DOI: 10.3901/JME.2020.10.154

摩擦迟滞影响下分动器动力传递特性模型^{*}

王钰明¹ 李洪亮¹ 陈黎卿² 王其东³ 吕先洋¹

(1. 南通大学交通学院 南通 226019;

2. 安徽农业大学工学院 合肥 230036;

3. 合肥工业大学机械与汽车工程学院 合肥 230009)

摘要: 分动器是智能四驱汽车的关键部件, 关于其性能研究较多从机械传动角度考虑, 对摩擦片与对偶钢片接触引起的微观性能研究不多。针对这一问题, 建立分动器静力学和动力学模型, 分析润滑油挤压力和流体弹性动力学模型对摩擦因数的影响, 计算出分动器在摩擦片与对偶钢片接合和分离过程中的转矩变化情况。结果表明, 摩擦片与对偶钢片接合和分离过程中摩擦因数并非定值, 而是会随接合和分离产生一定的波动, 导致分动器传递的转矩产生将近 $10 \text{ N} \cdot \text{m}$ 的差距。分析挤压力和油膜厚度的关系, 得到在加速过程中, 油膜挤压力对油膜厚度产生消极的作用, 导致加速过程中的油膜厚度相对于恒定状态下的油膜厚度较小; 在减速过程中情况相反, 油膜挤压力对油膜厚度产生积极的影响, 从而导致传递的粗糙转矩变小, 最终形成了摩擦迟滞环。摩擦迟滞环的面积代表加速和减速过程中两者传递转矩的差值, 其成果将为分动器的精确控制提供了理论依据。

关键词: 分动器; 多片式离合器; 动力传递; 摩擦迟滞; 试验测试

中图分类号: TG132

Transfer Case Transmission Performance Model under the Influence of Friction Lag

WANG Yuming¹ LI Hongliang¹ CHEN Liqing² WANG Qidong³ LÜ Xianyang¹

(1. School of Transportation and Civil Engineering, Nantong University, Nantong 226019;

2. College of Engineering, Anhui Agricultural University, Hefei 230036;

3. School of Mechanical and Automobile Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009)

Abstract: The performance of transfer case as an essential component of intelligent four-wheel drive is studied mostly from the perspective of mechanical transmission, and the micro-performance caused by the contact between friction plate and steel disk is normally ignored. To address this gap, the static and dynamic mechanical models related to transfer case are both constructed, the influence of lubricating oil squeeze force and hydroelastic dynamic model on friction coefficient is studied, and the friction coefficient is introduced into the torque transfer model to calculate the torque variation of the transfer case in the process of contacting and separating the friction plate and the steel plate. Results show that the friction coefficient fluctuates in the process of contacting and separating the friction plate and the steel disk, which can lead to a difference related to the torque transfer of the actuator by approximately $10 \text{ N} \cdot \text{m}$. By analyzing the relationship between squeeze force and oil film thickness, it is found that the oil film squeeze force has a negative effect on the oil film thickness in the acceleration process, thus the oil film thickness is smaller than that under the stationary condition. On the contrary, the film squeeze force has a positive effect on the film thickness during the deceleration process, which leads to the reduction of the asperity torque transmitted and the formation of a friction hysteresis lag loop. The area of friction hysteresis lag loop represents the difference between torques during acceleration and deceleration. This research can provide a theoretical basis for the accurate control of the transfer case.

Key words: transfer case; multi-plate clutch; power transfer; friction lag; experimental test

^{*} 国家重点研发计划(2017YFD0301303)、江苏省大学生创新训练计划(201710304079Y)和南通市科技计划(MS1201800)资助项目。20190508收到初稿, 20191203收到修改稿

0 前言

智能转矩分配式四驱汽车越来越受到消费者的青睐,已经逐步成为四驱汽车发展的主流方向。分动器是该类型车辆实现转矩智能分配的关键部件,国内外学者围绕该部件的动力传递特性进行了若干探索研究。例如 JANG 等^[1]针对湿式多片式离合器的沟槽数量和形状进行分析,获得了转矩传递时间和转矩响应之间的关系;IQBAL 等^[2]建立了基于连续性和流体动力学的多片式离合器数学模型,对带排转矩进行试验测量;ZHAO 等^[3]考虑流体动力学和粗糙面接触等因素,建立了螺旋沟槽的摩擦片动力学模型;马彪等^[4-7]针对多片离合器的结构特点,在多片离合器摩擦副的平均温升特性、对偶钢片的平均温度场模型、热流分配系数计算方法以及径向热应力对离合器摩擦对偶钢片变形的影响等方面开展了相关工作。项昌乐等^[8]考虑了不同沟槽深度、不同沟槽槽占比、润滑油流量和沟槽数目对离合器带排转矩的影响规律。郭刘洋等^[9-10]针对多片式离合器热负荷摩擦特性开展了相关工作。陈黎卿等^[11-12]针对多片式离合器式分动器开展了流固耦合仿真分析,并基于对多片式离合器的控制建立了四驱整车模型。

通过以上分析,诸多学者已经开展了基于摩擦片材料、摩擦片表面沟槽数量和形状对动力特性的影响分析,形成了较为系统的理论。但是在对摩擦片的接合过程基本上都是采取简化的方法处理,而摩擦片接合是一个较为复杂的过程,在不同阶段润滑油产生的流体动力也各不相同,需要逐一分析。例如 HESS 等^[13]分析了在混合润滑、弹性流体润滑和流体动力润滑三种不同条件下,不稳定滑动速度运行引起的线接触摩擦速度特性。SOJOURI 等^[14]通过针对雷诺方程中稳定和 unstable 条件进行解耦计算,为滑动接触润滑提供了一种简单但实用的动态摩擦模型,初步探究了摩擦过程中的迟滞现象。LU 等^[15]通过试验预测了在混合润滑、弹性流体润滑和流体动力润滑中 Stribeck 曲线的变化趋势。RACHOOR 等^[16]通过建立稳态条件和稳态条件下流体弹性动力学模型,得到了摩擦因数随振荡滑动速度的变化关系。HARNOY 等^[17]通过建立相关模型来描述动态摩擦效应,获得了在混合润滑、弹性流体润滑和流体动力润滑三种不同工况下摩擦因数随振荡滑动速度的变化关系。赵二辉等^[18]利用接触比率模拟摩擦副的非均匀接触状态,建立摩擦副润滑摩擦模型,并在湿式离合器综合试验台上进行了相关试验。

因此要想更好地实现对整车四驱传递的转矩进行精准控制,首先要对分动器摩擦片传递的转矩进行准确预测,继而完成前后轴的动力分配,实现四驱传递系统的准确控制。本文基于以上分析,提出开展基于摩擦片接触迟滞影响的动力传递特性分析。

1 分动器工作原理

分动器中的核心部件多片式离合器主要由对偶钢片和摩擦片组成。当推力压盘压紧力逐渐提高,摩擦片和对偶钢片之间的油膜厚度不断减小,摩擦副的承载力和摩擦转矩也不断变化。为了深入分析多片式离合器的传递转矩特性,将多片式离合器的接合过程划分为以下三个阶段。

第一阶段是流体润滑阶段,即摩擦片与对偶钢片存在一定的分离间隙,摩擦片和对偶钢片之间没有粗糙接触发生。而当摩擦片和对偶钢片中的大部分润滑油被挤出后,液体油膜和微凸峰接触共同承担摩擦副摩擦转矩,即为混合摩擦阶段。第三个阶段是全粗糙接触阶段,即压力完全由微凸体接触来承载,该阶段一直持续到摩擦片与对偶钢片无相对转速,其工作原理如图 1 所示。

图 1 分动器摩擦传动原理图

在接合的三个阶段,摩擦片及对偶钢片在频繁、高速接合过程中发生加减速过程,在不同的转速差条件下进行转矩传递,这是分动器的工作特点。由于摩擦片和对偶钢片在不同转速差的条件下接合传递的转矩并不是定值,在考虑到加速减速过程中的迟滞现象,造成对分动器传递转矩的预测值并不准确,最终会造成前后轴和左右轮的转矩分配不合理,

对整车操纵稳定性造成一定的影响。为了达到更加精准的整车预测控制,需要精确得到分动器所传递的转矩值,因此有必要对摩擦片和对偶钢片的摩擦迟滞等损失进行精确计算。

2 分动器力学模型

2.1 分动器静力学模型

分动器核心部件多片式离合器工作原理如图 1 所示。为计算摩擦力矩,在离合器摩擦片表面上取一厚度为 dr 的微小圆环,圆环的半径为 r ,则微小圆环的面积为 $dA=2\pi r dr$,在该圆环上产生的摩擦力矩 $dT=r\mu p_a dA=2\pi r^2 \mu p_a dr$,所以离合器摩擦片表面上产生的摩擦力矩

$$T = N_f \int_a^b 2\pi r^2 \mu p_a dr = \frac{2}{3} N_f \pi (b^3 - a^3) \mu p_a$$

多个摩擦片组所传递的转矩表示为

$$T = N_f F_a \mu r_c \operatorname{sgn}(u) \quad (1)$$

式中, $F_a = p_a A_p$, $r_c = \frac{2(b^3 - a^3)}{3(b^2 - a^2)}$; N_f 为摩擦面的个数; p_a 为油压压强; F_a 为推力压盘压力; A_p 为活塞面积; μ 为摩擦因数; u 为相对旋转速度; a 为摩擦片内径; b 为摩擦片外径; d 为摩擦片厚度。

2.2 分动器动力学模型

多片式离合器主要通过挤压油膜实现传递转矩,常用雷诺模型表示多片式离合器动力学方程,为便于计算对雷诺方程^[4]作如下假设。

(1) 摩擦片间的油膜厚度在接合过程中是一个常数,润滑油压力不变。

(2) 在整个摩擦片的表面润滑油温度保持一致,运动黏度不随半径的变化而变化。

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{g(h)} \frac{\phi h^3}{12\eta} \left\{ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left[r \left(1 + \frac{12\lambda d}{\phi h^3} \right) \frac{\partial p}{\partial r} \right] + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\left(1 + \frac{12\lambda d}{\phi h^3} \right) \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] - \frac{3}{5} \rho u^2 \right\} \quad (2)$$

式中, h 为初始油膜厚度; λ 为摩擦片渗透率; $\phi(h)$ 为 patir 流量因子; η 为动力黏度; ρ 为润滑油密度。

在动态条件下,鉴于加载方向的惯性力可以忽略不计,总加载推力 F_T 由粗糙面接触压力,润滑油流体动力,以及适当的挤压力组成。

$$F_T = F_H + F_C + F_{sq} \quad (3)$$

式中, F_H 为流体动力; F_C 为粗糙面接触力; F_{sq} 为挤压力。

2.3 挤压力

润滑油介于动压润滑和边界润滑之间产生的油膜压力 P_{sq} 表示为

$$q(x) = \left[\frac{12\eta_0}{h^3} \left(\frac{\partial h_c}{\partial t} \frac{x^2}{2} + c_1 x \right) \right] + c_2 \quad (4)$$

在应用边界条件 $q(a_h) = q(-a_h) = 0$ 后,得到 $c_1 = 0$ 和 $c_2 = -12 \frac{\eta}{h^3} \cdot \frac{\partial h}{\partial t} \cdot \frac{a_h^2}{2}$ 。通过积分得到挤压力的表达式是

$$F_{sq} = \int_{-a_h}^{a_h} \frac{\ln(l - q(x)\alpha)}{-\alpha} l dx$$

式中, l 为接触长度。

由此产生的方程是

$$F_{sq} = \frac{4al}{\alpha} - \frac{l}{\alpha} \sqrt{\frac{1 + Ba_h^2}{B}} \ln \left(\left(\frac{\sqrt{Ba_h} + \sqrt{1 + Ba_h^2}}{\sqrt{1 + Ba_h^2} - \sqrt{Ba_h}} \right)^2 \right) \quad (5)$$

式中 $a_h = \sqrt{8F_T R' / \pi E' B}$;

$$R' = \frac{ab}{a+b};$$

$$B = 6 \frac{\eta_0}{h_c^3} \alpha \frac{\partial h_c}{\partial t}.$$

挤压力还可以通过以下推导得到。从总载荷中减去挤压力,得到相应的稳定载荷

$$F_S = F_T - F_{sq} \quad F_S = F_C + F_H$$

根据 HARNOY 等^[17]的研究成果,可以将稳定负载改写为

$$F_S = \frac{F_S}{\gamma_1} + \frac{F_S}{\gamma_2} \quad (6)$$

式中, γ_1 和 γ_2 分别是粗糙接触和流体动力的比例因子。

2.4 流体弹性动力学模型

随时间变化的流体动力学雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p_f}{\partial x} \right) = \frac{\partial \rho h}{\partial t} + u \frac{\partial(\rho h)}{\partial x}$$

接触雷诺方程只考虑上式右侧的稳定项公式

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p_h}{\partial x} \right) = u \frac{\partial(\rho h)}{\partial x}$$

式中, p_f 为润滑油油膜压力, p_h 为流体压力。

流体动力学方程表示为

$$h(x) = h_0 + \frac{x^2}{2R'} - \frac{4\gamma_2}{\pi E'} \int_{-\infty}^{+\infty} P_h(s) \ln(|x-s|)^2 ds$$

稳态方程定义为

$$F_S = \gamma_2 l \int_{-\infty}^{+\infty} P_h(s) ds$$

通过以上公式计算得到中心油膜厚度, 将 γ_2 代入稳态方程的左边, 同时对流体动力学方程进行积分处理。用 F_s 和 E' 分别取代 F_s/r_2 和 E'/r_2 , 可以将公式进一步简化为

$$\bar{h}_c \bar{U}^{-0.5} = [(\gamma_2)^{s/2} (H_{RI}^{7/3} + (\gamma_2)^{-14/15} H_{EI}^{7/3})^{(3/7)s} + (\gamma_2)^{-s/2} (H_{RP}^{-7/2} + H_{EP}^{-7/2})^{-(2/7)s}] \gamma_2^{s-1} (\gamma_2)^{1/2} \quad (7)$$

式中, $s = \frac{1}{5} [7 + 8 \exp[-2\gamma_2^{-2/5} (H_{EI} / H_{RI})]]$ 。

从而有以下量纲一参数

$$\bar{h}_c = h_c / R'; \quad \bar{U} = \frac{\eta_0 u}{E'R'}; \quad H_{RI} = 3M^{-1}; \quad M = W\bar{U}^{-1/2};$$

$$W = \frac{F_s}{E'R'l}; \quad H_{EI} = 2.621M^{-1/5}; \quad H_{RP} = 1.287L^{2/3};$$

$$L = G\bar{U}^{1/4}; \quad G = \alpha E'; \quad H_{EP} = 1.311M^{-1/8}L^{3/4}。$$

求出 γ_2 , 代入公式 $\frac{1}{\gamma_1} + \frac{1}{\gamma_2} = 1$, 从而计算得到

γ_1 。又由于 $F_c = \frac{F_s}{\gamma_1}$, 计算得到 F_c , 从而得到

$$F_{fc} = \mu_c F_c。$$

而流体动力摩擦力表示为

$$F_{fh} = \tau_L [1 - \exp(-\eta(u/h_c)/\tau_L)] \cdot 2al \quad (8)$$

式中, τ_L 是极限切应力随压强变化的, 表示为

$$\tau_L = \tau_{L0} + \beta_0 p_m$$

式中, τ_{L0} 为环境压力极限切应力; β_0 为极限切应力与压力的速率; p_m 为赫兹接触的平均压力; μ_c 为摩擦因数常数。

2.5 摩擦因数

总摩擦因数是粗糙度接触摩擦和流体牵引力的总和

$$\mu = \frac{F_{fh} + F_{fc}}{F_T} \quad (9)$$

式中, F_{fh} 为流体动力摩擦力, F_{fc} 为粗糙接触摩擦力。

2.6 粗糙面接触转矩

依据 Greenwood 和 Williamson 模型计算得到

$$p_c(h) = \sqrt{\frac{\pi}{2}} EN \beta \sigma \left[\exp\left(-\left(\frac{h}{\sigma\sqrt{2}}\right)^2\right) - \frac{h}{\sigma} \sqrt{\frac{\pi}{2}} \operatorname{erfc}\left(\frac{h}{\sigma\sqrt{2}}\right) \right] \quad (10)$$

式中, E 为弹性模量; N 为粗糙度密度; β 为粗糙度峰值半径; σ 为摩擦片粗糙度方均根。

考虑到分动器摩擦片的轴对称性, 力矩的平衡方程可以简化为

$$N_g \int_0^{\theta_0} \int_a^b p(r, \theta) r dr d\theta = F_T - \frac{N_g \theta_0}{2\pi} p_c(h) A \quad (11)$$

$$\theta_0 = \frac{2\pi}{N_g} - \frac{w_g}{(a+b)/2} \quad A = \pi(b^2 - a^2)$$

式中, θ_0 为沟槽间角度; N_g 为沟槽个数; w_g 为沟槽宽度。

2.7 分动器总转矩

分动器传递的总转矩是由粗糙摩擦力矩 T_c 和黏性转矩 T_v 组成^[3,19], 由此可得

$$T = T_c + T_v = N_f N_g \operatorname{sgn}(u) \int_0^{\theta_0} \int_a^b \mu p_c r^2 dr d\theta + N_f N_g \int_0^{\theta_0} \int_a^b \eta u r^2 \frac{\varphi_f - \varphi_s}{h} r dr d\theta \quad (12)$$

式中, φ_f 为 Patir 流量因子; φ_s 为 Cheng 流量因子;

$$\varphi_s = 11.1 H^{2.31} \exp(-2.38H + 0.11H^2), \quad H = \frac{h}{\sigma}。$$

$$\varphi_s + \varphi_f = \begin{cases} 3 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{2.6} \cdot \frac{h}{\sigma}\right) & \frac{h}{\sigma} \leq 1.3 \\ 1 + 2 \cdot \exp\left(-\frac{\left(\frac{h}{\sigma} - 1.3\right)^2}{2}\right) & \frac{h}{\sigma} > 1.3 \end{cases}$$

考虑到摩擦片的对称性和假设润滑油温度在摩擦片表面是均匀分布的, 可将式(12)简化为

$$T = T_c + T_v = N_f N_g \theta_0 \frac{b^3 - a^3}{3} \mu p_c \operatorname{sgn}(u) + N_f N_g \theta_0 \frac{b^4 - a^4}{4} \eta u \frac{\varphi_f - \varphi_s}{h} \quad (13)$$

3 分动器传动特性仿真分析

3.1 摩擦迟滞影响因素分析

以某款 SUV 车辆分动器为研究对象, 对其进行特性分析, 相关参数如表 1 所示, 运用 Simulink 建立多片式离合器动力学模型。

根据建立的动摩擦因数仿真模型, 可以得到摩擦因数随接合过程变化关系, 如图 2 所示。

根据图 2 中曲线可得, 在摩擦片和对偶钢片整个接合过程中, 当粗糙转矩产生的时候, 摩擦因数出现一个明显的升高后再降低的过程。同时假设把图中形成的这个区域沿虚线分为左右两部分, 左右两部分的趋势并非对称分布, 区域 A 的面积相对于区域 B 较大, 即说明摩擦因数的变化存在时间上的滞后。为了更好地说明这个现象, 仿真得到摩擦因数与滑动速度的关系, 如图 3 所示。

从图 3 可得, 摩擦因数是随滑动速度变化的记忆函数, 摩擦因数与随滑动速度之间存在相位差, 导致摩擦因数随滑动速度曲线出现滞后现象。由于摩擦滞后效应的存在, 将受摩擦滞后影响的多片式

表1 摩擦副仿真参数

名称	数值
摩擦片内径 a/m	0.057
摩擦片外径 b/m	0.066
摩擦片粗糙度方均根值 σ	6×10^{-6}
摩擦材料厚度 d/mm	0.5
润滑油密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	820
摩擦片渗透性 k	1×10^{-13}
摩擦片渗透率 ϕ	4×10^{-12}
沟槽宽度 w_g/mm	0.15
初始油膜厚度 h_0/mm	0.06
沟槽数 N_g	32
摩擦片面数 N_f	8
粗糙度密度峰值半径 β/mm	0.5
等效弹性模量 E'/GPa	5.8
粗糙度密度 $N/(\text{kg}/\text{m}^3)$	3×10^7
摩擦片弹性模量 E/GPa	6.2
摩擦因数常数 μ_c	0.2
润滑油动力黏度 $\eta/[(\text{N}\cdot\text{s})/\text{m}^2]$	0.068 1
压力黏度 α/Pa	2.2×10^{-8}
极限切应力 T_{L0}/MPa	2.5
极限切应力-压力关系的斜率 β_0	0.047

图2 摩擦因数随接合过程的变化趋势

图3 动态摩擦随滑动速度变化曲线

离合器转矩模型进行仿真后，得到多片式离合器随时间的转矩图，如图4所示。

仿真结果可以明显发现分动器接合过程的三个阶段。第一个阶段为自由旋转阶段，即流体润滑阶

图4 基于摩擦因数模型的多片式离合器转矩

段。分动器的对偶钢片和摩擦片没有接触，输入端和输出端自由旋转。从图4中发现整个过程需要0.05 s左右的时间。由于油膜厚度相对较大，以至于没有粗糙转矩产生，分动器的转矩主要是粘性转矩；第二个阶段推力压盘开始压向对偶钢片和摩擦片，主要消除对偶钢片和摩擦片之间的间隙。即在混合摩擦阶段，伴随着油膜厚度越来越小，摩擦片开始产生粗糙转矩，而黏性转矩达到最大值，约为45 N·m；第三阶段伴随着推力压盘不断升高的压力，对偶钢片和摩擦片开始接合，粗糙转矩不断升高，并达到峰值粗糙转矩90 N·m左右，黏性转矩则不断下降。当对偶钢片和摩擦片的相对转速为零时，粗糙转矩达到最大值。

同时图中可以观察到多片式离合器在接合过程中粗糙转矩在0.4~0.5 s出现了一个波峰，接合图3的对比，可以得到该波峰是由于摩擦滞后效应的影响。由于在0.35 s发生了一次摩擦片的接合，因此摩擦因数如图2发生了明显的改变，反应在多片式离合器传递转矩的过程中，即如图4所示。多片式离合器传递的粗糙转矩有一个明显的波动，波动幅值有10 N·m。在四驱车辆分动器中的多片式离合器，由于受到工作条件的要求，短时间要求多片离合器多次的接合分离工作，即摩擦片和对偶钢片在短时间内进行多次加速减速过程，因此多片式离合器传递的转矩一直处于一个波动的工作范围。

以上分析的是摩擦片与对偶钢片进行一次接合分离的影响，在实际工作中，摩擦片与对偶钢片要发生多次接合和分离，因此输入的相对转速随时间变化关系为 $U(t) = 1.1 + \sin(ut)$ ，如图5所示。

从图6可以得到由于摩擦片与对偶钢片多次接合和分离的影响，粗糙转矩出现了多次波峰现象，这对多片式离合器的精确控制起到关键作用。

为了得到受摩擦迟滞影响的多片式离合器转矩传递情况，仿真得到多片式离合器总转矩与相对转速关系曲线，如图7所示。其中多片式离合器传递

转矩随着转速的升高逐渐增加, 当转速升高到 800~2 000 r/min 后, 图中形成了一个明显的闭合回路, 即摩擦迟滞现象在多片式离合器转矩传递过程过程中的影响。在加速过程中, 加速度为正值时, 多片式离合器传递的转矩沿着曲线 A 的趋势增加, 相反, 当在减速过程中, 摩擦片传递的转矩沿着曲线 B 趋势降低。并且相同转速下的加速和减速过程转矩的差值保持在 8 N·m 左右。

图 5 相对转速变化曲线

图 6 相对转速变化对转矩传递的影响

图 7 多片式离合器转矩与相关转速关系曲线

3.2 油膜厚度与挤压力

通过上文对挤压力的理论分析, 接合多片式离合器的特性, 通过 Simulink 建模仿真, 得到图 8 所示的油膜厚度和受挤压力影响的转矩随时间变化曲线。

挤压力与油膜厚度关系式为

$$F_{sq} = -\eta_c l \left(\frac{2a}{h_c} \right)^3 \frac{\partial h_c}{\partial t} \quad (14)$$

式中, η_c 为有效动态黏度。

图 8 油膜厚度与挤压转矩随时间变化曲线

从图 8 中可以发现, 在加速过程中, 伴随着 $\frac{\partial h_c}{\partial t}$

增加, 意味着油膜挤压力对油膜厚度产生消极的作用, 导致加速过程中的油膜厚度相对于恒定状态下的油膜厚度较小, 即加速过程中的粗糙转矩比恒定状态下的粗糙转矩较大。在摩擦片和对偶钢片在减速中, 油膜厚度降低, 意味着挤压力使油膜的承载力加强, 对油膜厚度产生积极影响, 比恒定状态下的油膜厚度更大, 从而导致传递的粗糙转矩变小。最终形成了如图 7 所示的摩擦迟滞环, 摩擦迟滞环的面积代表加速和减速过程中两者传递转矩的差值。

3.3 摩擦迟滞模型试验验证

为了验证所建分动器模型正确性, 搭建如图 9 所示的试验台。该试验台主要由变频电机驱动系统、机械传动系统、计算机控制系统、负载电机加载系统、检测传感系统和润滑辅助系统等模块组成。试验台硬件设备如表 2 所示。分动器测控系统结构如图 10 所示, 该系统能够针对不同类型的传动部件进行转速和转矩等参数的试验。考虑摩擦片接合会受到温度等因素的影响, 因此每次只进行一次接合测试, 试验数据经过处理后结果如图 11 所示。

图 9 分动器试验台

由图 11 可得, 摩擦片与对偶钢片在在加速和减速过程中, 摩擦因数发生了波动, 导致传递的转矩发生变化, 试验结果表明试验值与仿真值的趋势基本相同。

表2 硬件型号及参数

名称	型号	性能参数
驱动电动机	YE2-160M1-2	功率 11 kW 额定转速 2 950 r/min 额定转矩 38 N·m
直流负载电机	Z4-160-32	功率 55 kW 额定转速 3 500 r/min 额定转矩 150 N·m
美国PCB Load & Torque 传感器	5308D-01A	转速量程 0~10 000 r/min 转矩量程 0~1 120 N·m 输出电压 0~10 V
采集卡	美国 NI PXI-4462 PXI-6122	模拟输入分辨率 24 B 模拟输入 $\pm 1.25 \pm 10$ V 8 条双向定时数字 I/O 最大时钟速率 10 MHz

图10 测控系统结构图

1. 驱动电动机 2. 变频器 3. 适时四驱分动器 4. 2号直流调速器
5. 2号直流负载电动机 6. 控制柜 7. 信号传感器
8. 上位机及采集卡 9. 1号直流负载电机 10. 1号直流调速器

图11 仿真数值与试验数值对比图

4 摩擦迟滞影响因素分析

为了进一步分析各种因素对分动器特性的影响，主要选取沟槽数、摩擦片数和接合压力三个因素进行分析，仿真结果分析如下。

沟槽数作为摩擦片结构参数之一，对摩擦片传递转矩的能力有所影响，因为摩擦沟槽主要影响摩擦片表面的结构参数即摩擦副表面的接触面积。基于动摩擦特性多片式离合器转矩模型，得到不同沟槽数影响下转矩传递和摩擦迟滞影响，如图12所示。

(a) 不同沟槽数对转矩传递的影响

(b) 不同摩擦片数对转矩传递的影响

(c) 不同压力对转矩传递的影响

(d) 不同沟槽数对转矩传递的影响

(e) 不同摩擦片数对转矩传递的影响

(f) 不同压力对转矩传递的影响

图12 沟槽数、摩擦片数与压力对转矩传递和摩擦迟滞影响

图 12a 说明沟槽数分别为 20 和 40 以及无沟槽三种情况下的黏性转矩, 粗糙转矩和总转矩的变化趋势。沟槽数越多, 润滑油的流动性越好, 黏性转矩越小。同时, 多片式离合器的摩擦片沟槽数目越少, 其摩擦副表面接触面积越大, 多片式离合器传递的转矩越大; 图 12d 中沟槽数为 20 与无沟槽数两种情况的转矩转速图像基本重合, 而沟槽数为 40 时转矩较小。并且沟槽数为 20 形成的摩擦迟滞环面积大于沟槽数为 40 的情况, 这主要是由于在减速阶段, 油膜挤压力作为承载力, 油膜厚度比恒定状态下的厚度大, 但是由于沟槽数量增加, 油膜的润滑流动性加强。相比较沟槽数为 20 的工况, 油膜厚度有所降低, 导致了沟槽数为 20 形成的摩擦迟滞环面积大于沟槽数为 40 的情况。

由图 12b 可知, 不同摩擦片数对多片式离合器转矩传递的影响非常明显。随着多片式离合器摩擦片数的增加, 粗糙转矩和黏性转矩基本上呈线性增长趋势。由图 12e 可知, 随着摩擦片数目的增加, 摩擦迟滞产生的转矩闭合环面积显著变化。对形成的摩擦迟滞环进行积分, 即 $A_c = \oint T dn$ 。分别取 6~10 组不同的摩擦片进行仿真, 求得形成的迟滞环面积如图 13 所示。

图 13 不同摩擦片数的迟滞环面积对比

通过分析得到, 随着摩擦片组数量的增加, 摩擦产生的迟滞损失也越来越大, 且摩擦迟滞与摩擦片数之间成比例增加关系。

图 12c 中说明推力压盘压力对传递的转矩起决定性作用, 压力相差 0.1 MPa 导致传递的总转矩相差 25 N·m 左右, 同时较小的推力压盘压力产生的黏性转矩反正较大。为了研究不同压力对于摩擦迟滞损失的影响, 分别取六组不同的压力值, 计算得到相对应的迟滞损失大小, 计算结果如表 3。

从表 3 中可以清楚的得到, 伴随着压紧力的升高, 迟滞损失也越来越大, 且不同压力与其产生的摩擦迟滞损失比值为定值。

表 3 不同压力对应的迟滞损失比较

压力/MPa	量纲一化的迟滞损失	比值
0.10	0.141 3	0.707 8
0.11	0.156 8	0.701 5
0.12	0.170 1	0.705 5
0.13	0.183 1	0.710 0
0.14	0.199 2	0.702 8
0.15	0.212 6	0.705 6

5 结论

(1) 通过对分动器接合过程的分析, 考虑动态条件下摩擦片与对偶钢片接触情况, 即粗糙表面的相互作用和流体之间的黏性作用外, 加入挤压力影响, 建立更加准确的分动器动力传递模型。

(2) 由于摩擦因数随滑动速度变化之间存在相位差导致摩擦因数与滑动速曲线出现的滞后现象, 摩擦迟滞环的面积代表加速和减速过程中两者传递转矩的差值。分析挤压力和油膜厚度的关系, 得到在加速过程中, 油膜挤压力对油膜厚度产生消极的作用, 导致加速过程中的油膜厚度相对于恒定状态下的油膜厚度较小。在减速过程中情况刚好相反。

(3) 通过分析摩擦片与对偶钢片接合过程的加速减速过程, 将摩擦迟滞影响加入到分动器动力传递过程, 得到不同沟槽数, 不同摩擦片数和不同压紧力对动力传递的影响, 为实现分动器动力精准传递提供依据。

参 考 文 献

- [1] JANG J Y, KHONSARI M M, MAKI R. Three-dimensional thermohydrodynamic analysis of a wet clutch with consideration of grooved friction surfaces[J]. Journal of Tribology, 2011(133): 6-18.
- [2] IQBAL S, AL-BENDE F, PLUYMERS B, et al. Model for predicting drag torque in open multi-disks wet clutches[J]. Journal of Fluids Engineering, 2014, 136: 101-112.
- [3] ZHAO Yimin, HU Jibin, WEI Chao. Dynamic analysis of spiral-groove rotary seal ring for wet clutches[J]. Journal of Tribology, 2014, 136: 47-58.
- [4] 马彪, 李国强, 李和言, 等. 基于改进平均流量模型的离合器接合特性仿真[J]. 吉林大学学报, 2014, 44(6): 1557-1563.
- MA Biao, LI Guoqiang, LI Heyan, et al. Simulation of wet clutch engagement characteristics based on advanced average flow model[J]. Journal of Jilin University, 2014,

- 44(6): 1557-1563.
- [5] 马彪, 陈飞, 李和言, 等. 湿式离合器摩擦副平均温升特性研究[J]. 兵工学报, 2016, 37(6): 961-968.
MA Biao, CHEN Fei, LI Heyan, et al. Research on average temperature rise characteristic of wet clutch[J]. Acta Armamentarii, 2016, 37(6): 961-968.
- [6] 熊涔博, 马彪, 李和言, 等. 多片离合器对偶钢片平均温度场等效计算模型[J]. 科学技术与工程, 2016, 16(18): 272-277.
XIONG Cenbo, MA Biao, LI Heyan, et al. An equivalent model for the average temperature field of the separator disc in multi-disc clutch[J]. Science Technology and Engineering, 2016, 16(18): 272-277.
- [7] 李明阳, 马彪, 李和言, 等. 径向热应力对离合器摩擦对偶钢片变形的影响[J]. 吉林大学学报, 2018, 48(1): 83-88.
LI Mingyang, MA Biao, LI Heyan, et al. Influence of radial thermal stresses on buckling deformation of separator discs in multi-disc clutches[J]. Journal of Jilin University, 2018, 48(1): 83-88.
- [8] 项昌乐, 章颖莹, 刘辉. 高转速差车用湿式离合器带排转矩特性研究. [J]. 机械工程学报, 2013, 49(20): 71-77.
XIANG Changle, ZHANG Yingying, LIU Hui. Research on drag torque of high relative speed open wet clutch of vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(20): 71-77.
- [9] 郭刘洋, 杜明刚. 液粘离合器摩擦特性及热负荷特性研究[J]. 摩擦学学报, 2011, 31(4): 234-237.
GUO Liuyang, DU Minggang. Friction and thermal load performance of a viscous clutch[J]. Tribology, 2011, 31(4): 234-237.
- [10] 熊钊, 苑士华, 吴维, 等. 湿式离合器对偶片间油气两相流动的数值模拟[J]. 机械工程学报, 2016, 52(8): 117-123.
XIONG Zhao, YUAN Shihua, WU Wei, et al. Numerical investigation of the air-oil two-phase flow inside a wet clutch[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(8): 117-123.
- [11] 陈黎卿, 张栋, 陈无畏. 基于流固耦合的分动器齿轮两相流动数值模拟与试验[J]. 农业工程学报, 2014, 30(4): 54-61.
CHEN Liqing, ZHANG Dong, CHEN Wuwei. Numerical simulation and test on two-phase flow inside shell of transfer case based on fluid-structure interaction[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2014, 30(4): 54-61.
- [12] 陈黎卿, 胡冬宝, 陈无畏. 基于人群搜索算法的四驱汽车转矩分配控制策略[J]. 农业机械学报, 2015, 46(11): 369-376.
CHEN Liqing, HU Dongbao, CHEN Wuwei. Control strategy and experiment of torque distribution for 4WD vehicle based on SOA[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2015, 46(11): 369-376.
- [13] HESS D P, SOOM A. Friction at a lubricated line contact operating at oscillating sliding velocities[J]. Journal of Tribology, 1990, 1112: 147-152.
- [14] SOJOU DI H, KHONSARI M M. On the modeling of quasi-steady and unsteady dynamic friction in sliding lubricated line contact[J]. Journal of Tribology, 2010, 132(1): 012101.
- [15] LU X B, KHONSARI M M, GELINEK E R M. The stribeck curve: Experimental results and theoretical prediction[J]. Journal of Tribology, 2006, 128: 789-794.
- [16] RACHOOR H, HARNOY A. Modeling of dynamic friction in lubricated linecontacts for precise motion control[J]. Tribology Transactions, 1996, 39(2): 476-482.
- [17] HARNOY A, FRIEDLAND B. Dynamic friction model of lubricated surfaces for precise motion control[J]. Tribology Transactions, 1994, 37(3): 608-614.
- [18] 赵二辉, 马彪, 李和言, 等. 非均匀接触对湿式离合器摩擦特性的影响[J]. 吉林大学学报, 2018, 48(3): 661-669.
ZHAO Erhui, MA Biao, LI Heyan, et al. The tribological characteristics of cu-based friction pairs in a wet multidisk clutch under nonuniform contact[J]. Journal of Jilin University, 2018, 48(3): 661-669.
- [19] 王钰明, 王其东, 陈黎卿, 等. 热负荷特性下的分动器动力传递特性研究[J]. 机械工程学报, 2018, 54(14): 159-168.
WANG Yuming, WANG Qidong, CHEN Liqing, et al. Research on transfer case transmission power of heat load characteristics[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(14): 159-168.

作者简介: 王钰明, 男, 1986 年出生, 博士研究生。主要研究方向为分动器动力学控制。

E-mail: wangyuming@ntu.edu.cn

陈黎卿(通信作者), 男, 1979 年出生, 博士, 教授。主要研究方向为汽车底盘集中控制。

E-mail: lqchen@ahau.edu.cn