

湿式摩擦离合器挤压过程及 接合特性分析

黄 伟¹, 鲍和云¹, 朱 楚², 朱如鹏¹

- (1. 南京航空航天大学 机电学院 直升机传动技术重点实验室, 南京 210016;
2. 中国航发湖南动力机械研究所 直升机传动技术重点实验室, 湖南 株洲 412002)

摘 要: 针对湿式摩擦离合器接合过程中的挤压机理及微凸体接触问题, 综合考虑摩擦片表面油槽结构, 材料渗透性等因素, 根据修正雷诺方程和 K-E (Kogut-Etsion) 接触模型, 对湿式摩擦离合器的挤压过程中的动压承载力、微凸体承载力以及转矩转速变化等建模分析, 并采用有限差分法对修正雷诺方程求解, 对挤压过程中的油膜压缩速度、油膜厚度变化率和片间承载力等挤压特性和转速、转矩等接合特性展开了仿真分析。并采用 SAE#2 试验机进行了相关试验获得了转速、转矩、压力、摩擦因数等数据, 与仿真分析进行了对比。结果表明: 湿式摩擦离合器接合过程可分为 3 个阶段, 通常会在 1 s 内完成, 在 0.02 s 左右开始从挤压阶段经压紧阶段在 0.03 s 左右过渡到全微凸体接触阶段, 试验与理论分析结果一致。

关 键 词: 湿式离合器; 雷诺方程; 挤压过程; 油膜压缩速度; 转速转矩

中图分类号: V229

文献标志码: A

Analysis of squeeze process and engagement characteristics of wet friction clutch

HUANG Wei¹, BAO Heyun¹, ZHU Chu², ZHU Rupeng¹

- (1. National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission,
College of Mechanical and Electrical Engineering,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;
2. National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission,
Hunan Aviation Powerplant Research Institute,
Aero Engine Corporation of China, Zhuzhou Hunan 412002, China)

Abstract: In view of the extrusion mechanism and micro-convex contact problem during the engagement process of the wet friction clutch, the oil groove structure on the surface of the friction plate, the material permeability and other factors were comprehensively considered; according to the modified Reynolds equation and the K-E (Kogut-Etsion) contact model, the wet friction clutch was squeezed in the process, the dynamic pressure bearing capacity, the bearing capacity of the micro convex body and the torque and speed change of the model were analyzed, and the modified Reynolds equation was solved by the finite difference method. For the extrusion

收稿日期: 2021-07-07

基金项目: 国家自然科学基金(51975274); 国家科技重大专项(J2019-III-0023-0067)

作者简介: 黄伟(1995—), 男, 硕士生, 主要从事湿式摩擦离合器相关研究。

通信作者: 鲍和云(1976—), 女, 副教授、硕士生导师, 博士, 主要从事直升机传动系统动力学研究。E-mail: baoheyun@nuaa.edu.cn

引用格式: 黄伟, 鲍和云, 朱楚, 等. 湿式摩擦离合器挤压过程及接合特性分析[J]. 航空动力学报, 2022, 37(9): 1992-2000. HUANG Wei, BAO Heyun, ZHU Chu, et al. Analysis of squeeze process and engagement characteristics of wet friction clutch[J]. Journal of Aerospace Power, 2022, 37(9): 1992-2000.

characteristics such as the oil film compression speed, the oil film thickness change rate and the load bearing, and the engagement characteristics such as speed and torque, simulation analysis was carried out. And SAE#2 testing machine was used to carry out relevant tests to obtain data such as speed, torque, pressure, friction factor, etc., and compare them with the simulation analysis. Studies showed that the wet friction clutch engagement process can be divided into three stages, which were usually completed within 1 s, starting at about 0.02 s and transitioning from the extrusion stage to the full micro-convex contact stage at about 0.03 s after the compaction stage. The test results were consistent with the theoretical analysis results.

Key words: wet clutch; Reynolds equation; squeeze process; oil film squeeze speed; rotation speed torque

湿式摩擦离合器的接合过程通常被分为挤压、压紧和完全微凸体接触3个阶段。其中挤压阶段主要是消除摩擦片和对偶钢片之间的间隙,挤出片间的润滑油。压紧阶段可以看作挤压阶段到完全微凸体接触阶段的过渡阶段,这一阶段片间动压和部分微凸体共同承载来自活塞的压力。随着片间油膜继续被压缩,微凸体接触面越来越大片间动压可以忽略,此时即被近似看作全微凸体接触。第3阶段中油膜厚度已经趋于稳定,不存在油膜挤压,摩擦片和对偶钢片之间的摩擦转矩近似于干式离合器的计算,因此本文将主要对前两个阶段进行分析讨论。

自 Patir 和 Cheng 提出粗糙表面间的平均流量模型^[1-2]以来,动压润滑理论被广泛应用于湿式摩擦离合器的接合研究当中。Jang 等将平均流量模型应用到了湿式摩擦离合器当中综合考虑了摩擦材料的渗透性等因素,对湿式摩擦离合器的接合过程以及热特性进行了分析讨论^[3]。Bassi 等采用 VOF (volume of fluid) 方法分析了湿式摩擦离合器油路对片间润滑油分布的影响^[4]。Li 采用热流动力学对湿式离合器的磨损与机械效率和热劣性之间的关系,对湿式摩擦离合器的磨损进行预测^[5],2017 年进一步研究了槽型对磨损的影响^[6]。赵二辉等研究了孔隙度对湿式离合器润滑和摩擦特性^[7]。2016 年以来马彪、于亮、李和言等对湿式摩擦离合器的热特性进行了大量的研究和讨论^[8-12]。张琳、魏超等对湿式离合器的空载带排转矩以及空载碰撞等进行了分析讨论^[13-15]。鲍和云等也对湿式摩擦离合器动力学和接合特性等方面做了相关研究^[16-17]。王延忠等进一步考虑了径向槽结构对湿式摩擦离合器的接合特性以及带排转矩的影响^[18-19]。关于微凸体的接触模型也有大量学者进行了相关的研究和讨论。Greenwood 和

Williamson 提出了 GW (Greenwood Williamson) 接触模型并广泛应用于粗糙表面的接触当中^[20]。Kogut 和 Etsion 通过有限元方法对微凸体接触进行了研究,并提出了 K-E (Kogut-Etsion) 接触模型^[21-22]。除此之外基于上述两种模型还衍生除了很多改进模型以及基于分形理论的接触模型^[23-26]。

综合上述文献可知,目前在粗糙表面间润滑过程以及粗糙表面的接触方面已有大量的研究。湿式摩擦离合器的接合过程,涉及到流体润滑与粗糙表面摩擦两个阶段及两个阶段之间的过渡,在此方面通常都将摩擦副等效为粗糙平面进行简化处理,忽略了油槽结构。本文综合考虑了摩擦片的油槽结构,针对湿式摩擦离合器挤压和压紧两个阶段的片间动压承载力、微凸体承载力、转速转矩建模。采用有限差分法对雷诺方程进行离散求解,结合 K-E 接触模型得到湿式摩擦离合器的挤压过程及接合特性。并通过试验对仿真结果进行验证。

1 湿式摩擦离合器挤压模型

1.1 动压承载模型

如图 1 所示为湿式摩擦离合器挤压模型,其中 h_0 表示名义油膜厚度, m; F_{app} 表示活塞加载力, N; d 表示摩擦材料衬片厚度, m; F_h 表示油膜动压

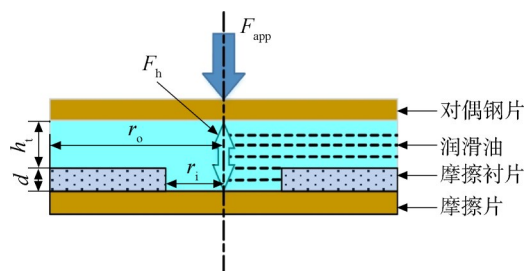


图1 湿式摩擦离合器挤压模型

Fig.1 Squeeze model of wet friction clutch

承载力, N; r_i 、 r_o 分别表示摩擦副内、外径, m。

基于 Patir 和 Cheng 平均流量模型, 综合考虑摩擦副表面随机粗糙峰接触时表面粗糙度以及摩擦材料渗透性等因素对片间油膜厚度的影响, 引

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \left[\varphi_r (1 + 3\eta) h^3 + 6\varphi_r \alpha \eta \sqrt{\phi} h^2 + 12\phi d \right] \frac{\partial p}{\partial r} \right\} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{1}{r} (\varphi_\theta h^3 + 12\phi d) \frac{\partial p}{\partial \theta} \right] = \\ \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left\{ \frac{1}{10} \varphi_r \rho h^3 r^2 \left[3(1 + 5\eta) \omega_1^2 + 2(2 + 5\eta) \omega_1 \omega_2 + (3 + 5\eta) \omega_2^2 \right] \right\} + \\ 12\mu \frac{\partial h_t}{\partial t} - 6\mu (\omega_1 + \omega_2) \frac{\partial h_t}{\partial \theta} + 6\mu (\omega_1 - \omega_2) \frac{\partial (\sigma \varphi_s)}{\partial \theta} \end{aligned} \quad (1)$$

式中 φ_r 和 φ_θ 表示径向和周向上的压力流量因子,

φ_s 为剪切流量因子^[1-2]; $\eta = \frac{\sqrt{\phi}}{\alpha h + \sqrt{\phi}}$ 为 Beavers-

Joseph 因子^[27], 其中 α 为滑移因子一般取 0.2, ϕ 表

$$\begin{aligned} \frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left\{ \bar{r} \left[\varphi_r (1 + 3\bar{\eta}) \bar{h}^3 + 6\varphi_r \alpha \bar{\eta} \sqrt{\bar{\phi}} \bar{h}^2 + 12\bar{\phi} \bar{d} \right] \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{r}} \right\} + \frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{1}{\bar{r}} (\varphi_\theta \bar{h}^3 + 12\bar{\phi} \bar{d}) \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right] = \\ \psi_1 \frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left\{ \frac{1}{10} \varphi_r \bar{h}^3 \bar{r}^2 \left[3(1 + 5\bar{\eta}) \bar{\omega}_1^2 + 2(2 + 5\bar{\eta}) \bar{\omega}_1 \bar{\omega}_2 + (3 + 5\bar{\eta}) \bar{\omega}_2^2 \right] \right\} + \\ 12\psi_2 \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial t} - 6\psi_2 (\bar{\omega}_1 + \bar{\omega}_2) \frac{\partial \bar{h}_t}{\partial \theta} + 6\psi_3 (\bar{\omega}_1 - \bar{\omega}_2) \frac{\partial \varphi_s}{\partial \theta} \end{aligned} \quad (2)$$

式中 $\psi_1 = \frac{\rho r_o^2 \omega_{tar}^2}{p_s}$, $\psi_2 = \frac{\mu_{40} r_o^2 \omega_{tar}}{p_s h_i^2}$, $\psi_3 = \frac{\mu_{40} r_o^2 \sigma \omega_{tar}}{p_s h_i^3}$;

其中 ω_{tar} 表示目标转速, rad/s; μ_{40} 表示 40 °C 时润滑油黏度, Pa·s; p_s 表示活塞油压, Pa; h_i 表示初始油膜厚度, m。

通过式(2)求解出片间动压分布并在接触区域上积分即可得片间动压承载力 F_h , N; F_h 可表示如下:

$$F_h = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p r dr d\theta \quad (3)$$

1.2 微凸体接触承载模型

如图 2 所示为 K-E 接触模型, 其中 h_a 表示微凸体平均高度, m; h_d 表示微凸体局部变形量, m; a 表示微凸体实际高度, m; R 表示微凸体半径, m。

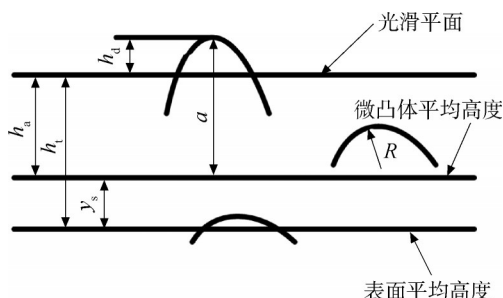


图 2 K-E 微凸体接触模型

Fig.2 K-E asperity contact model

入了压力流量因子和剪切流量因子, 修正计入油液离心力对油膜承载力的影响的瞬态雷诺方程, 推得计入油液离心力和表面粗糙度影响的瞬态雷诺方程如式(1)所示。

示摩擦材料渗透性, m^{-2} ; ρ 为润滑油密度, kg/m^3 ; ω_1 和 ω_2 分别表示摩擦片和对偶钢片的转速, rad/s; h 表示名义油膜厚度, m。

为方便计算将式(1)做无量纲化处理, 得到其无量纲表达式如式(2)所示。

假设摩擦片表面的微凸体分布符合高斯分布, 其概率密度函数为 $F(a)$, 则实际微凸体接触数量可表示为

$$N_c = \lambda A_n \int_{h_a}^{+\infty} F(a) da \quad (4)$$

由此可得微凸体粗触时的接触载荷和接触面积的关系如式(5)和式(6)所示

$$p_c = \lambda A_n \int_{h_a}^{+\infty} p(a - h_a) F(a) da \quad (5)$$

$$A_c = \lambda A_n \int_{h_a}^{+\infty} A(a - h_a) F(a) da \quad (6)$$

式中 A_n 为名义接触面积, m^2 ; p 为单微凸体接触载荷, Pa; A 为单微凸体接触面积, m^2 ; λ 表示微凸体分布密度, m^{-2} 。

根据 Kogut 和 Etsion 的研究, 可通过临界变形量 h_d^* 及其倍数将微凸体的弹塑性变形分为 4 个阶段, h_d^* 的计算方式如式(7)所示

$$h_d^* = \left(\frac{\pi K H_a}{2E} \right)^2 R \quad (7)$$

式中 $K = 0.454 + 0.41\nu$ 为硬度因子, H_a 为接触面较软材料的硬度, GPa; E 为接触面的等效弹性模量, MPa; E 可通过接触面材料的弹性模量和泊松比求得, 表示如下:

$$\frac{1}{E} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (8)$$

式中 E_i 和 $\nu_i (i=1, 2)$ 分别表示接触面材料的弹性

模量和泊松比。

将变量无量纲化处理后,可得无量纲接触载荷和无量纲实际接触面积如式(9)和式(10)

$$\bar{F}_c = \frac{2}{3} \pi \beta K \bar{h}_d^* \left(\int_{\bar{h}_s}^{\bar{h}_s + \bar{h}_d^*} \Omega^{1.5} + 1.03 \int_{\bar{h}_s + \bar{h}_d^*}^{\bar{h}_s + 6\bar{h}_d^*} \Omega^{1.425} + 1.4 \int_{\bar{h}_s + 6\bar{h}_d^*}^{\bar{h}_s + 110\bar{h}_d^*} \Omega^{1.263} + \frac{3}{K} \int_{\bar{h}_s + 110\bar{h}_d^*}^{\infty} \Omega \right) \quad (9)$$

$$\bar{A}_c = \pi \beta \bar{h}_d^* \left(\int_{\bar{h}_s}^{\bar{h}_s + \bar{h}_d^*} \Omega + 0.93 \int_{\bar{h}_s + \bar{h}_d^*}^{\bar{h}_s + 6\bar{h}_d^*} \Omega^{1.136} + 0.94 \int_{\bar{h}_s + 6\bar{h}_d^*}^{\bar{h}_s + 110\bar{h}_d^*} \Omega^{1.146} + 2 \int_{\bar{h}_s + 110\bar{h}_d^*}^{\infty} \Omega \right) \quad (10)$$

$$\text{式中 } \Omega^k = \left(\frac{\bar{a} - \bar{h}_a}{\bar{h}_d^*} \right)^k F(\bar{a}) d\bar{a}_0$$

$$h_t^{k+1} = h_t^k + v^k \Delta t + \frac{1}{2} \frac{v^k - v^{k-1}}{\Delta t} \Delta t^2 \quad (12)$$

1.3 挤压压紧模型

在式(1)中 $\frac{\partial h_t}{\partial t}$ 项反映了湿式摩擦离合器片间油膜的挤压速度,将每一个时刻近似看作稳态,由力的平衡可得

$$F_{app} = F_h + F_c \quad (11)$$

由式(3)、式(9)和式(10)可得当前时刻 $\frac{\partial h_t}{\partial t}$, 进而根据当前 $\frac{\partial h_t}{\partial t}$ 更新下一时刻的膜厚,膜厚更新方式如式(12)所示,当 $\frac{\partial h_t}{\partial t}$ 等于零是表示油膜厚度达到稳定状态,此时挤压和压紧阶段结束。

2 湿式摩擦离合器传递转矩模型

湿式摩擦离合器的传递转矩,由润滑油黏性转矩和微凸体接触产生的粗糙摩擦两部分组成。因此,湿式摩擦离合器的传递转矩可表示如下:

$$T = T_h + T_c \quad (13)$$

式中 T 表示离合器总传递转矩, $N \cdot m$; T_h 表示黏性转矩, $N \cdot m$; T_c 表示粗糙摩擦转矩, $N \cdot m$ 。

引入压力流量因子 φ_f 和剪切流量因子 φ_{fs} , 可得黏性转矩表达式如式(14)所示

$$T_h = (\varphi_f - \varphi_{fs}) \iint_{r, \theta} r^2 \mu \left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{h} \right) r dr d\theta \quad (14)$$

式中 φ_f 和 φ_{fs} 如式(15)、式(16)^[1-2]所示

$$\varphi_f =$$

$$\begin{cases} \frac{35}{32} z \left[(1 - z^2)^3 \ln \frac{1+z}{\epsilon^*} \right] + \frac{35}{32} z \frac{1}{60} \left[-55 + z \left(132 + z \left\{ -160 + z \left[-405 + z(60 + 147z) \right] \right\} \right) \right] \right] \frac{h}{\sigma} \leq 3 \\ \frac{35}{32} z \left((1 - z^2)^3 \ln \frac{1+z}{z-1} + \frac{z}{15} [66 + z^2(30z^2 - 80)] \right) \frac{h}{\sigma} > 3 \end{cases} \quad (15)$$

$$\varphi_{fs} = 9.8 \left(\frac{h}{\sigma} \right)^{2.25} e^{-2.9 \frac{h}{\sigma} + 0.18 \left(\frac{h}{\sigma} \right)^2} \quad (16)$$

式中 $z = \frac{h}{3\sigma}$ 、 $\epsilon^* = \frac{\epsilon}{3\sigma}$, 其中 ϵ 为选择的较小的一个油膜厚度(通常设置为 $\frac{\sigma}{100}$), 当膜厚小于 ϵ 时, 牛顿内摩擦定律失效, 忽略流体剪切力。

由式(9)可知微凸体接触载荷为 F_c , 平均微凸体接触压力 p_c 如式(17)所示

$$p_c = \frac{F_c}{A_n} \quad (17)$$

则微凸体接触摩擦力矩如式(18)所示

$$T_c = \iint_{r, \theta} f_c p_c r^2 dr d\theta \quad (18)$$

由牛顿第二定律可求得从动端角加速度

$$\frac{d\omega_2}{dt} = \frac{T}{J_2} \quad (19)$$

则离合器从动端角速度更新表达式为

$$\omega_2^{k+1} = \omega_2^k + \Delta t \frac{d\omega_2}{dt} \quad (20)$$

3 雷诺方程求解方法

求解式(2)雷诺方程由于很难得到其解析解, 因此通常采用数值方法求解, 本文采用有限差分法将其离散化得到线性方程组, 用高斯赛德尔和多重网格法加速其迭代求解。由于摩擦片表面沟槽结构具有一定的周期性, 因此可取其中一个周期对其进行求解减小计算量, 图3和图4分别为无量纲流体求解域网格及油槽分布。图5为双圆弧槽几何结构示意图。式(21)为油槽结构的几何方程

$$h = \begin{cases} h_i & \rho_r^2 + R_b^2 + 2\rho_r R_b \cos(\theta - \theta_k) < R_g^2 \text{ 或 } \rho_r^2 + R_b^2 + 2\rho_r R_b \cos(\theta - \theta_k) > (R_g + w_g)^2 \\ h_g & \rho_r^2 + R_b^2 + 2\rho_r R_b \cos(\theta - \theta_k) \geq R_g^2 \text{ 且 } \rho_r^2 + R_b^2 + 2\rho_r R_b \cos(\theta - \theta_k) \leq (R_g + w_g)^2 \end{cases} \quad (21)$$

式中 ρ_r 为矢径, m; R_b 为油槽基圆半径, m; θ_k 槽型圆心角, rad; k 表示第 k 个圆心位置; R_g 为油槽轨迹半径, m; w_g 为油槽宽度, m。

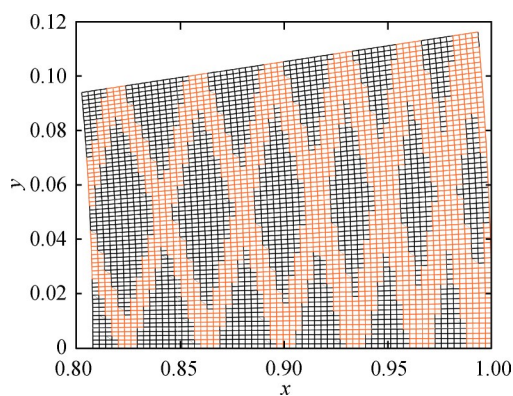


图3 求解域网格

Fig.3 Solving domain grid

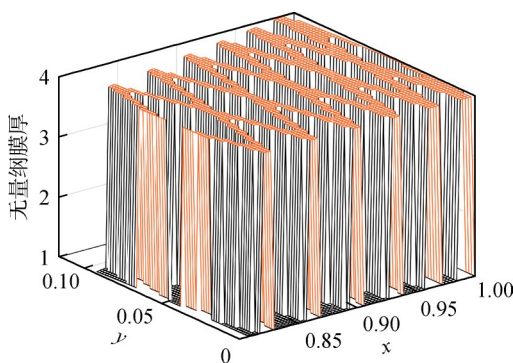


图4 求解域油槽分布

Fig.4 Distribution of grooves in the solution domain

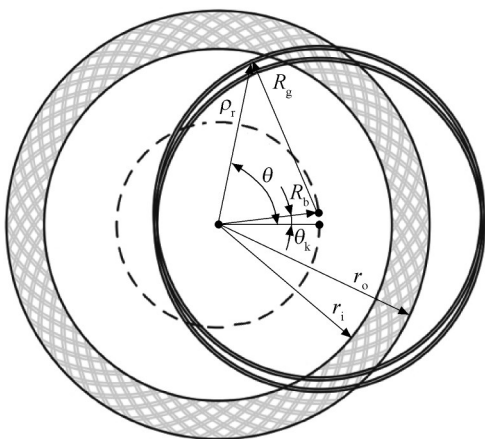


图5 双圆弧槽几何结构

Fig.5 Geometric structure of double arc groove

$$\text{令 } \epsilon_r = \bar{r} \left[\varphi_r (1 + 3\bar{\eta}) \bar{h}^3 + 6\varphi_r \alpha \bar{\eta} \sqrt{\bar{\phi}} \bar{h}^2 + 12\bar{\phi} \bar{d} \right],$$

$$\epsilon_\theta = \frac{1}{\bar{r}} \left[\varphi_\theta \bar{h}^3 + 12\bar{\phi} \bar{d} \right], \text{ 则式(2)左侧第1项为}$$

$$\frac{1}{r_i} \left[\epsilon_{r_{i+\frac{1}{2},j}} p_{i+1,j} - \left(\epsilon_{r_{i+\frac{1}{2},j}} + \epsilon_{r_{i-\frac{1}{2},j}} \right) p_{i,j} + \epsilon_{r_{i-\frac{1}{2},j}} p_{i-1,j} \right] \frac{1}{\Delta r^2} \quad (22)$$

$$\text{式中 } \epsilon_{r_{i+\frac{1}{2},j}} = \frac{\epsilon_{r_{i+1,j}} + \epsilon_{r_{i,j}}}{2}, \epsilon_{r_{i-\frac{1}{2},j}} = \frac{\epsilon_{r_{i,j}} + \epsilon_{r_{i-1,j}}}{2}。$$

式(2)左侧第2项为

$$\frac{1}{r_i} \left[\epsilon_{\theta_{i,j+\frac{1}{2}}} p_{i,j+1} - \left(\epsilon_{\theta_{i,j+\frac{1}{2}}} + \epsilon_{\theta_{i,j-\frac{1}{2}}} \right) p_{i,j} + \epsilon_{\theta_{i,j-\frac{1}{2}}} p_{i,j-1} \right] \frac{1}{\Delta \theta^2} \quad (23)$$

$$\text{式中 } \epsilon_{\theta_{i,j+\frac{1}{2}}} = \frac{\epsilon_{\theta_{i,j+1}} + \epsilon_{\theta_{i,j}}}{2}, \epsilon_{\theta_{i,j-\frac{1}{2}}} = \frac{\epsilon_{\theta_{i,j}} + \epsilon_{\theta_{i,j-1}}}{2}。$$

同理,对方程右侧进行处理,则原方程转化为方程组的形式,如式(24)所示

$$AP = f \quad (24)$$

如图6所示为膜厚、转速、转矩等求解流程。在计算片间动压分布时当前后两个计算步的误差小于收敛精度,即满足式(25)时视为计算结果达

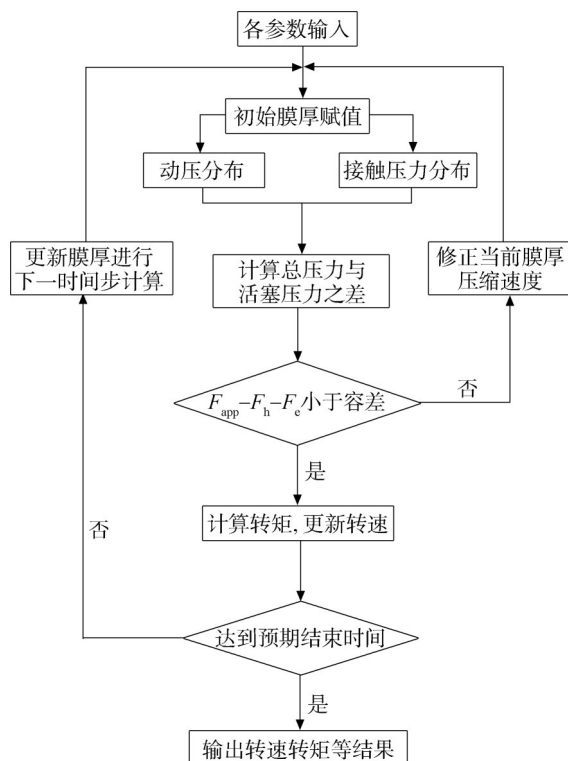


图6 模型求解流程

Fig.6 Model solution process

到收敛。

$$\|p_k - p_{k-1}\|_2 \leq e \tag{25}$$

式中 e 为收敛精度,此处取 1×10^{-6} 。

4 仿真与试验

4.1 摩擦副结构参数及试验条件

将试验压力进行拟合得到,活塞的压力加载公式,并将其作为仿真压力输入对接合过程进行仿真并与试验结果进行对比。如图 7 所示为试验采集到的活塞压力值和拟合结果。其拟合表达式如式(26)所示。

$$p_s = p_{\max}(1 - e^{-185t}) \tag{26}$$

根据上述模型对离合器的接合特性和挤压过程进行仿真分析,表 1 所示为部分仿真参数。

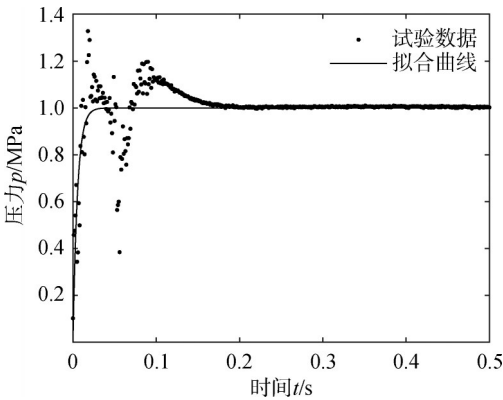


图 7 试验压力与拟合曲线

Fig.7 Test pressure and fitting curve

表 1 摩擦副结构参数与试验条件

Table 1 Friction pair structure parameters and test conditions

类别	参数	数值
试验参数	制动转速 $n_1/(r/min)$	6 000
	系统转动惯量 $J/(kg \cdot m^2)$	0.343 9
	初始油膜厚度 h_i/m	0.000 1
	最大加载压力 $p_{\max}/MPa$	1.0
润滑油参数	黏度 $\eta/(Pa \cdot s)$	0.012
	密度 $\rho/(kg/m^3)$	870
几何特征	摩擦副内径 r_o/mm	73
	摩擦副外径 r_i/mm	59
	油槽深度 h_g/mm	0.3
	油槽宽度 w_g/mm	1
	油槽基圆半径 R_b/mm	50
	油槽轨迹半径 R_g/mm	30
	油槽阵列数量 N_g	55

续表

类别	参数	数值
材料特性	联合表面粗糙度方均根 $\sigma/10^{-6} m$	8.4
	微凸体分布密度 $\lambda/10^7 m^{-2}$	7
	微凸体半径 $R/10^{-4} m$	8
	衬片材料渗透性 $\phi/10^{-13} m^2$	8
	摩擦片泊松比 ν_1	0.3
	钢片泊松比 ν_2	0.4
	摩擦片弹性模量 E_1/GPa	10.59
	钢片弹性模量 E_2/GPa	206
	较软材料硬度 H_a/GPa	2.8

4.2 仿真分析

根据上述参数对湿式摩擦离合器挤压和接合特性进行仿真,如图 8 所示为在离合器接合过程中的无量纲油膜压缩速度和油膜厚度变化曲线,从图中可知,在活塞加压的过程中油膜厚度会迅速减小在 0.02 s 左右从挤压阶段经过压紧阶段进入到微凸体粗糙接触阶段,油膜厚度进入稳定状态。

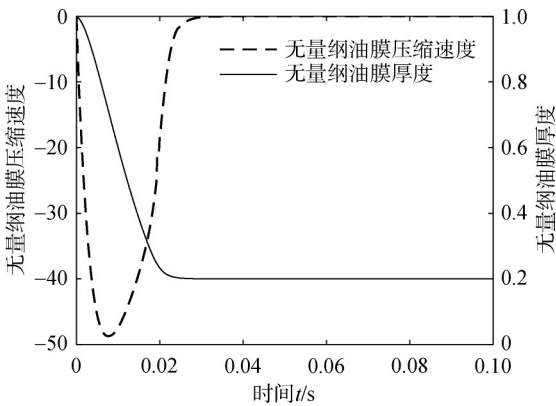


图 8 油膜压缩速度及油膜厚度变化曲线

Fig.8 Curve of oil film compression speed and oil film thickness

图 9 为无量纲承载力及活塞压力曲线,由图 9 可知开始阶段主要由片间油膜动压与活塞压力平衡,由于微凸体的接触,在 0.02 s 左右微凸体接触力迅速增大,片间油膜厚度变化速度减小,片间油膜动压迅速减小。在 0.03 s 后,活塞压力几乎全由微凸体接触力平衡。

图 10 和图 11 分别为转速、转矩变化曲线。结合图 8、图 10 和图 11 可知,在挤压阶段黏性转矩很小,角速度变化也很小,角速度变化主要由微凸体接触摩擦引起。由图 11 可知黏性转矩在整个

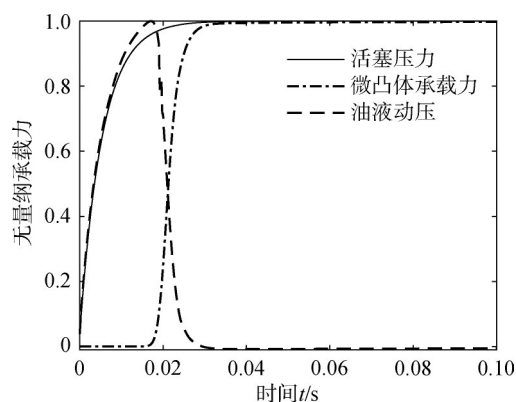


图9 无量纲承载力及活塞压力曲线

Fig.9 Dimensionless bearing capacity and piston pressure curve

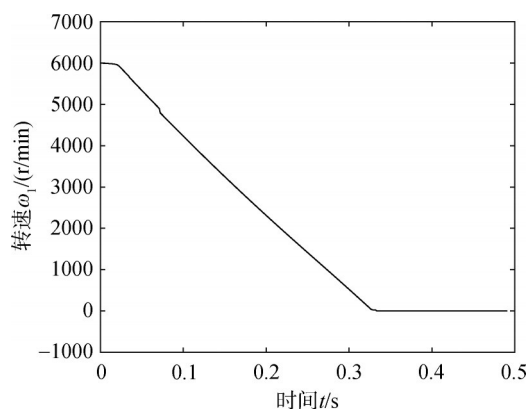


图10 转速变化曲线

Fig.10 Rotation speed variation curve

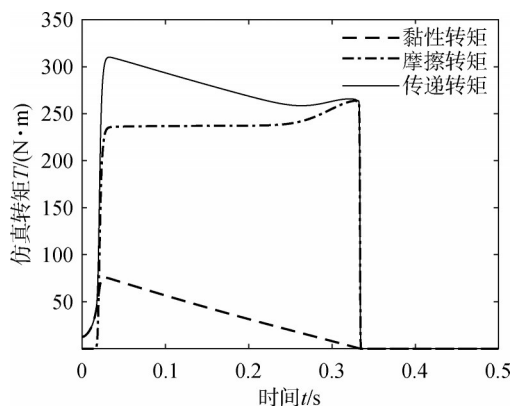


图11 转矩变化曲线

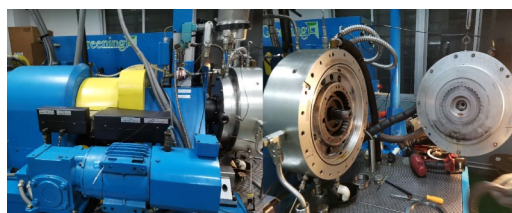
Fig.11 Torque variation curve

过程中先增大后减小,在挤压阶段虽然转速较高但同时油膜厚度也较大,因此转速较低。随着挤压过程的进行油膜厚度迅速减小,而转速变化并不明显,因此黏性转矩呈上升趋势,在压紧过程中达到最大值。随后由于微凸体的加入,摩擦转矩较黏性转矩更大,角加速度变大,转速减小黏性转

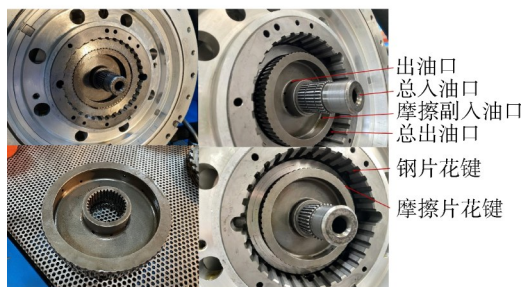
矩随之降低直至为零。

4.3 离合器接合特性试验

为了进一步验证数学模型和数值仿真,采用SAE#2试验台完成相应的试验并采集试验过程中的转速、转矩等数据与仿真结果进行对比,图12和图13分别为SAE#2试验台及摩擦片安装过程和摩擦片以及对偶钢片试验件。



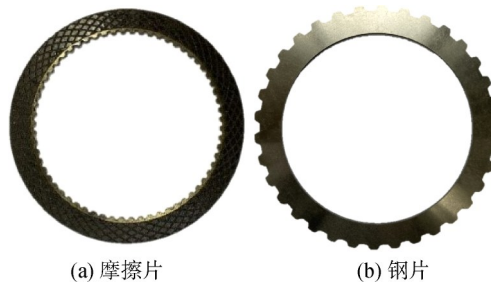
(a) SAE#2试验台



(b) SAE#2试验台局部

图12 SAE#2试验台及摩擦片安装过程

Fig.12 SAE#2 test bench and friction plate installation process



(a) 摩擦片

(b) 钢片

图13 摩擦片和钢片试验件

Fig.13 Test pieces of friction plate and steel plate

根据预先设计的试验工况(工况参数如表1所示),对SAE#2试验台进行相应的设置,图14为30次接合试验中采集到的摩擦因数,从图中可以看到在开始阶段和锁止阶段的摩擦因数高于接合过程中的摩擦因数,由于开始阶段摩擦主要由片间油膜引起,可根据仿真模型中的黏性转矩来计算,因此将接合过程中和锁止时的摩擦因数作为仿真模型中的动摩擦因数和库伦摩擦因数对模型进行仿真。图15为试验转矩数据及其光滑处理后的曲线图,图16为接合过程中转速试验曲

线,由图可知,在开始阶段微凸体尚未接触转速变化较为缓慢,在微凸体接触后转速变化较大从图中可以看出其角加速度几乎不变,这与转矩曲线在接合过程中转矩变化较小是一致的。

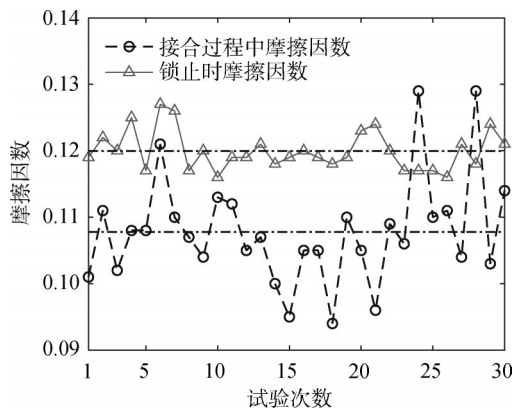


图14 试验摩擦因数

Fig.14 Test friction factor

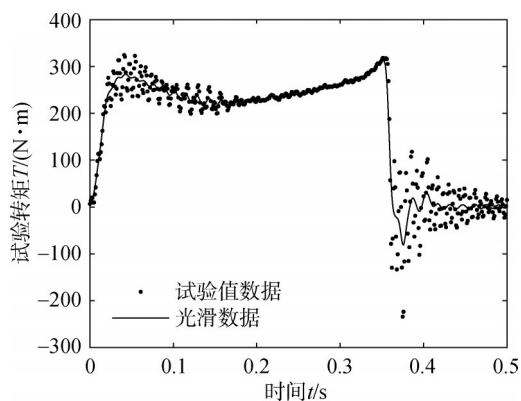


图15 试验转矩变化曲线

Fig.15 Test torque variation curve

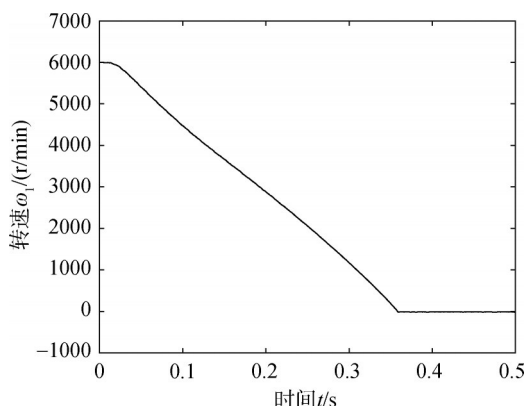


图16 试验转速变化曲线

Fig.16 Test rotation speed variation curve

5 结论

本文通过有限差分法建立了湿式摩擦离合器

的接合模型,分析了湿式摩擦离合器的接合过程以及湿式摩擦离合器的挤压、压紧阶段的接合特性。湿式摩擦离合器接合过程中挤压和压紧两个阶段较为短暂,在不到0.1 s的时间内完成,黏性转矩在压紧阶段达到最大值。通过试验对湿式摩擦离合器接合模型进行了验证,试验数据与仿真结果一致。

参考文献:

- [1] PATIR N, CHENG H S. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication[J]. Journal of Lubrication Technology, 1978, 100(1):12-17.
- [2] PATIR N, CHENG H S. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces[J]. Journal of Lubrication Technology, 1979, 101(2):220-229.
- [3] PRAKASH J, VIJ S K. Effect of velocity slip on the squeeze film between rotating porous annular discs[J]. Wear, 1976, 38(1):73-85.
- [4] BASSI A, MILANI M, MONTORSI L, et al. Dynamic analysis of the lubrication in a wet clutch of a hydromechanical variable transmission[J]. SAE International Journal of Commercial Vehicles, 2016, 9(2):280-290.
- [5] LI M, KHONSARI M M, MCCARTHY D M C, et al. On the wear prediction of the paper-based friction material in a wet clutch[J]. Wear, 2015, 334/335:56-66.
- [6] LI M, KHONSARI M M, MCCARTHY D, et al. Parametric analysis of wear factors of a wet clutch friction material with different groove patterns[J]. Journal of Engineering Tribology, 2017, 231(8):1056-1067.
- [7] 赵二辉, 马彪, 李和言, 等. 孔隙度对湿式离合器局部润滑及摩擦特性影响研究[J]. 摩擦学学报, 2017, 37(3):325-332.
- [8] ZHAO Erhui, MA Biao, LI Heyan, et al. Influence of porosity on local lubrication and friction characteristics of wet clutch[J]. Tribology, 2017, 37(3):325-332. (in Chinese)
- [9] MA B, YU L, CHEN M, et al. Numerical and experimental studies on the thermal characteristics of the clutch hydraulic system with provision for oil flow[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2019, 71(6):733-740.
- [10] YANG L, MA B, AHMADIAN M, et al. Pressure distribution of a multidisc clutch suffering frictionally induced thermal load[J]. Tribology Transactions, 2016, 59(6):983-992.
- [11] YU L, MA B, LI H, et al. Numerical and experimental studies of a wet multidisc clutch on temperature and stress fields excited by the concentrated load[J]. Tribology Transactions, 2019, 62(1):8-21.
- [12] 于亮, 马彪, 陈漫, 等. 润滑油温度对铜基湿式离合器摩擦转矩的影响[J]. 机械工程学报, 2020, 56(20):155-163.
- [13] YU Liang, MA Biao, CHEN Man, et al. Influence of the temperature of lubricating oil on the friction torque of Cu-based wet clutch[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56

- (20):155-163.(in Chinese)
- [12] 李和言,王宇森,陈飞,等.多片湿式离合器配对摩擦副径向温度分布[J].广西大学学报(自然科学版),2017,42(3):834-846.
- LI Heyan, WANG Yusen, CHEN Fei, et al. Radial temperature distribution of wet clutch friction pair[J]. Journal of Guangxi University (Natural Science Edition), 2017, 42(3): 834-846. (in Chinese)
- [13] ZHANG L, WEI C, HU J B. Model for the prediction of drag torque characteristics in wet clutch with radial grooves [J]. Journal of Automobile Engineering, 2018, 233(12):3043-3056.
- [14] 张琳,魏超,胡纪滨,等.车用空载湿式离合器高速碰撞摩擦特性及带排转矩分析[J].兵工学报,2020,41(7):1270-1279.
- ZHANG Lin, WEI Chao, HU Jibin, et al. Rub-impact characteristics and drag torque at high circumferential velocities in no-load multi-plate wet clutch for vehicles[J]. Acta Armamentarii, 2020, 41(7):1270-1279. (in Chinese)
- [15] 张琳,魏超,胡纪滨.高速多片湿式离合器低带排转矩参数优化设计[J].汽车工程,2020,42(8):1074-1081.
- ZHANG Lin, WEI Chao, HU Jibin, et al. Optimization design of low drag torque parameters of high-speed multi-plate wet clutch[J]. Automotive Engineering, 2020, 42(8): 1074-1081. (in Chinese)
- [16] BAO Heyun, HUANG Wei, LU Fengxia. Investigation of engagement characteristics of a multi-disc wet friction clutch[J]. Tribology International, 2021, 159(1/2):106940.1-106940.8.
- [17] BAO H, XU T, JIN G, et al. Analysis of dynamic engaged characteristics of wet clutch in variable speed transmission of a helicopter[J]. Processes, 2020, 8(11):1474.1-1474.19.
- [18] WANG Y, REN S, LI Y. Modeling of the drag torque of the disengaged grooved wet clutches with waviness[J]. Journal of Engineering Tribology, 2019, 233(7):1059-1067.
- [19] WANG Y, LI Y, LIU Y, et al. Modeling and experimental research on engaging characteristics of wet clutch[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2019, 71(1):94-101.
- [20] GREENWOOD J A, WILLIAMSON J B P P. Contact of nominally flat surfaces[J]. Proceedings of the Royal Society of London, 1966, 295(1442):300-319.
- [21] KOGUT L, ETSION I. A finite element based elastic-plastic model for the contact of rough surfaces[J]. Tribology Transactions, 2003, 46(3):383-390.
- [22] KOGUT L, ETSION I. Elastic-plastic contact analysis of a sphere and a rigid flat[J]. Journal of Applied Mechanics, 2002, 69(5):657-662.
- [23] 陈剑,张进华,朱林波,等.粗糙表面弹塑性微接触模型分析与改进[J].浙江大学学报(工学版),2019,53(9):1674-1680.
- CHEN Jian, ZHANG Jinhua, ZHU Linbo, et al. Analysis and improvement on elastic-plastic micro-contact model of rough surface[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2019, 53(9):1674-1680. (in Chinese)
- [24] 甘立,原园,刘凯,等.分形粗糙表面弹塑性接触力学模型[J].应用力学学报,2016,33(5):738-743.
- GAN Li, YUAN Yuan, LIU Kai, et al. Elastic plastic contact mechanics model of fractal rough surface[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2016, 33(5):738-743. (in Chinese)
- [25] 运睿德,丁北.考虑多尺度接触状态的新接触模型[J].机械工程学报,2019,55(9):80-89.
- YUN Ruide, DING Bei. New fractal contact model considered multi-scale levels[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019, 55(9):80-89. (in Chinese)
- [26] 施迅,王伟,刘焜,等.微观随机粗糙表面接触有限元模型的构建与接触分析[J].润滑与密封,2020,45(5):25-29.
- SHI Xun, WANG Wei, LIU Kun, et al. Construction and contact analysis of micro-random rough surface contact finite element model[J]. Lubrication Engineering, 2020, 45(5):25-29. (in Chinese)
- [27] BEAVERS G S, JOSEPH D D. Boundary conditions at a naturally permeable wall[J]. Journal of Fluid Mechanics, 1967, 30(1):197-207.

(编辑:王碧琚)