DOI:10.19344/j.cnki.issn1671-5276.2020.02.036

湿式离合器热固耦合仿真分析与试验研究

郭永明,王娜娜,张彤

(科力远混合动力技术有限公司,上海 201501)

摘 要:基于混合动力变速箱湿式离合器的换挡滑摩过程,考虑油液强制冷却的热对流传热, 建立摩擦副热仿真模型,采用热固耦合仿真分析方法,应用 Abaqus 有限元软件,得到滑摩工况 下摩擦副应力与温度分布。通过离合器台架温升试验验证,对比仿真与试验数据之间的误差 值,验证了仿真模型的准确性。

关键词:湿式离合器;热固耦合分析;热应力;误差分析

中图分类号:TP391.9 文献标志码:B 文章编号:1671-5276(2020)02-0150-05

Analysis and Test on Thermal-structure Coupling of Wet Clutch

GUO Yongming , WANG Nana, ZANG Tong

(Corun Hybrid Power Systerm Company, Shanghai 201501, China)

Abstract: According to the shift sliding process of wet clutch in hybrid transmission, considering the oil forced cooling thermal convection, this paper establishes a frictional thermal simulation model. The thermal-curable coupling simulation method is used with Abaqus finite element software to obtain the friction pair stress and the temperature distribution under the sliding condition. The accuracy of the simulation model is verified by the temperature rise test of the clutch and the error between the simulation and the test data.

Keywords: wet clutch; thermal-curable coupling analysis; thermal stress; error analysis

0 引言

混合动力变速箱中湿式离合器主要用于启动发动机 及档位切换。在启动与换挡过程中,对偶片与摩擦片滑动 摩擦产生热量。活塞移动挤压摩擦副组件,对偶片与摩擦 片之间受压后摩擦不一致,导致热量分布不均匀,热应力 变形梯度大,易超过其材料的屈服强度,加剧摩擦副之间 的恶性摩擦,出现局部烧蚀或翘曲变形等。

杨亚联等^[1]采用三维有限元模型,对不同的内外径 半径差、接合时间和接合次数等参数对钢片的温度场和应 力场进行了分析。王宏伟等^[2]开展了对偶钢片和摩擦片 的热负荷仿真研究,建立三维有限元模型,揭示了摩擦片 和对偶钢片在滑摩过程中温度场及应力场分布规律。王 立勇等^[3]分析钢片接合面温度场在接合过程中的变化过 程及热点与接触应力变化规律,探讨了工作油压和相对转 速大小对温度场变化过程的影响。胡宏伟等^[4]建立了摩 擦副的三维有限元模型,研究了接合压力、接合速度、摩擦 副厚度等对接合过程瞬态温度场的影响,获得了接合过程 摩擦副温度场的变化规律。本文基于某混合动力变速箱 湿式离合器进行研究,应用 ABAQUS6.13 建立离合器部件 三维模型,形成离合器整体研究系统。仿真中考虑了摩擦 接触、相对旋转运动、热载荷耦合、对流换热等因素,使得 验证分析。

1 热固耦合结构模型的建立

图 1 为湿式离合器总成结构模型图,内支架与大电机 相连,外支架与发动机连接轴相连。在不同的混动工况下 通过摩擦副接合与分离,实现电动档位与混动档位的切 换。



本文仿真模型主要关注摩擦副滑摩热特性,将内支架、平衡板、蝶形弹簧去掉,把蝶形弹簧对活塞的作用力, 等效为活塞轴向作用力,简化后的模型结构简图如图 2 所 示。在滑摩过程中,摩擦副主要存在摩擦生热、热传导、热 对流换热、热应力等多物理模型的作用。

第一作者简介:郭永明(1989—),男,山西长治人,工程师,硕士,研究方向为 CFD 仿真分析。



2 热固耦合传热模型的建立

2.1 摩擦热模型

如图 2 所示,包含 3 个对偶片,2 个摩擦片,共组成 4 对摩擦副。摩擦副的瞬时滑摩功率 q(t):

$$q(t) = \frac{Tr \times \Delta w(t)}{Z \times S} \tag{1}$$

式中:q(t)为摩擦副整体随时间变化的滑摩功率, W/m^2 ; Tr为随时间变化的滑动摩擦转矩, $N \cdot m$; $\Delta w(t)$ 为随时间 变化的相对角速度差,rad/s;Z为摩擦副数目,本文取 Z= 4;S为摩擦副接触面积, m^2 。

由于动摩擦因数 μ 随着温度的变化而变化,摩擦副接触压力 P 也是随着活塞油压的变化而变化,这两个参数 无法直接在台架试验中测得。但是两者之间的关系可以 通过滑摩转矩 Tr 直接测得。所以采取以上方法得到热流 密度,再根据分配系数分配热量。

不考虑摩擦副之间材料磨损影响,假设摩擦产生的热量全部转换为摩擦热。计算得到的热流密度在对偶片与摩擦片之间进行分配, k_q 为热流分配系数^[5]。文献[6]提出如下假设:热流密度在摩擦副之间的分配与摩擦材料的物理性质直接相关。设输入到摩擦片和对偶片的热流密度分别为 $q_1(x,y,z,t)$ 和 $q_2(x,y,z,t)$,在接触面两侧温度连续的前提下,它们之间的比值表示为:

$$k_{q} = \frac{q_{1}(x, y, z, t)}{q_{2}(x, y, z, t)} = \sqrt{\frac{\lambda_{1} \times \rho_{1} \times c_{1}}{\lambda_{2} \times \rho_{2} \times c_{2}}}$$
(2)

$$q_1 = \frac{k_q}{1 + k_q} q(t) \tag{3}$$

$$q_2 = \frac{1}{1+k_q}q(t) \tag{4}$$

式中: λ_1 、 λ_2 为摩擦片接触材料与对偶钢片的导热系数, W/(m・℃); ρ_1 、 ρ_2 为摩擦片接触材料与对偶钢片的密度, kg/m³; c_1 、 c_2 为摩擦片接触材料与对偶钢片的比热容, J/(kg・℃)。

2.2 热传导模型

根据传热学理论^[6],在直角坐标系下,三维热传导方 程可表示为:

$$\frac{\rho_i c_i}{\lambda_i} \frac{\partial T_i}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial T_i}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial T_i}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T_i}{\partial z} \right)$$
(5)

式中: λ_i 为导热系数, W/(m・℃); ρ_i 为密度, kg/m³; c_i 为

比热容,J/(kg・ \mathbb{C}); T_i 为摩擦副温度, \mathbb{C} ;t为滑摩时间, s;x,y,z为摩擦副某点坐标,m;i值为1、2、3,分别对应对 偶钢片、摩擦衬片(纸基材料)、摩擦基片(钢片)。

为使上式有唯一解,须定义边界条件:

1) 初始温度T₀;

2) 第 2 类热边界条件,摩擦副热流密度 q(r,t);

3) 第3类热边界条件,给定摩擦副与油液之间的对 流传热系数 h。

2.3 热弹性力学模型

根据热弹性理论,摩擦接触副受热不均匀,热膨胀量 不一致,设线性膨胀系数为 α ,当温度升高 ΔT 时,产生的 热应变 ε_{τ} 为:

$$\varepsilon_T = \alpha \Delta T$$
 (6)

在滑摩过程中,摩擦副不仅受到热应变,还受到活塞 作用力挤压,发生机械弹性应变 ε_i ,根据线性应力学理论, 两者相互作用总应变 ε 为^[1]:

$$\varepsilon = \varepsilon_T + \varepsilon_i \tag{7}$$

应力向量
$$\sigma$$
和应变 ε 有如下关系:

$$\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{D}\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{D}(\boldsymbol{\varepsilon}_T + \boldsymbol{\varepsilon}_i) \tag{8}$$

式中 D 为材料弹性矩阵。

网格单元节点上接触压力 *P*(*x*,*y*,*t*)和单元应力 *σ* 关 系式为:

$$\int_{U} \boldsymbol{B}\boldsymbol{\sigma} \mathrm{d}V = P(x, y, t) \tag{9}$$

式中:**B**为单元应变与节点位移之间的转换矩阵;V为对 偶钢片或摩擦片体积。

由上可知,温度场与机械载荷同时施加在仿真模型 中,可以得到在滑摩过程中,摩擦热与活塞压力共同耦合 下离合器系统的应力场分布。

3 仿真模型建立及仿真结果分析

3.1 仿真模型参数设置

仿真模型(图 2)的实际滑摩过程中,对偶片与钢片端 部受到卡簧约束,卡簧卡在外支架内槽中。在 ABAQUS 中建立面与面的接触并定义摩擦因数。固定外支架端部, 限制活塞沿径向自由度,在活塞端面(与油液接触位置) 施加油压。滑摩接触面施加热流密度热载荷,且在油槽与 滑摩面设置对流换热系数^[7]。摩擦片摩擦材料为纸基材 料。离合器各零件的材料物理参数如表1所示。

如图 3 所示,应用 ABAQUS 软件建立离合器三维有



图 3 离合器仿真有限元模型

性温度位移耦合甲兀。除外支架外,全部米用 C3D8RT,										
表1 离合器各零件材料物理参数										
零件名称	材料名称	ρ /(kg·m ⁻³)	λ / (W · (m°C) $^{-1}$)	c∕(J • (kg℃) ⁻¹)	$\alpha \times 10^{-5}$ /°C	<i>E/</i> GPa	μ			
对偶片	S45C	7 890	48	450.0	1.20	209.0	0.30			
摩擦钢片	SPCC	7 860	50	480.0	1.18	205.0	0.30			
纸基	—	767	0.228	1 950.0	40.00	75.5	0.12			
活塞	SAPH440	7 845	52	447.7	1.18	210.0	0.29			
外支架	40CrMo	7 850	44	460.0	1.26	212.0	0.29			
卡簧	17-H302	7 930	16	500.0	1.72	290.0	0.30			

3.2 仿真结果分析

由于中间对偶钢片受到双面的滑摩,摩擦产生热量最大,热变形最为严重。所以本文重点以中间对偶片1为研究 对象。仿真结果如图4、图5所示。图4为滑摩结束时刻中 间对偶片温度场云图,图5为滑摩结束时刻中间对偶片综合 应力云图。图4取中间对偶片径向4个节点,分别编号标记。 图6为滑摩结束时刻各个节点的温度、应力对比图。

限元模型。外支架单元类型为 C3D4T, 即 4 节点四面体线



图 5 中间对偶片应力分布云图

从图 4-图 6 知,中间对偶钢片温度分布不均匀,滑摩 结束时刻中间外侧局部最高温度达 295.7℃。节点 3 温度 位置最高,位于与摩擦片底基接触中间偏上的位置。节点 1 温度最低,主要由于两边齿的导热作用使得热量传递速 度快,导致节点 1、2、3 径向温度梯度很大。图 5 应力值为 机械应力与热应力的综合等效应力值。最大应力值为 181.4 MPa,其对应材料屈服强度为 340 MPa,未超过其材 料屈服强度,位置发生在对偶片啮合齿齿根部位。

即8节点六面体线性缩减积分的温度位移耦合单元。



通过查看其轴向应力只有 3.08 MPa,说明轴向挤压 并不是最大应力值的主要方向。由于受到热应力的作用, 节点 1、2、3 温度梯度变化大,是造成最大应力值发生在齿 根位置的主要原因。

如图 7 可知,随着时间变化,3#节点的温度值始终比 其他节点温度高,1#节点温度最低,是由于对偶钢片齿根 部热传递较快,温度下降快。1#节点的综合应力比其他节 点应力大很多,而轴向应力接近于 0,原因是该位置处于 摩擦副接触区域外,主要受到径向热应力的作用。2#节点 轴向应力最大,主要原因是相邻节点 1#处温度较低,较大 的温度梯度造成应力梯度较大,且 2#节点位于与摩擦片 接触位置边缘处,加剧了轴向应力的突变。





4 试验验证

4.1 试验台架搭建

图 8 为离合器试验台架装置,主要由测功机加载系统、变频器、油泵、液压阀板、转矩传感器、压力传感器、温度传感器、数据采集系统、高压供油系统、低压润滑系统、电机锁止装置和离合器试验工装等组成。通过调节油泵转速使得冷却润滑流量为 1.5 L/min,从动端(与外支架啮合的对偶片)固定。将温度传感器插入中间对偶片,距最外侧 7.5 mm 处,以便测量实时滑摩温度,同时在仿真模型中相对应的位置提取温度仿真值。调节主动端(与内支架啮合的摩擦片)电机转速,设置离合器目标油压 P 与滑摩时间 t。滑摩时间 t 结束时撤掉油压,待油温恢复至常温时,进行下一组工况测试,并记录油温。



图 8 离合器试验装置

4.2 试验结果分析

首先按照上述仿真工况,施加在离合器台架试验中。 试验工况为:主动端摩擦片转速为1500 r/min,从动端对 偶片转速为0,以恒定滑摩速差转动,施加0.8 MPa 油压, 滑摩时间1.3 s。

5 仿真与试验数据对比分析

读取试验结果数据,滑摩结束时刻,温度传感器测得的 最高温度为 267 ℃,成线性变化过程。提取离合器台架温 度变化曲线数据与相应仿真模型中对应测点的温度变化数 据,对比结果如图 9 所示。仿真模型对应测点的最大温度 为 279.1 ℃,对比台架实测温度,两者相差 4.5%。造成该差 值的主要原因为实际台架运转中在离心力的作用下油液冷 却效果会加强,使得试验温度值比仿真温度值低。



为了验证其他滑摩工况下仿真模型与试验台架中间对 偶钢片温度数值之间的误差,提高仿真模型的准确性,又分 析了工况2和工况3。表2列出台架试验3种工况,其中工 况1之前已叙述,工况2、3为其他两组滑摩工况参数。

表 2 滑摩工况参数

工况名称	油压/MPa	主动端转速/ (r/min)	被动端转速/ (r/min)	滑摩时间∕ s
工况 1	0.8	1 500	0	1.3
工况 2	0.8	1 000	0	1.3
工况 3	0.8	500	0	1.3

图 10 为工况 2 与工况 3 中间对偶片测点仿真与试验 温度变化曲线。由图 10 可知,工况 2 试验最高温度为 159.2℃,仿真温度为 165.9℃,误差为 4.2%。工况 3 试验 最高温度为 104.1℃,仿真温度为 110.6℃,误差为 6.2%。 从上述可知工况 1 两者误差值为 4.5%。综上中间对偶片 试验温度较仿真温度低,两者误差在 4% ~6.2%,此误差范 围在工程仿真的容许范围之内。而造成该误差的主要原





图 10 工况 2 与工况 3 中间对偶片测点仿真与 试验温度变化曲线

因为在仿真模型中无法将油液离心力带走的热量考虑在 内。通过仿真与试验的误差对比,可采用该理论计算与仿 真模型相结合的方式来验证其他复杂的换挡工况或在台 架上无法实现的滑摩工况,以获得最大温度值。

6 结语

 建立了热固耦合结构简化模型、传热模型及三维 有限元仿真模型,将油液的热对流对温度的影响考虑在 内,应用 Abaqus 软件模拟滑摩工况下对偶片与摩擦片摩 擦副的温度场及压力场分布,得到最大应力主要受到热应 力影响,而非轴向应力作用。

2)根据离合器滑摩工况及试验目标,搭建离合器试验台架,尽可能与变速箱内部油液冷却系统一致。按照仿

真模型滑摩工况,采集中间对偶片温度值,在同一节点处 对比试验温度与仿真模型仿真温度值变化趋势,得到误差 值为 4.5%。

3)为了验证试验温度与仿真模型温度之间的误差值 范围,取另外两组滑摩工况,保证其他条件不变,改变对偶 片与摩擦片滑差。通过对比温度值变化曲线,得到误差值 分别为4%和6.2%。该误差值在工程仿真误差10%内,说 明离合器热固耦合仿真模型的正确性,为离合器设计及控 制策略提供正确、高效的指导。

参考文献:

- [1] 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):2740-2781.
- [2] 王宏伟,张力勤,张金乐,等. 湿式离合器热负荷仿真研究 [J].北京理工大学学报,2013,33(1):47-51.
- [3] 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.
- [4] 胡宏伟,王泽湘,张志刚,等. 湿式离合器接合过程中瞬态温 度场的仿真[J]. 中国科技论文,2015,10(4):467-470.
- [5] 张金乐,马彪,张英峰,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): 34-39.
- [6] SHERIDAN D C. Apporaches to the thermal modeling of disc brakes[R]. [S.l.]: SAE, 1988.
- [7] SUN Dongye, HU Fengbin. Simulation and experiment warp characteristic of wet multiple disc clutches[J]. Journal of Chongqing University, 2010, 33(5):1-6.

收稿日期:2019-02-28

(上接第107页)

从表 3 中可以看出,吊式对整个飞轮转子系统变形影 响最大,其最大变形发生在转轴最下端;嵌式结构对整个 飞轮转子系统变形影响均匀,上、下径向电磁轴承处变形 相对接近,由于飞轮本体的安装位置根据设计要求应尽量 处于转轴轴向的中间处^[10],因此推力盘安装位置满足不 了使上、下电磁轴承完全对称安装,其安装位置处于飞轮 本体下侧,接近于下径向电磁轴承,所以最大变形发生在 转轴的最上端;夹式结构对整个飞轮转子系统变形影响较 为均匀,推力盘安装位置处于飞轮本体与上径向电磁轴承 中间处,因此飞轮本体与上径向电磁轴承变形较为接近, 但上、下径向电磁轴承变形相差较大,其最大变形发生在 转轴最下端。

4 结语

以 600 Wh 飞轮储能系统为研究对象,结合陀螺效应 特性,对飞轮转子系统结构进行了推力盘1轴向电磁轴承 系统位置的改进,对不同的飞轮转子系统结构进行结构力 学仿真与比较,得出3种结构的力学性能由好到坏的顺序 是:嵌式结构、夹式结构、吊式结构。

采用轴向电磁轴承-推力盘系统夹式安装方法的飞 轮转子系统的轴心位移轨迹出现上径向电磁轴承处小、下 径向电磁轴承处大的不稳定现象,可以通过将推力盘安装 位置结构改为嵌式结构的方法得到改善。

参考文献:

- [1] 张文亮, 丘明, 来小康. 储能技术在电力系统中的应用[J]. 电 网技术, 2008, 32(7):1-9.
- [2] 田军,朱永强,陈彩虹.储能技术在分布式发电中的应用 [J].电气技术,2010(8):53-56,67.
- [3] ARSLAN M A.Flywheel geometry design for improved energy storage using finite element analysis [J]. Materials and Design, 2008,29(2):514-518.
- [4] K.C.Panda, J.K. Dutt. Design of optimum support parameters for minimum rotor response and maximum stiffness [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2002, 124(2):296-301.
- [5] 杨萍. 转子系统结构动力修改的灵敏度方法[J]. 甘肃工业大 学学报,1996,22(1):68-72.
- [6] 徐登辉,史涔溦,张健,等. 飞轮储能系统轴系的优化设计研 究[J]. 机电工程,2015,32(10):1320-1324.
- [7] 段向军,王宏华,张汉年. 磁悬浮开关磁阻电机控制策略研究 进展及问题[J]. 机械制造与自动化,2018,47(4):1-4.
- [8] 戴兴建,唐长亮,张剀. 先进飞轮储能电源工程应用研究进展 [J]. 电源技术,2009(11):1026-1028.
- [9] 孙红丽,吴士定,张攀峰,等. 飞轮储能系统转子动力学分析 [J]. 机械设计, 2016(6):72-76.
- [10] N.Hiroshima, H. Hatta, M. Koyama, et al. Spin test of threedimensional composite rotor for flywheel energy storage system [J]. Composite Structures, 2016,136:626-634.

收稿日期:2018-11-20