

基于非线性模型的电气离合器执行系统位置伺服控制*

钱鹏飞 陶国良 孟德远 朱晓 刘昊 李庆伟

(浙江大学流体动力与机电系统国家重点实验室, 杭州 310027)

摘要: 为了实现电气离合器执行系统的位置伺服控制, 构建了离合器气动执行系统。通过运用引入死区的滑模控制算法于系统, 采用不基于模型的控制实现离合器气动执行系统对参考运动轨迹的跟踪, 利用轨迹跟踪过程中气缸的气压驱动力间接估计离合器的载荷特性。理论上采用此方法间接估计到的值误差小, 更加贴近离合器在此种轨迹运动下实际的载荷特性。试验表明引入估计得到的离合器载荷特性模型于基于模型的积分滑模控制器可以很大程度提高离合器气动执行系统轨迹跟踪精度。

关键词: 机械式自动变速器 离合器 载荷特性 电控气动 积分滑模控制 位置伺服控制

中图分类号: TH138.52 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)03-0001-06

引言

电控机械式自动变速器 (Automatic mechanical transmission, AMT) 是在有级固定轴式机械式变速器基础上增加自动变速操纵系统, 不但具有自动变速器的优点, 还具有传统手动齿轮变速器传动效率高、成本低、易于制造、工作可靠等优点^[1-2]。由于气动技术的发展, 更重要的是目前大型、重型汽车上带有气源, 这为 AMT 离合器气动控制提供了有力的条件。为了提高换挡品质, 即在保证换挡冲击度小的情况下尽可能快速地换挡, 有必要对离合器运动过程进行研究。较之传统开环的或不基于模型的控制, 基于模型的运动位置伺服控制会带来更高的轨迹跟踪精度。然而安装好的机械式自动变速器的离合器载荷特性很难直接测得, 由于是间接估计且受摩擦力影响而误差往往很大。在工作过程中离合器摩擦片因逐渐磨损而使离合器载荷特性发生改变。故离合器载荷特性较为准确的估计对提高电气离合器执行系统的位置伺服控制精度尤为重要。

国内外对此相关研究甚少, Kaasa 等^[3] 通过缓慢地充、放气由气压来估计得到准静态下的离合器执行器载荷特性, 这是间接估计离合器载荷特性通常采用的方法。Langjord 等^[4] 寻求离合器载荷特性的模型通过离线参数辨识估计离合器载荷特性。采用上述方法, 间接获得离合器载荷特性误差较大。本文提出一种理论上误差相对小的离合器载荷特性

估计方法。由于获取离合器载荷特性估计的初衷是提高离合器接合分离运动过程轨迹跟踪精度以实现平顺、快速换挡, 本文采用不基于模型的控制算法实现离合器分离接合运动轨迹跟踪, 从而估计此运动轨迹下离合器载荷特性, 为后续采用基于模型的控制来提高位置伺服控制精度创造条件。

在实现电气离合器执行系统的位置伺服控制中, 开关电磁阀因价格低廉而得到广泛的应用, 而脉宽调制技术的应用使开关电磁阀也能同比例阀一样实现伺服控制。大部分研究^[5-9] 采用 2 个两位三通阀分别控制气缸的两腔, 这使得阀时刻处于工作状态, 不仅耗能、持续噪声且缩短了阀的使用寿命。鉴于这些问题, 本文采用 4 个两位两通阀通过特定的组合工作模式实现电气离合器执行器的气动伺服控制, 且在可容忍的误差范围内具有节能功效。

1 电气离合器执行系统模型

离合器气动控制结构如图 1 所示, 在进行系统建模前, 作如下假设: 气体为理想气体, 气缸腔内压力和温度均匀分布, 忽略气缸的内外泄漏和管路泄漏, 忽略气体的动能和势能。

1.1 运动学模型

根据牛顿第二运动定律, 电气离合器执行器运动方程可以描述为

$$M \ddot{x} = p_a A_a - p_b A_b - p_0 A_r - F_l - F_f \quad (1)$$

式中 p_a —— 气缸无杆腔绝对气压

收稿日期: 2013-03-25 修回日期: 2013-04-26

* 国家自然科学基金资助项目 (50775200, 50905156, 51205174)

作者简介: 钱鹏飞, 博士生, 主要从事气动伺服控制技术、非线性控制理论与应用研究, E-mail: pengfeiqian@zju.edu.cn

通讯作者: 陶国良, 教授, 博士生导师, 主要从事气动电子技术、气动控制、工业自动化控制和测试研究, E-mail: gtao@zju.edu.cn

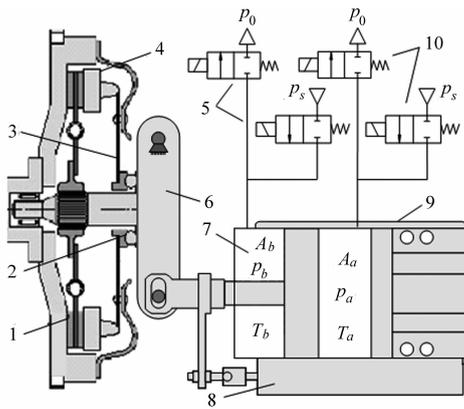


图1 离合器气动控制结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of dry clutch with pneumatic actuation

1. 摩擦片 2. 分离轴承 3. 膜片弹簧 4. 压盘 5. 有杆腔开关阀组 6. 摆杆 7. 气缸 8. 拉杆式位移传感器 9. 安装架 10. 无杆腔开关阀组

p_b ——气缸有杆腔绝对气压

p_0 ——气缸外部环境绝对气压

A_a ——无杆腔横截面积

A_b ——有杆腔横截面积

A_r ——活塞杆横截面积

M ——移动部件有效质量

x ——活塞位移

F_f ——气缸摩擦力 F_l ——外负载力

1.2 气缸摩擦力模型

气缸摩擦力主要由库伦摩擦力和粘性摩擦力组成,一个简化的气缸摩擦力模型可以表示为

$$F_f = \begin{cases} \overline{pA} & (\dot{x} = 0 \text{ 且 } |\overline{pA}| < F_s) \\ F_c + (F_s - F_c)e^{-(\dot{x}/\dot{x}_s)^n} & (\dot{x} \neq 0 \text{ 或 } |\overline{pA}| \geq F_s) \end{cases} \quad (2)$$

其中 $\overline{pA} = p_a A_a - p_b A_b - p_0 A_r - F_l$

式中 F_s ——静摩擦力 F_c ——库伦摩擦力

\dot{x}_s ——Stribeck 速度

n ——Stribeck 曲线指数

b_v ——粘性摩擦系数

上述参数都可被测量或估计到^[10]。由于摩擦力模型在零速附近是不连续的,当这样的模型被用于摩擦力补偿时会激起忽略的高频动态。鉴于这些原因,需要寻求一个能代替上述摩擦力模型的光滑的近似模型^[11]

$$\hat{F}_f = b_v \dot{x} + A_f S_f(\dot{x}) \quad (3)$$

式中 $S_f(\dot{x})$ ——已知光滑函数(在低速区域以外与上述模型具有相似特性),经过多次试验后 $S_f(\dot{x})$ 可以表示成 $(2/\pi) \arctan(1000\dot{x})$ 的形式

A_f ——库伦摩擦力幅值

1.3 缸内气体热力学模型

假定气缸腔的充、放气过程都是绝热的,忽略气体与缸壁之间的热传导。根据理想气体状态方程、质量连续性方程和热力学第一定律,气缸腔内气体热力学动态过程为

$$\begin{cases} \dot{p}_{a,b} = -\frac{kp_{a,b}\dot{V}_{a,b}}{V_{a,b}} + \frac{kRT_{a,b}\dot{m}_{a,b}}{V_{a,b}} \\ T_{a,b} = T_0 \end{cases} \quad (4)$$

式中 T_0 ——环境温度(可认为等于气源温度)

$T_{a,b}$ ——腔内气体温度

$\dot{m}_{a,b}$ ——净质量流量

$V_{a,b}$ ——气缸腔容积

R ——通用气体常数

k ——绝热指数

1.4 开关阀流量模型

本文采用 PWM 控制的开关电磁阀来实现离合器的气动伺服控制,开关阀连续地全开全闭切换故流量是不连续的。采用基于收缩喷管的国际标准 ISO6358 中规定的流量公式来描述开关阀的流量特性,质量流量公式为

$$\dot{m} = \begin{cases} C\rho_0 p_u \sqrt{\frac{T_0}{T_u}} & \left(\frac{p_d}{p_u} \leq b\right) \\ C\rho_0 p_u \sqrt{\frac{T_0}{T_u}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_u}{1-b}\right)^2} & \left(b < \frac{p_d}{p_u} \leq 1\right) \end{cases} \quad (5)$$

式中 C ——声速流导,元件内达声速流动时的流通能力

ρ_0 ——标准状况下气体密度

b ——临界压力比

p_u, p_d ——上、下游绝对压力

T_u ——阀口上游气体温度

开关电磁阀的开启、关闭是不理想的,不仅存在时延,而且打开过程和关闭过程都需要时间,故存在图2所示的当占空比很小时阀没打开现象,占空比很大时阀处于常开状态,而且频率越高线性度越差。本文选用 60 Hz 的 PWM 频率,图3是不同占空比、不同上下游压力比下的质量流量曲线,对测量的数据采用四分之一椭圆拟合可得出不同占空比下的临界压力比,如图4所示。图5所示为随机选取两个同型号的开关阀进行流量特性试验的结果,测试表明由于所使用的开关阀是同型号同批次的,开关阀的流量特性相差甚微,可以认为是一致的。

1.5 离合器负载特性模型

离合器膜片弹簧负载力是一个高度非线性的弹

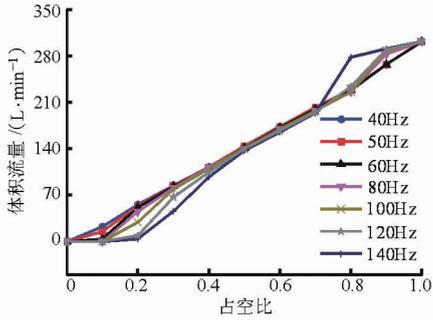


图2 不同频率、占空比下开关阀体积流量曲线

Fig. 2 Measured volume flow rate for different PWM frequency and duty cycle

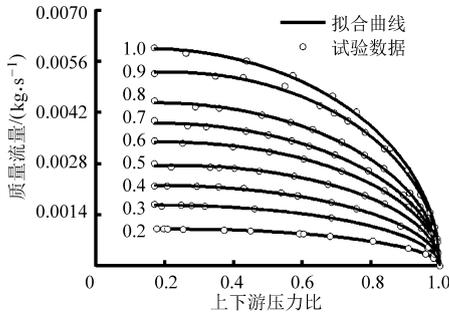


图3 不同上下游压力比、占空比下质量流量曲线

Fig. 3 Mass flow rate for different PWM duty cycle and ratios of downstream to upstream pressure

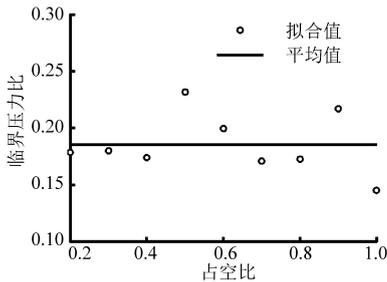


图4 不同占空比下的临界压力比

Fig. 4 Critical pressure ratio for different PWM duty cycle

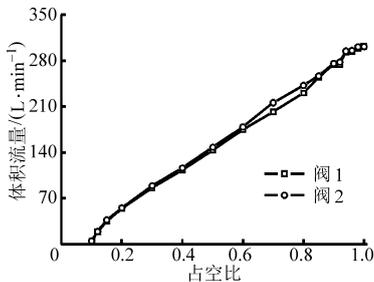


图5 两开关阀体积流量与占空比的关系曲线

Fig. 5 Volume flow rates of two on/off valves vs PWM duty cycle

簧力,其刚度是变化的且存在负刚度过程。刚度越小特别是负值时,系统对扰动力的抵抗极弱,有时甚至一个极小的力都会引发很大的位移扰动,这对电气离合器执行系统的位置伺服控制是致命的。况且弹簧力是未知的且很难准确获得,通常的做法是通

过试验缓慢地分离和接合离合器,以气缸内气压力间接估计准静态下的离合器负载特性。本文采用不基于模型的控制算法实现离合器分离接合运动轨迹跟踪,从而估计此运动轨迹下离合器载荷特性,如图6所示。具体实现方法在后面予以阐述。

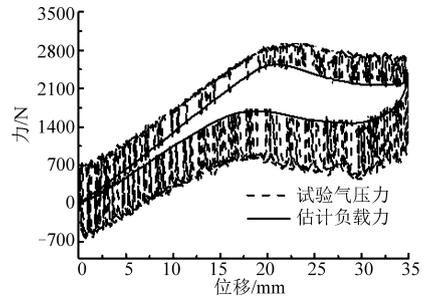


图6 离合器负载特性估计曲线

Fig. 6 Estimation of clutch load characteristic

2 控制器设计

对于离合器气动执行系统的控制采用控制状态模式如下:模式1,气缸无杆腔进气,同时气缸有杆腔出气;模式2,气缸两腔同时保持封闭,不进气不出气;模式3,气缸有杆腔进气,气缸无杆腔出气。电气离合器执行器系统整个动态模型可以通过综合上述各模型得到,表示为

$$\ddot{x} = \begin{cases} f(x) + b^+ u & (u \geq 0) \\ f(x) + b^- u & (u < 0) \end{cases} \quad (6)$$

其中

$$f(x) = \frac{A_b k p_b \dot{V}_b}{M V_b} - \frac{A_a k p_a \dot{V}_a}{M V_a} - \frac{2A_f}{\pi M} \frac{1000 \dot{x}}{1 + (1000 \dot{x})^2} - \frac{b \ddot{x}}{M} - \frac{\partial F_l}{\partial x} \frac{\dot{x}}{M} \quad (7)$$

$$b^+ = \frac{kRT_0}{M} \left(\frac{A_a \dot{m}_{a,in}}{V_a} + \frac{A_b \dot{m}_{b,out}}{V_b} \right) \quad (8)$$

$$b^- = \frac{kRT_0}{M} \left(\frac{A_a \dot{m}_{a,out}}{V_a} + \frac{A_b \dot{m}_{b,in}}{V_b} \right) \quad (9)$$

式中 $\dot{m}_{a,in}$ 、 $\dot{m}_{a,out}$ ——流入、流出气缸无杆腔(a腔)的质量流量

$\dot{m}_{b,in}$ 、 $\dot{m}_{b,out}$ ——流入、流出气缸有杆腔(b腔)的质量流量

2.1 不基于模型的控制

由于这里采用不基于模型的控制,故无需对阀门、气缸等进行建模。离合器气动控制系统具有很强的非线性,下面采用能够克服系统不确定性且对干扰和未建模动态具有很强鲁棒性尤其对非线性有良好控制效果的滑模控制算法。首先针对相对阶为3的离合器气动控制系统定义二阶滑模面^[12]

$$s_0 = \frac{\ddot{e}}{\omega^2} + \frac{2\zeta \dot{e}}{\omega} + e \quad (10)$$

其中 $e = x - x_r$

式中 e ——跟踪误差

ζ, ω ——系数, 决定跟踪误差衰减的快慢

定义类李亚普诺夫函数

$$\dot{V} = \frac{1}{2} s_0^2 \quad (11)$$

若 $s_0 \neq 0$ 时, 选择控制量 $u_0 = -\text{sign}(s_0)$, 满足滑模到达条件

$$\dot{V} < -\eta_0 |s_0| \quad (12)$$

式中 η_0 ——大于零的数

滑模面将在有限时间内到达滑模面 $s_0 = 0$ 状态。当 $s_0 > 0$ 时, $u_0 = -1$, 此时 $b(x) = b^-(x)$ 表示执行上述模式 3, 即无杆腔阀打开出气、有杆腔阀打开进气; 当 $s_0 < 0$ 时, $u_0 = 1$, 此时 $b(x) = b^+(x)$ 表示执行模式 1, 即无杆腔阀打开进气、有杆腔阀打开出气。同时为了减少颤振, 可以在滑模面 $s_0 = 0$ 附近添加死区, 即当滑模面处于死区中执行模式 2, 即 4 个阀都不打开工作。加入死区后的控制率可以表示为

$$u_0 = \begin{cases} -\text{sign}(s_0) & (|s_0| > \varepsilon) \\ 0 & (|s_0| \leq \varepsilon) \end{cases} \quad (13)$$

式中 ε ——死区大小

若在滑模面定义中系数 ω 取的大些, 那么 $s_0 \approx e$ 表示系统的稳态误差可以直接通过死区的定义控制, 故死区的选择可以折中系统的执行频率和跟踪误差。

2.2 基于模型的 PWM 滑模控制器

为了消除稳态误差, 积分滑模控制方法可以被应用到控制上述系统, 选择积分滑模面为

$$s = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right)^3 \int_0^t e d\tau \quad (14)$$

式中 λ ——控制增益

通过微分滑模面, 等效控制项可以推导为

$$U_{eq} = \ddot{x}_d - f(x) - 3\lambda \dot{e} - 3\lambda^2 e - \lambda^3 e \quad (15)$$

鲁棒控制率可以通过添加一项鲁棒控制项得到, 表示为

$$U = U_{eq} - K_r \text{sat}(s/\phi) \quad (16)$$

其中 $\text{sat}(\cdot) = \begin{cases} \cdot & (|\cdot| \leq 1) \\ \text{sgn}(\cdot) & (|\cdot| > 1) \end{cases}$

$$K_r = \alpha |f(x)| + \eta$$

式中 ϕ ——边界层厚度 K_r ——鲁棒增益项

α ——系统模型的不确定度

η ——正常数

电气离合器执行系统的实际控制量可以表述为

$$u = \begin{cases} U/b^+ & (U \geq 0) \\ U/b^- & (U < 0) \end{cases} \quad (17)$$

另外, 由于开关阀的 PWM 控制下切换并不是理想的, 而开关阀最终通过施加 PWM 占空比信号直接控制, 故实际控制量与最终施加的占空比信号之间存在一定的关系, 具体见图 5。

3 试验

为方便 AMT 系统换挡中离合器分离、接合的控制研究, 试验选用中航工业中南传动机械厂生产的 ZC2AMT100 型机械式自动变速器原手动变速器本体, 通过搭建图 7 所示试验台架实现离合器气动伺服控制。离合器膜片弹簧经分离轴承、摆杆由紧凑型气缸 (FESTO AND-100-50-A-P-A-S11) 控制。采用 4 个常闭的两位两通开关阀两个一组分别控制一个气腔的进气和出气, 通过自行设计多路占空比实时可调的 PWM 信号发生器实现气动伺服控制。为了便于观测气腔中的气压, 选用频响较高的 Huba 公司 511.930003741 型压力传感器。气缸位移的监测通过 Novotechnik 公司 LWH75 型电阻式直线位移传感器来完成。NI 公司的采集卡 PCI-6251 完成对上述传感器信号的采集, 后经上位 PC 机执行控制算法后输出控制信号驱动电磁开关阀的动作而实现系统的位置伺服控制, 系统控制频率为 500 Hz。试验中模型以及控制器参数为: $A_a = 7.854 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, $A_b = 7.54 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, $M = 2 \text{ kg}$, $b_v = 5000 \text{ N}/(\text{m}/\text{s})$, $R = 287 \text{ N}\cdot\text{m}/(\text{kg}\cdot\text{K})$, $L = 0.05 \text{ m}$, $V_{0a} = 6.214 \times 10^{-5} \text{ m}^3$, $V_{0b} = 2.916 \times 10^{-5} \text{ m}^3$, $T_s = 293 \text{ K}$, $C = 8.373 \times 10^{-9} \text{ m}^3/(\text{s}\cdot\text{Pa})$, $b = 0.18561$, $p_s = 6 \times 10^5 \text{ Pa}$, $\lambda = 30$, $\alpha = 0.1$, $\eta = 15000$, $\Phi = 10$, $\zeta = 0.1$, $\omega = 900$, $\varepsilon = 0.00045$ 。

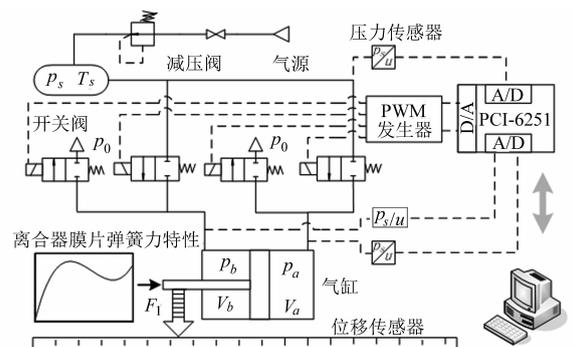


图 7 电气离合器执行系统位置伺服控制试验台示意图

Fig. 7 Schematic diagram of the experimental setup

3.1 离合器载荷特性估计试验

采用上述不基于模型的滑模控制器由图 7 所示试验装置进行试验, 图 8 所示为试验跟踪正弦参考轨迹 $17.5 \sin(\pi t - 0.5\pi) + 17.5$ 的情况, 可见系统对参考信号跟踪良好, 除前期初始阶段外跟踪误差始终保持在 0.9 mm 以内。经过分析主要是因为

初始阶段气缸刚度很低,当气体进入气压力克服最大静摩擦力后活塞快速运动向前执行模式1,在控制作用下执行模式3 活塞杆又快速缩回,由此反复而产生振荡现象。若整个系统开环,则演变为爬行现象^[10,13]。随着系统刚度增大,此现象也就消失了。图8c为对应轨迹跟踪控制下的气压驱动力曲线,曲线的颤振是由于响应较快,压力传感器安装于开关阀口且选用的紧凑型气缸行程短容积体积小,阀工作开关时势必产生这种情况,难以避免。图6所示颤振曲线为离合器气动执行系统负载力特性曲线(在轨迹跟踪控制稳定下除去等效惯性力部分的气压驱动力),它包含离合器载荷特性和摩擦力(气缸部分和离合器部分)。曲线带很

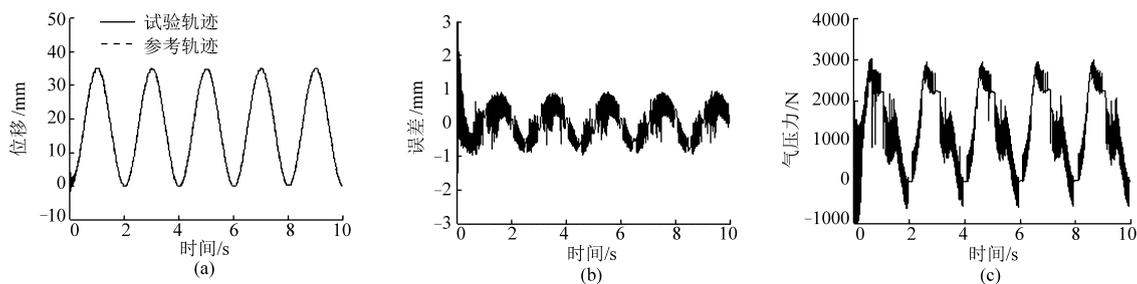


图8 不基于模型控制器的正弦轨迹跟踪曲线

Fig. 8 Sinusoidal trajectory tracking results of non model-based controller

(a) 跟踪曲线 (b) 跟踪误差 (c) 气压力

3.2 基于模型的 PWM 滑模控制试验

为验证上述设想,引入上述估计到的离合器载荷特性模型,通过设计基于模型的 PWM 滑模控制器同样跟踪正弦参考轨迹 $17.5\sin(\pi t - 0.5\pi) + 17.5$ 。跟踪结果如图9所示,跟踪误差在0.5 mm以内,可见采用引入离合器载荷特性的基于模型的控制算法可以大幅提高轨迹跟踪控制精度,且缸内的压力波动也较为平缓。

通常情况下离合器实际操作分离过程是:离合器快速分离,此阶段不追求轨迹跟踪精度;当选挡挂挡完成后,离合器执行接合操作,此阶段为了减小冲击,因而对轨迹跟踪要求很高;而当离合器转速同步

明显可分为上、下两部分,上部分是气缸伸出所产生的,下部分表示活塞杆缩回过程。存在滞环是因为离合器膜片弹簧与分离轴承、压盘之间存在端面摩擦,故在离合器分离接合过程中不可避免的会出现滞环现象。滞环带的最外延气压驱动力包含克服系统的最大静摩擦力;滞环带内环即虚线部分仅包含较小些的库伦摩擦力,以此内环作为离合器载荷特性的估计,理论上误差最小,而且通过实际跟踪轨迹获得的对应的载荷特性更加贴近实际真实值。

对虚线滞环进行拟合,便可得到离合器载荷特性估计,为后续采用基于模型的控制算法以提高离合器参考轨迹跟踪精度起重要作用。

后,剩余的接合行程可以实行快速接合。离合器分离、接合的实际操作参考轨迹跟踪试验结果如图10所示,较先前工作中的不基于模型的离合器分离、接合轨迹跟踪情况,如图11所示,要好很多。上述曲线对比表明本文设想和策略是正确的。对于图10中,离合器转速同步后的最后接合阶段的情况,主要是由于转速同步后给出的参考轨迹是突变的从而引起积分饱和问题,这不影响离合器同步接合之前对离合器轨迹跟踪精度。此外,在以后的研究中会考虑一种复合控制器,以兼顾离合器整个接合、分离过程的轨迹跟踪,解决离合器同步接合后出现积分饱和的问题。

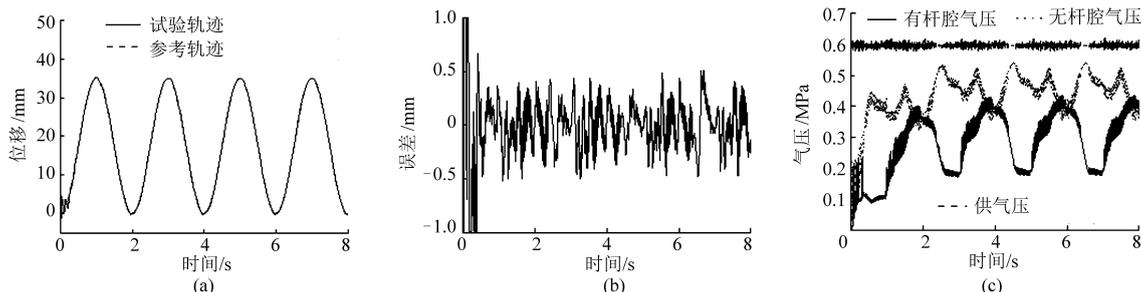


图9 基于模型控制器的正弦轨迹跟踪结果

Fig. 9 Sinusoidal trajectory tracking results of model-based controller

(a) 跟踪曲线 (b) 跟踪误差 (c) 气压

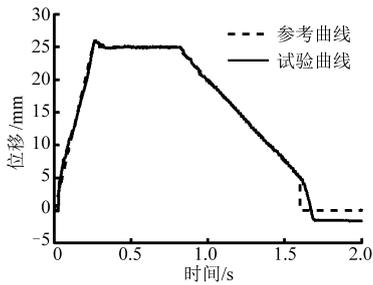


图 10 基于模型控制器的离合器实际操作轨迹跟踪结果

Fig. 10 Clutch operation trajectory tracking results of model-based controller

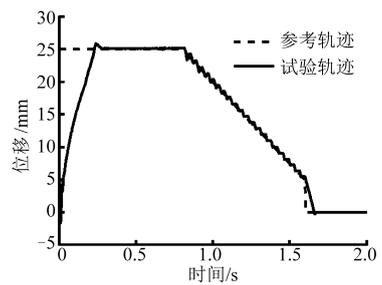


图 11 不基于模型控制器的离合器实际操作轨迹跟踪结果

Fig. 11 Clutch operation trajectory tracking results of non model-based controller

4 结束语

提出采用不基于模型的控制算法快速实现离合器分离接合运动轨迹跟踪,从而间接估计此运动轨迹下离合器载荷特性。理论上保证在参考轨迹跟踪控制下间接估计得到的离合器载荷特性是最接近真

实值的。随后对此电气离合器执行系统建模,模型及控制器参数通过经验或试验测量或估计得到。应用积分滑模控制算法设计控制器,大量的试验表明引入估计得到离合器载荷特性后运用基于模型的控制算法可以在离合器同步接合之前很大程度上提高轨迹跟踪精度。

参 考 文 献

- 何忠波,白鸿柏. AMT 技术的发展现状与展望[J]. 农业机械学报, 2007, 38(5): 181 - 186.
He Zhongbo, Bai Hongbai. Automatic mechanical transmission technique development actuality and expectation[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(5): 181 - 186. (in Chinese)
- 赵强,谢峰,余天明. 汽车自动变速箱的发展及其技术趋势[J]. 机械, 2010, 37(12): 1 - 5.
Zhao Qiang, Xie Feng, Yu Tianming. Developmental status and technical direction of automatic transmission of motor vehicles[J]. Machinery, 2010, 37(12): 1 - 5. (in Chinese)
- Kaasa G, Takahashi M. Adaptive tracking control of an electro-pneumatic clutch actuator[J]. Modeling, Identification and Control, 2003, 24(4): 217 - 229.
- Langjord H, Johansen T. Estimation of electropneumatic clutch actuator load characteristics[C] // Proceedings of the 17th World Congress on International Federation of Automatic Control, 2008: 152 - 157.
- Varseveld R, Bone G. Accurate position control of a pneumatic actuator using on/off solenoid valves[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 1997, 2(3): 195 - 204.
- Shih M, Ma M. Position control of a pneumatic cylinder using fuzzy PWM control method[J]. Mechatronics, 1998, 8(3): 241 - 253.
- Ahn K, Yokota S. Intelligent switching control of pneumatic actuator using on/off solenoid valves[J]. Mechatronics, 2005, 15(6): 683 - 702.
- Shen X, Zhang J, Barth E, et al. Nonlinear model-based control of pulse width modulated pneumatic servo systems[J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, Control, 2006, 128(3): 663 - 669.
- Shen X, Goldfarb M. Simultaneous force and stiffness control of a pneumatic actuator[J]. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, Control, 2007, 129(4): 425 - 434.
- Qian Pengfei, Tao Guoliang, Chen Jianfeng, et al. Modeling and simulation of stick-slip motion for pneumatic cylinder based on meter-in circuit[J]. Applied Mechanics and Materials, 2012, 130 - 134: 775 - 780.
- Nguyen T, Leavitt J, Jabbari F, et al. Accurate sliding-mode control of pneumatic systems using low-cost solenoid valves[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2007, 12(2): 216 - 219.
- 孟德远,陶国良,朱笑丛,等. 气动位置伺服系统运动轨迹跟踪控制[J]. 农业机械学报, 2013, 44(4): 268 - 274.
Meng Deyuan, Tao Guoliang, Zhu Xiaocong, et al. Motion trajectory tracking control of pneumatic position servo systems[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2013, 44(4): 268 - 274. (in Chinese)
- 钱鹏飞,陶国良,刘昊,等. 基于进口节流调速气缸爬行特性[J]. 浙江大学学报:工学版, 2012, 46(7): 1189 - 1194.
Qian Pengfei, Tao Guoliang, Liu Hao, et al. Stick-slip characteristics of pneumatic cylinder based on meter-in circuit[J]. Journal of Zhejiang University: Engineering Science, 2012, 46(7): 1189 - 1194. (in Chinese)

- Gao Yong, Chen Long, Yuan Chuanyi, et al. Study on return-to-center control of electric power steering system[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2007, 38(5): 6 - 10. (in Chinese)
- 13 赵林峰,陈无畏,秦明辉,等. 基于转向轻便性及回正性能设计的 EPS 应用[J]. 机械工程学报,2009,45(6):181 - 187.
Zhao Linfeng, Chen Wuwei, Qin Minghui, et al. Electric power steering application based on returnability and handiness[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(6): 181 - 187. (in Chinese)
- 14 王成元,夏加宽,孙宜标. 现代电动机控制技术[M]. 北京:机械工业出版社,2008:161 - 181.
- 15 刘英培,万健如,沈虹,等. 基于 EKF PMSM 定子磁链和转速观测直接转矩控制[J]. 电工技术学报,2009,24(12):57 - 62.
Liu Yingpei, Wan Jianru, Shen Hong, et al. Stator flux linkage and rotor speed observation for PMSM DTC based on EKF[J]. Transactions of China Electrotechnical Society, 2009, 24(12): 57 - 62. (in Chinese)

Direct Torque Control of Sensorless AC Electric Power Steering System

Zheng Taixiong Zhou Hua Gu Hongming

(Engineering Research Center of Automotive Electronic and Embedded System,
Chongqing University of Posts and Telecommunications, Chongqing 400065, China)

Abstract: Electric power steering (EPS) system driven by permanent magnet synchronous motor (PMSM) has become the future trend of development. In order to adapt the characteristics of AC motor, dynamical-returnability characteristics based on fuzzy rules were designed. The extended Kalman filter (EKF) was introduced to estimate the stator flux and location, and the direct torque control (DTC) was adopted to control PMSM, so as to accelerate the response rate and precision. Referring to the national standard, simulation of this system was carried out on steering portability and return performance, the results show that the effect of the proposed system is significant under PMSM assisting, the steering wheel average operating torque is reduced by 45%, and the wheel self-turning time shortens 50%. Finally the bench test was experimented and shows that the whole system dynamic operates well and can fully complete the power control target.

Key words: Electric power steering Permanent magnet synchronous motor Direct torque control
Dynamical-returnability control Extended Kalman filter

(上接第 6 页)

Nonlinear Model-based Position Servo Control of Electro-pneumatic Clutch Actuator

Qian Pengfei Tao Guoliang Meng Deyuan Zhu Xiao Liu Hao Li Qingwei

(The State Key Laboratory of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: In order to realize the servo control of electro-pneumatic clutch actuator in an automated mechanical transmission, an electro-pneumatic clutch actuator system was established. By performing a simple sliding mode control law of dead zone directly on the established system, the tracking control of the electro-pneumatic clutch actuator without unnecessary control chattering was achieved. Meanwhile, the load characteristics of clutch could be estimated indirectly by the pneumatic driving force during trajectory tracking. In theory, the estimation error of load characteristics obtained by this approach is small. So, the clutch load characteristic is closer to the actual value in the trajectory-tracking control. Tests show that the proposed model-based integral sliding-mode controller with the estimation of clutch load characteristic introduced can improve the tracking accuracy to a large extent.

Key words: Automated mechanical transmission Clutch Load characteristic Electro-pneumatic
Integral sliding-mode control Position servo control