

基于油膜动态特性的拖拉机湿式离合器摩擦副 接合热行为研究

闫祥海^{1,2} 曹涵博¹ 贾方^{1,3} 郭晓博² 王双坚⁴ 张方明⁴ 吴依伟^{1,2}

(1. 河南科技大学车辆与交通工程学院, 洛阳 471003; 2. 智能农业动力装备全国重点实验室, 洛阳 471003;
3. 洛阳西苑车辆与动力检验所有限公司, 洛阳 471039; 4. 浙大宁波理工学院机电与能源工程学院, 宁波 315100)

摘要: 湿式离合器作为拖拉机传动系统的核心动力控制部件, 接合过程摩擦副片间油膜的瞬态粘性流动与热流固耦合效应, 直接决定传动可靠性与热稳定性。针对湿式离合器油膜动态特性对摩擦副温度演化的影响机理不明晰的问题, 本文通过分析湿式离合器接合过程流体控制与生热规律, 研究动网格与热边界条件约束, 构建热流固耦合模型; 利用 Fluent 仿真摩擦副接合过程, 得到油液流速、压力、温度和体积分数分布, 揭示摩擦副瞬态热生热与热传递机制; 开展湿式离合器台架温度试验, 以决定系数 (R^2)、均方根误差 (RMSE) 以及平均绝对百分比误差 (MAPE) 为评价指标, 验证热流固耦合模型对摩擦副接合热行为表征的有效性。结果表明: 接合过程摩擦副片间油液流速在离心力与剪切作用下呈径向递增, 中内径区域油液占比小, 承载压力大, 导致润滑效果差。因此, 高温区持续集中在摩擦副中内径, 最高温度位于钢片从外向内 75% 深度处, 整体温度呈径向梯度分布。试验验证热流固耦合模型温度预测性能 (R^2 为 0.971、RMSE 为 2.11℃、MAPE 为 2.23%) 优于热固耦合模型 (R^2 为 0.931、RMSE 为 3.47℃、MAPE 为 3.00%), 具备更高预测精度。本文揭示了油膜动态特性对热生成与热传递的调控机制, 为拖拉机湿式离合器结构优化及传动系性能提升提供了理论依据与技术支持。

关键词: 湿式离合器; 热流固耦合; 动网格; CFD 仿真; 油膜动态特性; 温度预测

中图分类号: S219 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2026)14-0397-10

OSID:



Thermal Behavior During Engagement of Tractor Wet Clutch Friction Pairs Based on Oil Film Dynamic Characteristics

Yan Xianghai^{1,2} Cao Hanbo¹ Jia Fang^{1,3} Guo Xiaobo² Wang Shuangjian⁴ Zhang Fangming⁴ Wu Yiwei^{1,2}

(1. College of Vehicle and Traffic Engineering, Henan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China

2. State Key Laboratory of Intelligent Agricultural Power Equipment, Luoyang 471003, China

3. Luoyang Xiyuan Vehicle and Power Inspection Institute Co., Ltd., Luoyang 471039, China

4. School of Mechatronics and Energy Engineering, Zhejiang University Ningbo Institute of Technology, Ningbo 315100, China)

Abstract: As the core power control component of the tractor transmission system, the transient viscous flow of the oil film between friction pairs and the thermo-fluid-solid coupling effect of the wet clutch during engagement directly determine transmission reliability and thermal stability. Aiming at the unclear mechanism of how the wet clutch oil film's dynamic characteristics affect friction pair temperature evolution, the fluid control and heat generation rules during engagement were analyzed, the dynamic mesh and thermal boundary constraints were studied, and a thermo-fluid-solid coupling model was established. Fluent simulated the friction pair engagement to obtain oil velocity, pressure, temperature and volume fraction distributions, revealing the transient heat generation and transfer mechanism. Wet clutch bench temperature tests were conducted with R^2 , RMSE and MAPE as indicators to verify the model's effectiveness in characterizing engagement thermal behavior. Results showed that oil velocity increased radially under centrifugal and shear forces; the middle-inner diameter zone had little oil, high

收稿日期: 2026-03-23 修回日期: 2026-04-30

基金项目: 宁波市 2025 年农机研发制造推广应用一体化试点项目(甬农发(2025)145 号)和宁波市科技局科技创新 2025 重大专项(2022Z184)

作者简介: 闫祥海(1985—),男,副教授,博士,主要从事农业机械控制系统及性能验证研究,E-mail: 9905167@haust.edu.cn

通信作者: 吴依伟(1989—),男,副教授,博士,主要从事车辆设计与试验方法研究,E-mail: wyw5156@haust.edu.cn

pressure and poor lubrication, concentrating high temperature there with the peak at 75% radial depth of the steel disc and a radial temperature gradient. Tests verified the thermo – fluid – solid coupling model ($R^2=0.971$, RMSE was 2.11℃, MAPE was 2.23%) had higher prediction accuracy than the thermo – solid coupling model ($R^2=0.931$, RMSE was 3.47℃, MAPE was 3.00%). The research result revealed the oil film dynamics’ regulation mechanism on heat generation and transfer, providing theoretical and technical support for tractor wet clutch structural optimization and transmission performance improvement.

Key words: wet clutch; thermal – fluid – solid coupling; dynamic mesh; CFD simulation; oil film dynamic characteristic; temperature prediction

0 引言

湿式离合器作为拖拉机传动系统的核心动力控制部件,通过片间油膜的缓冲和润滑作用,实现平稳接合/分离和换挡^[1]。在湿式离合器频繁状态切换过程,油膜经历强烈的瞬态粘性流动,速度、压力和相分布快速变化,同时流体剪切和固体接触面摩擦产生热量。由此产生的润滑油、钢板和摩擦片间的热传递形成耦合热-流体-固体过程,决定离合器的接合稳定性和热可靠性。因此,量化油膜动态特性对摩擦副在接合过程温度演变的调节作用具有科学与技术价值。

国内外学者主要采用计算流体动力学方法对湿式离合器的动态流体特性展开研究。Cho 等^[2]将 CFD 与新型迭代算法相结合,对简化湿式离合器油膜模型进行了仿真分析。Wang 等^[3]针对湿式离合器流场特性进行研究,建立接合过程油膜厚度与粘性转矩计算模型。鲍和云等^[4]围绕航空湿式离合器接合过程,联合运用 CFD、Fluent 软件以及动网格技术,总结流速与压力分布规律。文献[5 – 7]基于流体动力学仿真技术,分别对外啮合齿轮泵、离心泵进行内部流场动态仿真分析,真实地模拟泵内流场的动态变化过程。熊钊等^[8]分析高速工况下湿式离合器摩擦副润滑油-空气两相流动特性,明确润滑油与空气在摩擦副间隙中的流场分布特征。文献[9 – 11]通过机械-液压-热多域耦合与热阻网络/对流换热建模,实现湿式离合器滑摩过程温度场的实时预测与热点定位,并结合有限元与台架试验验证其准确性与热分配系数的动态演化规律。

在湿式离合器状态切换过程流体剪切与摩擦生热研究方面,Kong 等^[12]考察润滑油在摩擦片与对偶钢片间的流动行为,针对摩擦副在反复接合与滑摩工况下分离与结合过程,探讨温度分布特征。Karamavruc 等^[13]计算湿式离合器壳体内外与摩擦副油槽间对流换热系数,并通过仿真预测摩擦界面处最大瞬态温度。于亮等^[14]研究表明,润滑油温度升高引起油膜黏度下降,加剧摩擦转矩波动,为离合

器工况匹配及控制策略优化提供理论依据。文献[15 – 19]基于 Abaqus/ANSYS 软件构建湿式换挡离合器摩擦副有限元模型,研究相对转速差、对偶钢片厚度及工作压力等因素对钢片热-结构耦合行为的影响机制。

现有关于湿式离合器的计算流体动力学研究主要集中于流场特性,而拖拉机湿式离合器中摩擦副片间油膜演变、压力承载行为及其产生的热量与传热间的耦合关系在接合阶段仍缺乏充分量化。为弥补这些不足,本文构建基于 CFD 的动网格耦合热-流体-固体框架,将油气混合模型与能量方程联立求解,通过摩擦片速度与油膜厚度最小二乘法计算拟合约束接合边界条件,采用决定系数、均方根误差及平均绝对百分比误差评估模型与台架温度数据拟合度。以阐明油膜动态特性如何调控接合过程的热生成与传导机制,为提升拖拉机湿式离合器热稳定性提供优化方案。

1 数值计算

1.1 流体运动方程

湿式离合器接合过程,摩擦副间的润滑油膜是一个典型的瞬态、粘性、不可压缩或弱可压缩流体流动过程。其流动行为遵循流体力学中质量守恒定律、动量守恒定律和能量守恒定律等三大基本守恒定律。

湿式离合器摩擦副间油膜厚度远小于其径向尺寸,属于典型的薄膜润滑流动问题,在满足不可压缩流体假设条件下,得到沿径向与周向积分形式的质量守恒关系为

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rhu_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (rhu_\theta)}{\partial \theta} = 0 \tag{1}$$

- 式中 r ——摩擦副半径,mm
 t ——时间,s
 u_r ——径向速度分量,m/s
 u_θ ——周向速度分量,m/s
 θ ——周向角度,(°)
 h ——瞬时油膜厚度,mm

动量守恒定律描述流体微元动量变化率等于作用在其上的外力之和,反映流体在压力、粘性及体积力等作用下的运动规律,是分析油膜流速场与压力场分布的核心方程。考虑湿式离合器在接合过程处于高速旋转状态,油膜流动不仅受到压力梯度与粘性作用,还受到旋转参考系中附加惯性力的影响。因此,在旋转坐标系下对动量方程进行修正,引入科里奥利力与离心力项,其矢量形式可表示为

$$\frac{\partial(\rho \boldsymbol{U})}{\partial t} + \nabla(\rho \boldsymbol{U} \boldsymbol{U}) = -\nabla P + \nabla \boldsymbol{\tau} + \rho \boldsymbol{g} - 2\rho \boldsymbol{\Omega} \boldsymbol{U} - \rho \boldsymbol{\Omega}(\boldsymbol{\Omega} \boldsymbol{r})$$

其中

$$\boldsymbol{\tau} = \mu(\nabla \boldsymbol{U} + (\nabla \boldsymbol{U})^T) - \frac{2}{3}\mu(\nabla \boldsymbol{U})I$$

式中

- $\boldsymbol{U}$ ——速度矢量, m/s
- ρ ——流体密度,取 870 kg/m³
- P ——压强, Pa
- $\boldsymbol{\tau}$ ——粘性应力张量, Pa
- μ ——动力粘度,取 0.048 Pa·s
- $\boldsymbol{\Omega}$ ——旋转角速度矢量, rad/s
- ∇ ——散度算子
- I ——转动惯量, kg·m²

由于湿式离合器摩擦副间油膜厚度远小于其径向尺寸,属于典型的薄膜润滑流动问题,传统 Navier-Stokes 方程在求解上计算成本较高且难以直观反映油膜压力形成机理。在满足薄膜假设条件的前提下,引入 Reynolds 润滑方程以描述油膜压力分布及其演化规律。该方程综合考虑了油膜挤压效应与剪切驱动效应,表达式为

$$\nabla \left(\frac{h^3}{12\mu} \nabla P \right) = \frac{\partial h}{\partial t} + \boldsymbol{U} \cdot \frac{\partial h}{\partial \boldsymbol{x}}$$

该方程刻画接合过程油膜厚度变化与压力承载能力间的耦合关系,为分析摩擦副润滑状态与热行为提供理论基础。

能量守恒定律描述流体微元内部能量的变化过程,综合考虑热传导、对流换热以及流体内部粘性耗散等效应,是分析油膜温度场演化规律的基础方程。在湿式离合器接合过程,摩擦副间油膜处于强剪切流动状态,流体粘性作用不仅影响流速分布,同时会产生显著的粘性耗散热。在传统能量方程基础上引入粘性耗散项,以温度为变量的能量守恒方程可表示为

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \boldsymbol{U} \cdot \nabla T \right) + \nabla(\rho \boldsymbol{U} T) = k \nabla^2 T + E$$

其中

$$E = \mu \left(\frac{d\boldsymbol{u}}{d\boldsymbol{y}} \right)^2$$

式中

k ——热导率, W/(m·K)

c ——比热容, J/(kg·K)

- E ——能量源项, W
- T ——流体微元温度, K

1.2 摩擦副生热方程

在湿式离合器接合过程,摩擦副间存在固体接触摩擦生热,同时润滑油膜在相对运动作用下发生强烈剪切流动。油膜内部由于粘性作用产生能量耗散,从而形成粘性剪切生热;流动油液还通过对流换热将部分热量带离摩擦界面。仅考虑固体摩擦生热难以全面反映实际热生成与传递过程,需进一步引入油膜剪切生热与对流换热模型。摩擦副属性物理参数见表 1。

表 1 摩擦副属性物理参数

Tab. 1 Physical parameters of friction pair properties

零件	密度/ (kg·m ⁻³)	比热容/ (J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	热导率/ (W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)
钢片	7 820	477	50.0
摩擦片	1 450	950	2.2

摩擦副滑摩表面微元面积 $dA = 2\pi r dr$, 在轴向压力 $P_{ad}(t)$ 作用下产生的摩擦力微元为

$$dF = fP_{ad}(t) dA$$

式中

f ——摩擦因数

时间 dt 内, 摩擦力作用距离为

$$dS = r\omega_{rel}(t) dt$$

式中

ω_{rel} ——主从动端相对角速度, rad/s

由此可得滑摩功微元 dQ 为

$$dQ = dF dS = fP_{ad}(t) r\omega_{rel}(t) dA dt$$

式中

$$q_{fri} = \frac{dQ}{dA dt} = fP_{ad}(t) r\omega_{rel}(t)$$

式中

q_{fri} ——摩擦生热密度, W/m²

在摩擦副接合过程,主从动片间存在转速差,润滑油膜在两表面间形成速度梯度,产生粘性剪切应力。该剪切作用引起的单位体积内能量耗散可表示为

$$q_{vis} = \mu \left(\frac{r\omega_{rel}}{h} \right)^2$$

式中

q_{vis} ——剪切生热密度, W/m²

同时润滑油在离心力与剪切作用下不断流动,能够将摩擦界面产生的热量带走,从而形成对流换热效应。换热过程可通过牛顿冷却定律描述为

$$q_{conv} = h_c(T_1 - T_2)$$

式中

q_{conv} ——对流散热密度, W/m²

h_c ——对流换热系数

T_1 ——固体表面温度, K

T_2 ——油温, K

综合考虑摩擦生热、油膜粘性剪切生热以及油液对流散热作用,总热流密度表达式为

$$q_{\text{total}} = q_{\text{fri}} + q_{\text{vis}} - q_{\text{conv}} \tag{13}$$

由于摩擦片与对偶钢片材料属性不同,在连续滑摩工作过程产生的热量按比例分配,热流分配系数 K 表征 2 种材料的热流吸收能力差异,计算式为

$$K = \frac{q_s}{q_g} = \sqrt{\frac{\rho_s c_s k_s}{\rho_g c_g k_g}} \tag{14}$$

其中,下标 s 、 g 分别表示钢片、摩擦片。热流分配系数反映摩擦片与钢片材料热物性差异对热量分配的影响,其大小与材料热导率能力相关。

因此,可得到分配到对偶钢片的热流密度为

$$q_s = \frac{K}{1 + K} q_{\text{total}} \tag{15}$$

分配到摩擦片的热流密度为

$$q_g = \frac{1}{1 + K} q_{\text{total}} \tag{16}$$

1.3 摩擦副接合数学模型

为精准模拟摩擦副接合过程的轴向间隙动态演化,解决传统静态网格无法捕捉间隙变化对热分布影响问题,计算油膜厚度挤压函数与转速差函数是摩擦副动态网格的基础,仿真计算结果如表 2 所示。

表 2 仿真计算结果

Tab.2 Simulation calculation results

参数	数值
初始油膜厚度 h_0/mm	0.1
摩擦片渗透性 Φ/m^2	8×10^{-13}
微凸峰密度 ρ_m/m^2	3×10^7
微凸峰曲率半径 γ_m/m	5×10^{-4}
摩擦副粗糙度均方根 σ/m	8.41×10^{-6}

油膜厚度挤压函数^[20]为

$$\frac{dh}{dt} = \frac{2\phi_{rl}(h^3 + 12\Phi d_g)(b^2 - a^2)(P_{ad} - \delta_m P_m)}{3\mu(a^2 - b^2)\left[b^2 + a^2 + \frac{b^2 - a^2}{\ln(a/b)}\right](1 - \delta_m)g(h)} \tag{17}$$

其中

$$\delta_m = \pi\rho_m\gamma_m\sigma\left[\frac{1}{\sqrt{2\pi}}e^{-\left(\frac{h}{\sqrt{2}\sigma}\right)^2} + \frac{h}{2\sigma}\left(\text{erf}\left(\frac{h}{\sqrt{2}\sigma}\right) - 1\right)\right] \tag{18}$$

$$g(h) = \frac{1}{2}\left[1 + \text{erf}\left(\frac{h}{\sqrt{2}\sigma}\right)\right] \tag{19}$$

$$s(t) = h_0 - h \tag{20}$$

式中 ϕ_{rl} ——径向流量因子
 d_g ——摩擦片厚度,mm
 a 、 b ——摩擦副内外径,mm
 δ_m ——微凸峰接触面积比
 P_m ——微凸峰接触压力,Pa
 $g(h)$ ——油膜间隙分布函数

$s(t)$ ——轴向位移函数

输出转速差函数^[20]为

$$\frac{d\omega_{rel}}{dt} = \frac{T_h + T_m}{I} \tag{21}$$

其中 $T_h = \frac{\pi\mu\omega_{rel}(\phi_f - \phi_{fs})(b^4 - a^4)}{2h} \tag{22}$

$$T_m = \frac{2\pi f_m \delta_m P_m (b^3 - a^3)}{3} \tag{23}$$

式中 T_h ——油膜粘性转矩, $\text{N}\cdot\text{m}$
 T_m ——微凸峰摩擦转矩, $\text{N}\cdot\text{m}$
 ϕ_f ——剪切力因子
 ϕ_{fs} ——静态剪切力因子
 f_m ——微凸峰摩擦因子

2 仿真前处理与试验设计

2.1 流场建模与网格划分

拖拉机油湿式离合器由多组交替排列的对偶钢片与摩擦片构成摩擦副总成,其中包含活塞、离合器毂与挡圈等零件,为模拟摩擦副实际接合过程油液流速、压力、体积分数与温度场,选取湿式离合器靠近活塞第 1 对摩擦副构建热流固耦合模型。

湿式离合器结构参数如表 3 所示,三维模型如图 1 所示。

表 3 湿式离合器摩擦副几何尺寸

Tab.3 Wet clutch friction pair geometric sizes

参数	钢片	摩擦片
内径/mm	44.750	45.256
外径/mm	64.000	63.504
齿高/mm	5.750	4.266
厚度/mm	2.250	1.020
槽宽/mm		4.520
槽深/mm		0.380
槽数		32

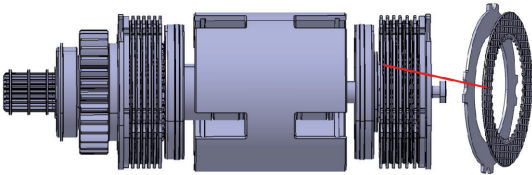


图 1 湿式离合器三维模型

Fig.1 Three-dimensional model of wet clutch

在 ANSA 软件导入摩擦副流场模型,因钢片的光滑性与油槽结构的复杂性,采用结构化方法划分网格,能够满足任何形状的复杂结构。拖拉机油湿式离合器工作状态转速较高,网格运动易出现负体积,影响仿真精度。因此,在油膜区域增加 6 层边界层网格,以免挤压过程网格中出现负体积错误^[21],网格划分如图 2 所示。

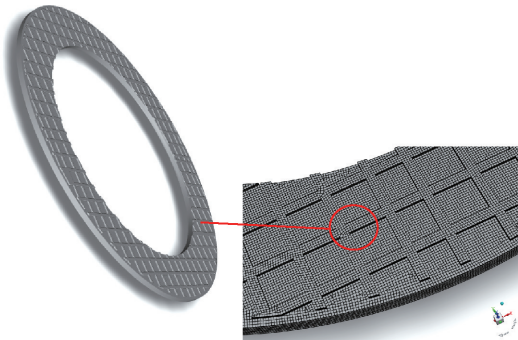


图 2 流场模型网格划分
Fig. 2 Mesh generation of flow model

2.2 边界条件设置

边界条件设置直接影响求解结果精准度,为将仿真设置尽可能接近实际工况,设置以下模型边界条件:①采用 Mixture 模型模拟湿式离合器在油和空气中的流动规律。②由于湿式离合器转速高,流体流线弯曲,选用标准 $k-\varepsilon$ 湍流模型。③进口压力为 2.1 MPa,出口压力为 0 MPa。④激活能量方程计算片间油液的热对流和热传导,作为边界条件导入 ANSYS 瞬态热求解模块;同时根据式(6)生热计算,将热流密度加载在片间摩擦接触面。

2.3 公式拟合

为在数值仿真中准确施加湿式离合器接合过程的动态边界条件,在 Matlab 平台对接合全过程进行数值计算,对离散结果进行曲线拟合。同时采用最小二乘法对油膜厚度、转速 2 类数据分别进行 6 ~ 12 阶多项式拟合,寻找拟合阶数。摩擦片输出转速和片间油膜厚度变化曲线如图 3 所示,经程序运行,得知当 $n=10$ 时,拟合精度最高。拟合的摩擦片输出转速 $n(t)$ 和油膜厚度 $h(t)$ 公式为

$$\begin{aligned} n(t) = & -0.7064t^{10} + 16.63t^9 - 166.1t^8 + \\ & 919.9t^7 - 3.098 \times 10^3 t^6 + 6.56 \times 10^3 t^5 - \\ & 8.72 \times 10^3 t^4 + 7.048 \times 10^3 t^3 - 3.221 \times 10^3 t^2 + \\ & 719.9t - 55.97 \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} h(t) = & -1.36 \times 10^{-4} t^{10} + 3.578 \times 10^{-3} t^9 - \\ & 0.03982t^8 + 0.245t^7 - 0.905t^6 + 2.063t^5 - \\ & 2.855t^4 + 2.267t^3 - 0.914t^2 + 0.123t + 0.0942 \end{aligned} \quad (25)$$

2.4 动网格设置

根据拟合公式(式(24)、(25)),分别编写 UDF 代码文件定义摩擦片速度边界条件及钢片挤压油膜厚度边界条件。激活 Dynamic Mesh 选项,网格方法采用扩散光顺法(Smoothing)与基于高度的分层法(Layering)。网格扩散光顺法扩散方程为 Boundary Distance,扩散参数为 1.5,最大迭代次数为 50,相对收敛容差为 10^{-10} ;基于高度的分层法分离因子为 0.4,坍塌因子为 0.2。

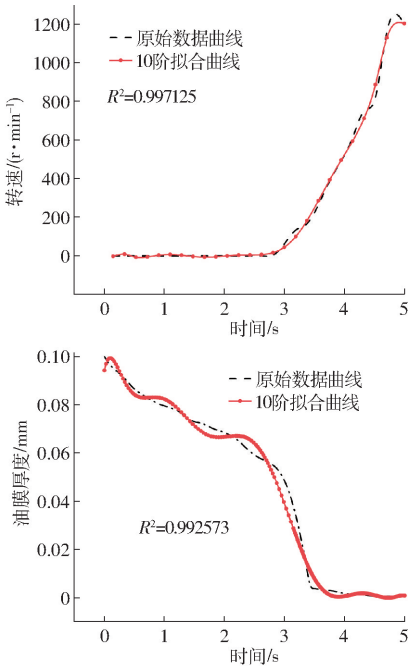


图 3 10 阶拟合曲线
Fig. 3 10th-order fitted curves

2.5 试验方案设计

大功率离合器试验台根据机械行业标准 JB/T 6703—2014 《拖拉机离合器台架试验方法》规范设计制造。主要针对直径 279.4 ~ 406.4 mm 拖拉机离合器总成进行静摩擦转矩测定、起步性能和热负荷性能试验、摩擦片热衰退性能试验和动态耐久性试验。

试验台采用变频调速电机作为调速驱动系统,分离机构采用液压系统控制空心液压缸,加载系统采用电涡流缓速器进行无级调节。为方便测定离合器静摩擦转矩,在电机和离合器中间加装 2 挡减速箱减速增矩。测量控制系统包括工业计算机、PLC、盘式转矩传感器、编码器、无线测温装置、位移传感器、压力传感器等,结构如图 4 所示。

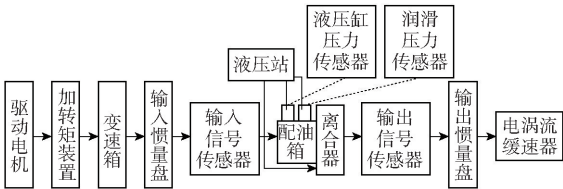


图 4 湿式离合器试验台
Fig. 4 Wet clutch test bench

为反映湿式离合器摩擦副热特性,选取第 1 片钢片作为测温对象,如图 5 所示,从钢片凸块最外径

到内径方向选取上下左右4个方向,分别将热电偶固定在距离表面25%、50%、75%、100%处,即钢片表面不同方向的不同深度处,不同深度和方向温度变化反映热量在对偶钢片中的传递路径与速率,测温装置数据采集系统如图6所示。

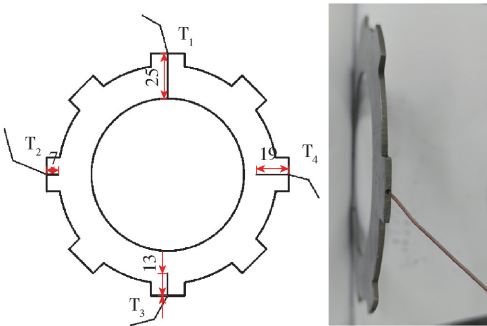


图5 测温点分布示意图

Fig.5 Schematic of temperature measurement point distribution

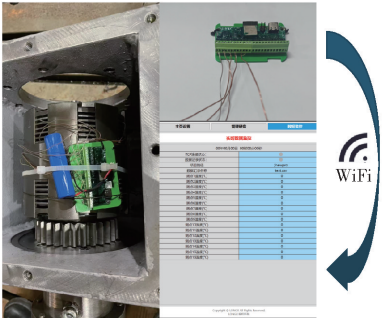


图6 测温装置数据采集系统

Fig.6 Data acquisition system of temperature measurement device

选用响应速度快、测量精度高的K型热电偶插入钢片孔后,使用导热胶固定,以保证热电偶与对偶钢片良好的热接触,减少测量误差。

试验台工况设置控制压力为2.1 MPa,润滑油流量为0~1 L/min,主动端转速为1 200 r/min,初始油温为55℃。

2.6 评价指标

采用决定系数(R^2)、均方根误差(RMSE)、平均绝对百分比误差(MAPE)评价模型。 R^2 用于衡量模型预测值与试验值之间的拟合优度,越接近1,模型预测能力越佳;RMSE反映预测值与实际值间的绝对误差水平;MAPE用于评价预测误差相对大小。

3 仿真分析与模型验证

3.1 油液流速

为分析湿式离合器接合过程油膜流动特性的演化规律,选取接合过程 t 为0.5、3.5、5 s时刻,对摩擦副间油液流速云图进行分析。对偶钢片转速恒定为1 200 r/min,摩擦片转速随接合过程逐渐增大

直至同步,流速云图变化如图7所示。

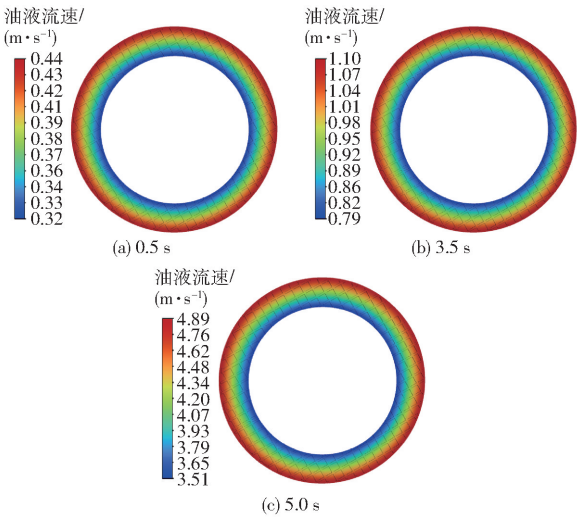


图7 不同时刻摩擦片上油液流速云图

Fig.7 Lubricant velocity contours on friction plate at different time instants

在接合初期,摩擦副油膜较厚,油液主要受钢片旋转剪切驱动,整体流速较低,且沿径向呈由内向外递增的分布特征。随着接合过程推进,摩擦片转速显著提升,油膜厚度快速减小,油液剪切速率明显增大,整体流速显著提高。在旋转惯性作用下,油液径向离心效应增强,外径区域流速进一步增大。在接合完成阶段,摩擦片与钢片基本实现同步旋转。理论上,外径 $r = 64\text{ mm}$ 处固体圆周线速度约为4.02 m/s,但仿真结果显示外径油液流速为4.89 m/s,略高于理论值。由于流速云图表征油液瞬时速度,不仅包含随固体旋转产生的切向分量,还叠加了离心力驱动下的径向流动分量。在高速旋转与极薄油膜条件下,径向离心流动被放大,导致外径区域油液流速高于固体圆周线速度。

3.2 油液压力

为分析湿式离合器接合过程油膜承载压力特性的演化规律,选取与油液流速相同时刻,对摩擦片与钢片表面的油液压力分布进行分析,如图8所示。

在湿式离合器接合过程,摩擦副油液压力呈动态演化特征,与接合阶段密切相关。接合初期,油液压力分布呈外径高压、内径低压,钢片与摩擦片承受压力峰值分别约为 2.23×10^5 、 $8.68 \times 10^5\text{ Pa}$,内径区域出现负压现象,分别低至 -8.93×10^5 、 $-2.03 \times 10^6\text{ Pa}$,产生负压是油膜较厚时,离心力主导的油液迁移,摩擦副片间油液引起涡流现象,导致压力小。随着接合进程至中期,油膜厚度快速减小,压力场过渡为均匀高压分布,压力峰值分别提升至 4.20×10^5 、 $1.83 \times 10^6\text{ Pa}$,负压区域明显缩减,此时油膜挤压效应增强,压力均匀化为摩擦副稳定承载

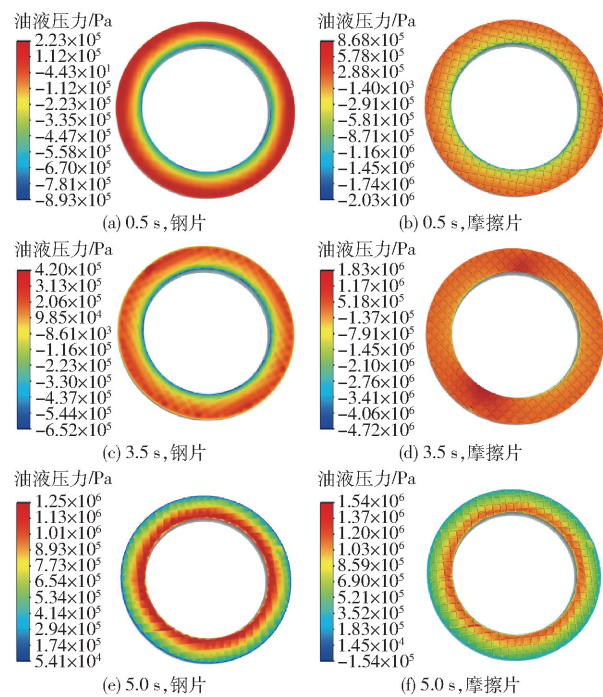


图 8 不同时刻钢片和摩擦片上油液压力云图

Fig. 8 Oil pressure cloud diagrams on steel sheet and friction plate at different times

提供保障。当摩擦副完全接合,压力场形成中内径稳定高压承载区,钢片承受压力从 5.41×10^4 Pa 增至 1.25×10^6 Pa 呈梯度分布,摩擦片承受压力从 -1.54×10^5 Pa 增至 1.54×10^6 Pa 呈梯度分布,外径区域压力趋于平缓,与油液流动趋于稳定、摩擦副同步旋转的工况特征相匹配,中内径高压区的形成进一步强化油膜承载能力。

3.3 油液体积分数

为进一步揭示湿式离合器接合过程油膜连续性及其与承载特性的关系,选取接合过程挤压阶段(0.5 s)、滑摩阶段(2 s)、摩擦片转速快速上升阶段(3.5 s)以及接近同步阶段(4.5 s)时刻作为对象,对钢片与摩擦片表面油液体积分数进行分析,如图 9 所示。

挤压初期,油膜未出现明显破裂,钢片与摩擦片表面油液体积分数整体处于 80% ~ 90%,分布相对均匀;受旋转离心效应影响,内侧进油口油液呈轻微向外迁移趋势,但仍维持连续油膜结构,此时油膜以流动润滑为主。进入滑摩阶段,轴向间隙进一步减小且相对转速增大,油膜发生显著空间重构:油液在离心力与剪切作用下向外径区域迁移,中内径区域油液体积分数明显降低,局部出现油膜减薄甚至间断现象,外径及油槽区域保持较高油液富集度,呈现径向润滑不均特征。摩擦片转速快速上升阶段,油膜在强剪切与离心力耦合作用下进一步被破坏,中内径区域油液体积分数持续下降至 40% ~ 60%,油

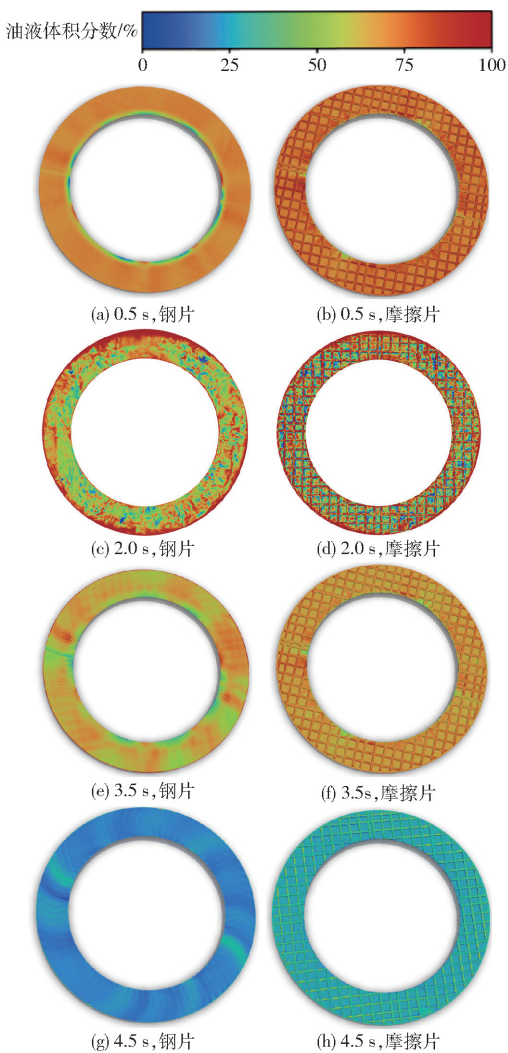


图 9 不同时刻钢片和摩擦片油液体积分数云图

Fig. 9 Oil volume fraction cloud diagrams of steel sheet and friction plate at different times

膜冷却与散热能力显著削弱,同时油液主要集中于中外径及油槽区域。接近同步阶段,由于油膜厚度处于极薄状态,油液流动趋于稳定,油液体积分数维持 20% ~ 30% 低水平。

3.4 摩擦副温度场

为揭示湿式离合器接合过程动态油膜特性对温度演化规律的影响,基于油液流速场、压力场及体积分数分布结果,对不同阶段摩擦副温度场进行综合分析,如图 10 所示。

从整体分布特征来看,摩擦副温度沿径向呈梯度分布特征,高温区域主要集中在中内径,外径区域温度相对较低,不同深度温度从大到小依次为距离表面 75%、100%、50%、25% 处。该分布规律在滑摩阶段表现尤为显著,说明温度场并非单纯由线速度决定,而是受到油膜状态与局部换热条件的共同约束。

结合图 9 发现,在滑摩阶段,除油槽区域油液体积分数较大外,中内径区域油液体积分数明显低于

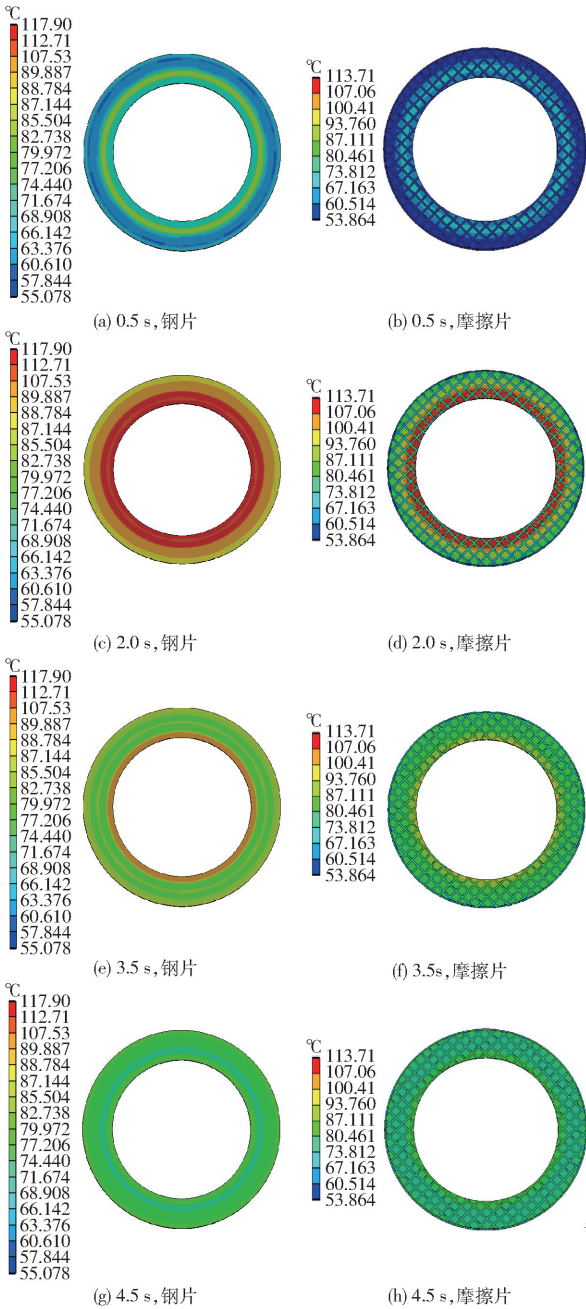


图 10 不同时刻钢片和摩擦片温度分布云图
Fig. 10 Temperature distribution cloud diagrams of steel sheet and friction plate at different times

外径区域。旋转离心效应的存在,油液更易向外径富集,导致中内径区域油膜供给不足,局部润滑状态趋于恶化,使得中内径区域更易出现温度累积现象,从而形成局部高温区。

随着接合过程从摩擦副滑摩至完全接合时段,摩擦副相对转速显著降低,摩擦生热强度整体减弱,油膜分布趋于稳定。由于油液压力逐渐向中内径区域梯度聚焦与前期热量累积效应的存在,中内径区域维持相对较高的温度水平。

3.5 模型性能

如图 11 所示,分别给出了钢片不同深度处试验

温度、热固耦合模型仿真温度以及引入流体作用的热流固耦合模型仿真温度随时间变化曲线。可以看出相同工况条件下,3 种结果在整体变化趋势上保持一致,均呈接合初期温度快速上升、达到峰值后逐渐下降特征,能够反映湿式离合器接合过程摩擦副热特性的基本规律。

计算各测温点评价指标,其中热固耦合模型钢片 25% 深度仿真温度与试验温度 R^2 、RMSE、MAPE 分别为 0.9274、2.44℃、2.68%;同样,在钢片 50% 深度分别为 0.9404、2.62℃、2.49%;钢片 75% 深度分别为 0.9158、4.76℃、3.64%;钢片 100% 深度分别为 0.939、4.04℃、3.20%。

热流固耦合模型钢片 25% 深度仿真温度与试验温度 R^2 、RMSE、MAPE 分别为 0.9745、1.15℃、1.75%;同样,在钢片 50% 深度分别为 0.9503、2.395℃、2.84%;钢片 75% 深度分别为 0.9679、2.94℃、3.04%;钢片 100% 深度分别为 0.9899、1.64℃、1.30%。

热固耦合模型 R^2 、RMSE、MAPE 平均值分别为 0.931、3.47℃、3.00%,热流固耦合模型平均值分别为 0.971、2.11℃、2.23%,表明热流固耦合模型温度预测性能优于热固耦合模型。

在湿式离合器接合过程,润滑油不仅承担润滑与冷却功能,其流动行为及对流换热过程对摩擦副温度演化具有重要影响。引入流体参与的热流固耦合模型能够同时考虑摩擦生热、固体导热及油液对流换热等多种传热机制,使仿真结果更加接近试验结果。

仿真结果与试验仍存在误差,主要来源于:①材料参数的不确定性:摩擦材料热物理性参数及润滑油粘度随温度变化,而模型采用试验经验值或简化处理。②油膜动态行为简化:模型对气体与流体分布进行了适当简化,未完全考虑气泡演化及空化效应。③试验测量误差:热电偶在高速旋转下,对数据采集精度产生一定影响。

4 结论

(1)构建了 CFD-动网格-热约束耦合的热流固模型,具备高精度预测能力。通过 Matlab 最小二乘法实现油膜厚度与转速的 10 阶多项式拟合模拟实际接合过程 ($R^2 > 0.99$)。试验结果表明,热流固耦合模型对摩擦副温度的预测结果与试验数据高度吻合, R^2 、RMSE、MAPE 均优于热固耦合模型,为湿式离合器热特性分析提供了可靠的数值方法。

(2)明确了油膜动态特性是决定摩擦副温度分布的关键因素。接合过程油液受离心力与剪切作用

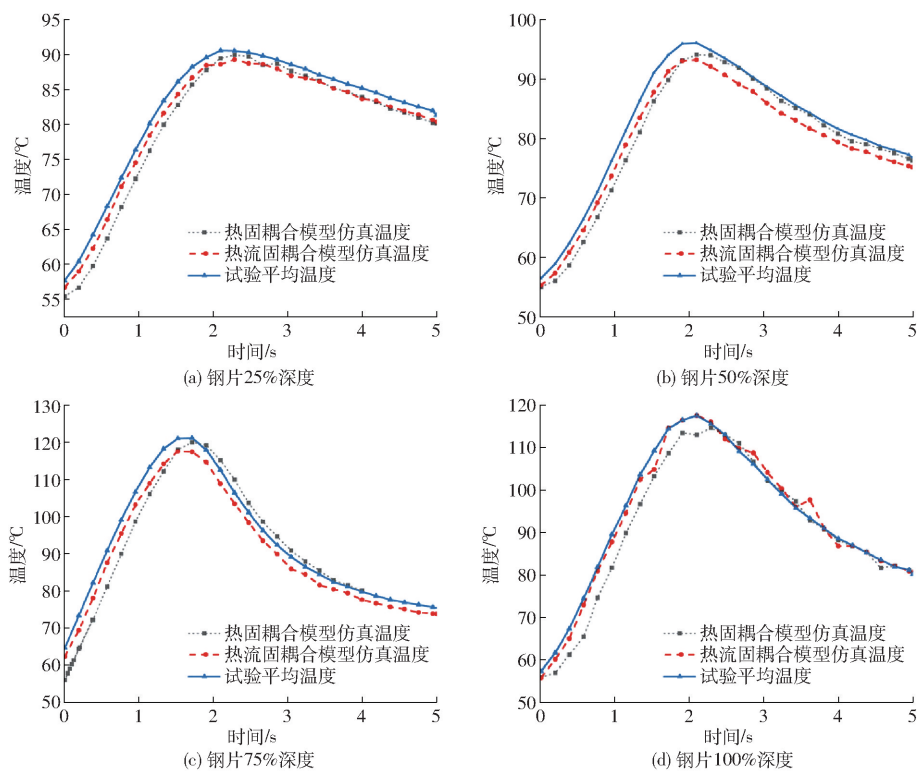


图 11 不同测温点模型与试验温度变化曲线

Fig. 11 Comparison curves of model predictions and experimental temperature at different temperature measurement locations

向外径迁移,导致中内径区域油膜变薄、油相分布随之变化、承载压力增大且散热受限;由此形成持续高温集中区域,温度场呈径向梯度分布特征。

(3)揭示了油膜流动、压力承载与温度演化机制及优化方向。结果表明优化油槽布局、控制油液供给策略或调整接合压力控制曲线,可有效改善摩擦副中内径区域的润滑与散热条件,提升湿式离合器在拖拉机典型工况下的热稳定性和工作可靠性。

参 考 文 献

[1] 王建,朱孝凯,谢太林,等. 重型拖拉机全动力换挡变速箱自动换挡策略研究[J]. 农业机械学报,2024,55(10):444–455.
Wang Jian, Zhu Xiaokai, Xie Tailin, et al. Automatic shift strategy of full power shift transmission for heavy duty tractors[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2024, 55(10): 444–455. (in Chinese)

[2] Cho J, Katopodes N, Kapas N, et al. CFD modeling of squeeze film flow in wet clutch[J]. SAE Technical Paper, 2011, 1: 1236–1249.

[3] Wang H S, Yang D H, Choi H K, et al. Torque control of engine clutch to improve the driving quality of hybrid electric vehicles[J]. International Journal of Automotive Technology, 2011, 12(5): 763–768.

[4] 鲍和云,许同晶,谭武中,等. 航空湿式离合器接合过程中摩擦副间瞬态流场特性分析[J]. 中南大学学报(自然科学版), 2021, 52(4): 1138–1148.
Bao Heyun, Xu Tongjing, Tan Wuzhong, et al. Analysis of transient flow field characteristics between friction pairs during engagement of aviation wet clutch[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2021, 52(4): 1138–1148. (in Chinese)

[5] 张锴,翟俊霞,陈嘉南,等. 微型齿轮泵内流场的动网格模拟和分析[J]. 兰州理工大学学报, 2011, 37(1): 45–49.
Zhang Kai, Zhai Junxia, Chen Jia'nan, et al. Simulation and analysis of flow field inside micro-gear pump with dynamic mesh [J]. Journal of Lanzhou University of Technology, 2011, 37(1): 45–49. (in Chinese)

[6] 李晓俊,袁寿其,潘中永,等. 基于结构化网格的离心泵全流场数值模拟[J]. 农业机械学报. 2013, 44(7): 50–54.
Li Xiaojun, Yuan Shouqi, Pan Zhongyong, et al. Numerical simulation of whole flow field for centrifugal pump with structured grid[J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery. 2013, 44(7): 50–54. (in Chinese)

[7] 阮春领,马坤,赖焕新. 基于不同湍流模型的离心泵叶轮内部流场分析[J]. 华东理工大学学报(自然科学版), 2014, 40(6): 798–803.
Ruan Chunling, Ma Kun, Lai Huanxin. Numerical study of internal flow field of a centrifugal pump impeller using different turbulence models[J]. Journal of East China University of Science and Technology, 2014, 40(6): 798–803. (in Chinese)

[8] 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(16):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(16): 117–123. (in Chinese)
- [9] Liu T, Xu X, Zhang M, et al. Dynamic axial and radial temperature prediction of multi-plate frictional wet clutches in vehicle transmissions with the thermal resistance network method[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2023, 37(7): 3239–3247.
- [10] Jin J, Li X, Yang S, et al. A temperature field model based on energy flow analysis of wet clutch sliding interface[J]. Tribology International, 2024, 199: 109976.
- [11] Zhang Z, Liu Y, Yu X. A Real-time dynamic temperature prediction method for double-steel plates in wet clutches[J]. Lubricants, 2025, 13(10): 425.
- [12] Kong J, Jang S. Temperature analysis of wet clutch surfaces during clutch engagement processes based on friction pad patterns[J]. International Journal of Automotive Technology, 2020, 21: 813–822.
- [13] Karamavruc A, Shi Z, Gunther D. Determination of empirical heat transfer coefficients via CFD to predict the interface temperature of continuously slipping clutches[J]. SAE Technical Papers, 2011, 13(1): 601–623.
- [14] 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.
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)
- [15] 张金乐, 马彪, 张英锋, 等. 湿式换挡离合器热特性仿真[J]. 吉林大学学报(工学版), 2011, 41(2): 321–326.
Zhang Jinle, Ma Biao, Zhang Yingfeng, et al. Simulation of thermal characteristics of wet shift clutch[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2011, 41(2): 321–326. (in Chinese)
- [16] 张金乐, 马彪, 张英锋, 等. 湿式换挡离合器温度场和应力场影响因素分析[J]. 北京理工大学学报, 2010, 30(6): 660–664.
Zhang Jinle, Ma Biao, Zhang Yingfeng, et al. Study on the factors affecting temperature field and stress field of the wet shift clutch[J]. Journal of Beijing Institute of Technology, 2010, 30(6): 660–664. (in Chinese)
- [17] 杨亚联, 张喀, 秦大同. 湿式多片离合器热耦合温度场及应力场分析[J]. 中国机械工程, 2014, 25(20): 2740–2744, 2781.
Yang Yalian, Zhang Ka, Qin Datong. Research on thermal mechanical coupling temperature field and stress field of multiplate wet clutch steel disc[J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(20): 2740–2744, 2781. (in Chinese)
- [18] 李乐, 李浩, 王立勇, 等. 湿式摩擦副滑摩过程温度场分析及实验验证[J]. 润滑与密封, 2019, 44(6): 1–9, 46.
Li Le, Li Hao, Wang Liyong, et al. Simulation analysis and experimental verification for temperature field variation of wet friction interface during sliding process[J]. Lubrication Engineering, 2019, 44(6): 1–9, 46. (in Chinese)
- [19] 李乐, 吴瑾, 王立勇, 等. 湿式摩擦副滑摩过程摩擦热计算[J]. 润滑与密封, 2021, 46(2): 65–72, 86.
Li Le, Wu Jin, Wang Liyong, et al. Friction heat calculation of wet friction pair in sliding process[J]. Lubrication Engineering, 2021, 46(2): 65–72, 86. (in Chinese)
- [20] 杨夏, 曹雪梅, 穆亮圣. 湿式离合器接合过程油膜厚度和转矩仿真[J]. 河南理工大学学报(自然科学版), 2018, 37(4): 94–99.
Yang Xia, Cao Xuemei, Mu Liangsheng. Simulations of oil film thickness and torque during wet clutch engagement process[J]. Journal of Henan Polytechnic University (Natural Science Edition), 2018, 37(4): 94–99. (in Chinese)
- [21] 王宇, 卢玲, 李文韬. 基于 Ansys 的有限元网格划分方法应用研究[J]. 起重运输机械, 2014(3): 53–56.
Wang Yu, Lu Ling, Li Wentao. Application research on finite element meshing method based on Ansys[J]. Hoisting and Conveying Machinery, 2014(3): 53–56. (in Chinese)