

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2017.03.006

# 基于动摩擦系数的微型车离合器起步 接合过程动力学仿真\*

李礼夫, 孙利昌

(华南理工大学 机械与汽车工程学院, 广东 广州 510640)

**摘要:**针对常用机械式自动变速器(automated mechanical transmission, AMT)起步控制策略由于将离合器动摩擦系数视为常量,而忽略其变化所导致的车辆起步冲击度大的问题,对某款微型车 AMT 的起步过程进行了研究,提出了基于动摩擦系数的微型车离合器起步接合过程的动力学研究方法,根据摩擦学原理及其试验,讨论了离合器动摩擦系数随转速变化的关系,建立了离合器三维实体模型,并利用 ADAMS 软件对离合器起步接合过程进行了动力学仿真,分析了干式膜片弹簧离合器的动摩擦系数与其摩擦力矩和冲击度的关系。研究表明,与动摩擦系数为常量的离合器相比,动摩擦系数为变量的离合器半接合点和同步点的冲击度更大。其中,半接合点的冲击度增加率为 110%,验证了动摩擦系数变化对车辆起步冲击度作用的重要性。

**关键词:**离合器;动摩擦系数;冲击度;动力学仿真

**中图分类号:**TH133.4;TH16

**文献标志码:**A

**文章编号:**1001-4551(2017)03-0240-05

## Dynamic simulation of clutch engagement process based on dynamic friction coefficient of micro-automobile

LI Li-fu, SUN Li-chang

(School of Mechanical and Automotive Engineering, South China University of Technology, Guangzhou 510640, China)

**Abstract:** Aiming at the problem of a strong jerk on the initial moment of the commonly used AMT starting control strategy for the change of dynamic friction coefficient was ignored, the starting process of mini-car AMT was investigated. A method of the dynamic simulation at clutch engagement process of mini-car based on dynamic friction coefficient was presented. According to the principle of tribology and its test, the dynamic friction coefficient of the clutch was discussed. The three-dimensional solid model of the clutch was established, and the dynamic simulation of clutch engagement process was carried out with ADAMS software. The relationship between the dynamic friction coefficient of the clutch with the friction torque and jerk was analyzed. The results indicate that compared with the clutch with constant dynamic friction coefficient, the jerk of the clutch half-joint and the synchronous point with the dynamic friction coefficient was larger. Among them, the increase rate of the jerk of the half-joint was 110%, which verified the importance of the dynamic friction coefficient on the initial jerk of the vehicle.

**Key words:** clutch; dynamic friction coefficient; jerk; dynamic simulation

## 0 引言

在传统手动变速器基础上发展起来的机械式自动

变速器(automated mechanical transmission, AMT),已成为当前汽车自动变速技术发展的一个重要方向,得到广泛的认可和推广。由于其采用的是干式膜片弹簧

收稿日期:2016-10-09

基金项目:机械传动国家重点实验室(重庆大学)开放基金资助项目(SKLM-T-KFKT-200811)

作者简介:李礼夫(1955-),男,江西南昌人,教授,博士生导师,主要从事车辆测试技术与故障诊断的研究。E-mail:pmlfli@scut.edu.cn

摩擦离合器来传递发动机与变速机构之间的动力,对干式膜片弹簧摩擦离合器的控制成为 AMT 车辆起步和换挡控制的重点。

然而,常用的 AMT 车辆起步控制策略在制定时将离合器接合过程中的动摩擦系数视为常量,没有考虑其变化对离合器起步过程的影响。

文献[1]根据离合器接合的3个不同阶段,采用比例-模糊-PID的控制方式来满足离合器接合过程的要求,但在计算摩擦力矩时,将接合过程中的动摩擦系数直接按静摩擦系数来计算;文献[2]以发动机恒转速起步控制为基础,在体现驾驶员意图的情况下,以冲击度和滑摩功作为制定离合器起步控制策略的设计指标,实现对起步过程的综合控制,但在分析摩擦力矩的传递过程时,没有考虑动摩擦系数的变化;文献[3]基于优秀驾驶员的驾驶经验,在滑摩阶段制定模糊控制策略,并运用 simulink 进行仿真,仿真结果能够满足起步评价指标的要求,但是仿真过程中将动摩擦系数按照常量来设置。不考虑动摩擦系数的控制策略虽然仿真能够满足要求,但是没有进行台架试验和实车测试,控制策略在实车上的控制效果有待商榷。

文献[4]采用分段 PID 的控制算法,通过建立仿真模型和试验,验证了控制算法的正确性,但在控制算法的制定过程中没有考虑外界因素对动摩擦系数的影响,即认为动摩擦系数不变。文献[5]以减小冲击度和滑摩功为目标提出模糊自适应控制方法,一定程度上降低了车辆冲击度和离合器滑摩,但在分析离合器接合过程时,同样忽略相对转速和温度对摩擦系数的影响,认为离合器传递的转矩与压紧力成正比。虽然二者进行了实车试验,但所制定的控制策略在对冲击度和滑摩功的控制效果上以及对提高乘员舒适性上也是有限的。

这是因为上述 AMT 车辆在制定起步控制策略时,没有考虑外界因素对动摩擦系数的影响,认为摩擦副是没有弹性、只有屈服极限的金属材料构成的零部件, $\mu_d$ 大小仅取决于摩擦副材料本身固有特性,而与滑动速度和法向作用力的大小等无关<sup>[6-7]</sup>。然而,汽车离合器的摩擦副在接合过程中表现出很强的弹性, $\mu_d$ 不仅与摩擦副材料有关,而且还与其相对滑摩速度、滑摩时间、摩擦片表面粗糙度和表面温度有关<sup>[8]</sup>。因此,这种常用的 AMT 的控制策略将会导致起步过程中的离合器产生接合不平顺、抖动和冲

击大的问题<sup>[9]</sup>。

为此,笔者根据基于动摩擦系数的离合器摩擦力矩传递原理,以微型车 AMT 车辆起步过程中的干式膜片弹簧摩擦离合器为对象,研究其摩擦力矩与动摩擦系数的作用关系,从而为制定基于动摩擦系数的 AMT 的控制策略、提高离合器接合品质提供技术支持。

## 1 基于动摩擦系数的离合器摩擦力矩传递机理

根据膜片弹簧摩擦离合器基本工作原理,其接合过程的摩擦力矩传递模型如图1所示。

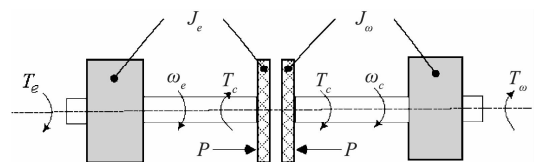


图1 离合器接合过程的力学模型

$T_e$ —发动机输出转矩; $T_c$ —离合器的摩擦力矩; $T_ω$ —汽车加于离合器从动轴上的等效负载力矩; $ω_e$ —包括发动机曲轴、飞轮在内的主动部分转速, $ω_c$ —离合器从动轴转速; $J_e$ —发动机旋转部分(主要为飞轮)和离合器主动部分(压盘)的等效转动惯量; $J_ω$ —简化到离合器从动轴上的汽车等效转动惯量

其摩擦力矩  $T_c$  的大小可用下式表示:

$$T_c = \mu_d F_c \cdot R_c \quad (1)$$

式中: $F_c$ —作用于摩擦片上的正压力,N; $R_c$ —摩擦面平均摩擦半径,m; $\mu_d$ —接合过程中的动摩擦系数。

在离合器接合过程中,根据能量守恒原理,可推出其主动部分系统动力学方程为:

$$T_e - T_c - J_e \frac{d\omega_e}{dt} = 0 \quad (2)$$

从动部分系统动力学方程为:

$$T_c - T_ω - J_ω \frac{d\omega_c}{dt} = 0 \quad (3)$$

将式(2,3)变形可得:

$$\frac{d\omega_e}{dt} = \frac{T_e - T_c}{J_e} \quad (4)$$

$$\frac{d\omega_c}{dt} = \frac{T_c - T_ω}{J_ω} \quad (5)$$

由式(4)可知,假设  $T_e$  不变, $T_c$  随接合位移变化由零逐渐上升,在接合过程中,当  $T_e > T_c$  时,发动机转速  $ω_e$  将逐渐上升;当  $T_e = T_c$  时,发动机转速  $ω_e$  将

上升到最大;当  $T_c < T_c$  时,发动机转速  $\omega_e$  将逐渐下降。

由式(5)可知,假设  $T_\omega$  不变,随着  $T_c$  上升,当  $T_c < T_\omega$  时,从动轴转速  $\omega_c$  不变;当  $T_c > T_\omega$  时,从动轴转速  $\omega_c$  将逐渐上升,直至  $\omega_e = \omega_c$ ,离合器主从动部分同步运转。离合器从动部分转速开始增加的时刻为离合器的半接合点,主从动部分转速开始达到一致的点为离合器的同步点。

然而,如果  $T_c$  上升速度过快,将会使发动机转速下降变化率  $d\omega_e/dt$  的和从动轴转速上升变化率  $d\omega_c/dt$  变大,导致离合器在接合中产生较大冲击,影响驾乘人员的舒适性。

冲击度  $J$  常用车辆行驶过程中纵向加速度  $a$  随时间的变化率来表示<sup>[10]</sup>,即:

$$J = \frac{da}{dt} = \frac{d^2 u_a}{dt^2} \quad (6)$$

根据汽车理论:

$$u_a = 0.377 \frac{r\omega_c}{i_g i_0} \quad (7)$$

式中: $r$ —轮胎半径, $i_g$ —汽车档位传动比, $i_0$ —主减速器传动比。故可将冲击度表示为:

$$J = \frac{da}{dt} = 0.377 \frac{r}{i_g i_0} \frac{d((T_c - T_\omega)/J_\omega)}{dt} \quad (8)$$

其中: $d((T_c - T_\omega)/J_\omega)/dt = d^2\omega_c/dt^2$ ,由于车辆起步阶段离合器接合时间很短,车速低,可认为  $T_\omega$  在离合器接合过程中不变时,由式(8)可得:

$$J = 0.377 \frac{r}{i_g i_0 J_\omega} \frac{dT_c}{dt} = D \cdot \frac{dT_c}{dt} \quad (9)$$

其中: $D$ —系数,其值为  $0.377 r/i_g i_0 J_\omega$ 。结合公式(1)和式(9)可知,在负载力矩  $T_\omega$  一定时, $J \propto T_c(\mu_d, F_c, R_c)$ ,其中  $F_c$  和  $R_c$  是通过分离轴承位置来调节离合器膜片弹簧形变来获得,而通过离合器分离轴承位置的变化来制定 AMT 起步控制策略,是目前 AMT 起步控制策略制定所采取的主要方法。但该方法并未考虑  $\mu_d$  在离合器接合过程中的变化以及  $\mu_d$  变化对接合过程冲击度所带来的影响,因此,实际控制效果也是有限的。

这是由于在接合过程中,如果  $\mu_d$  发生变化,将会引起摩擦力矩的波动,严重时会导致冲击度的加大。当  $\mu_d$  在接合过程中下降时,此时,随接合压力的增大,摩擦力矩上升变慢,对接合过程的冲击度影响不大;但如果  $\mu_d$  在接合过程中上升时,将会使摩擦力矩上升速度加快,导致离合器接合过程中的冲击度变大。为验证动

摩擦系数变化对离合器起步冲击度的影响,并合理解决这一问题,本研究拟通过动力学仿真的方法,来解释其冲击度变差的原因。

## 2 离合器接合过程动力学仿真与分析

为验证  $\mu_d$  变化对离合器起步冲击度的影响,根据离合器接合原理,笔者以某款微型车为对象,建立其离合器系统动力学模型,运用 ADAMS 软件,对其接合过程进行动力学仿真,分析  $\mu_d$  与冲击度  $J$  之间的关系。

具体仿真过程流程如图 2 所示。

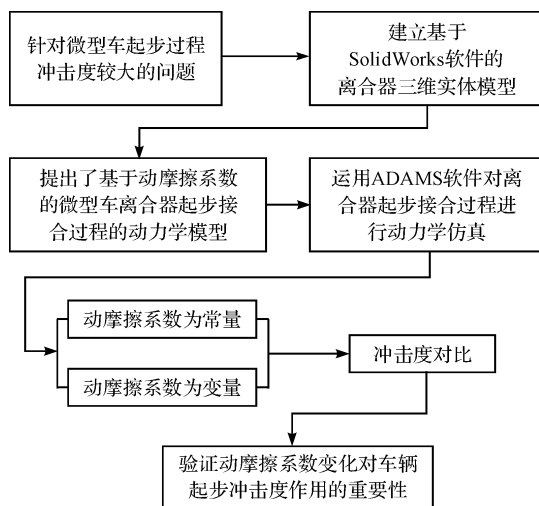


图 2 仿真过程流程图

其中该款微型车的技术参数如表 1 所示。

表 1 某款微型车整车参数

参数	数值	单位
整车整备质量	1 200	kg
输入轴等效转动惯量 $J_e$	0.11	kg · m <sup>2</sup>
从动轴等效转动惯量 $J_w$	3.4	kg · m <sup>2</sup>
主减速比 $i_0$	5.125	-
一档速比 $i_1$	3.625	-
轮胎半径	0.28	m

首先,笔者运用 SolidWorks 软件建立其离合器三维实体模型,接着,运用 ADAMS 软件,将离合器三维模型导入其中,并在飞轮与大地之间建立旋转副,摩擦片与大地之间建立圆柱副,摩擦片与压盘以及摩擦片与飞轮之间建立接触和设置接触参数与摩擦系数。本研究通过施加作用力,使摩擦片既能够在中心轴线产生滑移,也能够绕中心轴线旋转;由于飞轮与发动机曲轴相连,可利用在离合器飞轮上添加初始转速  $\omega_e$  及驱

动力矩  $T_e$ , 来模拟发动机初始转速及所受驱动力矩; 通过在从动盘总成添加负载, 来模拟道路阻力矩  $T_\omega$ 。从而, 形成了以离合器的主动摩擦元件与发动机相连、从动摩擦元件与传动轴相连为特征的离合器虚拟样机模型, 如图3所示。

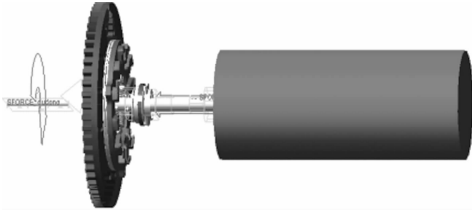


图3 离合器动力学仿真模型

仿真过程中, 初始转速  $\omega_e$  设置为 2 000 r/min, 模拟发动机起步时的初始转速; 驱动力矩设置为 15 Nm, 道路阻力矩设置为 10 Nm; 分离轴承的移动速度为 5 mm/s, 压盘压力  $F_c$  根据膜片弹簧的位移载荷特性计算所得样条曲线进行设置, 即分离轴承右移时, 膜片弹簧对压盘产生向左的压紧力, 使离合器接合。

由离合器工作原理可知, 接合过程中的  $\mu_d(t)$  一般与接合温度  $T$ 、压紧力  $F_c$  和发动机转速  $\omega_e(t)$  与离合器从动轴转速  $\omega_c(t)$  之差  $\Delta\omega(t)$  有关。

通过试验取得某款微型车离合器摩擦副的动摩擦系数随转速变化的关系<sup>[11]</sup>, 当不考虑接合温度  $T$ 、压紧力  $F_c$  的影响时,  $\mu_d(t)$  与  $\Delta\omega(t)$  的关系可用三次多项式拟合为:

$$\mu_d(t) = -6.7e-09\Delta\omega^3 + 7.5e-06\Delta\omega^2 - 0.0029\Delta\omega + 0.9 \quad (10)$$

为验证动摩擦系数的变化对离合器接合过程的影响, 本研究在仿真过程中分别将动摩擦系数设置为不变和试验值拟合的曲线。在此基础上, 运用 ADAMS 对其进行了动力学仿真, 得到离合器主从动部分角速度、摩擦力矩和冲击度曲线如图7、图8所示, 通过仿真结果可知, 飞轮与从动盘的转速变化过程与理论分析的接合过程是相符合的<sup>[12]</sup>, 证明本研究所建离合器动力学模型能够反映车辆起步过程离合器的接合过程<sup>[13]</sup>。

$\mu_d(t)$  为常数时, 离合器的  $\omega_e$ 、 $\omega_c$ 、 $T_c$  和  $J$  随接合时间  $t$  变化的仿真曲线如图4所示。由图可知,  $T_c$  随接合时间  $t$  增大而变大。当半接合点位于  $t = 0.4327$  s 时,  $T_c > T_\omega$ ,  $\omega_c > 0$ ; 当  $0.4327$  s  $< t < 0.4497$  s,  $T_c > T_c$ ,  $\omega_c$  持续增加直至达到最大; 直至  $t = 0.84$  s

时,  $\omega_e = \omega_c$ , 即离合器主从动部分同步运转, 此点称为离合器同步点。同步以后,  $T_c$  在等效负载力矩附近保持稳定。

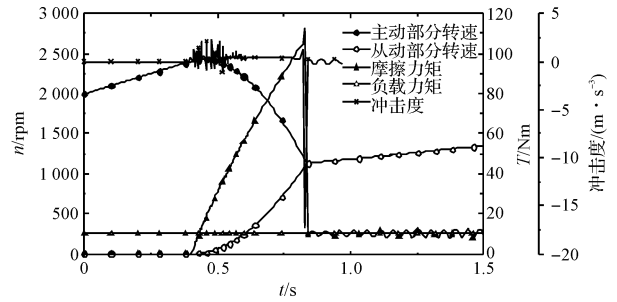


图4 动摩擦系数不变时的仿真结果

由图4可知, 离合器在半接合点和同步点处的  $J$  较大。其中, 半接合点附近的冲击度最大值为  $2.24 \text{ m/s}^3$ , 同步点的冲击度更是达到了  $-17.29 \text{ m/s}^3$ 。这主要是由于  $T_c$  的非均匀变化和离合器接合面间的摩擦系数变化所造成。具体表现在, 当车辆开始起步时,  $T_c > T_\omega$ ,  $T_c$  将随接合压力非线性增大, 而  $T_\omega$  不变, 其结果将导致  $\Delta = T_c - T_\omega$  增大, 由式(5)可知,  $\Delta$  增大将使  $d\omega_c/dt$  变大,  $J$  加速增加。因此, 离合器在半接合点处的冲击度出现比较剧烈的波动; 而在同步点处, 离合器接合面间的摩擦系数将由滑动摩擦系数变为静摩擦系数, 在接合压力不变的条件下, 摩擦系数的变化将会引起  $T_c$  和  $\Delta$  改变, 从而使  $J$  变大。

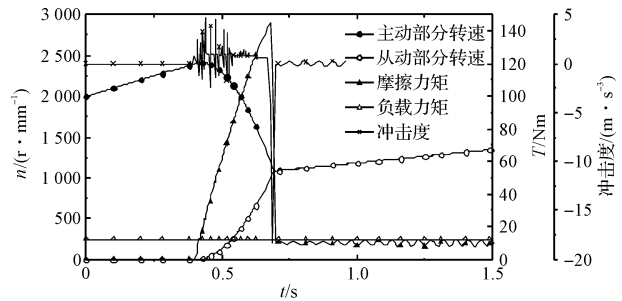


图5 动摩擦系数变化时的仿真结果

$\mu_d(t)$  按照拟合曲线变化时, 离合器的  $\omega_e$ 、 $\omega_c$ 、 $T_c$  和  $J$  随接合时间  $t$  变化的仿真曲线如图5所示。由图5可知, 当  $t = 0.4185$  s 时,  $T_c > T_\omega$ ,  $\omega_c > 0$ ; 当  $0.4185$  s  $< t < 0.4232$  s,  $T_e > T_c$ ,  $\omega_c$  持续上升直到最大, 直至  $t = 0.7$  s 时,  $\omega_e = \omega_c$ , 离合器实现同步。

$\mu_d(t)$  为上述两种情况时离合器半接合点与同步点对应时刻的冲击度对比如表2所示, 即  $\mu_d(t)$  为常量和变量时离合器半接合点与同步点对应时刻的冲击度的对比。

表 2 动摩擦系数为常量和变量时的仿真结果对比

$\mu_d$	半接合点 / 同步点 /		冲击度最大值 / ( $m \cdot s^{-3}$ )	
	s	s	半接合点附近	同步点处
常量	0.432 7	0.84	2.24	-17.29
变量	0.418 5	0.7	4.72	-18.38

由表 2 可知,与  $\mu_d(t)$  为常量相比,  $\mu_d(t)$  为变量时的  $T_c$  值上升得更快,同步时间更短和冲击度更大。其中,半接合点附近的冲击度最大值变化明显,增大幅度为 110%,同步点处的冲击度最大值增大幅度上升不是很明显,为 6.3%。

这主要是由于在接合过程中离合器接合面上的  $\mu_d(t)$  发生了变化所致。由式(1)可知,  $T_c = \mu_d F_c \cdot R_c$ , 在相同的接合压力下,接合过程中  $\mu_d(t)$  随  $\Delta\omega(t)$  减小而增大,导致  $T_c$  不仅随着  $F_c$  非线性增大,同时也随着  $\mu_d(t)$  的变化增大,  $\Delta = T_c - T_\omega$  大于  $\mu_d(t)$  不变时,  $\Delta = T_c - T_\omega$ ,使  $J$  变化更为明显。

### 3 结束语

本研究以微型车 AMT 车辆起步过程中的干式膜片弹簧摩擦离合器为对象,依据基于动摩擦系数的离合器摩擦力矩传递原理,并根据一汽某款微型车实车数据建立膜片弹簧干式摩擦离合器的动力学模型,运用 ADAMS 软件仿真分析了离合器起步接合过程中动摩擦系数、接合时间和摩擦力矩与其冲击度关系。

研究表明,动摩擦系数随离合器主从动部分转速差的减小而增大,将会使离合器同步时间更短、摩擦力矩上升更快,起步冲击度更大。其中,在半接合点附近的冲击度最大值增大幅度为 110%。

研究结果还表明,在 AMT 微型车的自动离合器起步控制策略中,如果不考虑动摩擦系数与其主从动部分转速差的变化,将会造成车辆起步过程中半接合点

处的冲击度较大的难题。

### 参考文献 (References):

- [1] 李 笛. AMT 车辆离合器起步控制策略研究及应用[D]. 长沙:湖南大学机械与运载工程学院,2013.
- [2] 周 波. 基于双重设计目标的 AMT 离合器起步控制方法研究[D]. 重庆:重庆大学机械工程学院,2014.
- [3] 米 林,刘瑞杰,谭 伟. 机械式自动变速器的离合器起步控制[J]. 重庆理工大学学报:自然科学版,2014,28(5):7-12.
- [4] 马 涛. AMT 离合器控制系统的研究[D]. 南京:南京理工大学机械工程学院,2014.
- [5] 刘子云,刘子建,皮皓杰,等. AMT 起步过程中离合器模糊自适应控制技术研究[J]. 机械传动,2016(1):14-20,26.
- [6] 张 翔,幸振帆,张 敏,等. 离合器传扭性能研究及改进方向[J]. 机械,2015,42(12):22-26.
- [7] 温诗铸,黄 平. 摩擦学原理[M]. 北京:清华大学出版社,2002.
- [8] 莫易敏,周然杰,祁建德. 微型汽车离合器摩擦副摩擦因数的研究[J]. 机械制造,2009(5):73-74.
- [9] 王 斐. 摩擦系数对 AMT 起步的影响研究[D]. 重庆:重庆大学机械工程学院,2013.
- [10] 李 宽. AMT 起步及换挡过程冲击特性的研究[D]. 长春:吉林大学汽车学院,2008.
- [11] 袁智军,周然杰,吕俊成,等. 摩擦因数对微型汽车起步抖动影响的研究[J]. 机械制造,2009(7):80-82.
- [12] 王霄锋. 汽车底盘设计[M]. 北京:清华大学出版社,2010.
- [13] 韩 旭,马德森,赵国平. 一种液压夹套式平动离合器的设计和试验研究[J]. 液压气动与密封,2016(7):67-69.

[编辑:李 辉]

#### 本文引用格式:

李礼夫,孙利昌. 基于动摩擦系数的微型车离合器起步接合过程动力学仿真[J]. 机电工程,2017,34(3):240-244.

LI Li-fu, SUN Li-chang. Dynamic simulation of clutch engagement process based on dynamic friction coefficient of micro-automobile[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2017,34(3):240-244.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>