

机械变速器换挡的接合过程建模及特性分析

陈红旭,卢紫旺,王立军,田光宇

(清华大学 汽车安全与节能国家重点实验室,北京 100084)

摘 要:接合套和接合齿圈的接合过程是影响机械变速器换挡品质的关键阶段。针对在接合过程中,当接合套和接合齿圈在齿端倒角处接触时碰撞发生,其相对速度会发生突变,相应的耦合关系及动力学方程也会发生改变的现象,为了得到机械变速器整个接合过程的精确数学模型和特性,运用多体动力学理论和混杂系统方法建立了描述接合过程的混杂自动机模型。在该模型中,用 3 个微分方程组描述接合过程中接合套和接合齿圈在不同耦合关系下的动力学特性;引入泊松恢复系数,建立了 4 个差分方程组描述碰撞过程接合齿圈转速、接合套轴向运动速度和转速产生的突变。基于该混杂自动机模型,在 MATLAB 环境下进行了仿真分析,得到了接合过程中接合套和接合齿圈的轨迹、接合时间和最大冲击,分析了换挡力、接合套相对接合齿圈的初始转速和位置对接合性能(时间和最大冲击)的影响。研究结果表明:接合套和接合齿圈的相对位置对接合时间和冲击有显著影响;当接合套和接合齿圈的转速差在一定范围内时,接合时间较短,过大的转速差则会使接合时间呈指数上升;接合套和接合齿圈的转速差越大,冲击越大;增大换挡力可缩短接合时间,但会增大冲击。在设计机械式自动变速器的控制系统时,应根据机械变速器换挡过程的特性,选取最佳的换挡力、相对转速、相对位置作为控制参数,进而缩短动力中断时间,减小换挡冲击。

关键词:汽车工程;接合过程;数值模拟;冲击;混杂系统;转速差;相对位置

中图分类号:U463.2

文献标志码:A

Modeling and characteristic analysis of engaging process during gear shifting of mechanical transmissions

CHEN Hong-xu, LU Zi-wang, WANG Li-jun, TIAN Guang-yu

(State Key Laboratory of Automotive Safety and Energy, Tsinghua University, Beijing 100084, China)

Abstract: The engaging process of engaging sleeve and clutch gear is the key phase influencing the gear shifting performance of mechanical transmissions. During an engaging process, collision occurred when engaging sleeve and clutch gear contacted at the end of the tooth chamfer, their relative speed suddenly changed, and their coupling relationship and dynamic equations also changed. In order to obtain an accurate mathematical model and characteristics of the engaging process of mechanical transmission, a hybrid automaton model was built to describe the engaging process through multi-body dynamics theory and hybrid system methodology. In this model, three sets of differential equations were built to describe the dynamic characteristics of engaging sleeve and clutch gear under different coupling relationships during an engaging process. Poisson

recovery coefficient was introduced to build four sets of difference equations to describe the rotational speed of clutch gear, the axial movement speed of engaging sleeve and the sudden change of rotational speed during the collision process. Based on the hybrid automaton model, simulation analysis was carried out in the MATLAB environment. The trajectories, the engaging duration and the maximum impact of engaging sleeve and clutch gear during their engaging process were obtained. The effects of the shifting force and the initial rotational speed and position of engaging sleeve relative to clutch gear on engaging performance were analyzed. The results show that the relative position of engaging sleeve and clutch gear has significant effect on the engaging duration and the maximum impact. If the rotational speed difference of engaging sleeve and clutch gear is within limit, the engaging duration is relatively short, and a big rotational speed difference will cause an exponential rise of engaging duration, a bigger rotational speed difference of engaging sleeve and clutch gear will cause a bigger engaging impact. When increasing the shifting force, the engaging duration will shorten but the impact will increase. When designing the control system of automated mechanical transmission, the optimal shifting force, relative rotational speed and position should be adopted as control parameters to shorten power interruption time and reduce shifting impact according to the gear shifting characteristics of mechanical transmission. 1 tab, 7 figs, 25 refs.

Key words: automotive engineering; engaging process; numerical simulation; impact; hybrid system; rotational speed difference; relative position

0 引言

接合套和接合齿圈的接合过程会产生换档冲击,是机械变速器换档控制的关键阶段。在电动汽车用变速器系统中,通常取消了离合器,通过对电机转速的精确控制使得接合套和接合齿圈的转速实现快速同步,进而缩短换档过程的动力中断时间^[1-4]。但是,由于电机转子与变速器输入轴直接耦合,增大了被同步端(接合齿圈端)的转动惯量,使接合过程可能产生更大的冲击^[5-8]。尤其是在无同步器的机械式变速器中,当接合套和接合齿圈接触时它们之间的转速差不为零,可能引起非同步打齿,造成接合套和接合齿圈的损坏^[9-14]。因此,对接合套和接合齿圈的接合过程进行建模和分析是设计换档控制器的基础。

已有的研究主要通过多体动力学仿真或台架测试寻找结合过程的影响因素。在 2012 国际先进汽车自动变速器技术研讨会上,Hofer 公司的 Markus 分析了纯电动汽车和混合动力汽车的变速器接合齿圈的失效形式,指出影响接合过程的主要因素是换档执行机构、转速差和转动惯量等^[9]。在第 6 届国际汽车变速器及驱动技术研讨会上,Chris 对电动汽车用两档变速器的换档过程进行了分析,通过台架试验发现当接合套和接合齿圈转

速未同步时,会造成较大的冲击^[15];Rosen 等通过测试发现,接合套相对接合齿圈的初始位置也是造成接合冲击的重要因素^[16-18];Liu 等将其相对位置归纳为 4 种情形,通过多体动力学仿真试验得到了各情形的概率^[19]。但上述研究工作尚未建立影响接合过程的各主要因素(包括换档力、接合套和接合齿圈的相对转速和相对位置)和接合性能(时间和最大冲击)的量化关系,不足以支撑机械变速器换档控制系统的设计。为此,本文建立描述机械变速器整个接合过程的混杂自动机模型,计算接合过程中接合套和接合齿圈的轨迹和最大冲击,分析换档力、接合套相对接合齿圈的初始转速和位置对接合时间和换档冲击的影响,以期揭示机械变速器接合阶段换档冲击的形成机理。

1 建模方法

本文研究的两档无同步器机械式变速器如下页图 1 所示,结构参数如下页表 1 所示。本文以一档换二档为例,研究接合套和二档接合齿圈的作用过程。当接合套和一档接合齿圈接合时,变速器位于一档;换档力 F_s 作用在接合套上,推动接合套沿花键毂作轴向运动,并和二档接合齿圈相互作用;当接合套和二档接合齿圈接合时,换档完成,变速器位于二档。

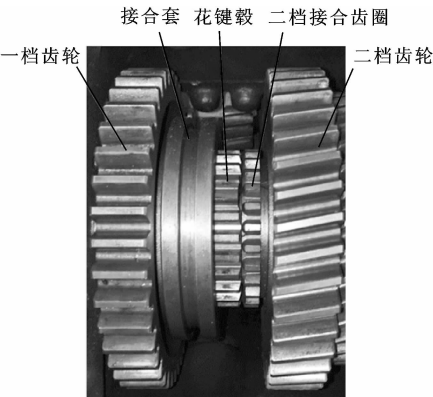


图 1 两档无同步器机械式变速器的结构
Fig. 1 Configuration of two-gears synchronizer-free mechanical transmission

表 1 变速器的结构参数

Tab. 1 Configuration parameters of mechanical transmission

参数	物理含义	数值
$J_{in}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	接合齿圈(被同步)端转动惯量	0.425
$J_{out}/(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	接合套(同步)端转动惯量	6.248
m_{slv}/kg	接合套的质量	1.1
r_{gr}/m	接合齿圈的半径	0.075
$\alpha_{gr}/(^{\circ})$	接合套和接合齿圈的倒角	56
N	接合套和接合齿圈的接合齿齿数	45
x_1/m	接合齿圈的齿顶位置	-0.004 9
x_2/m	接合套和接合齿圈的接合位置	-0.001 7
ϵ	接合套和接合齿圈间的恢复系数	0.5
μ	接合套和接合齿圈间的摩擦因数	0.05

将接合套和二档接合齿圈作为 2 个隔离体进行受力分析,如图2(a)所示。接合套与变速器输出轴、主传动、半轴、车轮等相连,称为同步端;接合齿圈与变速器输入轴、中间轴、齿轮等相连,称为被同步端。在被同步端,变速器输入转矩为 T_{in} (包括电机或发动机转矩,及变速器输入端阻力矩),接合齿圈转动速度为 ω_{gr} ;换挡力 F_s 作用于接合套,接合套轴向运动速度为 v_{slv} ;在同步端,接合套和变速器输出轴通过花键毂耦合,受车辆阻力矩 T_f 作用,转速为 ω_{slv} 。也就是说,接合齿圈有一个转动自由度 θ_{gr} ,接合套有一个平动自由度 x_{slv} 和一个转动自由度 θ_{slv} 。

如图 2(b)所示,将接合套和接合齿圈沿圆周展开为平面,将接合套抽象为一个小球,接合齿圈抽象为若干个漏斗,整个接合过程则被抽象为一个小球在漏斗中的运动。本文在漏斗孔(接合齿圈)处建立坐标系 xOy ,则小球(接合套)沿 x 方向的速度表示为 v_{slv} ,沿 y 方向的速度表示为 $r_{gr} \Delta \omega_{slv-gr}$,其中 $\Delta \omega_{slv-gr}$ 为接合套相对接合齿圈的转速,即 $\Delta \omega_{slv-gr} = \omega_{slv} - \omega_{gr}$, l_1 、 l_2 为线段。如果接合套和接合齿圈的

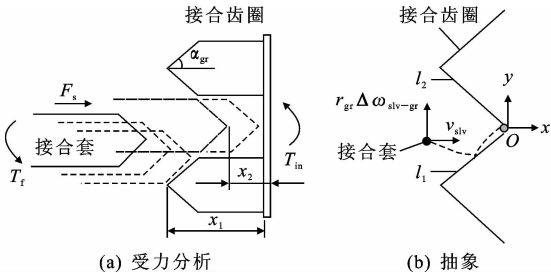


图 2 接合套和接合齿圈的接合过程抽象
Fig. 2 Abstraction of engaging process of engaging sleeve and clutch gear

倒角接触(即小球碰到漏斗壁),则碰撞发生,系统状态变量 ω_{gr} 、 v_{slv} 、 ω_{slv} 在碰撞后发生突变。当小球在漏斗壁上经过若干次碰撞后穿过漏斗孔时,则接合套和接合齿圈完成接合。因此,在机械变速器换挡的整个接合过程中,系统状态变量 ω_{gr} 、 v_{slv} 、 ω_{slv} 既有连续演化阶段,又有离散的状态迁移。此外,当接合套和接合齿圈接合后(小球穿过漏斗孔),其机械耦合关系发生改变,很难用统一的微分方程来描述接合过程的动力学。

基于上述特点,本文采用混杂系统建模方法,建立描述机械变速器整个接合过程的混杂自动机模型。在该模型中,接合套和接合齿圈在不同机械耦合关系下的动力学用 3 个微分方程组描述;接合过程中由于碰撞使 ω_{gr} 、 v_{slv} 、 ω_{slv} 产生的突变通过 4 个差分方程组描述。

2 混杂自动机模型

如下页图 3 所示,在接合过程中,接合套和接合齿圈有 3 种机械耦合关系:脱开、接合中、完全接合。离散变量 l_{oc} 表示这 3 种机械耦合关系,即 $l_{oc} \in \{\text{脱开, 接合中, 完全接合}\}$ 。对每个 l_{oc} 用不变集 I_{nv} 定义这种机械耦合关系。连续变量 $x \triangleq \{x_1, x_2\}$ 表示接合套和接合齿圈在接合过程中的运动轨迹,其中 $x_1 \triangleq \{\omega_{gr}, v_{slv}, \omega_{slv}\}$, $x_2 \triangleq \{\theta_{gr}, x_{slv}, \theta_{slv}\}$ 。6 个连续变量满足如下微分方程

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \mathbf{B}_i u + \mathbf{D}_i f \\ \dot{x}_2 = x_1 \end{cases} \quad (1)$$

式中: \mathbf{B}_i ($i=1,2,3$) 为 3×2 阶系数矩阵; \mathbf{D}_i 为 3×1 阶系数矩阵; u 为系统输入, $u \triangleq [F_s, T_{in}]^T$; f 为车辆阻力矩, $f \triangleq T_f$ 。

用 g_k ($k=1,2,3,4$) 表示机械耦合关系的切换和碰撞的触发条件。如图 3 所示,当 g_k 触发时,至少有一个变量发生状态离散迁移,具体是离散变量

l_{oc} 可能改变, x 中的连续变量可能发生突变。

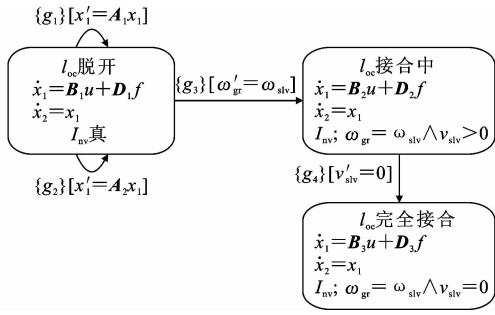


图 3 混杂自动机模型

Fig. 3 Hybrid automaton model

3 种耦合关系下的动力学过程分析如下, 其仿真过程见图 4。

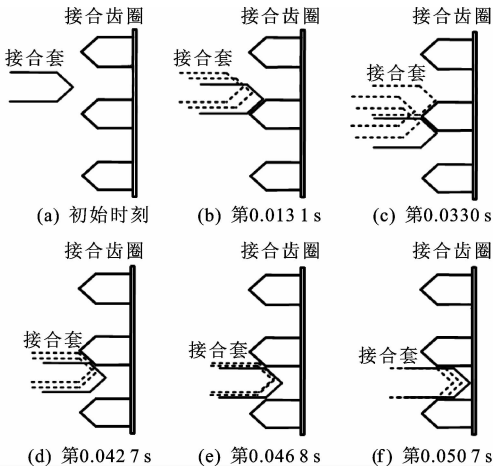


图 4 v_{slv} 、 ω_{slv} 和 ω_{gr} 随时间的变化

Fig. 4 v_{slv} , ω_{slv} and ω_{gr} change with time

2.1 脱开

在该耦合关系下接合套和接合齿圈处于脱开状态, 3 个自由度上均未受约束, 不变集 I_{nv} 为空集。状态变量 ω_{gr} 、 v_{slv} 、 ω_{slv} 满足如下常微分方程

$$\begin{cases} \dot{\omega}_{gr} = \frac{T_{in}}{J_{in}} \\ \dot{v}_{slv} = \frac{F_s}{m_{slv}} \\ \dot{\omega}_{slv} = -\frac{T_f}{J_{out}} \end{cases} \quad (2)$$

因此, 系数矩阵 B_1 和 D_1 为

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{J_{in}} \\ \frac{1}{m_{slv}} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, D_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{J_{out}} \end{bmatrix} \quad (3)$$

当接合套和接合齿圈的倒角接触时, 碰撞发生。由于该碰撞过程接近于刚体的碰撞, 接合套和接合

齿圈在碰撞中产生的变形量非常小, 并且接触时间极短, 本文引入泊松恢复系数建立碰撞模型来计算 ω_{gr} 、 v_{slv} 、 ω_{slv} 由于碰撞产生的突变。具体分 2 种情况讨论。

(1) 上倒角处接触。如图 2 和图 4(b)、(d) 所示, 接合套与接合齿圈的接触发生在上倒角, 即小球碰到线段 l_1 。碰撞的触发条件为

$$g_1 \triangleq \{ (\Delta\theta_{slv-gr} + \frac{\pi}{N}) r_{gr} \leq \tan(\alpha_{gr}) (x_{slv} - x_1) \} \wedge \Delta v_{r1} > 0 \quad (4)$$

其中, Δv_{r1} 表示接合套和接合齿圈在上倒角法线方向上的相对速度

$$\Delta v_{r1} = v_{slv} \sin(\alpha_{gr}) - \Delta\omega_{slv-gr} r_{gr} \cos(\alpha_{gr}) \quad (5)$$

$\Delta\theta_{slv-gr}$ 表示接合套和接合齿圈的花键毂齿间的相对角度

$$\Delta\theta_{slv-gr} = \theta_{slv} - \theta_{gr} - \text{floor}\left(\frac{\theta_{slv} - \theta_{gr} + \pi/N}{2\pi/N}\right) \frac{2\pi}{N} \quad (6)$$

式中: $\text{floor}(\cdot)$ 是向下取整函数。

如图 3 所示, 当条件 g_1 被触发时, 离散变量 l_{oc} 不发生变化, 但 3 个连续变量 ω_{gr} 、 v_{slv} 、 ω_{slv} 发生状态离散迁移, 本文表示为 $[\omega'_{gr}, v'_{slv}, \omega'_{slv}]^T = A_1 [\omega_{gr}, v_{slv}, \omega_{slv}]^T$, 其中 A_1 为状态离散迁移矩阵。根据泊松恢复系数模型, 将整个碰撞过程划分为压缩阶段和恢复阶段。在压缩阶段, 冲量 ΔI_1 使相对速度 v_{r1} 降为 0, 其压缩方程为

$$\begin{cases} \omega_{gr}^c = \omega_{gr} - \frac{\cos(\alpha_{gr}) r_{gr} \Delta I_1}{J_{in}} \\ v_{slv}^c = v_{slv} - \frac{\sin(\alpha_{gr}) \Delta I_1}{m_{slv}} \\ \omega_{slv}^c = \omega_{slv} + \frac{\cos(\alpha_{gr}) r_{gr} \Delta I_1}{J_{out}} \\ v_{slv}^c \sin(\alpha_{gr}) - (\omega_{slv}^c - \omega_{gr}^c) r_{gr} \cos(\alpha_{gr}) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

式中: ω_{gr}^c 、 v_{slv}^c 、 ω_{slv}^c 分别为 ω_{gr} 、 v_{slv} 、 ω_{slv} 在压缩阶段后的值。

在恢复阶段, 冲量 ΔI_2 ($\Delta I_2 = \epsilon \Delta I_1$) 使相对速度 v_{r1} 反向, 其恢复方程为

$$\begin{cases} \omega_{gr}^r = \omega_{gr}^c - \frac{\cos(\alpha_{gr}) r_{gr} \Delta I_2}{J_{in}} \\ v_{slv}^r = v_{slv}^c - \frac{\sin(\alpha_{gr}) \Delta I_2}{m_{slv}} \\ \omega_{slv}^r = \omega_{slv}^c + \frac{\cos(\alpha_{gr}) r_{gr} \Delta I_2}{J_{out}} \end{cases} \quad (8)$$

式中: ω_{gr}^r 、 v_{slv}^r 、 ω_{slv}^r 分别为 ω_{gr}^c 、 v_{slv}^c 、 ω_{slv}^c 在恢复阶段后的值。

求解方程组式(7)、式(8), 可得

$$\begin{bmatrix} \omega_{gr}' \\ v_{slv}' \\ \omega_{slv}' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_{gr}^r \\ v_{slv}^r \\ \omega_{slv}^r \end{bmatrix} = \mathbf{A}_1 \begin{bmatrix} \omega_{gr} \\ v_{slv} \\ \omega_{slv} \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\mathbf{A}_1 = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix}$$

$$a_{11} = 1 - \frac{(\epsilon+1)\cos^2(\alpha_{gr})r_{gr}^2}{J_{in}K}$$

$$a_{12} = \frac{-(\epsilon+1)\sin(\alpha_{gr})\cos(\alpha_{gr})r_{gr}}{J_{in}K}$$

$$a_{13} = \frac{(\epsilon+1)\cos^2(\alpha_{gr})r_{gr}^2}{J_{in}K}$$

$$a_{21} = \frac{-(\epsilon+1)\sin(\alpha_{gr})\cos(\alpha_{gr})r_{gr}}{m_{slv}K}$$

$$a_{22} = 1 - \frac{(\epsilon+1)\sin^2(\alpha_{gr})}{m_{slv}K}$$

$$a_{23} = \frac{(\epsilon+1)\sin(\alpha_{gr})\cos(\alpha_{gr})r_{gr}}{m_{slv}K}$$

$$a_{31} = \frac{(\epsilon+1)\cos^2(\alpha_{gr})r_{gr}^2}{J_{out}K}$$

$$a_{32} = \frac{(\epsilon+1)\sin(\alpha_{gr})\cos(\alpha_{gr})r_{gr}}{J_{out}K}$$

$$a_{33} = 1 - \frac{(\epsilon+1)\cos^2(\alpha_{gr})r_{gr}^2}{J_{out}K}$$

$$K = \frac{\sin^2(\alpha_{gr})}{m_{slv}} + \frac{\cos^2(\alpha_{gr})r_{gr}^2}{J_{out}} + \frac{\cos^2(\alpha_{gr})r_{gr}^2}{J_{in}}$$

(2)下倒角处接触。如下页图 4(f)所示, 接合套与接合齿圈的接触发生在下倒角, 即小球碰到线段 l_2 。碰撞的触发条件 g_2 为

$$g_2 \triangleq \{(\Delta\theta_{slv-gr} - \frac{\pi}{N})r_{gr} \geq \tan(\alpha_{gr})(x_1 - x_{slv})\} \wedge$$

$$\Delta v_{r2} > 0 \quad (10)$$

其中, Δv_{r2} 表示接合套和接合齿圈在下倒角法线方向的相对速度

$$\Delta v_{r2} = v_{slv}\sin(\theta_{gr}) + \Delta\omega_{slv-gr}r_{gr}\cos(\theta_{gr}) \quad (11)$$

当 g_2 触发时, 3 个连续变量 ω_{gr} 、 v_{slv} 、 ω_{slv} 的状态迁移矩阵 \mathbf{A}_2 为

$$\mathbf{A}_2 = \begin{bmatrix} a_{11} & -a_{12} & a_{13} \\ -a_{21} & a_{22} & -a_{23} \\ a_{31} & -a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \quad (12)$$

当小球运动到漏斗孔位置时(即接合套运动到接合齿圈的齿槽内), 机械耦合关系改变。如果此时接合套和接合齿圈不同步, 则在接合套和接合齿圈的齿面上发生一次碰撞消除残余转速差。定义其触发条件 g_3 为

$$g_3 \triangleq \{x_{slv} \geq x_2\} \quad (13)$$

当 g_3 触发时, 离散变量 l_{oc} 从“脱开”切换到“接合中”; 由于 $J_{out} \gg J_{in}$, 假设变速器输出端转速 ω_{slv} 在碰撞前后无变化, 所以连续变量 ω_{gr} 的状态离散迁移, 即 $\omega_{gr}' = \omega_{slv}$ 。

2.2 接合中

接合套和接合齿圈已处于耦合状态, 接合套在换挡力 F_s 的作用下继续做轴向运动, 以实现与接合齿圈的完全接合。系统自由度减少为一个转动和一个平动, 不变集 I_{nv} 是 $\{\omega_{gr} = \omega_{slv} \wedge v_{slv} > 0\}$, 变量 ω_{gr} 和 v_{slv} 满足如下常微分方程

$$\begin{cases} \dot{\omega}_{gr} = \frac{T_{in} - T_f}{J_{in} + J_{out}} \\ \dot{v}_{slv} = \frac{F_s}{m_{slv}} - \frac{\mu(J_{out}T_{in} + J_{in}T_f)}{m_{slv}r_{gr}(J_{in} + J_{out})} \end{cases} \quad (14)$$

因此, 系数矩阵 \mathbf{B}_2 和 \mathbf{D}_2 可表示为

$$\mathbf{B}_2 = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{J_{in} + J_{out}} \\ \frac{1}{m_{slv}} & -\frac{\mu J_{out}}{m_{slv}r_{gr}(J_{in} + J_{out})} \\ 0 & \frac{1}{J_{in} + J_{out}} \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$\mathbf{D}_2 = \begin{bmatrix} -\frac{1}{J_{in} + J_{out}} \\ -\frac{\mu J_{in}}{m_{slv}r_{gr}(J_{in} + J_{out})} \\ -\frac{1}{J_{in} + J_{out}} \end{bmatrix} \quad (16)$$

当接合套运动到接合齿圈的齿根处时, 接合套停止轴向运动, 机械耦合关系发生改变。定义触发条件 g_4 为

$$g_4 \triangleq \{x_{slv} \geq 0\} \quad (17)$$

当 g_4 触发时, 离散变量 l_{oc} 从“接合中”切换到“完全接合”; 连续变量 v_{slv} 发生状态离散迁移, 即 $v_{slv}' = 0$ 。

2.3 完全接合

接合套和接合齿圈处于完全接合状态, 接合套在轴向上保持静止。系统自由度减少为一个转动, 不变集 I_{nv} 是 $\{\omega_{gr} = \omega_{slv} \wedge v_{slv} = 0\}$, 变量 ω_{gr} 满足如下常微分方程

$$\dot{\omega}_{gr} = \frac{T_{in} - T_f}{J_{in} + J_{out}} \quad (18)$$

因此, 系数矩阵 \mathbf{B}_3 和 \mathbf{D}_3 可表示为

$$\mathbf{B}_3 = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{J_{in} + J_{out}} \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{J_{in} + J_{out}} \end{bmatrix}, \mathbf{D}_3 = \begin{bmatrix} -\frac{1}{J_{in} + J_{out}} \\ 0 \\ -\frac{1}{J_{in} + J_{out}} \end{bmatrix} \quad (19)$$

3 特性分析

本文采用 t_e 和 I_{\max} 作为接合过程的品质评价指标^[5,20-21],其中 t_e 为接合套从空档运动到完全接合的持续时间; I_{\max} 为接合过程中接合套和接合齿圈在齿端倒角处发生 M 次碰撞的最大冲量。基于上述混杂自动机模型中对触发条件 g_k 和连续变量的状态离散迁移的定义,最大冲量定义为

$$I_{\max} = \max(m_{\text{sly}} | \dot{v}_{\text{sly}}(t_j) - v_{\text{sly}}(t_j) |) \quad j \in \{1, 2, \dots, M\} \quad (20)$$

式中: t_j 为结合过程中第 j 次冲击发生的时刻。

运用第 2 节所建立的混杂自动机模型,在 MATLAB 中进行数值仿真,计算接合过程中接合套和接合齿圈的轨迹和冲击。通过不同情形的接合过程仿真试验,分析在不同的换挡力 F_s 、不同的接合套和接合齿圈相对转速 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ 和相对位置 $\Delta\theta_{\text{sly-gr}}$ 下, t_e 和 I_{\max} 的变化规律,进而揭示接合过程中冲击的产生机理。

3.1 接合过程仿真

由于作用在接合套上的力约为 100 N,变速器输入端的阻力矩小于 $1 \text{ N} \cdot \text{m}$ ^[22],选取 $F_s = 100 \text{ N}$, $T_{\text{in}} = -0.4 \text{ N} \cdot \text{m}$ 为系统输入。在电动汽车用变速器系统中,换挡点是电机转速达到约 $800 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 时,对应的接合齿圈转速约为 $50 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$,电机的调速精度为 $\pm 50 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$,对应的接合套和接合齿圈转速差约为 $\pm 3 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 。因此,本小节选取 $\omega_{\text{gr}} = 48.98 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$, $v_{\text{sly}} = 0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, $\Delta\omega_{\text{sly-gr}} = -3 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$, $\Delta\theta_{\text{sly-gr}} = -\pi/630 \text{ rad}$ 为系统初始条件进行仿真试验^[23-24]。由于接合过程时间短(小于 0.5 s),本文假设扰动 T_f 在接合过程为常值 $30 \text{ N} \cdot \text{m}$ ^[22]。

接合套相对接合齿圈的运动轨迹如图 4 所示。接合套的轴向运动速度 v_{sly} 和转速 ω_{sly} ,以及接合齿圈的转速 ω_{gr} 如图 5 所示。由图 4、图 5 可知,混杂自动机模型首先位于脱开状态,系统的状态变量按式(2)演化。在第 0.013 1 s,接合套与接合齿圈的上倒角接触, g_1 触发, ω_{gr} 从 48.86 下降到 48.59 $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$, v_{sly} 从 1.19 下降到 $-0.89 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,接合套后退。在换挡力 F_s 的作用下,接合套在第 0.033 s 时与接合齿圈下倒角接触, g_2 触发, ω_{gr} 从 48.49 升高到 48.65 $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$, v_{sly} 从 0.92 下降到 $-0.29 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,接合套再次后退。在第 0.042 7 s,接合套再次与接合齿圈下倒角接触, g_2 再次触发, ω_{gr} 从 48.6 升高到 48.69 $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$, v_{sly} 从 0.59 下降到 $-0.1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$,接合套第 3 次后退。在第 0.046 8 s,接合套运动到

接合齿圈的齿槽处, g_3 触发, ω_{gr} 从 48.67 下降到 45.71 $\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$,其与接合套的转速 ω_{sly} 实现同步;同时,模型状态切换到接合中,系统的状态变量按式(14)演化。在换挡力 F_s 的作用下,接合套继续运动,在第 0.050 7 s,到达自锁位置并与接合齿圈完全接合, v_{sly} 从 0.627 降到 $0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$;同时,模型状态切换到完全接合,系统的状态变量按式(18)演化。

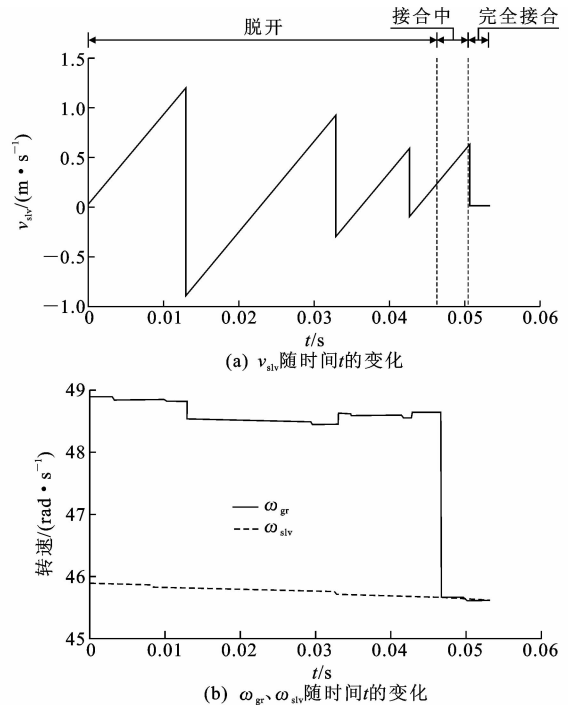


图 5 接合套相对接合齿圈的运动轨迹

Fig. 5 Move path of engaging sleeve relative to clutch gear

该接合过程总时间 t_e 为 0.050 7 s。碰撞过程产生的冲击使接合套有 3 次后退运动,是主要的冲击来源,这与文献[25]的结论一致。其中,当接合套与接合齿圈第 1 次倒角接触时产生的冲击最大, $I_{\max} = 2.29 \text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。在该接合过程中,由于 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}} < 0$,当接合套与接合齿圈第 1 次在上倒角处接触时是逆齿方向,冲击较大,随后的 2 次均为顺齿方向接触,冲击较小。

3.2 换挡力、相对转速和位置对接合性能的影响

为了讨论换挡力 F_s 、相对转速 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ 和相对位置 $\Delta\theta_{\text{sly-gr}}$ 对接合性能的影响,本小节讨论不同系统输入和初始状态下,接合性能的变化。其中,所研究的换挡系统的换挡力范围为 $100 \text{ N} \leq F_s \leq 300 \text{ N}$,接合套和接合齿圈的初始相对转速范围为 $-10 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \leq \Delta\omega_{\text{sly-gr}} \leq 10 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$,接合套和接合齿圈的初始相对角度范围为 $-\pi/45 \leq \Delta\theta_{\text{sly-gr}} \leq \pi/45$,接合齿圈的齿数 $N = 45$ 。将 F_s 等分为 21 个离散点,将 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ 等分为 41 个离散点,将 $\Delta\theta_{\text{sly-gr}}$ 等

分为 11 个离散点。通过计算不同组合下的接合过程(共 $21 \times 41 \times 11 = 9\,471$ 次),分析 F_s 、 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ 、 $\Delta\theta_{\text{sly-gr}}$ 对接合性能的影响。

由于 $\Delta\theta_{\text{sly-gr}}$ 受多种因素(F_s , T_{in} , T_{f} 等)影响,将其近似为等概率分布。对 F_s 和 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ 的每个组合,取不同 $\theta_{\text{sly-gr}}$ 下的最长和最短接合时间,得到 F_s 和 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ 与 t_e 的关系,如图 6 所示;同理,与 I_{max} 的关系如图 7 所示。由图 6、图 7 可知,接合套和接合齿圈的相对角度 $\Delta\theta_{\text{sly-gr}}$ 对 t_e 和 I_{max} 有显著影响。以 $F_s = 100\text{ N}$ 和 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}} = -3\text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 为例,最短的接合时间是 $0.021\,6\text{ s}$,最长的达到 $0.085\,9\text{ s}$;最小的冲击是 $1.716\text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$,最大的冲击达到 $2.526\text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。

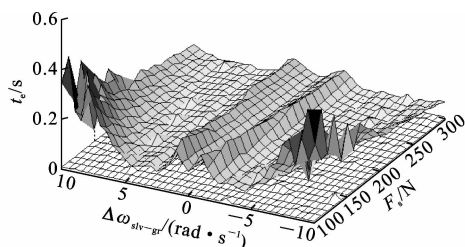


图 6 t_e 随 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ 和 F_s 的变化

Fig. 6 Change of t_e with $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ and F_s

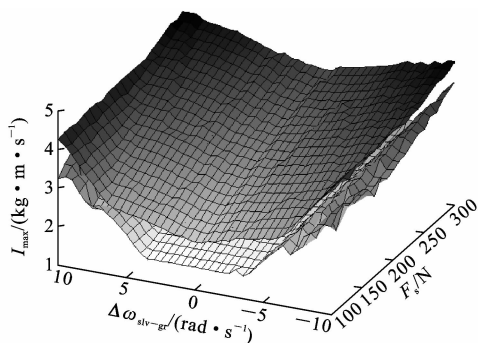


图 7 I_{max} 随 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ 和 F_s 的变化

Fig. 7 Change of I_{max} with $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ and F_s

由图 6 可知,当接合套和接合齿圈的转速差 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ 增大时,接合时间 t_e 的最大值先减小,再增大。以 $F_s = 100\text{ N}$ 为例,当 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ 从 1 增大到 $3\text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, t_e 从 $0.175\,7$ 下降到 $0.069\,1\text{ s}$;当 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ 继续增大到 $10\text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, t_e 增大到 $0.450\,1\text{ s}$ 。对于 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}} = 1\text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 的接合情况,当接合套和接合齿圈在逆齿方向接触时,由于转速差较小,接合套在碰撞后不会后退,而是在逆齿方向拨动接合齿圈转动角度 $\Delta\theta_{\text{sly-gr}}$,以实现接合。对于 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}} = 3\text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 的接合情况,当接合套和接合齿圈在逆齿方向接触时,接合套受到的冲量大于 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}} = 1\text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 的情况,使其后退出潜在的冲击区域,直到与接合齿圈的下一个

齿在顺齿方向接触,如图 4 所示。由于接合套在顺齿方向受到的阻力小于逆齿,所以 $\omega_{\text{sly-gr}} = 3\text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 时的接合时间 t_e 比 $\omega_{\text{sly-gr}} = 1\text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 时更短。而对于 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}} > 3\text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 的情况,当接合套和接合齿圈在逆齿方向接触时,接合套受到的轴向冲击较大,在轴向上后退的距离较大,当再次与接合齿圈接触时,仍可能在逆齿方向,并重复上述过程,导致接合时间 t_e 呈指数上升。另一方面,当 F_s 增大时,接合套在轴向的速度 v_{sly} 呈增大趋势,接合时间 t_e 呈下降趋势。以 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}} = 3\text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 为例,当 F_s 从 100 增大到 300 N 时,换挡时间 t_{sum} 从 0.159 减小到 0.136 s。

由图 7 可知,当 $-5\text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \leq \Delta\omega_{\text{sly-gr}} \leq 5\text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, I_{max} 随着接合套和接合齿圈的转速差 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ 的增大有微弱增大。以 $F_s = 100\text{ N}$ 为例,当 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ 从 0 增大到 $5\text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, I_{max} 从 2.25 增大到 $2.65\text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$;而当 $\Delta\omega_{\text{sly-gr}}$ 增大到 $10\text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ 时, I_{max} 增大到 $4.31\text{ kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ 。另一方面,当 F_s 增大时,由于 v_{sly} 增大, I_{max} 也呈上升趋势。

4 结 语

(1)用混杂系统建模方法建立了描述机械变速器整个接合过程的混杂自动机模型,可求解接合套和接合齿圈在接合过程中的轨迹和受到的冲击。

(2)对不同接合情形的仿真计算表明:接合套和接合齿圈的相对位置对接合时间和冲击有显著影响;当接合套和接合齿圈的转速差在一定范围内时,接合时间较短,过大的转速差则会使接合时间呈指数上升;接合套和接合齿圈的转速差越大,冲击越大;增大换挡力可缩短接合时间,但会增大冲击。

(3)在设计机械式自动变速器的控制系统时,应根据机械变速器换挡过程的特性,选取最佳的换挡力、转速差作为控制参数,进而缩短动力中断时间、减小换挡冲击。

(4)为了彻底消除换挡冲击,未来的研究将进一步选取接合套和接合齿圈的相对位置作为控制参数,以实现接合套和接合齿圈的无冲击接合。

参考文献:

References:

- [1] TSENG C Y, YU C H. Advanced shifting control of synchronizer mechanisms for clutchless automatic manual transmission in an electric vehicle[J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 84: 37-56.
- [2] RESELE P E, BITSCHKE O. Advanced fully automatic

- two-speed transmission for electric automobiles[J]. SAE Paper,951885.
- [3] CHO S,JEON S,JO H,et al. A development of shift control algorithm for automated manual transmission in the hybrid drivetrain [J]. SAE Paper, 2000-05-0045.
- [4] JO H S,PARK Y I,LEE J M,et al. A development of an advanced shift control algorithm for a hybrid vehicles with automated manual transmission[J]. International Journal of Heavy Vehicle Systems,2000,7(4): 281-298.
- [5] CHEN H X,MITRA S. Synthesis and verification of motor-transmission shift controller for electric vehicles[C]//IEEE. 2014 ACM/IEEE International Conference on Cyber-physical Systems. New York:IEEE, 2014:25-35.
- [6] ZITO G. AMT control for parallel hybrid electric vehicles[C]//FISITA. Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress. Berlin: Springer, 2012: 457-468.
- [7] CHEN Hong-xu,CHENG Xiao-xiao,TIAN Guang-yu. Modeling and analysis of gear-shifting process of motor-transmission coupled drive system[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2016, 11 (2):1-15.
- [8] CHEN Hong-xu,TIAN Guang-yu. Modeling and analysis of engaging process of automated mechanical transmissions[J]. Multibody System Dynamics, 2016, 37 (4): 345-369.
- [9] MARKUS S. Dog clutch transmissions for EV and HEV[R]. Beijing:SAE-China,2012.
- [10] BOKA G,LOVAS L,MARIALIGETI J,et al. Engagement capability of face-dog clutches on heavy duty automated mechanical transmissions with transmission brake [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,Part D: Journal of Automobile Engineering,2010, 224(9):1125-1139.
- [11] DUAN Cheng-wu. Analytical study of a dog clutch in automatic transmission application [J]. SAE Paper, 2014-01-1775.
- [12] BOKA G,MARIALIGETI J,LOVAS L,et al. Face dog clutch engagement at low mismatch speed[J]. Periodica Polytechnica Transportation Engineering, 2010, 38 (1): 29-35.
- [13] ERIKSSON F,KUTTIKKAL J L,MEHARI A. Parametric study of a dog clutch used in a transfer case for trucks[R]. Kalmar:Linnaeus University,2013.
- [14] KERN M,WUNDER M,STIFTER C. Multi-speed transmission with dog clutch for hybrid drives[J]. ATZ world-wide,2014,116(5):28-31.
- [15] CHRIS M. Design,Control and calibration of two-speed automatic gear box for electric vehicle[C]//SAE-China. The 6th TM Symposium China ICE, HEV and EV Transmissions and Drives. Beijing: SAE-China, 2014: 1-12.
- [16] ROSEN I,KRUK S,EKER P O,et al. Synchromesh mechanisms: Experience of heavy truck gearboxes [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineering,1969,184(9):438-476.
- [17] LOVAS L,PLAY D,MARIALIGETI J,et al. Modeling of gear changing behaviour[J]. Periodica Polytechnica Transportation Engineering, 2006, 34 (1/2): 35-38.
- [18] LOVAS L,PLAY D,MARIALIGETI J,et al. Mechanical behaviour simulation for synchromesh mechanism improvements[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers,Part D: Journal of Automobile Engineering,2006,220(7):919-945.
- [19] LIU Y C,TSENG C H. Simulation and analysis of synchronization and engagement on manual transmission gearbox[J]. International Journal of Vehicle Design,2007,43(1/2/3/4):200-220.
- [20] MARCO J,BALL R,JONES R P,et al. A systems modelling and simulation approach to gear shift effort analysis[J]. International Journal of Vehicle Design, 2004,25(4):317-338.
- [21] 陈红旭,田光宇. 电机-变速器直连系统换挡过程建模及仿真[J]. 清华大学学报:自然科学版,2016,56(2): 144-151.
- CHEN Hong-xu,TIAN Guang-yu. Modeling and simulation of gear shifting in clutchless coupled motor-transmission system[J]. Journal of Tsinghua University:Science and Technology,2016,56(2):144-151.
- [22] 高维山,张思浦. 汽车设计丛书:变速器[M]. 北京:人民交通出版社,1990.
- GAO Wei-shan,ZHANG Si-pu. Automotive design series:Transmission[M]. Beijing:China Communications Press,1990.
- [23] WU Guang,ZHANG Xing,DONG Zuo-min. Impacts of two-speed gearbox on electric vehicle's fuel economy and performance[J]. SAE Paper,2013-01-0349
- [24] YU C H,TSENG Y,LIN S Y. Development of a clutchless automatic manual transmission system for electric vehicle[J]. Fuel Cell,2010(3):5-8.
- [25] HOSHINO H. Analysis on synchronization mechanism of transmission[J]. SAE Paper,1999-01-0734.

文章编号:1671-8879(2018)01-0120-07

五轴数控加工 3D 刀具补偿及其后置处理方法

蔡安江,宋仁杰,杜金健,李 林

(西安建筑科技大学 机电工程学院,陕西 西安 710055)

摘 要:为解决五轴数控加工过程中,由于刀轴矢量不断变化,刀具补偿方向无法确定引起刀具在三维空间中无法补偿的问题,提出一种基于前置与后置处理的五轴数控加工 3D 刀具补偿方法。针对具备 3D 刀具补偿功能的数控系统,推导出五轴数控加工 3D 刀具补偿的补偿矢量与补偿后刀位点坐标的矢量计算方程,并基于前置三维软件(UG)的前置处理,建立了控制刀位文件格式的函数,实现了 UG 前置处理在五轴数控加工模块下输出包含切触点在内的刀位文件。根据 SIE-MENS 840D 数控系统实现 3D 刀具补偿的数字控制(NC)指令格式要求,以非正交摆头转台五轴数控机床为例,通过逆向运动学变换提出具体的后置处理方法。基于智能制造软件 IMSPost(后处理程序编辑器)平台和所提出的后置处理方法开发了专用后置处理器,自动获取了具有 3D 刀具补偿矢量信息的 NC 程序,基于仿真软件 VERICUT 平台对不同工况下整体叶轮仿真加工的结果进行对比。结果表明:当刀具因磨损发生尺寸变化时,采用提出的方法和开发的具有 3D 刀具补偿功能的后置处理器所获取的 NC 程序,可以将加工表面的欠切误差控制在 0.1 mm 以下,且无过切现象,有效地提高了五轴数控加工的精度和效率,避免了刀具磨损后发生刀具尺寸改变必须返回计算机辅助制造(CAM)系统重新生成刀位文件,以及再次进行后置处理的繁琐过程,验证了所提出的前置处理与后置处理方法的正确性和有效性。

关键词:机械工程;五轴数控加工;3D 刀具补偿;补偿矢量;刀位点坐标;数控系统;后置处理

中图分类号:TG659;TP391

文献标志码:A

Method on five-axis CNC machine 3D cutter compensation and post-process

CAI An-jiang, SONG Ren-jie, DU Jin-jian, LI Lin

(School of Mechanical and Electrical Engineering, Xi'an University of Architecture and Technology,
Xi'an 710055, Shaanxi, China)

Abstract: In five-axis machining, as the tool axis vector changes, the tool compensation direction can not be determined resulting in the problem that the tool can not be compensated in the three-dimensional space. In order to solve this problem, a 3D tool compensation method for five-axis CNC machining was proposed based on pre-processing and post-processing. For numerical control systems with the 3D tool compensation function, the vector calculation equation about compensation vector and cutter location point coordinates after compensation in five-axis 3D tool compensation was derived. By creating the function which controls the cutter location file format

收稿日期:2017-07-21

基金项目:国家自然科学基金项目(51475352)

作者简介:蔡安江(1965-),男,上海市人,教授,博士研究生导师,E-mail:cai_aj@163.com。