

# 基于鱼叉式换档同步器的纯电动汽车动态分析\*

汪秋婷<sup>1</sup>, 戚伟<sup>1</sup>, 沃奇中<sup>2</sup>

(1. 浙江大学城市学院, 浙江 杭州 310015; 2. 杭州市富阳区质量计量监测中心, 浙江 杭州 311400)

**摘要:** 为了提高纯电动汽车的换档质量和整体能量效率, 提出一种鱼叉式换档同步器代替传统锥形同步器的电动汽车动力总成系统。结合鱼叉式同步器的动力学模型, 研究传动系统在换档过程中的瞬态响应, 建立动力总成系统的原始动力学模型。同时, 提出一种基于特殊阶跃函数的换档控制方法, 对鱼叉式换档同步器的各档扭矩弹簧刚度进行优化。实验结果表明, 新型鱼叉式同步器的动力学模型和控制策略具有较好的算法精度, 优化后的扭矩弹簧使啮合过程中的冲击力明显减小。因此, 所设计的鱼叉式换档同步器与传统同步器相比具有明显的优越性。

**关键词:** 鱼叉式换档; 同步器; 纯电动汽车; 扭矩弹簧刚度; 转动惯量

中图分类号: TN3

文献标识码: A

DOI: 10.16157/j.issn.0258-7998.200117

中文引用格式: 汪秋婷, 戚伟, 沃奇中. 基于鱼叉式换档同步器的纯电动汽车动态分析[J]. 电子技术应用, 2020, 46(11): 91-95.

英文引用格式: Wang Qiuting, Qi Wei, Wo Qizhong. Dynamic analysis of pure electric vehicle based on Harpoon-shift synchronizer[J]. Application of Electronic Technique, 2020, 46(11): 91-95.

## Dynamic analysis of pure electric vehicle based on Harpoon-shift synchronizer

Wang Qiuting<sup>1</sup>, Qi Wei<sup>1</sup>, Wo Qizhong<sup>2</sup>

(1. Zhejiang University City College, Hangzhou 310015, China;

2. Institute of Measurement for Quality and Technique Supervision, Hangzhou 311400, China)

**Abstract:** In order to improve the shift quality and overall energy efficiency of pure electric vehicles, a multi-gear electric vehicle powertrain system with a Harpoon-shift synchronizer as an alternative to the traditional cone clutch synchronizer is presented. An original dynamic model of the Harpoon-shift mechanism is established to investigate the transient responses of driveline system during gear shifting process. A shifting control algorithm based on a special step function is put forward to improve the driving comfort. The experiments were conducted to validate the effectiveness of the proposed mathematic model and control strategy. The results indicate that the jerk reduces considerably during engagement using the optimized torque springs. Besides, it shows that the significant advantages of the proposed Harpoon-shift synchronizer compared to traditional synchronizers.

**Key words:** Harpoon-shift; synchronizer; electric vehicle; torque spring stiffness; rotary inertia

### 0 引言

目前, 大多数商用纯电动汽车(PEV)由于制造成本低、体积小、配置简单, 都配备了单固定比变速箱<sup>[1]</sup>。但是, 这种变速器的缺点是动态性能(如爬坡、最大速度和加速度)和效率(驱动范围)无法同时达到最大值。因此, 多档变速器在混合动力汽车和纯电动汽车中的应用越来越广泛<sup>[2-3]</sup>。WANG X 等人的研究表明, 多齿轮传动系统是提高电动汽车(HEV/EVS)整体效率和驾驶性能的有效解决方案<sup>[4-5]</sup>。由于多档变速器在节能和提高动态性能方面具有重要意义, 众多研究者已经提出解决扭矩中断问题的方案, 从而避免在换档期间产生换档冲击<sup>[6-11]</sup>。胡宇辉等人提出一种原始的扭矩辅助手动变速器

(AMT), 用辅助离合器(ACL)代替传统变速器中的五档同步器<sup>[12]</sup>。与传统手动变速器和自动变速器(AT)的升档性能相比, ACL-AMT 能够同时实现自动变速器的无缝换档和手动变速器(MT)的燃油经济性。程靖等人开发了一种紧凑的电动汽车双速无离合器双制动变速器, 它由普通齿轮和齿圈组成的双级行星齿轮组组成<sup>[13]</sup>。MO W 等人提出了“鱼叉式换档”的电动汽车同步器结构的新概念, 该结构由齿形离合器和扭转减震器组成<sup>[14]</sup>。与传统的同步器不同, 鱼叉式同步器利用锥形离合器的摩擦扭矩来完成速度的同步性。

多数研究内容主要集中在变速过程, 该过程利用摩擦离合器完成速度同步, 导致如摩擦力造成的能量损失、摩擦部件磨损和变速箱温度升高等问题<sup>[15-16]</sup>。为了克服上述问题, 本文提出一种基于鱼叉式换档结构的同步

\* 基金项目: 杭州市科技计划项目(20191203B38); 浙江省自然科学基金(LQ16F010004)

# 计算机技术与应用 Computer Technology and Its Applications

器,该结构采用扭矩弹簧代替锥形离合器来实现速度校准。

## 1 鱼叉式同步器

鱼叉式换挡器由一个齿形齿轮组成,该齿轮与恒定啮合齿轮(即目标齿轮)、套管、叉齿、导向环、扭矩弹簧和轴相连接。主要特点包括:(1)利用扭矩弹簧等柔性部件消除速度差,解决摩擦力造成的能量损失和损耗问题;(2)利用机械限制结构控制整个接合阶段的套管轴向运动,简化接合过程中的驱动复杂性,包括导向环和齿形齿轮的正面以及外部槽底;(3)只需较小的驱动力即可完成接合,换挡力仅为 38 N。如图 1 所示,将鱼叉移位简化为 4 个主要工作部件,可以清楚地显示操作过程,扭矩弹簧安装在齿形齿轮的内槽中时不显示。

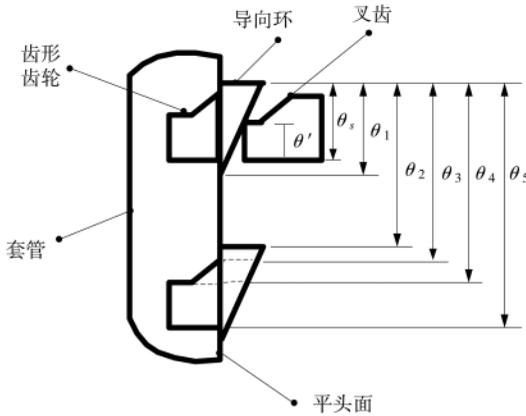


图 1 鱼叉位移的角参数和工作分量

## 2 系统建模

### 2.1 动力系统模型

本文用 4 个弹簧阻尼器来表示变速器输入轴和输出轴、半轴和轮胎的弹性。假设轮胎带是与道路完全耦合的齿轮,两者之间没有滑动。本文提出的动力学简化模型只考虑轮胎的旋转运动,不考虑轮胎的纵向运动。为了提高计算效率,假设左、右半轴和车轮是对称的,可以将两者合并成一个分支。描述变速器输入侧和输出侧自由度旋转运动的微分方程如式(1)~式(4)所示:

$$J_m \ddot{\theta}_m = T_m - k_1(\theta_m - \theta_{gin}) - c_1(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_{gin}) - c_m \dot{\theta}_m \quad (1)$$

$$J_{dout} \ddot{\theta}_{dout} = \gamma_d [k_2(\theta_s - \theta_{dout} \gamma_d) + c_2(\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_{dout} \gamma_d)] - k_3(\theta_{dout} - \theta_h) - c_3(\dot{\theta}_{dout} - \dot{\theta}_h) - c_t \dot{\theta}_{dout} \quad (2)$$

$$J_h \ddot{\theta}_h = k_3(\theta_{dout} - \theta_h) + c_3(\dot{\theta}_{dout} - \dot{\theta}_h) - k_4(\theta_h - \theta_v) - c_4(\dot{\theta}_h - \dot{\theta}_v) \quad (3)$$

$$J_v \ddot{\theta}_v = k_4(\theta_h - \theta_v) + c_4(\dot{\theta}_h - \dot{\theta}_v) - T_{load} \quad (4)$$

式中,  $J_m$  为电机惯量,  $J_{dout}$  为与固定的主减速比相关的当量惯量,  $J_h$  为轮毂当量惯量,  $J_v$  为车辆当量惯量,  $c_n$  和  $k_n$  ( $n=1, 2, 3$ ) 分别表示每个轴的阻尼和刚度系数,  $c_4$  和  $k_4$  分别为轮胎阻尼和刚度,  $c_m$  和  $c_t$  表示恶性阻尼系数;  $\theta$  为有限大角位移,一阶和二阶时间导数表示旋转速度和

加速度;  $\theta_m$  为电机角位移,  $\theta_{gin}$  为输入轴角位移,  $\theta_{dout}$  为与固定的主减速比相关的角位移,  $\theta_h$  为轮毂角位移,  $\theta_v$  为车辆角位移;  $\gamma_d$  为最终比率;  $T_{load}$  为包括爬升阻力、滚动阻力和空气动力阻力在内的载荷扭矩,计算公式如下:

$$T_{load} = [m_v g \sin \phi + f_r m_v g + \frac{1}{2} C_d A_F \rho_{air} (r_w \dot{\theta}_v)^2] r_w \quad (5)$$

式中,  $\phi$ ,  $f_r$ ,  $m_v$ ,  $g$ ,  $\rho_{air}$ ,  $C_d$ ,  $A_F$  和  $r_w$  分别道路倾角、滚动阻力系数、车辆质量、重力加速度、空气密度、阻力系数、车前面积和有效轮径。本文选取  $\phi=0$ 。

### 2.2 鱼叉换挡啮合过程及动力学模型

根据套管的轴向位移和套管叉与导向环、齿形齿轮的相对位置,鱼叉移位的啮合过程可以分 6 个阶段,公式与参数说明如下。

#### 2.2.1 阶段 1 ( $0 \leq \theta_s < \theta'$ )

在换挡力  $F_a$  的作用下,套管轴向向齿形齿轮移动。当套管尖头与导向环正面接触时,套管的轴向运动受阻,表明啮合进入下一阶段。在一定条件下,尖头可以直接接触到导环的倒棱面或齿形齿轮的平头面,而不是导环的正面,此时驱动进入第 2 或第 3 阶段。驱动公式为:

$$J_s \ddot{\theta}_s = -k_2(\theta_s - \theta_{dout} \gamma_d) - c_2(\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_{dout} \gamma_d) \quad (6)$$

$$J_{gin} \ddot{\theta}_{gin} = k_1(\theta_m - \theta_{gin}) + c_1(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_{gin}) + T_{spring} \quad (7)$$

$$J_{r_i} \ddot{\theta}_{r_i} = -k_{r_{g_i}}(\theta_{r_i} - \theta_{g_i}) - c_{r_{g_i}}(\dot{\theta}_{r_i} - \dot{\theta}_{g_i}) - T_{p_{i_0}} \quad (8)$$

$$m_s \ddot{x}_s = F_a - c_{x_1} \dot{x}_s \quad (9)$$

式中,  $T_{spring} = \sum_{k=1}^3 \frac{1}{\gamma_{g_k}} [k_{r_{g_k}}(\theta_{r_k} - \theta_{g_k}) + c_{r_{g_k}}(\dot{\theta}_{r_k} - \dot{\theta}_{g_k}) + T_{p_{i_0}}]$ ,  $\theta_{g_i} = \theta_{gin} / \gamma_{g_i}$ ,  $\dot{\theta}_{g_i} = \dot{\theta}_{gin} / \gamma_{g_i}$ ;  $J_s$  为包括套管和轮毂惯性在内的等效惯量;  $J_{gin}$  为输入轴上的等效惯性,包括输入轴和变速器的所有齿轮副的惯量;  $J_{r_i}$  为导环的惯量;  $m_s$  为套管质量;  $x_s$  和  $\dot{x}_s$  分别为套管的轴向位移和速度;  $c_{x_1}$  为套管轴向移动时的粘性阻尼;  $\theta_{g_i}$  和  $\dot{\theta}_{g_i}$  ( $i=1, 2, 3$ ) 分别表示目标齿轮的角位移和速度;  $\gamma_{g_i}$  代表第  $i$  个传动比;  $T_{spring}$  为弹簧扭矩,  $T_{p_{i_0}}$  为第  $i$  档扭矩弹簧预压缩产生的扭矩,满足  $T_{p_{i_0}} = k_{r_{g_i}} \theta_{r_{g_i}}$ , 其中  $\theta_{r_{g_i}}$  为扭矩弹簧的预压缩弧度。

#### 2.2.2 阶段 2 ( $\theta' \leq \theta_s < \theta_1 + \theta'$ )

套管尖头沿着导环的斜面滑动,导环的斜面仍然阻塞齿形齿轮的外槽,以防止过早锁定。该阶段的动力学方程如下:

$$J_s \ddot{\theta}_s = -k_2(\theta_s - \theta_{dout} \gamma_d) - c_2(\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_{dout} \gamma_d) + (F_a - c_{x_1} \dot{x}_s) R_m \frac{1 - \mu_s \tan \beta_1}{\tan \beta_1 + \mu_s} \quad (10)$$

$$J_{gin} \ddot{\theta}_{gin} = k_1(\theta_m - \theta_{gin}) + c_1(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_{gin}) + T_{spring} \quad (11)$$

$$J_{r_i} \ddot{\theta}_{r_i} = -k_{r_{g_i}}(\theta_{r_i} - \theta_{g_i}) - c_{r_{g_i}}(\dot{\theta}_{r_i} - \dot{\theta}_{g_i}) - T_{p_{i_0}} -$$

$$(F_a - c_{x_1} \dot{x}_s) R_m \frac{1 - \mu_s \tan \beta_1}{\tan \beta_1 + \mu_s} \quad (12)$$

式中,  $R_m$  是套管叉和导环块之间的平均接触半径。由于轴向和切向速度连接在导向环的斜面上, 套管轴向运动的自由度在阶段 2 受到约束(不独立)。轴向加速度可从切向加速度得到, 如式(13)所示:

$$\ddot{x}_s = (\ddot{\theta}_s - \ddot{\theta}_r) R_{out} \cot \beta_1 \quad (13)$$

### 2.2.3 阶段 3 ( $\theta_1 + \theta' \leq \theta_s < \theta_2$ )

齿尖滑到齿式齿轮的平头面上, 其轴向运动受阻, 即  $\dot{x}_s = 0$  和  $\ddot{x}_s = 0$ 。该阶段结束时, 套管叉侧面接触下一个平面的导向环。该阶段的运动方程表示为:

$$J_s \ddot{\theta}_s = -k_2(\theta_s - \theta_{dout} \gamma_d) - c_2(\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_{dout} \gamma_d) - \mu_{sg}(F_a - c_{x_1} \dot{x}_s) R_m \quad (14)$$

$$J_{gin} \ddot{\theta}_{gin} = k_1(\theta_m - \theta_{gin}) + c_1(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_{gin}) + T_{spring} + \frac{1}{\gamma_{gs}} \mu_{sg}(F_a - c_{x_1} \dot{x}_s) R_m \quad (15)$$

$$J_{r_i} \ddot{\theta}_{r_i} = -k_{rgi}(\theta_{r_i} - \theta_{gi}) - c_{rgi}(\dot{\theta}_{r_i} - \dot{\theta}_{gi}) - T_{p_{i0}} + T_{sr_i} \quad (16)$$

### 2.2.4 阶段 4 ( $\theta_2 \leq \theta_s < \theta_3 + \theta'$ )

套管叉与导向环发生碰撞。该阶段, 尖头仍然在齿式齿轮的平头面上滑动, 满足  $\dot{x}_s = 0$  和  $\ddot{x}_s = 0$ 。本文采用冲击函数计算了碰撞产生的接触力, 该阶段的运动方程如下:

$$J_s \ddot{\theta}_s = -k_2(\theta_s - \theta_{dout} \gamma_d) - c_2(\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_{dout} \gamma_d) - \mu_{sg}(F_a - c_{x_1} \dot{x}_s) R_m - T_{sr_i} \quad (17)$$

$$J_{gin} \ddot{\theta}_{gin} = k_1(\theta_m - \theta_{gin}) + c_1(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_{gin}) + T_{spring} + \frac{1}{\gamma_{gs}} \mu_{sg}(F_a - c_{x_1} \dot{x}_s) R_m \quad (18)$$

$$J_{r_i} \ddot{\theta}_{r_i} = -k_{rgi}(\theta_{r_i} - \theta_{gi}) - c_{rgi}(\dot{\theta}_{r_i} - \dot{\theta}_{gi}) - T_{p_{i0}} + T_{sr_i} \quad (19)$$

式中,  $T_{sr_i}$  为导向环与套管碰撞产生的扭矩, 冲击力函数计算公式为:

$$T_{sr_i} = k_{sr}(\theta_s - \theta_{r_i} - n_{s_i} \frac{2\pi}{N} - \theta_2)^n + c_{sr}(\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_{r_i}) \quad (20)$$

式中,  $k_{sr}$  和  $c_{sr}$  为碰撞的等效刚度和阻尼系数;  $N$  是套管叉的数量;  $n_{s_i}$  为与套管、导向环、齿圈之间的相对角位移有关的系数, 该系数决定导向环块的平面侧面或齿圈外槽将与套管尖头碰撞;  $n$  为非线性指数因子, 满足  $n=1.5$ 。

### 2.2.5 阶段 5 ( $\theta_3 + \theta' \leq \theta_s < \theta_4 + \theta'$ )

该阶段尖头滑到齿形齿轮的斜面上, 同时转动导向环。套管尖头与导向环之间的碰撞从第 4 阶段开始, 将持续到第 5 阶段和第 6 阶段。鱼叉位移自由度的运动方程如下:

$$J_s \ddot{\theta}_s = -k_2(\theta_s - \theta_{dout} \gamma_d) - c_2(\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_{dout} \gamma_d) - T_{sr_i} + [F_a - (c_{x_1} + c_{x_2}) \dot{x}_s] R_m \frac{1 - \mu_s \tan \beta_2}{\tan \beta_2 + \mu_s} \quad (21)$$

$$J_{gin} \ddot{\theta}_{gin} = k_1(\theta_m - \theta_{gin}) + c_1(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_{gin}) + T_{spring} - \frac{1}{\gamma_{gs}} [F_a - (c_{x_1} + c_{x_2}) \dot{x}_s] R_m \frac{1 - \mu_s \tan \beta_2}{\tan \beta_2 + \mu_s} \quad (22)$$

$$J_{r_i} \ddot{\theta}_{r_i} = -k_{rgi}(\theta_{r_i} - \theta_{gi}) - c_{rgi}(\dot{\theta}_{r_i} - \dot{\theta}_{gi}) - T_{p_{i0}} + T_{sr_i} \quad (23)$$

式中,  $c_{x_2}$  为粘性阻尼。与第 2 阶段相似, 套管切向和轴向速度连接在齿形槽面上, 其轴向加速度计算公式为:

$$\ddot{x}_s = (\ddot{\theta}_s - \ddot{\theta}_{r_i}) R_{out} \cot \beta_1 \quad (24)$$

### 2.2.6 阶段 6 ( $\theta_4 + \theta' \leq \theta_s$ & $\dot{\theta}_g < \dot{\theta}_s$ )

换挡力  $F_a$  作用下的套管, 其轴叉继续运动直到它接触的外部槽底。该阶段的动力学方程如下:

$$J_s \ddot{\theta}_s = -k_2(\theta_s - \theta_{dout} \gamma_d) - c_2(\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_{dout} \gamma_d) - T_{sr_i} - T_{sg_i} \quad (25)$$

$$J_{gin} \ddot{\theta}_{gin} = k_1(\theta_m - \theta_{gin}) + c_1(\dot{\theta}_m - \dot{\theta}_{gin}) + T_{spring} + \frac{1}{\gamma_{gs}} T_{sg_i} \quad (26)$$

$$J_{r_i} \ddot{\theta}_{r_i} = -k_{rgi}(\theta_{r_i} - \theta_{gi}) - c_{rgi}(\dot{\theta}_{r_i} - \dot{\theta}_{gi}) - T_{p_{i0}} + T_{sr_i} \quad (27)$$

$$m_s \ddot{x}_s = F_a - (c_{x_1} + c_{x_2} + c_{x_3}) \dot{x}_s \quad (28)$$

式中,  $c_{x_3}$  为粘性阻尼;  $T_{sg_i}$  为套管和齿形齿轮之间的碰撞扭矩, 可通过碰撞函数计算得出:

$$T_{sg_i} = k_{sg}(\theta_s - \theta_{gi} - n_{s_i} \frac{2\pi}{N} - \theta_s)^n + c_{sg}(\dot{\theta}_s - \dot{\theta}_{gi}) \quad (29)$$

## 3 控制策略

### 3.1 换挡控制

无离合器 AMT 的换挡控制策略包括以下 5 个步骤: (1) 电机扭矩减小降低至零; (2) 同步器脱离, 当电机扭矩设置为零时, 鱼叉换挡套管在驱动力  $F_a$  的作用下从接合位置轴向移动到空档位置; (3) 电机速度控制; (4) 同步器啮合, 当速度差达到阈值时, 电机扭矩设置为零, 执行器将套管推向目标齿轮; (5) 电机扭矩恢复。

### 3.2 发动机转矩控制

如上所述, 鱼叉位移/齿和过程中的第 4 阶段, 冲击函数使用的阶跃函数是一个三阶函数, 函数曲线具有光滑特性。为了实现平稳换挡, 本文提出基于阶跃函数的扭矩曲线, 如式(30)所示:

$$T_{mref} = \begin{cases} T \cdot (1 - \text{Step}(t, t_{q_0}, t_{q_1}, h_0, h_1)) \\ T \cdot \text{Step}(t, t_{q_0}, t_{q_1}, h_0, h_1) \end{cases} \quad (30)$$

式中,  $T$  ( $=100 \text{ Nm}$ ) 为所需扭矩;  $t$  为时间,  $t_{q_0}$  为启动电机扭矩控制的时间,  $t_{q_1}$  为所需的扭矩减小或恢复阶段持续时间, 设置  $t_{q_1} = 0.3 \text{ ms}$ 。

## 4 仿真实验

### 4.1 升档和降档模拟

图 2 和图 3 显示了鱼叉式换挡器结构部件在升档和降档过程中的速度响应。图 2 表示从 1 档升到 2 档的速度响应, 该过程中电机必须降低目标档位的速度, 直到其低于套管速度, 两者之间的速度差满足阈值条件。

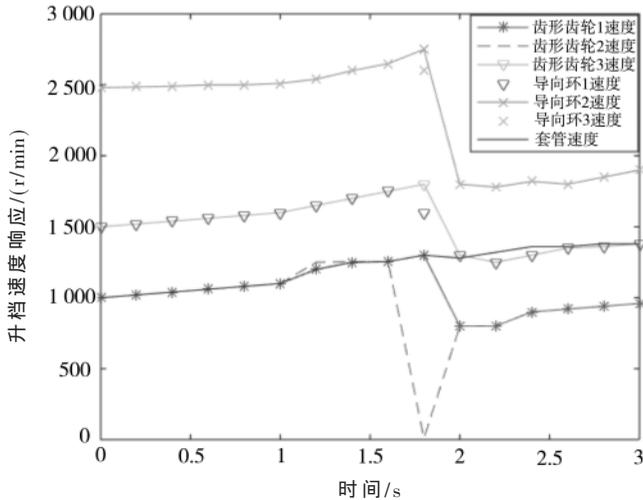


图2 1档到2档升档模拟角速度

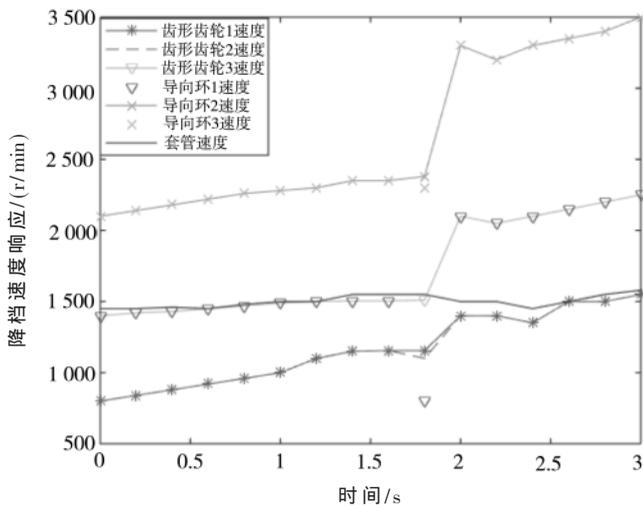


图3 2档到1档降档模拟角速度

当扭矩弹簧在鱼叉位移/齿和过程的第4阶段和第5阶段被压缩时,扭矩传递到齿形齿轮。如果在第4阶段和第5阶段不能完全消除速度差,则在第6阶段,由于剩余的速度差,齿形齿轮与套管叉之间会发生碰撞。图3表示从2档降到1档的速度响应,在电机速度控制阶段开始之前,导环速度突然下降,然后迅速增加。这是因为当啮合过程结束时,压缩扭矩弹簧中存储的弹性能量将保持到下一个换挡发生时。

#### 4.2 扭矩弹簧刚度优化

表1为弹簧刚度优化和非优化的每个齿轮的冲击和啮合持续时间比较,结果表明,优化后的弹簧刚度可以

大大降低鱼叉式换挡器在不同档值的冲击。由表1可知,从2档降到1档时,接合点的冲击绝对值从13.79 m/s<sup>2</sup>降低到5.45 m/s<sup>2</sup>,接合持续时间从365.42 ms增加到406.68 ms。因此,弹簧刚度优化策略能够提高换挡效率,但会增加持续时间。

#### 4.3 转动惯量对换挡性能的影响

本文主要研究换挡过程中转动惯量对脉动的影响,结果如表2所示。驱动电机的转动惯量从0.03 kg·m<sup>2</sup>增加到0.24 kg·m<sup>2</sup>。套管的转速为1550(即 $\theta_s=1550$  r/min),目标齿轮与套管的转速差为30转/分。表2说明,随着电机惯量的增加,啮合后的扭矩振动明显增大,换挡冲击也增大,目标齿轮上游转动惯量对换挡冲击有显著影响。

表2 不同电机惯量下的啮合持续时间、脉动和扭矩峰值

| 转动惯量 $J_m$ /(kg·m <sup>2</sup> ) | 交互期限/ms | 最大振动/(m/s <sup>2</sup> ) | 转矩峰值/Nm |
|----------------------------------|---------|--------------------------|---------|
| 0.03                             | 402.56  | 5.28                     | 40.27   |
| 0.09                             | 471.39  | 5.84                     | 71.48   |
| 0.13                             | 502.84  | 5.92                     | 90.24   |
| 0.18                             | 522.96  | 6.39                     | 105.69  |
| 0.24                             | 540.72  | 6.89                     | 116.36  |

### 5 结论

本文提出了鱼叉式换挡同步器的动力学模型,并应用于纯电动汽车动力总成系统。设计了一种基于特定阶跃函数的变速控制策略,实现电机平稳换挡,优化扭矩弹簧刚度,减小换挡冲击。对鱼叉式换挡器工作过程中的瞬态动力学进行仿真研究,验证动力学模型和变速控制方法的有效性和实时性。实验结果表明,为了提高换挡质量,需要根据目标齿轮的动力总成当量和惯量分别优化鱼叉换挡的扭矩弹簧刚度。仿真结果表明,新型同步器所需的驱动力很小,且不会随目标齿轮速度的变化而变化。本文今后工作将集中在改进鱼叉式换挡结构的设计和驱动电机的控制策略,预期获得更好的接合性能,进一步减小和恢复阶段的持续时间,减少车辆颠簸。

#### 参考文献

[1] 曾小华,董兵兵,李广含,等.混合动力系统节油影响因素[J].浙江大学学报(工学版),2019,53(4):645-653.  
 [2] WALKER P,ZHU B,ZHANG N.Powertrain dynamics and control of a two speed dual clutch transmission for electric vehicles[J].Mechanical Systems and Signal Processing,2017,85:1-15.  
 [3] 王金强,黄航.自动驾驶发展与关键技术综述[J].电子技

表1 弹簧刚度优化和非优化的每个齿轮的冲击和啮合持续时间比较

| 齿轮  | 传动比  | 等效转动惯量/(kg·m <sup>2</sup> ) | 弹簧刚度 $k_s$ /(N/m) |       | 交互持续时间/ms |        | 接合点处的冲击绝对值/(m/s <sup>2</sup> ) |      |
|-----|------|-----------------------------|-------------------|-------|-----------|--------|--------------------------------|------|
|     |      |                             | 非优化               | 优化    | 非优化       | 优化     | 非优化                            | 优化   |
| 齿轮1 | 2.18 | 0.185 976                   | 1 000             | 9 000 | 365.42    | 406.68 | 13.79                          | 7.6  |
| 齿轮2 | 1.65 | 0.099 094                   | 1 000             | 3 500 | 303.86    | 345.22 | 9.36                           | 5.99 |
| 齿轮3 | 1.07 | 0.048 271                   | 1 000             | 2 800 | 272.88    | 325.64 | 7.86                           | 5.45 |

# 计算机技术与应用 Computer Technology and Its Applications

- 术应用, 2019, 45(6): 28-36.
- [4] LI L, WANG X, SONG J. Fuel consumption optimization for smart hybrid electric vehicle during a car-following process[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2017, 87: 17-29.
- [5] 龙克俊. 增程式电动汽车动力系统参数匹配与效率优化控制研究[D]. 重庆: 重庆理工大学, 2018.
- [6] WANG Y, LU E, LU H, et al. Comprehensive design and optimization of an electric vehicle powertrain equipped with a two-speed dual-clutch transmission[J]. Advances in Mechanical Engineering, 2017, 9(1): 1-13.
- [7] WANG X, LI L, HE K, et al. Dual-loop self-learning fuzzy control for AMT gear engagement: design and experiment[J]. IEEE Transactions on Fuzzy Systems, 2018, 26(4): 1813-1822.
- [8] WANG X, LI L, HE K, et al. Position and force switching control for gear engagement of automated manual transmission gear-shift process[J]. Journal of Dynamic Systems Measurement Control, 2018, 140(8): 081010.
- [9] YUE H, ZHU C, GAO B. Fork-less two-speed I-AMT with overrunning clutch for light electric vehicle[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 130: 157-169.
- [10] TIAN Y, RUAN J, ZHANG N, et al. Modelling and control of a novel two-speed transmission for electric vehicles[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 127: 13-32.
- [11] 叶文, 李翔晟, 单外平. 基于改进布谷鸟搜索优化神经网络的 AMT 换挡电机控制[J]. 计算机应用, 2018, 38(S2): 67-71.
- [12] 胡宇辉, 乐新宇, 吴洪振, 等. 混合动力汽车的转速转矩双同步换挡控制[J]. 汽车工程, 2018, 40(9): 1076-1082, 1095.
- [13] 程靖. 湿式 DCT 换挡过程同步器控制策略研究[D]. 长春: 吉林大学, 2018.
- [14] MO W, WALKER P D, FANG Y, et al. A novel shift control concept for multi-speed electric vehicles[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 112: 171-193.
- [15] LIANG J, YANG H, WU J, et al. Power-on shifting in dual input clutchless power-shifting transmission for electric vehicles[J]. Mechanism and Machine Theory, 2018, 121: 487-501.
- [16] LI L, HE K, WANG X, et al. Sensor fault-tolerant control for gear-shifting engaging process of automated manual transmission[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 99: 790-804.

(收稿日期: 2020-02-21)

### 作者简介:

汪秋婷(1982-), 女, 博士, 讲师, 主要研究方向: 数字信号处理、锂离子电池能量管理。

戚伟(1984-), 男, 博士, 讲师, 主要研究方向: 电子电路、合同能量管理。

沃奇中(1974-), 男, 硕士, 研究员, 主要研究方向: 电子检测系统。



(上接第 90 页)

## 4 结论

本文基于并行加速的思想, 对原始 AC 自动机的串行匹配过程进行改进。利用多线程技术对切割后的文本段进行处理以获得较高的性能加速比。实验结果表明, 在实验环境下, 改进后的算法在匹配大文本(取 80 MB 为例)时, 可获得相比于原始 AC 自动机 13.91x 的加速比, 当待匹配文本较小时, 使用过多线程, 该算法性能提升不明显。下一步将高级 AC 自动机的字典树压缩技术和并行加速思路相结合, 进一步提升算法的时间与空间性能, 并研究如何将算法应用到基于深度包检测的入侵检测系统中。

### 参考文献

- [1] AHO A V, CORASICK M J. Efficient string matching: an aid to bibliographic search[J]. Communications of ACM, 1975, 18(6): 333-340.
- [2] CURINO C, JONES E, Zhang Yang, et al. Schism: a work-load-driven approach to database replication and partitioning[C]. VLDB, 2010: 48-57.
- [3] AHO A V, SETHI R, ULLMAN J D. Compilers: principles, techniques, and tools[M]. Addison-Wesley Publishing, 2006.
- [4] 刘春晖, 黄宇, 宋琦. 一种改进的 AC 多模式匹配算法[J].

- 计算机工程, 2015, 41(10): 280-285.
- [5] DENCKER P, DORRE K, HEUFT J. Optimization of parser tables for portable compilers[J]. ACM Transactions on Programming Languages and Systems, 1984, 6(4): 546-572.
- [6] 陈永杰, 吾守尔·斯拉木, 于清. 一种基于 Aho-Corasick 算法改进的多模式匹配算法[J]. 现代电子技术, 2019, 42(4): 89-93.
- [7] 张萍, 何慧敏, 张春燕, 等. FilterFA: 一种基于字符集规约的模式串匹配算法[J]. 通信学报, 2016, 37(12): 103-114.
- [8] 熊刚, 何慧敏, 于静, 等. HybridFA: 一种基于统计的 AC 自动机空间优化技术[J]. 通信学报, 2015, 36(7): 31-39.
- [9] RASOOL A, KHARE N. Parallelization of KMP string matching algorithm on different SIMD architectures: multi-Core and GPGPU's[J]. International Journal of Computer Applications, 2012, 49(11): 26-28.

(收稿日期: 2020-02-14)

### 作者简介:

熊仁都(1994-), 男, 硕士研究生, 主要研究方向: 软件工程。

杨嘉佳(1988-), 男, 博士, 工程师, 主要研究方向: 社交网络、机器学习。

唐球(1985-), 男, 博士, 工程师, 主要研究方向: 社交舆情、大数据存储、数据挖掘。

## 版权声明

经作者授权，本论文版权和信息网络传播权归属于《电子技术应用》杂志，凡未经本刊书面同意任何机构、组织和个人不得擅自复印、汇编、翻译和进行信息网络传播。未经本刊书面同意，禁止一切互联网论文资源平台非法上传、收录本论文。

截至目前，本论文已经授权被中国期刊全文数据库（CNKI）、万方数据知识服务平台、中文科技期刊数据库（维普网）、DOAJ、美国《乌利希期刊指南》、JST 日本科技技术振兴机构数据库等数据库全文收录。

对于违反上述禁止行为并违法使用本论文的机构、组织和个人，本刊将采取一切必要法律行动来维护正当权益。

特此声明！

《电子技术应用》编辑部

中国电子信息产业集团有限公司第六研究所