

DOI: 10.11830/ISSN.1000-5013.201912001



多参数耦合下湿式换挡离合器滑摩特性

周宇航, 李胜波, 符升平

(厦门理工学院 机械与汽车工程学院, 福建 厦门 361024)

摘要: 以某车辆的湿式换挡离合器为研究对象, 分析多参数耦合下湿式换挡离合器的滑摩特性. 基于多体动力学和 Hertz 接触理论, 在 ADAMS 软件中建立和验证离合器动态分析模型, 仿真研究接合油压、摩擦副主、从动件初始转速差、摩擦因数, 以及摩擦片刚度等因素对湿式换挡离合器滑摩特性的影响规律. 结果表明: 适当提高接合油压, 增大摩擦因数、摩擦片刚度和摩擦副主、从动件初始转速差, 可以有效改善湿式换挡离合器滑摩特性.

关键词: 湿式换挡离合器; 多参数耦合; 滑摩特性; 动态分析

中图分类号: U 463.211 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-5013(2020)05-0568-07

Slipping Friction Characteristics of Wet Shifting Clutch With Multi-Parameter Coupling

ZHOU Yuhang, Li Shengbo, FU Shengping

(School of Mechanical and Automotive Engineering, Xiamen University of Technology, Xiamen 361024, China)

Abstract: Taking a vehicle's wet shifting clutch as a research object, the slip characteristics of the wet shifting clutch under multi-parameter coupling were analysed. Based on multi-body dynamics and Hertz contact theory, a dynamic analysis model of the clutch was established and verified in ADAMS software. The influence oil pressure, friction sub-master, speed difference of follower, friction factor, and friction plate stiffness on the slip characteristics of wet shift clutch was studied through simulation. The results show that: properly improving the hydraulic pressure, increasing the friction factor, stiffness of friction plates and deputy chief of friction and initial rotation difference of follower can effectively improve the slip characteristics of the wet shift clutch.

Keywords: wet shifting clutch; multi-parameter coupling; slipping friction characteristics; dynamic analysis

湿式换挡离合器是车辆自动变速器的关键部件, 结合平顺, 分离彻底, 传递力矩更加可靠, 其滑摩特性直接影响自动变速器工作的可靠性、平顺性和高效性, 并决定了车辆的换挡品质. 离合器的滑摩特性主要包括摩擦片的速度响应特性和滑摩转矩特性, 因此, 研究多参数耦合下湿式换挡离合器的滑摩机理和动态特性具有一定的理论价值. 张志刚等^[1]基于表面粗糙接触模型建立湿式离合器的接合模型, 得出接合压力的增大可以有效缩短摩擦副接合时间, 润滑油液粘度的增大可以减慢摩擦副速度响应的结论. 顾荣华等^[2]基于湿式离合器摩擦副表面生热机理, 建立了滑摩功计算模型, 研究转速差和油液压力等参数对接合过程中摩擦副表面生热的影响规律. 陈漫等^[3]研究摩擦副转矩传递规律, 提出等效摩擦系数, 仿真分析湿式离合器多摩擦副接触压力分布规律, 并建立湿式离合器转矩计算模型. Li 等^[4]仿真分析

收稿日期: 2019-12-01

通信作者: 符升平(1983-), 男, 副教授, 博士, 主要从事车辆传动系统动力学的研究. E-mail: 7025370@163.com.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51975500); 福建省科技厅自然科学基金资助项目(2019J01862)

油液压力、润滑油粘度等因素对湿式离合器摩擦副接合特性的影响规律. 冯挽强^[5]仿真分析湿式离合器接合过程中各个工况下的摩擦转矩, 建立了摩擦副油液润滑阶段、混合摩擦阶段和粗糙接触阶段的数学模型. 刘小川等^[6]基于雷诺方程和 Hertz 接触模型, 建立了湿式离合器接合转矩计算数学模型, 分析了粘性转矩和粗糙转矩对接合转矩传递变化影响. 赵家昕等^[7]建立热弹性不稳定性理论下湿式离合器摩擦副模型, 仿真分析摩擦副润滑边界和摩擦片表面粗糙度等对接合压力的影响情况. 袁跃兰等^[8]建立初始油膜承载力模型, 求解压力场, 得到湿式离合器摩擦片与钢片的结构参数对油膜承载力的影响规律. 文献[9-12]仿真分析湿式离合器滑摩过程中粘性转矩、粗糙摩擦转矩的变化.

综上所述, 目前针对湿式换挡离合器研究主要集中在润滑边界和摩擦副接触情况对滑摩特性方面的影响, 而针对多参数耦合下湿式换挡离合器滑摩特性机理和动态特性的研究较少. 因此, 本文针对某车辆湿式换挡离合器, 分析多因素下离合器滑摩特性, 建立和验证离合器动态分析模型, 仿真研究多参数对摩擦片速度响应特性和滑摩转矩的影响.

1 湿式换挡离合器

1.1 湿式换挡离合器滑摩机理

湿式换挡离合器主要包括摩擦片和钢片等部件, 如图 1 所示. 在湿式换挡离合器接合过程中, 油液进入活塞腔内产生油压, 油压传递到活塞, 使摩擦副的主动片向从动片靠近, 摩擦副间隙减少, 油液从湿式换挡离合器摩擦副边缘被挤出, 带走摩擦副滑摩时产生的热量, 当摩擦副元件分离时, 油液不再进入活塞腔, 摩擦副的主、从动片在弹簧回复力作用下重新分离.

湿式换挡离合器滑摩过程分为以下 3 个阶段. 1) 油液润滑阶段, 即从湿式离合器摩擦副存在间隙到表面粗糙峰接触前, 摩擦副表面被润滑油膜完全隔开无法接触, 仅由润滑油膜承担油液压力, 所产生的摩擦转矩仅为油膜压力产生的粘性转矩. 2) 混合摩擦阶段, 即从摩擦副表面微凸体开始接触到润滑油膜消失前, 油膜和摩擦副表面微凸体共同承担接合压力, 该阶段的摩擦转矩由粘性转矩和摩擦副微凸体接触所产生的接触转矩组成. 3) 粗糙接触阶段, 湿式离合器摩擦副间油液无法形成油膜, 该阶段的摩擦转矩仅为摩擦副微凸体接触所产生的接触转矩. 因此, 湿式换挡离合器摩擦转矩 T_d 包括摩擦副微凸体接触所产生的接触转矩 T_v ^[13] 和油膜被剪切产生的粘性转矩 T_e ^[14], 即

$$\left. \begin{aligned} T_d &= T_e + T_v, \\ T_e &= (1 - \lambda) \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} \eta(\varphi_t + \varphi_{ts}) \frac{r^2 \Delta\omega}{h} r dr d\theta, \\ T_v &= \lambda f \int_0^{2\pi} \int_{R_1}^{R_2} p_c r^2 dr d\theta. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

式(1)中: λ 为摩擦副微凸体接触面积与总接触面积比; η 为润滑油液动力粘度; h 为油膜厚度; φ_t, φ_{ts} 分别为 Patir 和 Cheng 因素; $\Delta\omega$ 为摩擦片与钢片之间的转速差; f 为摩擦因数; p_c 为油液压强; R_1, R_2 分别为摩擦副内、外径; r 为摩擦副径向半径; θ 为摩擦副周向角度.

1.2 粘性转矩分析及仿真

研究湿式换挡离合器的接合过程主要是为了研究摩擦副的转矩传递情况, 粘性转矩是接合过程中摩擦转矩的一部分, 因此, 有必要对粘性转矩进行分析及仿真计算. 粗糙表面峰点密度 α 为

$$\alpha = A_0 (\pi \rho R \sigma)^2 \left[\frac{1}{2} (1 + H^2) \left(1 - \operatorname{erf} \left(\frac{H}{\sqrt{2}} \right) \right) - \frac{H}{\sqrt{2\pi}} \exp \left(-\frac{H^2}{2} \right) \right]. \quad (2)$$

式(2)中: A_0 为弹塑性比例系数; R 为微凸体的曲率半径; σ 为联合粗糙度均方根; H 为膜厚比, $H = h/\sigma$; ρ 为润滑油密度.

基于平均流量模型, 考虑摩擦副接触面粗糙度与润滑油液所受到的离心力, 假设油膜压力分布具有

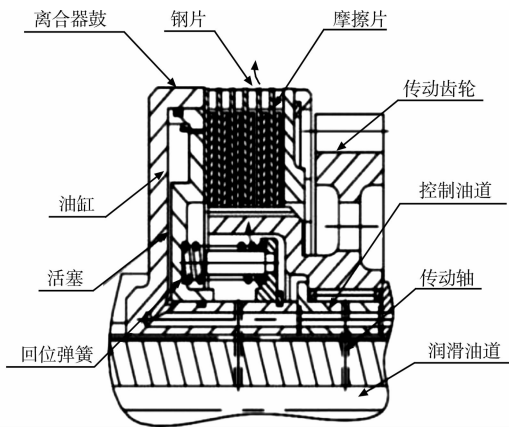


图 1 湿式换挡离合器结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of wet shifting clutch structure

轴对称性,可得圆柱坐标下雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial r}\left(r((\varphi_t+\varphi_{fs})h^3+12\phi d)\frac{\partial p}{\partial r}\right)=\frac{\varphi_t\phi r h^3}{5}(3\omega_1^2+4\omega_1\omega_2+3\omega_2^2)+12\mu r\frac{\partial h_t}{\partial t}.$$
 (3)

式(3)中: ϕ 为渗透率; d 为摩擦材料的厚度; p 为摩擦片间隙中的油膜压力; h_t 为摩擦副间隙中油膜的平均厚度; ω_1 和 ω_2 分别为主动元件和被动元件的角速度.

根据式(3),可得平均油膜厚度变化率为

$$\frac{\partial h_t}{\partial t}=\frac{\partial h_t}{\partial h}\frac{dh}{dt}=\left(\frac{1}{2}\left[1+\operatorname{erf}\left(\frac{h}{\sqrt{2}\sigma}(j)\right)\right]\right)\frac{dh}{dt}.$$
 (4)

根据式(4),可求得润滑油膜厚度随时间变化的数学模型.湿式离合器油膜厚度仿真曲线,如图2所示.将固定的参数代入粘性转矩计算公式,可以得到粘性转矩随转速差变化的仿真曲线,如图3所示.

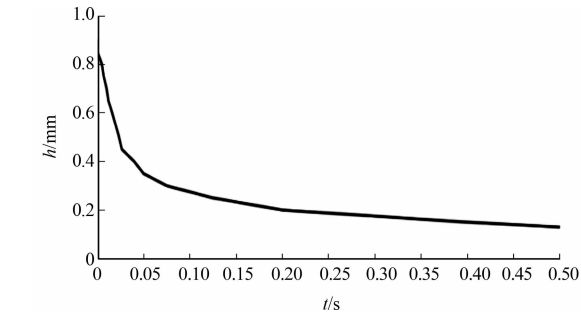


图 2 湿式离合器油膜厚度仿真曲线
Fig. 2 Simulation curve of wet clutch oil film thickness

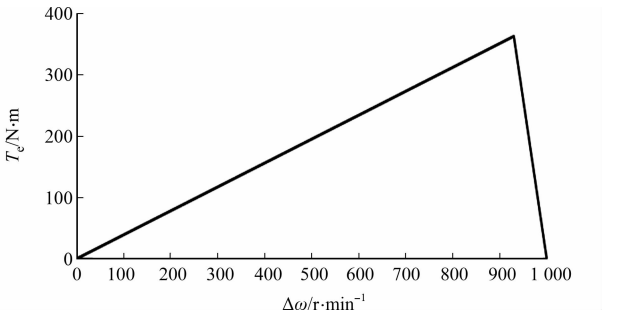


图 3 粘性转矩随摩擦副初始转速差变化的仿真曲线
Fig. 3 Simulation curve of viscous torque with initial speed difference of friction pair

由图3可知:粘性转矩随摩擦副相对转速差的整体趋势是先增加后减小直至可以忽略;粘性转矩在相对转速差从1 000 r·min⁻¹开始减少时逐渐变大,此时,润滑油量小于维持摩擦副全油膜润滑所需流量,当供给的润滑油流量可以维持摩擦副全油膜润滑且初始间隙消除阶段结束时,油膜所传递的粘性转矩达到最大,最大粘性转矩约占最终稳定滑摩转矩的3.1%;当摩擦副元件逐渐达到同步时,粘性转矩线性减少,直至为0.

1.3 接触转矩分析

在湿式换挡离合器工作过程中,在油压作用下,摩擦副主、从动件逐渐接合,摩擦副接触情况和主、从动件间的转速差会随之改变,引发摩擦副接触表面产生发热、变形和磨损等情况,导致摩擦副摩擦因数*f*的变化^[15],即*f*=0.130 7exp(5.161×10⁻⁵Δ*ω*).

在湿式换挡离合器摩擦副接合过程中,随着摩擦副间隙中油膜厚度发生变化,摩擦片粗糙峰与油膜承担摩擦副上的油液压力.假设摩擦副中的钢片与摩擦片表面粗糙度服从 Gauss 分布和各向同性,且粗糙峰之间的接触是弹性的.粗糙接触有效压力*p_c*和膜厚比*H*的近似关系式^[16]为

$$\left. \begin{aligned} p_c &= K'E' \times 4.408\ 6 \times 10^{-5} \times (4.0 - H)^{6.804}, & H > 4, \\ p_c &= 0, & H \leq 4. \end{aligned} \right\}$$
 (5)

式(5)中: $K'=\frac{8\sqrt{2}}{15}\pi(\lambda R\sigma)^2\sqrt{\frac{\sigma}{R}}$; $E'=\frac{E_1E_2}{E_2(1-V_1^2)+E_1(1-V_2^2)}$; E_1, E_2, E' 分别为摩擦片、钢片和当量的弹性模量.

2 湿式换挡离合器动态分析模型

2.1 离合器摩擦副 Hertz 接触力学模型

湿式换挡离合器在接合过程中,摩擦副传递转矩由油膜剪切力和粗糙峰接触扭转组成,且摩擦片会产生弹塑性变形.因此,基于 Hertz 接触力学模型,分析摩擦片表面粗糙峰和表面模型变形状态.采用 Patir^[17]推导的粗糙接触面关系,计算模型为

$$F_n=K\delta^e+CV.$$
 (6)

式(6)中： F_n 为法向接触力； K 为摩擦片刚度； e 为弹性恢复系数； δ 为接触点的法向穿透深度； C 为摩擦片接触阻尼； V 为碰撞速度. 摩擦片刚度为

$$K = 2nR^{\frac{1}{2}}\sigma^{\frac{1}{2}}E\int_h^{\infty}(s-a)^{\frac{1}{2}}\frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\exp\left(-\frac{a^2}{2\sigma^2}\right).$$

(7)

式(7)中： n 为单位面积微凸峰数目； a 为微凸峰的平均高度. 摩擦片接触阻尼为

$$C = \frac{3K(1-e^2)}{4V}\delta^n.$$

(8)

式(8)中： δ 为接触点的法向穿透深度.

湿式换挡离合器摩擦副元件是面面接触,摩擦副主、从动件的接触等效为 Hertz 接触数学模型. 而摩擦副接触可以等效成类似弹簧阻尼模型,可以用 ADAMS 软件中 IMPACT 函数表达摩擦副之间的接触力. IMPACT 函数表达式为

$$\max\left\{0,K(q_0-q)^e-C\times\frac{dq}{dt}\times\text{step}(q,q_0-d_0,1,q_0,0)\right\}.$$

(9)

式(9)中： q 为两物体接触时距离； q_0 为两物体初始距离； d_0 为阻尼最大时的位移. ADAMS 软件中法向接触力 F_n 的理论计算公式为

$$F_n = K\times(\Delta x)^e-\text{step}(x,0,0,d_0,C)\times V.$$

(10)

式(10)中： Δx 为两碰撞物体的挤压变形.

2.2 动态分析模型

湿式换挡离合器的壳体作为主动端,驱动摩擦副元件滑摩至同步旋转,将动力传递给被动齿轮. 给摩擦副元件添加圆柱副,使其在接合油压和传递转矩作用下平移旋转,消除摩擦副间隙. 同时,增设离合器壳体与钢片之间的耦合副、摩擦片与被动齿轮之间的耦合副,保证与耦合副相关联的元件的动力学性能一致.

调整各零件的位姿,设置各零件的质量和惯量属性,添加系统动力,设置离合器壳体初始转速(1 000 r·min⁻¹),建立接触力模型. 湿式换挡离合器动态分析模型,如图 4 所示. 动力学方程为

$$\left. \begin{aligned} T_{Pc} &= T_d + J_{Pc}\dot{\omega}_1, \\ T_{Dc} &= T_d - J_{Tc}\dot{\omega}_2, \\ T_d &= fR_1z(K\delta^e + CV). \end{aligned} \right\}$$

(11)

式(11)中： T_{Pc} , T_{Tc} 为主、被动件转矩； J_{Pc} , J_{Tc} 为主、被动元件转动惯量； R_1 为内径； z 为摩擦副数.

3 仿真实验与分析

3.1 仿真模型参数

仿真模型基本参数,如表 1 所示. 表 1 中： R_2 为外径； h_0 为摩擦副初始间隙； $\Delta\omega$ 为主动端转速差； μ 为动力粘度润滑油粘度. 采用 ADAMS 软件中的 GSTIFF 求解器,仿真时间为 2 s,仿真步长为 0.01 s,分析接合油压、摩擦副主、从动件转速差、摩擦因数,以及摩擦片刚度等因素对湿式换挡离合器滑摩特性的影响规律.

表 1 仿真模型基本参数

Tab. 1 Basic parameters of simulation model

参数	R_1/m	R_2/m	$h_0/10^{-5}\text{m}$	$\Delta\omega/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	E_1/MPa	E_2/MPa	$\mu/\text{Pa}\cdot\text{s}$
数值	0.086	0.125	1	1 000	45	203	0.086

3.2 验证模型

油液压力曲线,如图 5 所示. 设置模型刚度为 80 kN·m⁻¹、摩擦副初始转速差为 1 000 r·min⁻¹和摩擦因数为 0.16. 假设摩擦副处于边界润滑状态,求解式(2),(4),并代入式(1),求得湿式换挡离合器工作过程中摩擦转矩,通过对比其与 ADAMS 软件中搭建的湿式换挡离合器动态分析模型的摩擦转

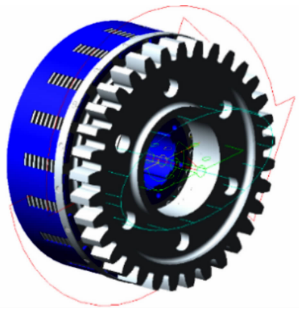


图 4 湿式换挡离合器

动态分析模型

Fig. 4 Dynamic analysis

model of wet shifting clutch

矩,验证所建湿式换挡离合器动态分析模型的准确性. 不同初始转速差的滑摩转矩对比曲线,如图 6 所示.

由图 6(a)可知:动态分析模型的摩擦转矩峰值为 7.306 kN·m,数学模型的摩擦转矩峰值为 7.438 kN·m;当动态分析模型与数学模型在摩擦片初始转速差为 1 000 r·min⁻¹时,摩擦转矩误差为 1.78%,可忽略不计.

由图 6(b)可知:动态分析模型的摩擦转矩峰值为 8.065 kN·m,数学模型的摩擦转矩峰值为 9.067 kN·m;动态分析模型与数学模型在摩擦片初始转速差为 5 000 r·min⁻¹时摩擦转矩误差为 11.05%.

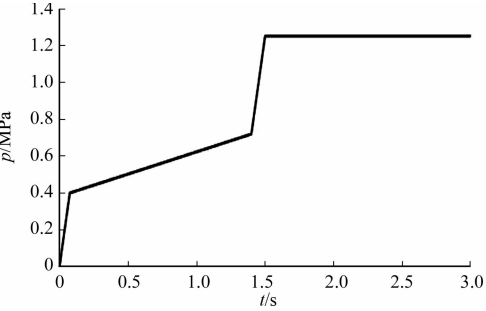
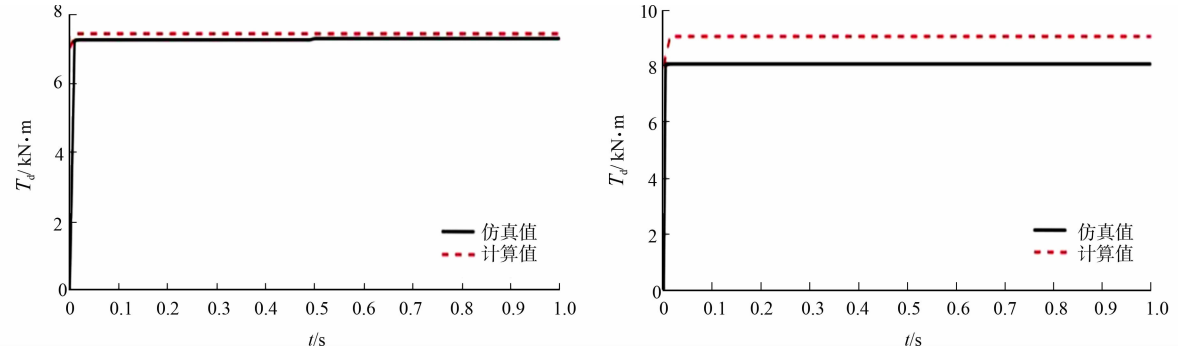


图 5 油液压力曲线
Fig. 5 Oil pressure curve



(a) $\Delta\omega=1\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ (b) $\Delta\omega=5\,000\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$
图 6 不同初始转速差的滑摩转矩对比曲线

Fig. 6 Comparison curve of sliding friction torque at different initial speeds

在 ADAMS 软件仿真中,油膜厚度设为固定值,随时间没有发生变化,使得仿真时粘性转矩比计算时的粘性转矩小. 当摩擦副初始转速差增大时,仿真的粘性转矩与计算的粘性转矩误差随之增大,因此,根据理论计算的总摩擦转矩大于 ADAMS 软件仿真的摩擦转矩. 仿真时的初始转速差不应设置过大,防止与实际相差较大.

3.3 多参数耦合下的滑摩特性

3.3.1 摩擦副初始转速差 设置模型刚度为 20 kN·m⁻¹,摩擦因数为 0.16. 对比分析摩擦副初始转速差分别为 1 000,3 000,5 000 r·min⁻¹的滑摩特性,摩擦副初始转速差对转矩的影响,如图 7 所示.

由图 7 可知:当湿式换挡离合器摩擦副主、从动端初始转速差为 1 000,3 000,5 000 r·min⁻¹时,摩擦转矩分别为 9.348,9.486,9.642 kN·m;离合器摩擦副主、从动件间初始转速差越大,摩擦副中的摩擦转矩越大,且产生转矩曲线波动越大,但摩擦转矩达到稳定所需时间相同.

3.3.2 摩擦片刚度 设置模型摩擦副初始转速差为 1 000 r·min⁻¹,摩擦因数为 0.16. 对比分析刚度分别为 8,20,80 kN·m⁻¹下的滑摩特性,刚度对转矩的影响,如图 8 所示.

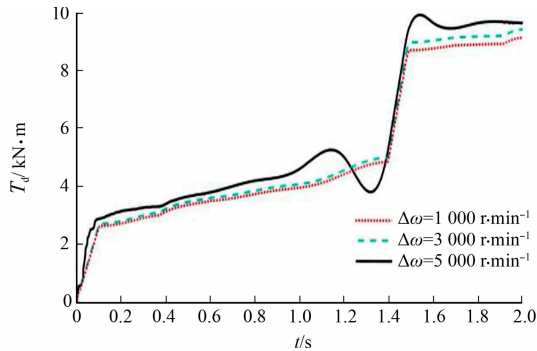


图 7 摩擦副初始转速差对转矩的影响
Fig. 7 Effect of initial speed difference of friction pair on torque

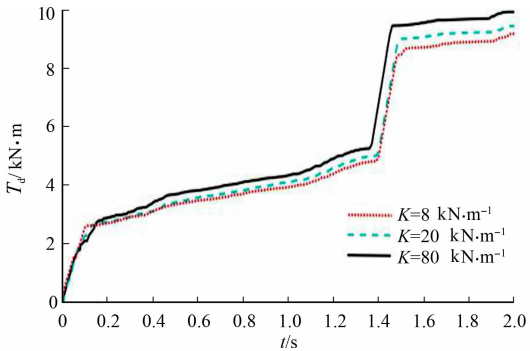


图 8 刚度对转矩的影响
Fig. 8 Effect of stiffness on torque

由图 8 可知:当湿式换挡离合器摩擦片刚度分别为 8,20,80 $\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$ 时,摩擦转矩分别为 9.203, 9.348 和 9.815 $\text{kN} \cdot \text{m}$,在湿式离合器接合过程中,刚度越大,摩擦副之间所传递的摩擦转矩越大.刚度增大时,摩擦片与钢片间所产生的法向接触力越大,当法向接触力增大时,摩擦副间所传递的摩擦转矩越大.因此,当摩擦片的刚度增大时,摩擦副间所传递的摩擦转矩也随之增加.

3.3.3 摩擦因数 设置模型摩擦片刚度为 20 $\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$,摩擦副初始转速差为 1 000 $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$.对比分析摩擦副摩擦因数为 0.08,0.16 和 0.24 时的速度响应和滑摩特性.摩擦片摩擦因数对摩擦副初始转速差及摩擦转矩的影响,如图 9,10 所示.

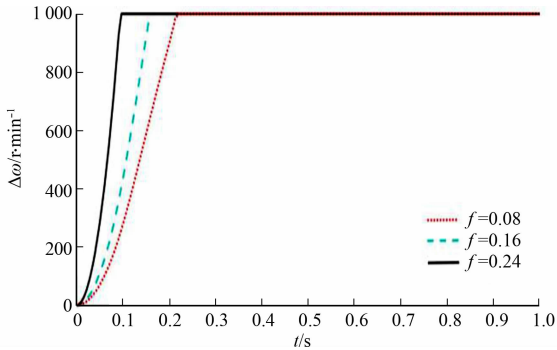


图 9 摩擦片摩擦因数对摩擦副初始转速差的影响
Fig. 9 Effect of friction factors of friction plate on initial speed difference of friction pair

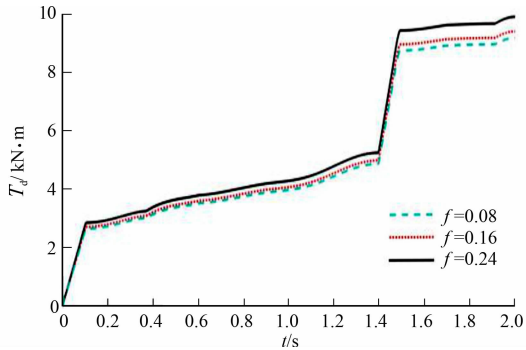


图 10 摩擦片摩擦因数对摩擦转矩的影响
Fig. 10 Effect of friction factors of friction plate on friction torque

由图 9 可知:当湿式换挡离合器摩擦片摩擦因数分别为 0.08,0.16 和 0.24 时,摩擦副主、从动端达到同步的时间分别为 0.219,0.164 和 0.093 s.摩擦片摩擦因数对湿式离合器初始摩擦副转速差影响非常大,当摩擦因数越大时,摩擦片表面更加粗糙,主、从动件所产生的滑摩力越大,达到同步状态所需要的时间更短.

由图 10 可知:当湿式换挡离合器摩擦片的摩擦因数分别为 0.08,0.16 和 0.24 时,摩擦转矩分别为 9.089,9.169,9.804 $\text{kN} \cdot \text{m}$.在滑摩过程所产生的热量主要是由摩擦副元件之间相对摩擦所产生的,摩擦因数的增大使滑摩过程中所产生的热量增多,热量被摩擦副元件和润滑油所吸收,导致两者特性发生改变,摩擦副间所传递的接触摩擦随之增大,使得摩擦副间的接触转矩也随之增大.因此,摩擦副间所传递的摩擦转矩随摩擦片上摩擦因数的增大而增大.

3.3.4 接合油压 设置模型刚度为 20 $\text{kN} \cdot \text{m}^{-1}$ 、摩擦副初始转速差为 1 000 $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 和摩擦因数为 0.16.对比分析接合油压曲线峰值为 0.8,1.0,1.2 MPa 下的速度响应和滑摩特性,接合油压对转速差、对摩擦转矩的影响,如图 11,12 所示.

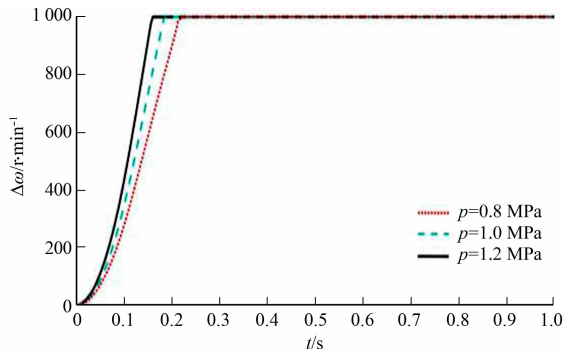


图 11 接合油压对转速差的影响
Fig. 11 Effect of joint oil pressure on speed difference

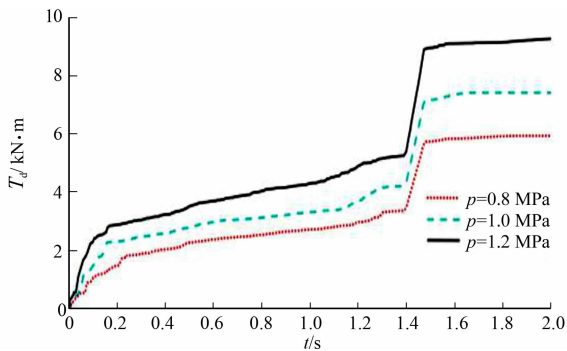


图 12 接合油压对摩擦转矩的影响
Fig. 12 Effect of joint oil pressure on friction torque

由图 11 可知:当湿式换挡离合器摩擦副接合油压分别为 0.8,1.0,1.2 MPa 时,摩擦副主、从动端达到同步的时间分别为 0.214,0.179,0.156 s.随着接合油压的增大,摩擦副间的法向接触力增大,主、从动片间滑摩力变大,使主、从动片达到同步所需时间缩短.

由图 12 可知:当湿式换挡离合器摩擦副的接合油压分别为 0.8,1.0,1.2 MPa 时,摩擦转矩分别为 5.778,7.417,9.265 kN·m.当接合压力增加时,使得摩擦副间法向接触力增大,摩擦副传递的粘性转矩和接触转矩随之增加,从而增大摩擦转矩.

4 结 论

- 1) 理论分析和数字仿真多参数耦合下湿式换挡离合器的滑摩特性,验证了仿真结果的准确性,为湿式换挡离合器的优化设计提供理论参考.
- 2) 通过调控仿真参数,得到接合油压、摩擦片刚度、摩擦副主、从动件初始转速差,以及摩擦因数对湿式换挡离合器接合过程中滑摩特性的影响.结果表明:适当提高接合油压,增大摩擦因数、摩擦片刚度和摩擦副主、从动件初始转速差可以有效改善湿式换挡离合器滑摩特性.

参考文献:

[1] 张志刚,周晓军,沈路,等.湿式离合器动态接合特性的仿真与试验[J].中国公路学报,2010,23(3):115-120. DOI:10.19721/j.cnki.1001-7372.2010.03.018.

[2] 顾荣华,褚超美,黄晨.湿式双离合起步过程热负荷仿真研究[J].农业装备与车辆工程,2018,56(7):27-30.

[3] 陈漫,马彪,李国强,等.多片湿式离合器接合过程转矩特性研究[J].华中科技大学学报(自然科学版),2014(5):34-39. DOI:10.13245/j.hust.140508.

[4] LI Wenbin,HUANG Jianfeng,FEI Jie,*et al.* Simulation of the engagement of carbon fabric wet clutch: Analytical and experimental comparison[J].Tribology International,2015,90:502-508. DOI:10.1016/j.triboint.2015.05.018.

[5] 冯挽强.CVT 湿式离合器接合过程非线性模型及特性研究[D].长春:吉林大学,2008.

[6] 刘小川,张志刚,石晓辉,等.湿式离合器接合压力对接合特性的影响研究[J].重庆理工大学学报(自然科学版),2015,29(4):7-11.

[7] 赵家昕,马彪,李和言,等.湿式离合器接合过程中的热弹性稳定性[J].吉林大学学报(工学版),2015,45(1):22-28. DOI:10.13229/j.cnki.jdxbgxb201501004.

[8] 袁跃兰,张凤莲,马彪.湿式离合器摩擦片分离起始阶段油膜承载能力仿真研究[J].机械传动,2017,41(9):25-29,35. DOI:10.16578/j.issn.1004.2539.2017.09.005.

[9] 杨李辰.多片湿式离合器转矩特性的仿真分析[D].长春:吉林大学,2015.

[10] 马彪,刘影,陈建文.车辆综合传动换挡离合器结合过程动态特性研究[J].中国机械工程,2000,11(6):691-694. DOI:10.1016/j.ymssp.2015.06.010.

[11] 李本海.表面形貌对纸基湿式摩擦离合器摩擦特性的影响及机理分析[D].北京:机械科学研究总院,2006.

[12] 张志刚.关于湿式离合器几个工作特性研究[D].杭州:浙江大学,2010.

[13] LI T C,HUANG Y W,LIN J F. Studies on centrifugal clutch judder behavior and the design of frictional lining materials [J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2016,66/67:811-828. DOI:10.1016/j.ymssp.2015.06.010.

[14] 武达.湿式离合器滑摩转矩计算模型与试验研究[D].北京:北京理工大学,2015.

[15] 杨立坤,马彪,李和言.湿式离合器接合过程摩擦振颤的影响因素[J].北京理工大学学报,2016,36(7):673-678. DOI:10.15918/j.tbit1001-0645.2016.07.003.

[16] 杨夏,曹雪梅,穆亮圣,等.湿式离合器接合过程油膜厚度和转矩特性[J].河南理工大学学报(自然科学版),2018,37(4):94-99. DOI:10.16186/j.cnki.1673-9787.2018.04.14.

[17] PATIR N. Effects of surface roughness on partial film lubrication using an average flow model model based on numerical simulation[D]. Evanston:Northwestern University,1978.

(责任编辑: 陈志贤 英文审校: 崔长彩)