

doi: 10.11835/j.issn.1000-582X.2022.129

混合动力汽车湿式离合器摩擦副温度场 及其影响因素研究

蔡 杨¹, 王正武¹, 王 欢², 胡明辉³

(1. 长沙理工大学 交通运输工程学院, 长沙 410114; 2. 重庆理工大学 车辆工程学院, 重庆 400054;
3. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要: 热失效是混合动力汽车湿式离合器发生故障的主要原因之一。摩擦副滑摩过程中具有高度非线性, 同时摩擦副温度场受到多个参数影响。为深入研究混合动力汽车离合器摩擦副温度场分布情况, 通过搭建混合动力汽车离合器热结构耦合分析模型, 对滑摩过程进行仿真计算。在此基础上, 深入研究初始转速、接合油压、对偶钢片厚度和摩擦衬片材料等因素对摩擦副温度场的影响。

关键词: 湿式离合器; 摩擦副; 温度场; 影响因素

中图分类号: U463.211

文献标志码: A

文章编号: 1000-582X(2024)01-093-11

Temperature field and its influencing factors of friction pair of wet clutch of hybrid electric vehicle

CAI Yang¹, WANG Zhengwu¹, WANG Huan², HU Minghui³

(1. School of Traffic & Transportation Engineering, Changsha University of Science & Technology, Changsha 410114, P. R. China; 2. School of Vehicle Engineering, Chongqing University of Technology, Chongqing 400054, P. R. China; 3. The State Key Laboratory of Mechanical Transmissions, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: The sliding process in the friction pair involves highly nonlinear behavior, and the temperature field of the friction pair is affected by numerous parameters. To gain a comprehensive understanding of the temperature field distribution in the friction pair of a hybrid electric vehicle clutch, a thermal structure coupling analysis model of the hybrid electric vehicle clutch was constructed to simulate the sliding process. Building upon this model, an in-depth study was conducted to analyze the impact of various parameters, such as initial speed, engagement oil pressure, dual steel plate thickness, and friction lining material, on the temperature field of friction pair.

Keywords: wet clutch; friction pair; temperature field; influencing factors

收稿日期: 2022-06-28 网络出版日期: 2022-11-28

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51678075); 湖南省科技厅重大专项项目(2019SK2171); “智能道路与车路协同”湖南省重点实验室(2017TP1016)。

Supported by National Natural Science Foundation of China(51678075), Major Special Science and Technology Project of Human Province(2019SK2171), and Intelligent Road and Vehicle Infrastructure Cooperation Key Laboratory of Hunan(2017TP1016).

作者简介: 蔡杨(1985—), 女, 博士研究生, 主要从事混合动力系统优化与控制研究, (E-mail)yangcai198508@163.com。

通信作者: 王正武, 男, 教授, 博士生导师, (E-mail)zhengwu.wang@126.com。

湿式离合器具有传递转矩大、散热性能好及工作性能稳定等特点,被广泛运用于混合动力汽车传动系统中^[1]。混合动力汽车在行驶过程中,受工作模式切换频繁、路面状态较差、车辆所承载荷太大等因素影响,湿式离合器的摩擦片和对偶钢片在相互滑摩过程中产生大量摩擦热,呈现出高非线性,造成摩擦片和对偶钢片磨损、烧蚀和热变形失效^[2]。因此,研究混合动力汽车湿式离合器摩擦副温度场及影响因素,对离合器失效分析和优化设计具有重要的理论价值和实践指导意义^[3]。

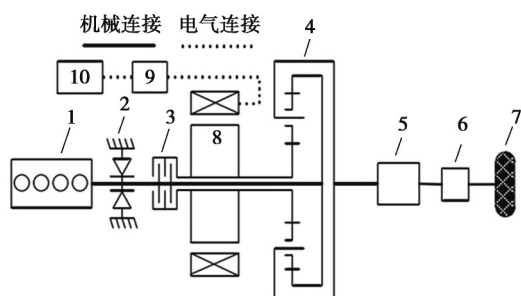
李和言等^[4]针对多片湿式离合器在机械传动过程中产生的热失效问题,研究了摩擦副元件的非均匀接触及温度分布。熊涔博等^[5]根据滑摩过程接触传热模型,分析了热流分配系数影响规律,研究了摩擦副温度场情况。王立勇等^[6]研究了钢片温度场在接合过程中的变化及与接触应力变化的规律。AL-Shabibi^[7]研究了多片离合器系统中正弦扰动的瞬态演化,利用本征函数展开求解耦合热机械导热问题。陆国栋^[8]根据间接耦合法研究了湿式离合器摩擦副温度场和应力场,获得了摩擦副结构参数对热弹性不稳定性的影响。张家元等^[9]根据热流密度模型原理和导热微分方程,采用间接耦合法建模,分析了带有径向油槽的湿式离合器摩擦片温度场与应力场分布规律。Cui等^[10]根据间接耦合法建立液黏调速离合器模型,分析了摩擦副材料和结构参数对摩擦副温度场的影响规律。

目前针对摩擦副滑摩过程中结构参数对温度场沿周向和径向分布影响规律研究较少,而且大部分研究是采用间接耦合法仿真研究,无法实现热结构耦合。针对现有不足,建立湿式离合器摩擦副模型进行热结构直接耦合。在此基础上,深入研究初始转速、接合油压、对偶钢片厚度及摩擦衬片材料等因素对摩擦副温度场的影响规律,并提出湿式离合器设计优化建议。

1 混合动力汽车

1.1 混合动力汽车传动系统

混合动力汽车传动系统结构如图1所示,其在传统燃油汽车传统系统的基础上增加了单向离合器、行星排、电机及用于模式切换的湿式多片离合器^[11-14]。



1—发动机;2—单向离合器;3—湿式多片离合器;4—行星排;
5—变速器;6—主减速器;7—驱动车轮;8—ISG电动/发电机;
9—功率转换器;10—动力电池组。

图1 混合动力汽车传动系统结构

Fig. 1 Transmission system structure of hybrid electric vehicles

1.2 驱动模式切换

驱动模式切换分为3个过程,由于篇幅有限,本文主要介绍纯电动到发动机模式切换过程。混合动力汽车在需求功率较大且电池荷电状态(State of Charge, SOC)值较低时,控制系统会逐渐关闭电机,并启动发动机,通过发动机调节^[15],将转速由800 r/min提高到1 200 r/min,并快速将分离离合器退回至半结合点(kisspoint, KP)^[16]。离合器转速同步时,发动机扭矩为0,电动机补偿扭矩,发动机转速从1 200 r/min提高到1 500 r/min^[17]。根据以上模式切换过程确定仿真的初始转速。

2 湿式离合器摩擦副有限元模型

2.1 摩擦副模型

2.1.1 摩擦副三维模型

湿式离合器主要由摩擦衬片、对偶钢片、内毂齿环、外毂齿环、压盘及卡环等组成,由于后序 CAE 软件分析需要,合理建模各部件尺寸和装配关系十分关键^[18]。图 2 和图 3 分别展示了离合器部件模型和装配图,摩擦副几何尺寸如表 1 所示。

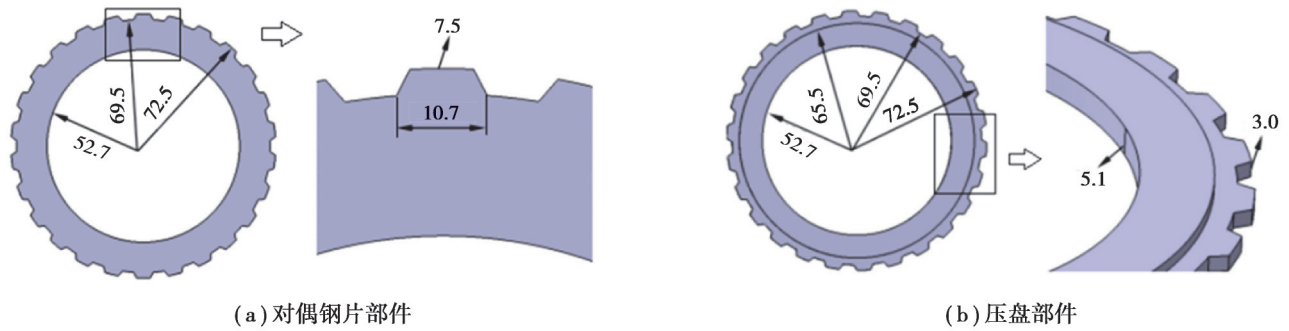


图 2 离合器部件模型及局部视图尺寸(单位:mm)

Fig. 2 The clutch model and partial view dimensions (unit: mm)

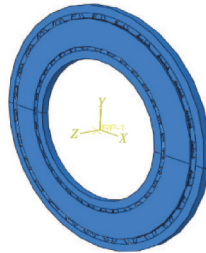


图 3 摩擦副装配图

Fig. 3 Assembly drawing of friction pair

表 1 摩擦副几何尺寸

Table 1 Geometric dimensions of friction pair

摩擦副构件	内直径/mm	外直径/mm	厚度/mm	齿数	油槽数
对偶钢片	104.2	138	1.84	26	
压盘	105.4	139	5.10	26	
卡环	131.0	139	2.10	26	
摩擦基片	104.2	138	0.80	32	
摩擦衬片	104.2	138	0.49		56

2.1.2 摩擦副材料

摩擦基片、摩擦衬片构成湿式离合器摩擦副的摩擦片^[19],材料参数如表 2 所示。

表 2 摩擦副材料参数

Table 2 Properties of friction pair materials

摩擦副构件	密度 ρ /($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	导热系数 k /($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	比热容 c /($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	弹性模量 E /GPa	泊松比 μ	热膨胀率 α
对偶钢片	7 800	54	452	200	0.30	1.15
摩擦衬片	750	5	1 610	1	0.05	1.00
摩擦基片	7 800	54	452	200	0.30	1.15

2.1.3 网格处理

将三维模型导入到有限元软件中,对模型进行网格划分。对离合器各部件的不同情况,分别选用相适应的单元尺寸进行网格划分,对偶钢片共7480个单元,摩擦片共9520个单元。图4为部分部件网格划分效果图。



图4 部分部件网格划分

Fig. 4 Mesh dividing of some parts

2.1.4 仿真条件

内毂齿环齿面与摩擦基片齿面之间、外毂齿环与钢片齿面之间、摩擦衬片与摩擦基片之间相互作用并设置非摩擦固定接触,啮合面之间无相对滑动,无摩擦生热。摩擦衬片与钢片接触面之间有相对滑磨作用并设置有摩擦接触并定义摩擦接触属性,如摩擦系数、热量分配系数等。创建控制点为参考点,控制摩擦副旋转及旋转速度。设置对流换热为非圆形体内部强制对流换热。摩擦衬片与钢片结合面相对滑动,冷却油扫掠过相对滑动表面,视为横掠平板对流换热。摩擦副内外环面与冷却油接触,视为横掠圆柱体强制对流换热。

施加均布压强在钢片模拟油压作用,通过参考点给钢片一定的转速模拟相对滑磨转动,控制其轴向运动保证结合面之间的相对滑磨产生热量。约束外毂齿环等部件的所有自由度以保证被结合部分摩擦副位置固定。

2.2 摩擦副热边界计算模型

2.2.1 热流密度计算

由于对偶钢片和摩擦片在接合过程中存在相对转速差,且受到压盘的轴向压力,因此,在两者的接触面间会因为摩擦而产生热量。假设摩擦副滑磨做功所产生的热量全部被摩擦副表面吸收^[20]。设置转速 ω 随时间 t 变化,热流密度

$$q(x,y,t) = \frac{dQ}{dAdt} = fP(t)r_{(x,y)}\omega, \quad (1)$$

式中: Q 为热量; A 为接触面积; f 为摩擦系数; $P(t)$ 为压强; $r_{(x,y)}$ 为点 (x,y) 摩擦半径。

2.2.2 热流分配系数

因为对偶钢片与摩擦衬片的材料特性不同,所以热流密度分布在两者表面也不同,以热流分配系数 K_q 来描述该比例,摩擦副内的热流密度调配关系为

$$K_q = \frac{\sqrt{k_p \rho_p c_p}}{\sqrt{k_d \rho_d c_d}}, \quad (2)$$

式中: k 为导热系数; ρ 为密度; c 为比热容;下标 p 和 d 分别代表摩擦衬片和对偶钢片。

分配在钢片和摩擦片上的热流密度分别为^[21]:

$$q_p(x,y,t) = \frac{\sqrt{k_p \rho_p c_p}}{\sqrt{k_d \rho_d c_d} + \sqrt{k_p \rho_p c_p}} q(x,y,t), \quad (3)$$

$$q_d(x,y,t) = \frac{\sqrt{k_d \rho_d c_d}}{\sqrt{k_p \rho_p c_p} + \sqrt{k_d \rho_d c_d}} q(x,y,t). \quad (4)$$

将表2中摩擦副材料参数代入式(2)~(4)中得表面热流分配系数为19.98。

2.2.3 对流换热系数

润滑油在摩擦副中的对流换热分为 3 部分:摩擦片导油槽区域的强制对流换热、润滑油在钢片表面的扫掠平板对流换热、钢片和摩擦片内外环面与润滑油的圆柱体对流换热^[22]。

表 3 冷却油参数

Table 3 Cooling oil parameters

密度/(kg·m ⁻³)	比热容/(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	运动黏度/(m ² ·s ⁻¹)	导热系数/(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)
880	1 900	4.3x10 ⁻⁵	0.144

对流换热系数 h_g 计算公式:

$$h_g = \begin{cases} 1.86 \frac{\lambda_p}{d_c} \left(\frac{Re_g Pr}{l_r/d_c} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\eta_f}{\eta_w} \right)^{0.14}, & Re_g \leq 500; \\ 0.064 \frac{\lambda_p}{d_c} Re_g^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{\eta_f}{\eta_w} \right)^{0.11}, & Re_g > 500。 \end{cases} \quad (5)$$

式中: λ_p 为导热系数; Re_g 为雷诺数; Pr 为普朗特数; l_r 为特征长度; d_c 为直径; η_f 、 η_w 分别为冷却油在接触摩擦副面处的黏度和在混合平均温度下的黏度。

2.3 热结构耦合分析方法

常用的耦合分析方法有热结构耦合、热力耦合、热电耦合、热磁耦合等,其中热结构耦合分析根据温度场和应力关系分为直接耦合和顺序耦合。直接耦合法采用一个求解器分析多物理场相互影响,普遍应用于高度非线性耦合过程,但直接耦合法计算工作量较大。由于混合动力汽车湿式离合器摩擦副滑摩过程产生大量热,摩擦副各部分传热特性不同,造成摩擦副热膨胀特性具有非线性,非均匀热膨胀导致摩擦副接触压力分布不均,反过来又加剧了摩擦副摩擦生热不均匀性,即摩擦副滑摩过程涉及到温度场和应力场实时相互耦合。故本文使用直接耦合法对湿式离合器进行仿真分析。

3 摩擦副温度场及影响因素分析

3.1 摩擦副温度分布分析

3.1.1 摩擦副温度场随时间的变化

以混合动力汽车纯电驱动模式切换到发动机驱动模式为例进行研究。图 5 和图 6 分别是在工况 C(工况参数如表 4 所示)下 $t=0.5$ s 时钢片的温度分布云图和 Mises 应力云图。

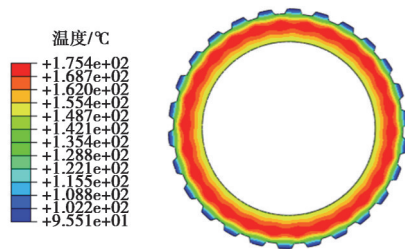


图 5 工况 C 下 $t=0.5$ s 时钢片温度分布云图
Fig. 5 Cloud diagram of steel sheet temperature distribution at $t = 0.5$ s under working condition C

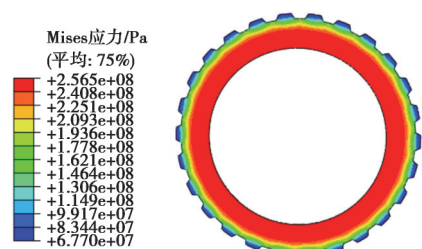


图 6 工况 C 下 $t=0.5$ s 时钢片 Mises 应力云图
Fig. 6 Cloud diagram of Mises stress of steel sheet at $t = 0.5$ s under working condition C

表 4 摩擦副工况参数

Table 4 Working condition parameters of friction pair

工况	初始转速/(r·min ⁻¹)	接合油压/MPa	滑摩时间/s	初始温度/°C	油槽宽度/mm
A	800	1.5	0.5	70	2
B	1 200	1.5	0.5	70	2
C	1 500	1.5	0.5	70	2

在图7中,在摩擦结合过程中,钢片高温出现在中环带,最内侧和最外侧温度较低。 $t=0.1$ s时出现了局部温度过高, $t=0.2$ s之后形成了中部高温热环。由于钢片内环及中环部受到较大应力,温度急剧上升,而内环侧由于有冷却油流动带走部分热量,温度上升较小。钢片受热不均,存在局部高温。由于压力非均匀分布,钢片温度场也是非均匀分布的,中环接触应力大,摩擦温度急剧上升,这也是湿式离合器摩擦副受热损伤的重要原因。结合前期有冷却油从油槽及内外环强制对流换热,所以内外环的温度上升较慢。从应力分布图可以看到对偶钢片在沿径向方向上的应力分布差异较大,尤其是最内环与最外环边缘处的应力差较大,导致钢片在滑摩中产生较大变形,影响使用寿命。此外,应力与温度分布大致相对应,即应力大的区域温度往往也相对较高,内环由于有冷却油强制换热,温度相对较低。

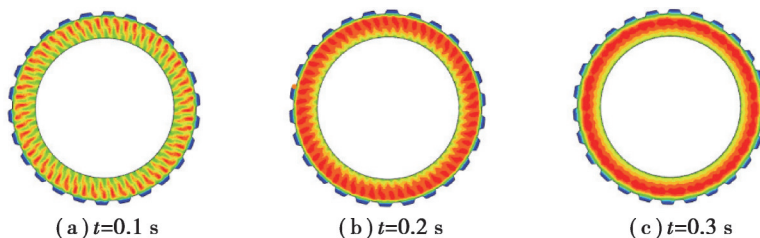


图7 工况C下钢片温度分布云图

Fig. 7 Cloud diagrams of temperature of steel sheet under working condition C

图8和图9分别表示工况C下 $t=0.5$ s时摩擦衬片的温度分布云图和Mises应力分布云图,可以看到,摩擦衬片相较于对偶钢片的整体温度较低,最高温度点数值也比钢片小,这是因为钢片材料比摩擦衬片材料导热吸热能力更强,积累的热量更多,温度上升更快。

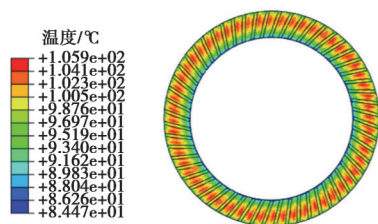


图8 工况C下 $t=0.5$ s时摩擦衬片温度分布云图

Fig. 8 Cloud diagram of temperature distribution of friction lining at $t = 0.5$ s under working condition C

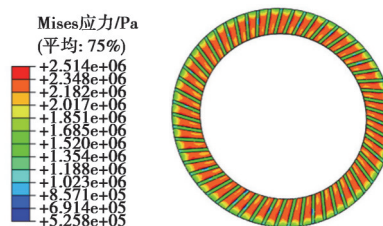


图9 工况C下 $t=0.5$ s时摩擦衬片Mises应力分布云图

Fig. 9 Cloud diagram of Mises stress distribution of friction lining at $t = 0.5$ s under working condition C

由图10可知,与钢片受热类似,摩擦衬片也在中间部位出现了高温热环,不均匀受力导致局部区域产生高温热点,这也是摩擦材料烧损的重要原因。摩擦衬片油槽部分有冷却油强制对流换热,所以油槽边缘部位温度较低;由于内环及中环部位应力较大,导致油槽边缘部位容易产生应力集中,进而产生局部高温点,造成摩擦材料烧损和磨损加剧。

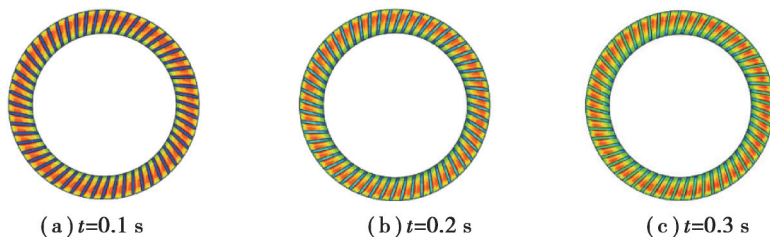


图10 工况C下摩擦衬片不同时刻温度分布云图

Fig. 10 Cloud diagrams of temperature of friction lining under working condition C

3.1.2 摩擦副温度场在径向上的变化

为了研究湿式离合器摩擦副沿径向的温度变化,在钢片沿径向半径 $R=54、58、62、66$ mm取点,标记为 $N_1、N_2、N_3、N_4$,如图 11。

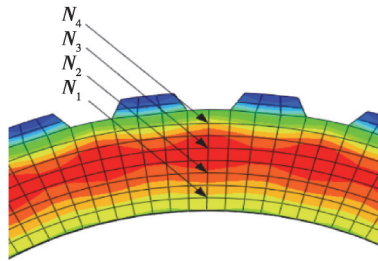


图 11 工况 C 下 $t=0.5$ s 时钢片径向温度点

Fig. 11 Radial temperature points of steel sheet at $t = 0.5$ s under working condition C

图 12 和图 13 分别为对偶钢片上 $N_1、N_2、N_3、N_4$ 在工况 C 下 0.5 s 内的温度变化曲线图及 Mises 应力变化曲线图。可以看到 N_4 和 N_1 点的温度较低,位于中环带的 N_2 和 N_3 点的温度较高。从 Mises 应力图中可以看到,位于钢片外环带的 N_4 点应力较小,其他 3 点应力相近,上升幅度较大,温度最高的 N_3 点应力最高,处于内环带的 N_1 点应力较大,上升幅度较大;内环带与外环带应力形成较大的应力差,导致湿式离合器在摩擦接合过程中钢片受力不均匀而发生翘曲变形,加剧磨损和局部升温,导致使用寿命下降。

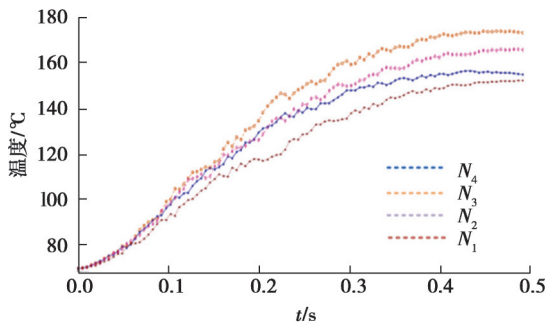


图 12 工况 C 下 0.5 s 内钢片径向不同点温度变化曲线
Fig. 12 Temperature variation curves of different radial points of steel sheet in 0.5 s under working condition C

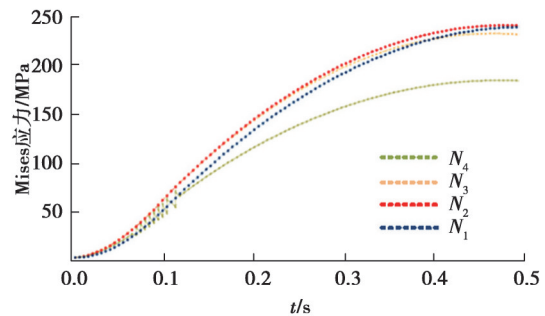


图 13 工况 C 下 0.5 s 内钢片径向不同点 Mises 应力变化曲线
Fig. 13 Variation curves of Mises stress at different radial points of steel sheet in 0.5 s under working condition C

取摩擦衬片沿径向半径 R 取值 54、58、62、66 mm 的点分别标记为 $N_5、N_6、N_7、N_8$,再取 $R=62$ mm 处油槽边缘高温点标记为 N_9 ,如图 14 所示。

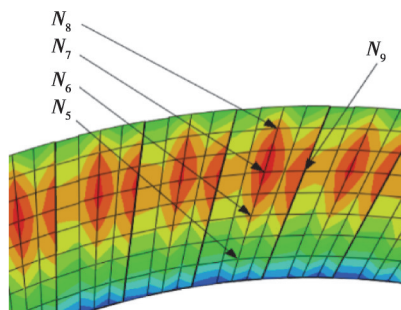


图 14 工况 C 下 $t=0.5$ s 时摩擦衬片径向温度点

Fig. 14 Radial temperature points of friction lining at $t = 0.5$ s under working condition C

图 15 和图 16 分别为摩擦衬片 $N_5\sim N_9$ 在工况 C 下 0.5 s 内的温度变化及 Mises 应力变化。可以看到 N_8 温度最低,变化幅度较小, N_7 温度较高。 N_9 在 0~0.3 s 内温度上升较快,与之对应 N_9 点在接合过程中应力也最大,

故油槽边缘处易产生应力集中,在摩擦接合过程中形成局部高温点。 N_5 应力在0.1 s后急剧震荡,这是因为内环部位应力较小,外环部位应力较大,形成应力差造成变形,在摩擦过程中由于受热变形加剧了内环点受力不均匀而形成剧烈的应力波动。最高温度在接合后0.3~0.4 s内达到最高,之后温度下降,这是因为在接合后期,摩擦产生的热量小于冷却散热的热量,使得温度开始下降。温度分布依然遵循应力大的区域温度较高,油槽及内外环区域由于冷却油液对流换热的作用保持较低温度,摩擦接合后期产生的热量逐步减小,摩擦衬片温度有所下降。

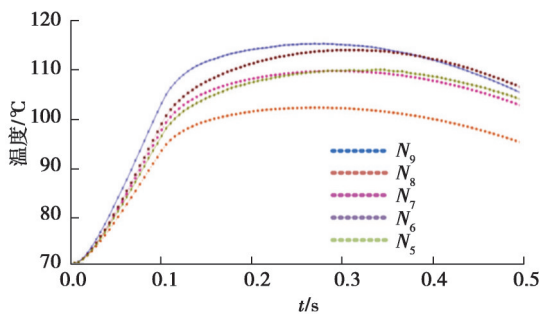


图15 工况C下0.5 s内摩擦衬片径向不同点温度变化曲线
Fig. 15 Temperature variation curves of different radial points of friction lining in 0.5 s under working condition C

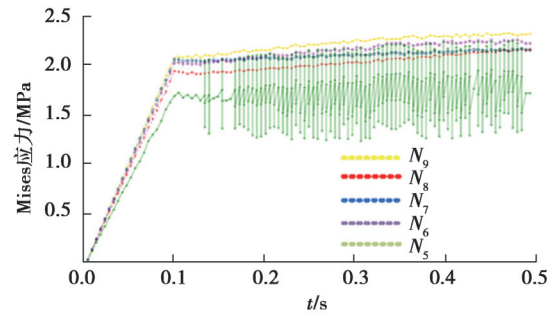


图16 工况C下0.5 s内摩擦衬片径向不同点应力变化曲线
Fig. 16 Stress variation curves of different radial points of friction lining in 0.5 s under working condition C

3.2 初始转速对摩擦副温度的影响

工况A、B、C分别取不同的转速800、1 200、1 500 r/min。仿真得到3种工况下摩擦副元件温度分布云图。分别取钢片和摩擦衬片的3种工况温度最大值绘制其在0.0~0.5 s的温度变化曲线,如图17和图18所示。

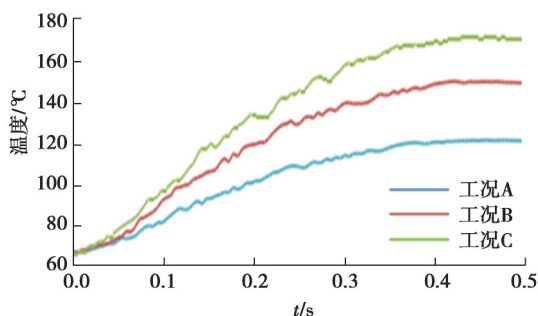


图17 各工况钢片温度最大值变化对比曲线图
Fig. 17 Comparison curves of maximum value change of steel sheet temperature under various working conditions

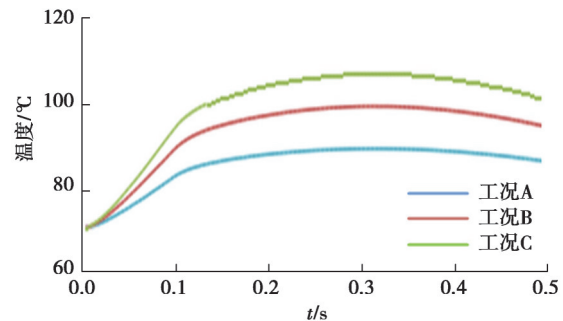


图18 各工况摩擦衬片温度最大值变化对比曲线图
Fig. 18 Comparison curves of maximum temperature change of friction lining under various working conditions

从图18可以看到,在0.5 s时,工况A、B、C对应的钢片最高温度分别为125.0、153.5、175.4 °C。摩擦衬片最高温度分别为88.6、98.3、105.9 °C。因此,在一定初始转速范围内,对偶钢片和摩擦衬片初始转速越高,最高温度越高,摩擦副接合过程中温度变化也越快。

3.3 压强大小对摩擦副温度的影响

工况C、D、E分别取不同的接合油压压强1.5、1.0、2.0 MPa,表5是3种工况对应的工作参数。仿真得到 $t=0.5$ s时摩擦副元件温度分布云图。分别取钢片和摩擦衬片3种工况温度最大值绘制在0.0~0.5 s的温度变化曲线,如图19和20所示。

从图19和20可以看到,在0.5 s时,工况C、D、E对应的钢片最高温度分别为175.4、140.3、210.5 °C。摩擦衬片最高温度分别为105.9、93.9、117.9 °C。因此,在一定压强范围内,接合油压压强越大,最高温度越高,在摩擦副接合过程中温度变化也越快。

表 5 摩擦副工况参数

Table 5 Working condition parameters of friction pair

工况	初始转速/(r·min ⁻¹)	接合油压/MPa	滑摩时间/s	初始温度/°C	油槽宽度/mm
工况 C	1 500	1.5	0.5	70	2
工况 D	1 500	1.0	0.5	70	2
工况 E	1 500	2.0			

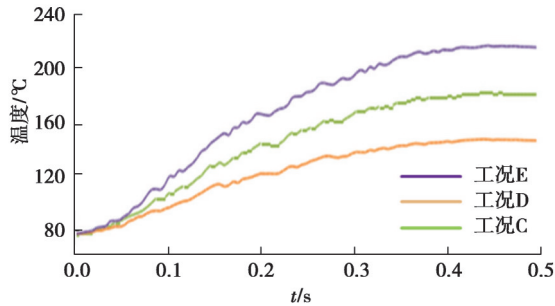


图 19 各工况钢片温度最大值变化对比曲线图

Fig. 19 Comparison curves of the steel sheet temperature's maximum value under various working conditions

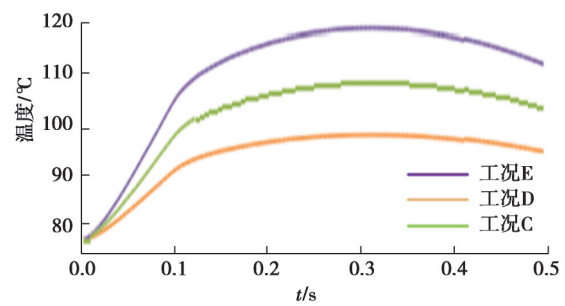


图 20 各工况摩擦衬片温度最大值变化对比曲线图

Fig. 20 Comparison curves of the friction lining's maximum temperature under various working conditions

3.4 对偶钢片厚度对摩擦副温度的影响

工况 C 和 F 分别取不同的对偶钢片厚度 2.0、1.6 mm。分别取钢片和摩擦衬片的 2 种工况温度最大值点绘制其在 0.0~0.5 s 的温度变化曲线,如图 21 和图 22 所示。

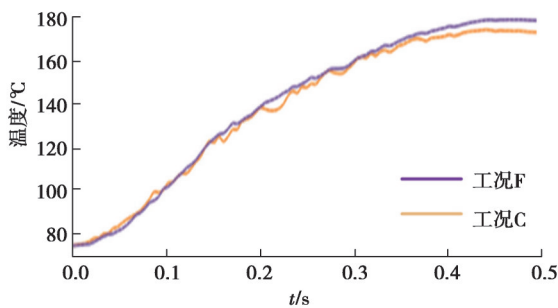


图 21 各工况钢片温度最大值变化对比曲线图

Fig. 21 Comparison curves of the steel sheet temperature's maximum value under various working conditions

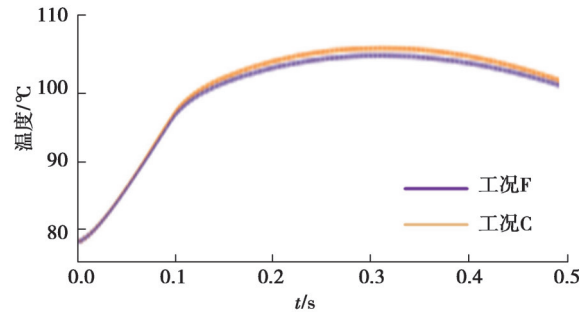


图 22 各工况摩擦衬片温度最大值变化对比曲线图

Fig. 22 Comparison curves of the friction lining's maximum temperature under various working conditions

在 0.5 s 时,工况 C 下钢片和摩擦衬片最高温度分别为 175.4 °C 和 105.9 °C。工况 F 下钢片和摩擦衬片最高温度分别为 181.2 °C 和 104.8 °C。2 种工况下钢片最高温度相差 5.8 °C,摩擦衬片相差仅有 1.1 °C。因此,在一定厚度范围内,对偶钢片越薄,最高温度越高,但对偶钢片厚度对最高温度的影响不明显,综合考虑轻量化要求,选取适当钢片厚度尤为重要。

3.5 摩擦材料对摩擦副温度的影响

为了研究不同摩擦材料对摩擦副温度的影响,分别选取纸基材料和铜基材料作为摩擦衬片,表 6 为 2 种摩擦材料参数。仿真得到 2 种材料在 t=0.5 s 时钢片及摩擦衬片的温度分布。分别取 2 种材料温度最大值点绘制其在 0.0~0.5 s 的温度变化曲线,如图 23 和 24 所示。从温度分布云图中可以看到,使用铜基摩擦材料和纸基摩擦材料的温度变化差异较大。摩擦材料对湿式离合器摩擦副温度场影响较大,选择合适的摩擦材料对避免湿式离合器摩擦副热失效有十分重要的意义。

表6 摩擦材料参数

Table 6 Parameters of friction material

摩擦材料	密度 $\rho/(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$	导热系数 $k/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	比热容 $c/(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	弹性模量 E/GPa	泊松比 μ	热膨胀率 α
纸基材料	750	5.0	1 610	0.21	0.05	1.00
铜基材料	8 960	405.0	390	115.00	0.32	1.70
摩擦基片	5 600	9.3	536	2.30	0.25	1.21

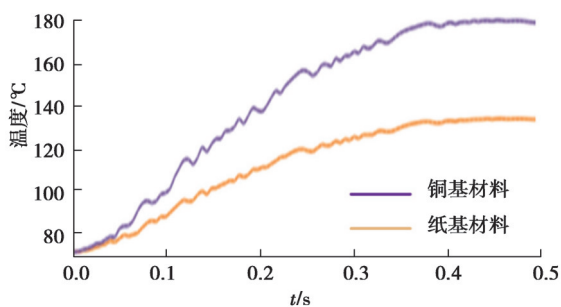


图23 不同摩擦材料的钢片温度最大值变化对比曲线图
Fig. 23 Comparison curves of the steel sheet's maximum temperature with different friction materials

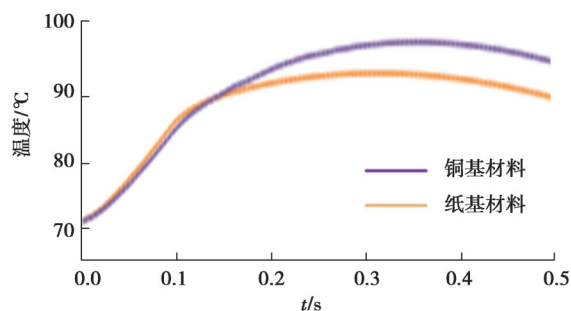


图24 不同摩擦材料的摩擦衬片温度最大值变化对比曲线图
Fig. 24 Comparison curves of maximum temperature of friction lining of different friction materials

4 结 论

1)分析了湿式离合器摩擦副热边界条件,建立了热流密度和对流换热模型,求得热流分配和对流换热系数;根据湿式离合器结构,建立了摩擦副三维模型,优化摩擦副结构并完成装配。运用有限元分析平台,建立了湿式离合器热结构耦合有限元分析模型。

2)在建立模型的基础上,分析了相对转速、油压压强、对偶钢片厚度、摩擦材料对湿式离合器摩擦副温度场的影响。湿式离合器摩擦副接合过程中,由于接触应力分布不均匀,导致摩擦副元件产生局部高温点,局部高温点集中在中环带,为116 °C,内环与外环的温度相对较低,分别为108 °C和102 °C。在一定范围内,初始转速增大、油压压强增大、对偶钢片厚度变薄会使摩擦副温度升高。钢片厚度对温度的影响较小,在温度合理范围内,设计时为了使湿式离合器轻量化可以减小对偶钢片厚度。在摩擦材料方面,尽可能使用冷却性能较好的摩擦材料,可以大幅降低对偶钢片接合温度。

参考文献

- [1] 符升平,李胜波,罗宁,等. 换挡工况下湿式换挡离合器变胞机理[J]. 浙江大学学报(工学版), 2019, 53(4): 628-637.
Fu S P, Li S B, Luo N, et al. Metamorphic mechanism of wet shift clutch in gear shifting process[J]. Journal of Zhejiang University (Engineering Science), 2019, 53(4): 628-637.(in Chinese)
- [2] 李明阳,马彪,李和言,等. 多片离合器摩擦对偶片屈曲变形的分析与验证[J]. 汽车工程, 2017, 39(7): 775-781.
Li M Y, Ma B, Li H Y, et al. Analysis and verification on friction discs buckling in multi-disc clutch[J]. Automotive Engineering, 2017, 39(7): 775-781.(in Chinese)
- [3] 杨亚联,张喀,秦大同. 湿式多片离合器热机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 Y L, Zhang K, Qin D T. 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)
- [4] 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 H Y, Wang Y S, Chen F, 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)

- [5] 熊涔博, 马彪, 李和言, 等. 多片离合器定速滑摩过程摩擦元件间的热量分配系数研究[J]. 科学技术与工程, 2016, 16(21): 92-98.
Xiong C B, Ma B, Li H Y, et al. Study on the heat partition process between the friction components in multi-disc clutch[J]. Science Technology and Engineering, 2016, 16(21): 92-98.(in Chinese)
- [6] 王立勇, 李乐, 李和言. 基于有限元法的湿式离合器摩擦界面温度场变化过程分析[J]. 润滑与密封, 2017, 42(1): 15-26.
Wang L Y, Li L, Li H Y. Study on temperature field variation process of friction interface of wet clutch based on finite element method[J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(1): 15-26.(in Chinese)
- [7] AL-Shabibi A M. Transient behavior of initial perturbation in multidisk clutch system[J]. Tribology Transactions, 2014, 57(6): 1164-1171.
- [8] 陆国栋. 湿式多片摩擦离合器摩擦副热分析[D]. 重庆:重庆大学, 2011.
Lu G D. Thermal analysis of friction pair of wet multi-disc friction clutch[D]. Chongqing: Chongqing University, 2011. (in Chinese)
- [9] 张家元, 丁晋贤, 李长庚, 等. 湿式离合器摩擦片的热结构耦合分析[J]. 北京科技大学学报, 2013, 35(12): 1668-1673.
Zhang J Y, Ding P X, Li C G, et al. Thermal-structural coupling analysis of wet clutch friction discs[J]. Journal of University of Science and Technology Beijing, 2013, 35(12): 1668-1673.(in Chinese)
- [10] Cui J Z, Wang C T, Xie F W, et al. Numerical investigation on transient thermal behavior of multidisk friction pairs in hydroviscous drive[J]. Applied Thermal Engineering, 2014, 67(1/2): 409-422.
- [11] Grzes P. Finite element analysis of disc temperature during braking process[J]. Acta Mechanica et Automatica, 2009, 3: 36-42.
- [12] Lai Y G. Simulation of heat-transfer characteristics of wet clutch engagement processes[J]. Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, 1998, 33(6): 583-597.
- [13] 孙冬野, 胡丰宾, 邓涛, 等. 湿式多片离合器翘曲特性模拟与试验[J]. 重庆大学学报, 2010, 33(5): 1-6.
Sun D Y, Hu F B, Deng T, et al. Simulation and experiment for warp characteristic of wet multiple disc clutches[J]. Journal of Chongqing University, 2010, 33(5): 1-6.(in Chinese)
- [14] Al-Sahb W A, Abdullah O I. A three dimensional finite element analysis for grooved friction clutches[J/OL]. SAE Technical Papers, 2015 [2022-06-21].<https://doi.org/10.4271/2015-01-0688>.
- [15] 于亮, 马彪, 郑长松, 等. 沟槽面积对不同润滑油温下离合器摩擦磨损特性的影响[J]. 汽车工程, 2021, 43(10): 1536-1542, 1564.
Yu L, Ma B, Zheng C S, et al. Influence of groove area on the clutch friction-wear characteristics at different lubricating oil temperatures[J]. Automotive Engineering, 2021, 43(10): 1536-1542, 1564.(in Chinese)
- [16] 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 L, Ma B, Chen M, 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)
- [17] 李和言, 王宇森, 熊涔博, 等. 离合器配对摩擦副径向温度梯度对接触比压的影响[J]. 机械工程学报, 2018, 54(1): 136-143.
Li H Y, Wang Y S, Xiong C B, et al. Effect of radial temperature gradient on interface pressure of clutch friction pair[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(1): 136-143.(in Chinese)
- [18] 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 J L, Ma B, Zhang Y F, et al. Simulation of thermal characteristic of wet shift clutch[J]. Journal of Jilin University (Engineering and Technology Edition), 2011, 41(2): 321-326.(in Chinese)
- [19] Abdullah O I, Abd Al-Sahb W, Al-Shabibi A. Finite element analysis of transient thermoelastic behavior in multi-disc clutches [J/OL] SAE Technical Papers, 2015 [2022-06-21]. <https://doi.org/10.4271/2015-01-0676>.
- [20] Li W B, Huang J F, Fei J, et al. Simulation and application of temperature field of carbon fabric wet clutch during engagement based on finite element analysis[J]. International Communications in Heat and Mass Transfer, 2016, 71: 180-187.
- [21] 张志刚, 梁美林, 张子阳, 等. 湿式离合器热流固耦合温度场及应力场分析[J]. 机械设计, 2021, 38(1): 55-63.
Zhang Z G, Liang M L, Zhang Z Y, et al. Analysis on the wet clutch's temperature field and stress field based on thermo-hydro-mechanical coupling[J]. Journal of Machine Design, 2021, 38(1): 55-63.(in Chinese)
- [22] 邹婷婷. 湿式离合器热-结构耦合分析[D]. 重庆:重庆理工大学, 2018.
Zou T T. Thermal-structure coupling analysis of wet clutch[D]. Chongqing: Chongqing University of Technology, 2018. (in Chinese)