 \quad (11)$$

式中 s 为传递函数变量。

2.3.2 基于扰动前馈补偿的控制器设计

为提升 HMT 的换段品质, 设计扰动观测器估计 HMT 换段过程中因外界负载扰动和建模误差产生的总扰动, 通过结合扰动前馈补偿与线性二次型控制理论, 进而对离合器进行控制。扰动前馈补偿根据扰动估计值 \hat{d} 和扰动补偿系数 k_d 计算出前馈补偿增益, 将前馈补偿增益引入到控制变量, 可实时补偿产生的扰动, 抑制换段过程的总扰动, 与反馈控制相比能加快系统的响应速度, 增强其稳定性; 在综合换段过程二次型指标的同时, 不断调整前馈补偿增益, 快速抑制换段过程的扰动, 达到 HMT 稳定输出的目的。其控制原理如图 2 所示。

基于扰动前馈补偿的离合器控制变量为



$U^*(t) = k_x X(t) + k_h \Gamma + k_d \hat{d} \quad (12)$
式中 $k_x = -B^T r^{-1} P(t)$, $k_h = -B^T r^{-1} h(t)$, $k_d = -B^T r^{-1} h_d(t)$, 其中 $h_d(t)$ 的计算式为

$$h_d(t) = (P(t)B r^{-1} B^T - A^T)^{-1} P(t)B_d \quad (13)$$

注: ω_{C2} 为离合器 C2 从动盘的角速度, rad/s; TC1 为离合器 C1 转矩, N·m; T_m 为马达输出轴转矩, N·m; T_r 为等效到 HMT 输出轴的车辆阻力矩, N·m; p_2 为离合器 C2 压力, MPa; $U(t)$ 为控制变量; $U^*(t)$ 为基于扰动前馈补偿的控制变量; $X(t)$ 为状态变量; k_x 、 k_h 为控制增益; k_d 为扰动补偿系数; $h(t)$ 为可测量变量 Γ 的补偿量; \hat{d} 为总扰动估计值, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$ 。
Note: ω_{C2} is the angular velocity of clutch C2 driven disk, rad/s; T_{C1} is the torque of clutch C1, N·m; T_m is the torque of motor output shaft, N·m; T_r is the vehicle resistance moment equivalent to output shaft of HMT, N·m; p_2 is the clutch C2 pressure, MPa; $U(t)$ is the control variable; $U^*(t)$ is the control variable based on disturbance feedforward compensation; $X(t)$ is the state variable; k_x 、 k_h are controller gains; k_d is the disturbance compensation coefficient; $h(t)$ is the compensation of the measurable variable Γ ; \hat{d} is the total disturbance estimate, $\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}$.

图 2 基于扰动前馈补偿的控制原理

Fig.2 Schematic diagram of control principle based on disturbance feedforward compensation

3 换段过程仿真与分析

为验证所提扰动前馈补偿控制方法对提升换段品质的有效性, 与未采用扰动前馈补偿的线型二次型控制进行对比, 通过计算机仿真平台对 HMT 由 HM1 切换至 HM2 段的换段过程进行仿真分析。

3.1 仿真模型建立

利用 AMESim-Simulink 软件建立如图 3 所示的 HMT 仿真模型, 主要由液压调速系统、机械变速机构、行星排、发动机、拖拉机和联合仿真等模型组成。

注: e 为变量泵排量与定量马达排量之比; x 、 y 为双输入函数模块的输入量; k 为增益模块; s 为微分模块; $\frac{k}{s}$ 为积分模块; d 、 \dot{d} 和 \ddot{d} 分别为车辆位移、速度和加速度模块。

Note: e is the ratio of variable pump displacement to quantitative motor displacement; x and y are the inputs of the dual-input function module; k is the gain module; s is the differential module; $\frac{k}{s}$ is the integrating module; d , \dot{d} and \ddot{d} are vehicle displacement, velocity and acceleration module respectively.

图 3 HMT 仿真模型

Fig.3 HMT simulation model

仿真时, 设置整车整备质量为 8 000 kg, 驱动轮半径为 0.485 m, 离合器动摩擦因数为 0.4, 行星排 1、2 特征参数为 5、2.5, 变量泵最大排量为 100 mL/r, 定量马达排量为 75 mL/r, $i_0 \sim i_3$ 定轴齿轮传动比分别为 0.67、1.5、2.77、0.69。

3.2 仿真结果与分析

本文以 HMT 换段过程中冲击度满足舒适性要求(国内推荐冲击度最大值为 10 m/s^3)为前提, 以离合器产生的滑摩功最小为目标, 综合冲击度、滑摩功 2 项指标, 通过多次仿真及试验对比, 设置二次型性能指标权重系数 $q=1$, $r=0.1$ 。HMT 输入轴、离合器 C2 从动盘、定量马达输出轴和 HMT 输出轴的等效转动惯量分别设置为 0.02、0.04、0.05 和 $1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$, 等效阻尼系数分别设置为 0.015、0.2、0.018 和 $0.016 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad/s}$ 。仿真结果如图 4 所示。

由图 4a、4b 可知, 在 $t=15.45 \text{ s}$ 时产生最大扰动, 与

未采用扰动前馈补偿相比, 控制变量增加了 0.63 的前馈补偿增益, 扰动值降低了 322.46 rad/s^2 , 离合器建压时间缩短了 0.21 s。由图 4c 可知, 采用扰动前馈补偿控制的最大冲击度降低了 2.72 m/s^3 。由图 4d、4e 可知, 采用扰动前馈补偿控制可降低 HMT 输入轴与离合器从动盘转速差, 使两者转速达到同步的时间缩短了 0.28 s, 离合器产生的滑摩功降低了 1.55 kJ。由图 4f 可知, 采用扰动前馈补偿控制时, 得益于前馈增益对扰动的补偿, 输出转速波动和换段时间减小, 与未采用扰动前馈补偿控制的输出转速波动的最大值降低了 1.17 r/min, 换段时间减少了 0.17 s。

采用扰动前馈补偿控制使得换段过程扰动值最大降低 48.9%, 最大冲击度降低 27.8%, 滑摩功减少 29.6%, 换段时间减少 15.3%, 提升了换段过程的平顺性, 并改善了离合器的接合品质。

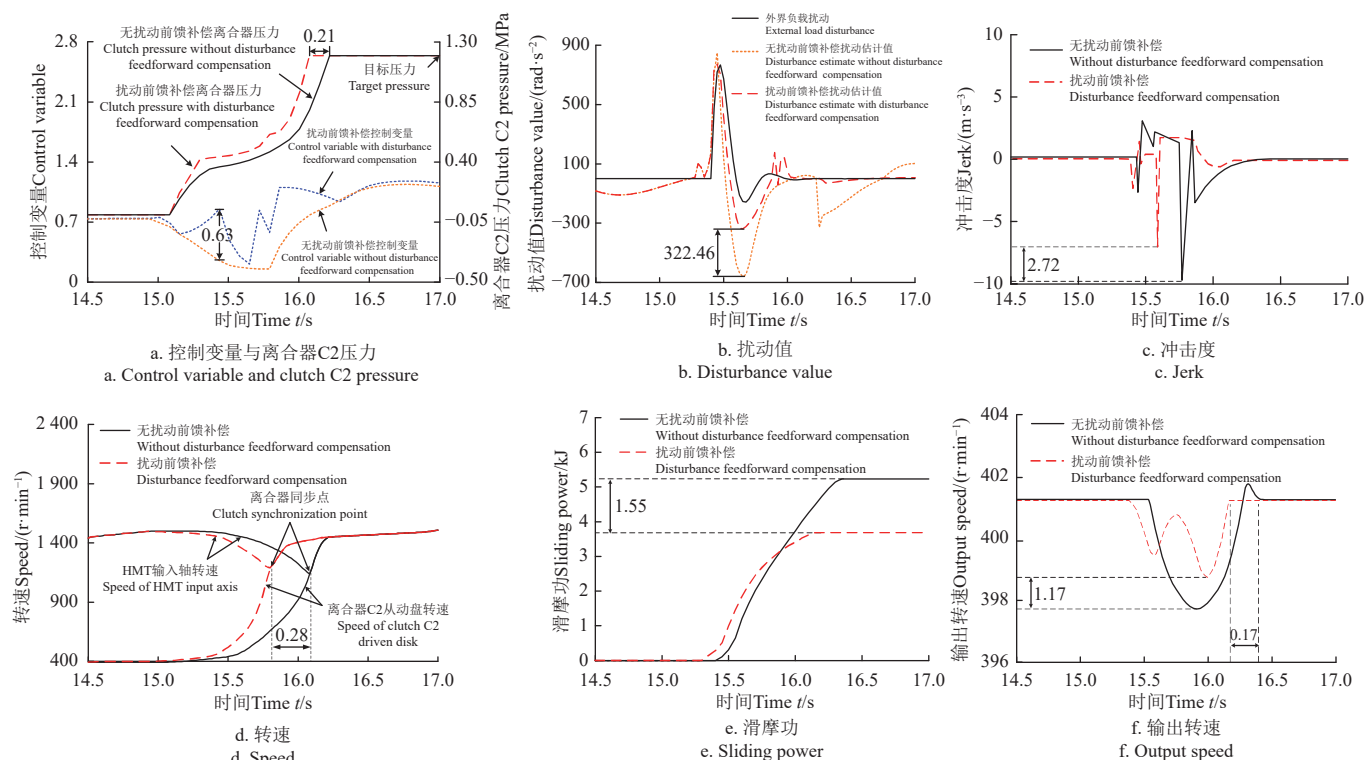


图 4 换段过程仿真结果
Fig.4 Simulation results of shifting process

4 验证试验

为验证本文所提出的控制方法对改善液压机械传动装置换段品质的有效性, 在液压机械传动装置试验台架上进行由 HM1 切换至 HM2 段的换段过程试验。

4.1 试验方案

HMT 试验台架的主要构成如图 5 所示, 主要由驱动电机、HMT 装置、测控系统、转速转矩仪和加载电机等组成。试验台架的工作原理如图 6 所示, 其中驱动电机和加载电机为 YVF2-355 M-8 型变频调速三相异步电机, 其额定转矩为 $1592 \text{ N} \cdot \text{m}$; 借助 LabVIEW 软件开发台架测控系统, 测控系统主要包含转速转矩采集卡、上位机、DSP 控制器、工控机和仪表等。通过代码自动生成技术得到在 Matlab/Simulink 中建立的控制模块代码, 并将其

写入控制器中。在 HMT 换段时, DSP 控制器接收到上位机的换段指令, 对离合器执行机构的控制阀组和排量调节系统进行控制, 以实现换段。



1.驱动电机 2.HMT 装置 3.测控系统 4.转速转矩仪 5.加载电机
1. Driving motor 2. HMT device 3. Measurement and control system
4. Speed/torque sensor 5. Loading motor

图 5 试验台架
Fig.5 Test bench

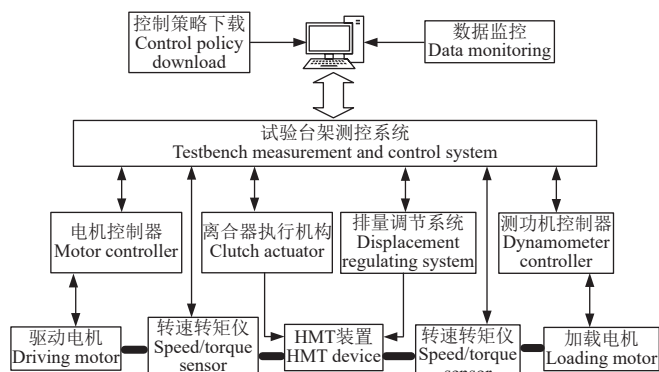


图6 HMT 试验台架工作原理图

Fig.6 Schematic diagram of operation principle of HMT test bench

4.2 试验结果与分析

由于滑摩功在试验中较难测得,选取离合器压力、扰动值、冲击度和换段时间验证所提控制方法的有效性。通过负载电机施加负载扰动,设置输出端加载转矩为

1 000 N·m,输入转速为 1 500 r/min。试验结果与仿真结果如图 7 所示。

由图 7a、7b 可看出,在 HMT 换段过程中,离合器压力变化趋势的试验结果与仿真结果一致,在 $t=15.45$ s 时产生最大扰动,与未采用扰动前馈补偿相比,控制变量的前馈补偿增益增加了 0.68,扰动值降低了 350.21 rad/s²,相比仿真结果增大了 8.6%,这主要是由 HMT 实时参数的测量误差与车辆阻力矩的估计误差增大造成的。由图 7c 可看出,采用扰动前馈补偿控制的最大冲击度降低了 2.70 m/s³,相比仿真结果增加了 4.5%;由图 7d 可看出,采用扰动前馈补偿控制可降低 HMT 输入轴转速与离合器从动盘转速差,加快其同步速度;由图 7e 可看出,采用扰动前馈补偿控制的换段时间缩短了 0.16 s,相比仿真结果增加了 12.7%,这主要是由于离合器执行机构的管路以及电比例控制阀组存在压力损失和动作滞后,使离合器偏离最佳接合时机,从而导致 HMT 换段过程动力传递损失造成的。

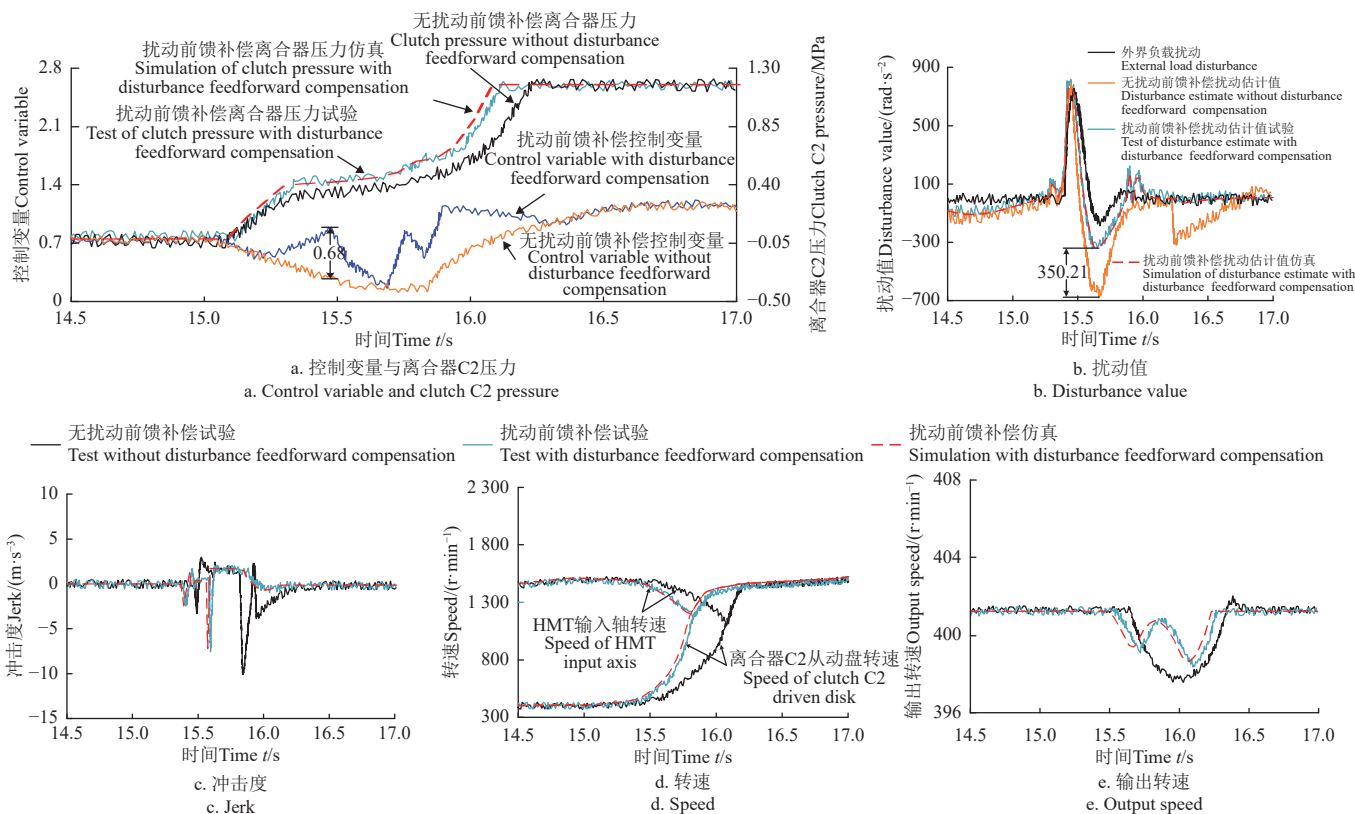


图7 扰动前馈补偿控制试验与仿真结果对比

Fig.7 Comparison between the test and simulation results of disturbance feedforward compensation control

从上述分析可知,由于试验中多种因素的影响,试验与仿真结果存在一定误差,但采用扰动前馈补偿控制的试验结果总体变化趋势与仿真结果一致,证明了所制定的基于扰动前馈补偿的控制方法在抑制扰动的同时,减小了最大冲击度,缩短了换段时间,较好地提升了 HMT 换段品质。

5 结论

1) 本文针对 HMT 换段过程中存在因建模误差和外

界负载扰动影响换段品质这一问题,在建立 HMT 换段过程动力学模型和线性二次型控制模型的基础上,提出了一种基于扰动前馈补偿的换段离合器压力控制方法。该方法借助扰动观测器估计 HMT 换段过程的总扰动,将扰动补偿增益引入控制器的前馈项,设计了能抑制换段过程扰动的控制器。

2) 仿真及试验结果表明,本文提出的换段离合器控制方法使得 HMT 换段过程的扰动值最大降低了 48.9%,最大冲击度减小了 27.8%,滑摩功减少了 29.6%,换段

时间缩短了 15.3%, 能较好地改善 HMT 的换段品质, 提高其抗干扰能力。

[参 考 文 献]

- [1] 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)
- [2] 朱镇, 王登峰, 孙晓东, 等. 机液复合传动装置构型分析[J]. *吉林大学学报 (工学版)*, 2021, 52(10): 2265-2277. ZHU Zhen, WANG Dengfeng, SUN Xiaodong, et al. Configuration analysis of hydro-mechanical composite transmission devices[J]. *Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition)*, 2021, 52(10): 2265-2277. (in Chinese with English abstract)
- [3] 徐立友. 拖拉机液压机械无级变速器特性研究 [D]. 西安: 西安理工大学, 2007. XU Liyou. Study on Characteristics of Hydro-mechanical Continuously Variable Transmission of Tractor[D]. Xi'an: Xi'an University of Technology, 2007. (in Chinese with English abstract)
- [4] 杨树军, 褚捷豪, 彭增雄, 等. 液压机械无级变速装载机工况在线识别方法[J]. *农业工程学报*, 2022, 38(4): 1-11. YANG Shujun, CHU Jiehao, PENG Zengxiong, et al. Online identification method for wheel loader working conditions with hydro-mechanical continuously variable transmission[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2022, 38(4): 1-11. (in Chinese with English abstract)
- [5] XI J G, ZHOU Z L, LI Y. The simulation study of vehicle hydro-mechanical continuously variable transmission test based on AVL CRUISE [C]//2015 7th International Conference on Intelligent Human-Machine Systems and Cybernetics. Hangzhou, China: IEEE, 2015: 117-121.
- [6] 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 with English abstract)
- [7] 曾小华, 陈虹旭, 董兵兵, 等. 湿式离合器液压执行系统建模与仿真[J]. *机床与液压*, 2021, 49(12): 120-125. ZENG Xiaohua, CHEN Hongxu, DONG Bingbing, et al. Modeling and simulation of the hydraulic actuator system of wet clutch[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2021, 49(12): 120-125. (in Chinese with English abstract)
- [8] 郭伟, 王书翰, 徐向阳, 等. P2 混动自动变速器的离合器自适应控制[J]. *中国公路学报*, 2019, 32(3): 173-181. GUO Wei, WANG Shuhan, XU Xiangyang, et al. P2 hybrid transmission clutch adaptive control[J]. *China Journal of Highway and Transport*, 2019, 32(3): 173-181. (in Chinese with English abstract)
- [9] 李春蒂, 席军强, 陈慧岩. 离合器到离合器动力降挡过程控制机理研究[J]. *北京理工大学学报*, 2019, 39(9): 918-924. LI Chunfu, XI Junqiang, CHEN Huiyan. Study on the control mechanism of clutch-to-clutch power downshift process[J]. *Transactions of Beijing Institute of Technology*, 2019, 39(9): 918-924. (in Chinese with English abstract)
- [10] COCETTI M, DONNARUMMA S, DE PASCLIL. Hybrid non-overshooting set-point pressure regulation for a wet clutch[J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2020, 3(25): 2987-2999.
- [11] 李晓祥, 王安麟, 樊旭灿, 等. 面向离合器接合过程的比例电磁阀动态特性模型与设计[J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(5): 46-52. LI Xiaoxiang, WANG Anlin, FAN Xucan, et al. Dynamic characteristics model and design of proportional solenoid valve for clutch engagement process[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(5): 46-52. (in Chinese with English abstract)
- [12] RÉMI L, JIMMY L, THIERRY MARIE G. Transmitted torque observer applied to real time engine and clutch torque estimation[J]. *IFAC Papers On Line*, 2015, 48(26): 73-78.
- [13] 张琳, 魏超, 胡纪滨. 高速多片湿式离合器低带排转矩参数优化设计[J]. *汽车工程*, 2020, 42(8): 1074-1081. ZHANG Lin, WEI Chao, HU Jibin. Optimization design of low drag torque parameters of high-speed multi-plate wet clutch[J]. *Automotive Engineering*, 2020, 42(8): 1074-1081. (in Chinese with English abstract)
- [14] 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 Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2022, 38(19): 23-32. (in Chinese with English abstract)
- [15] 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 Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2013, 29(18): 51-59. (in Chinese with English abstract)
- [16] JUNG S, CHOI S B, KIM J, et al. Adaptive feed-forward control of the clutch filling phase for wet dual clutch transmission[J]. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 2020, 69(9): 9577-9588.
- [17] WANG S H, LIU Y J, WANG Z, et al. Adaptive fuzzy iterative control strategy for the wet-clutch filling of automatic transmission[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 130: 164-182.
- [18] 刘玺, 程秀生, 冯巍. 湿式双离合自动变速器换挡最优控制[J]. *农业工程学报*, 2011, 27(6): 152-156. LIU Xi, CHENG Xiusheng, FENG Wei. Optimal control of gear shift in wet dual-clutch automatic transmission[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2011, 27(6): 152-156. (in Chinese with English abstract)
- [19] 秦大同, 简军杭, 程坤, 等. 基于扩展状态观测器和滑模控制的双离合器自动变速器起步自适应控制[J]. *中国公路学报*, 2021, 34(9): 39-50. QIN Datong, JIAN Junhang, CHENG Kun, et al. Adaptive starting control of dual clutch transmission based on extended state observer and sliding-mode control[J]. *China Journal of Highway and Transport*, 2021, 34(9): 39-50. (in Chinese with English abstract)
- [20] YOUNG J P, SU C K, JEONG G K. Analysis and verification of power transmission characteristics of the hydromechanical transmission for agricultural tractors[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016, 30(11): 5063-5072.
- [21] 曹付义, 王越航, 冯琦, 等. 液压机械传动装置模式切换滚

- 动协调控制[J]. 西安交通大学学报, 2021, 55(3): 136-144. CAO Fuyi, WANG Yuehang, FENG Qi, et al. Rolling coordinated control of mode switching for hydro-mechanical transmission device[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2021, 55(3): 136-144. (in Chinese with English abstract)
- [22] 程一帆, 张国旭, 洪金龙, 等. 提升车辆驾驶品质的干式离合器抗扰最优滑磨控制[J]. 机械工程学报, 2021, 57(20): 194-205. CHENG Yifan, ZHANG Guoxu, HONG Jinlong, et al. Optimal clutch slip control of amt to improve vehicle drivability[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2021, 57(20): 194-205. (in Chinese with English abstract)
- [23] 曹付义, 李豪迪, 席志强, 等. 液压机械复合传动系统模式切换过程同步控制[J]. 西安交通大学学报, 2019, 53(8): 56-67. CAO Fuyi, LI Haodi, XI Zhiqiang, et al. Synchronous control of mode switching process for hydro-mechanical compound transmission systems[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2019, 53(8): 56-67. (in Chinese with English abstract)
- [24] 李国勇. 最优控制理论及参数优化 [M]. 北京: 国防工业出版社, 2006.
- [25] KYUNG SOO K, KEUN HO R, SOOHYUN K. Disturbance observer for estimating higher order disturbances in time series expansion[J]. IEEE Transactions on Automatic Control, 2010, 55(8): 1905-1911.

Control method of HMT shifting clutch based on the disturbance feedforward compensation

CAO Fuyi^{1,2}, LI Huihuang¹, LUO Ziyang¹, ZHANG Mingzhu^{1,2}

(1. School of Vehicle and Traffic Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China; 2. Henan Province Collaborative Innovation Center for Advanced Manufacturing of Mechanical Equipment, Luoyang 471003, China)

Abstract: Hydro-mechanical transmission (HMT) is one type of mechanical-hydraulic stepless transmission. There is a better tradeoff between the stepless speed regulation of hydraulic and efficient speed change of mechanical transmission. Clutch control is closely related to the appropriate timing of engagement and separation, due to the great influence of disturbance on the quality of the shifting process. It is necessary to clarify the shifting clutch for the higher quality of HMT during shifting. However, a strong nonlinear system is coupled with the HMT under modeling error and external load disturbance. In this study, the shifting clutch pressure control was proposed using disturbance feedforward compensation. The dynamical model of shifting and the mathematical model of the clutch in the sliding were also established using the composition and working principle of HMT. The optimal linear-quadratic model was achieved, where the jerk, sliding power, and shifting time were taken as the evaluation indexes during shifting, while the performance index of the quadratic function was the state control variable. The total disturbance during shifting was also estimated to rapidly respond to the disturbance using the first-order disturbance observer. The compensation gain of disturbance was introduced into the feedforward term of the controller, in order to realize the disturbance feedforward compensation. After that, the feedforward compensation gain was obtained, according to the disturbance estimate \hat{d} and compensation coefficient k_d . Then, the optimal controller was designed to suppress the disturbance of the shifting process for the optimization of the quadratic index. The functional weight coefficients were set as $q = 1$, and $r = 0.1$, the equivalent moment of the inertia of the HMT input shaft, clutch C2 driven disc, quantitative motor output shaft, and HMT output shaft were set as 0.02, 0.04, 0.05, and 1 kg·m², respectively, while the equivalent damping coefficients were set as 0.015, 0.2, 0.018, and 0.016 N·m·rad/s, respectively. The co-simulation of HMT during shifting with disturbance was carried out in the AMESim and Simulink software. The coefficients, k_x , k_h , and k_d of the optimal control variables were calculated by the simulation model in real time. The simulation indicated that the improved control system reduced the maximum disturbance by 48.9%, the jerk by 27.8%, the sliding friction work by 29.6%, and the shifting time by 15.3%, compared with the control without disturbance feedforward compensation. Better control was achieved in the time-varying disturbance of the shifting process. The test of the hydraulic mechanical transmission was also carried out on the test bench, in order to verify the effectiveness of the control system for the better quality of HMT during shifting. Among them, the output load torque and input speed were set as 1 000 N·m, and 1 500 r/min, respectively. Test results show that there was a consistent trend of experiment and simulation, although some error was under control. Consequently, the disturbance feedforward compensation greatly reduced the maximum jerk and shifting time, while suppressing the time-varying disturbance during shifting. The disturbance of the shifting was effectively estimated to better improve the shift quality of HMT under the disturbance working condition. The findings can provide a strong reference for the engineering application of hydraulic mechanical transmission.

Keywords: hydraulic-mechanical; transmission; control; shifting clutch; feedforward compensation