

文章编号:1000-582X(2010)05-001-06

湿式多片离合器翘曲特性模拟与试验

孙冬野,胡丰宾,邓 涛,罗 勇

(重庆大学 机械传动国家重点实验室,重庆 400044)

摘 要:根据湿式离合器摩擦片实际几何尺寸和约束情况,建立摩擦副温度场、应力场耦合模型和对流换热系数模型。应用 ANSYS/LS-DYNA 软件对摩擦副进行瞬态热-结构耦合分析,对过载试验中产生的对偶钢盘热弹性失稳现象进行数值模拟。揭示了热点在对偶钢盘周向和 2 个摩擦表面上的分布情况,分析了热弹性失稳现象中对偶钢盘应力应变的分布,并对其应力分布规律进行测试。结果表明,局部热点和接触压力有相互促进作用,温度梯度产生的热膨胀和应力集中引起对偶钢盘的翘曲,热弹性失稳导致的热衰退使对偶钢盘破坏失效。

关键词:离合器;热弹性;热应力;温度场;破坏机理

中图分类号: U461.2

文献标志码: A

Simulation and experiment for warp characteristic of wet multiple disc clutches

SUN Dong-ye, HU Feng-bin, DENG Tao, LUO Yong

(State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, P. R. China)

Abstract: Based on the real size and constrain of the wet clutch, the friction pair of temperature, stress fields coupling model, and the heat convection coefficient model are established. The transient thermal-structural coupling and the thermoelastic instability of the phenomenon of friction discs generated in overload tests are numerically simulated and analyzed with ANSYS/LS-DYNA. Additionally, the distribution of the hot spots in the circle direction and surface of the friction discs are revealed, the distribution of the stress and strain caused by the thermoelastic instability is analyzed and tested. The results show that hot spots and contact pressure are mutual promotion. The thermal expansion and stress concentration caused by temperature gradient lead to steel disc warp. The heat fading caused by the thermoelastic instability leads to steel disc failure.

Key words: clutches; thermoelasticity; thermal stress; temperature fields; failure mechanism

湿式离合器摩擦副工作在封闭浸油环境中,摩擦副为环形薄壳,摩擦系数比干式离合器低,其失效形式也不再仅仅是摩擦衬片的磨损。摩擦副的表面形貌、振动、压力不均和滑动摩擦速度的不一致,会导致对偶钢盘滑动摩擦过程中发生局部热应变,局

部热应变又会加剧摩擦副表面压力的不均,摩擦副接触表面产生的热流密度与压力和滑动摩擦速度成正比,接触表面间压力和滑动摩擦速度的差异,导致摩擦表面热流密度的不一致,由此引起局部较高的热膨胀,出现局部热点。局部热点的出现导致摩擦

收稿日期:2009-12-10

基金项目:国家高技术研究发展计划(863 计划)资助项目(2006AA110111);重庆市科技攻关重点项目(CSTC 2009 AB6022)

作者简介:孙冬野(1966-),男,重庆大学教授,博士生导师,主要从事汽车系统动力学、工程机械设计理论等方向的研究。
(E-mail)dysun@cqu.edu.cn。

副压力不均现象进一步发展,反过来又促进局部温度进一步升高,产生热弹性失稳现象。热弹性失稳现象会导致材料的热衰退,造成对偶钢盘的局部磨损^[1],这是湿式离合器对偶钢盘主要失效形式。

Afferrante 等^[2-3]通过一维和二维分析揭示了热弹性失稳现象源于热量特征和动力学特征的耦合,并和切向粘滑特性有重要关系。Voldrich^[4]假设摩擦表面存在初始温度扰动,对摩擦副进行了二维热弹性失稳分析。Bansal、Jang 等^[5-6]对具有几何代表意义的平板间的滑动摩擦进行了数值仿真,制定了摩擦面间的热流分配方案,并采用经验公式假设了盘片上的压力扰动。随后 Zagrodzki^[7]应用有限元空间离散化和模态叠加的方法,在表面初始温度分布均匀的情况下分析了离合器片热弹性失稳机理。但以上都是针对局部剖分的离合器或制动器,建立瞬态热弹性过程的二维模型,无法考虑对偶钢盘花键受力及摩擦片上沟槽的影响,其载荷与约束也和实际情况有较大差异。Panier 等^[8]应用红外摄像技术,对制动器钢盘裸露部分的热点形成过程进行了观测,指出热点现象和摩擦副的结构、初始边界条件、几何形状及负载有关。离合器与制动器虽然都存在局部高热点现象,但由于离合器滑动摩擦阶段的封闭性,其破坏形式有自己的特点。国内对湿式离合器摩擦破坏的研究集中在宏观的摩擦磨损上。蔡丹等^[9]通过实验验证了湿式摩擦离合器滑动摩擦过程中的翘曲现象,认为翘曲和载荷分布有关。王立勇等^[10]认为湿式离合器的磨损量可以表示为油压和滑动摩擦速度的函数,胡宏伟等^[11]应用统计学方法建立了离合器摩擦面最高温度的预测模型。这些研究从大量的实验中统计出湿式离合器总磨损量与载荷关系,忽略了单次摩擦的热-结构耦合效果。

由于湿式离合器对偶钢盘周向受转鼓约束,摩擦副表面存在相对位移,用三维热-结构分析模型能更好地模拟实际情况。笔者按照湿式离合器摩擦副的实际尺寸、位移约束及压力载荷,利用非线性有限元多物理场方法,数值模拟了湿式离合器滑动摩擦阶段的应力应变及局部热点问题,对湿式离合器工作盘片的热-结构耦合问题进行了仿真分析。

1 湿式离合器热-结构耦合计算模型

1.1 湿式离合器结构和载荷模型

为节约计算时间,单独取出 1 张钢盘和与其接触的 2 张摩擦衬片作为分析对象。纸基摩擦盘由 2 张摩擦衬片和钢衬黏接而成,由于纸基材料导热

系数非常小,离合器滑动摩擦时间比较短,一般为 1~2 s。每次接合只有很少热量传入钢衬,故分析中可忽略其影响。湿式离合器模型分解如图 1 所示。

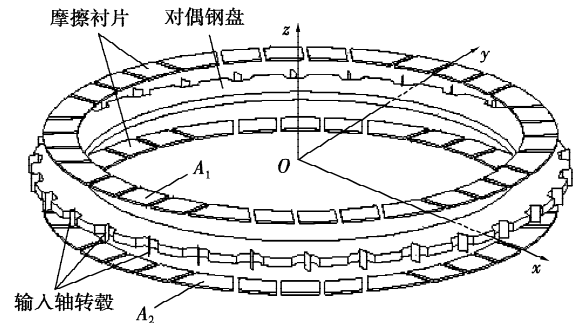


图 1 离合器摩擦副模型

参照湿式离合器实际结构和约束情况,输入转鼓静止不动,离合器接合过程中,对偶钢盘 z 向旋转受输入轴转鼓约束。2 个摩擦盘绕 z 轴的旋转速度为相对滑动摩擦速度,通过位移载荷输入。摩擦盘 A_1 在 z 向位移为零,摩擦盘 A_2 施加 z 向压力。

滑动过程中,大部分摩擦能量消耗于塑性变形而被直接转化为接触面表层材料的热能。2 个物体接触可以近似看做微凸体接触,且可假设 2 个接触表面上全部微凸体的接触温升相等^[12]。将摩擦产生的热量作为边界热流来输入,摩擦副滑动摩擦过程中产生的热量使接触表面的温度升高,导致摩擦材料产生温度梯度,热量在摩擦材料导热率、比热容、密度的影响下以不同的导热速度传向接触材料,从而实现热量分配。假设其接触部分为封闭间隙,根据经验数据^[13-14],定义封闭间隙间的热传导系数为 $30\ 000\ \text{W}/(\text{m}\cdot\text{k})$ 。

1.2 摩擦副热-结构耦合模型

直角坐标下无内热源,常物性三维非稳态导热微分方程

$$\alpha_s \nabla^2 T = \frac{\partial T}{\partial t}, \quad (1)$$

$$\alpha_s = \lambda / (\rho c_p), \quad (2)$$

$$\nabla^2 T = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}, \quad (3)$$

摩擦副摩擦面上产生的热流密度

$$q(x, y, z, t) = p(x, y, z, t) f v(x, y, z, t), \quad (4)$$

离合器摩擦副表面对流边界条件

$$q' = h(T - T_\infty), \quad (5)$$

摩擦副表面间热量流动方程

$$-\lambda \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right)_{z(\text{固液交界面处坐标值})} = q' + q, \quad (6)$$

式中: α_s 为钢盘热扩散率, $\nabla^2 T$ 为三维温度拉普拉斯方程; λ 、 ρ 、 c_p 、 T 、 T_∞ 分别为摩擦材料的热导率、密度、质量定压热容、摩擦副温度和流体温度; h 、 $q(x, y, z, t)$ 、 q' 分别为对流换热系数、摩擦热流密度和对流热流密度; $v(x, y, t)$ 、 $p(x, y, z, t)$ 、 f 分别为摩擦副表面相对滑动摩擦速度、摩擦副摩擦表面压强和摩擦副间的摩擦系数。

材料温度变化会引起摩擦副几何尺寸变形, 材料的热应变率

$$\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^T = \alpha \dot{\boldsymbol{T}} \boldsymbol{\delta}, \quad (7)$$

式中: $\boldsymbol{\varepsilon}$ 为材料应变矩阵; \boldsymbol{T} 为材料温度矩阵; $\boldsymbol{\delta}$ 为材料弹性矩阵; α 为材料热膨胀系数。

1.3 摩擦副对流换热系数计算

1.3.1 滑动摩擦下摩擦副表面的对流换热系数

冷却液运动粘度 ν 和动力粘度 η 的关系为

$$\eta = \nu \rho. \quad (8)$$

离合器摩擦表面距盘心 r 处润滑油普朗特数

$$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda}. \quad (9)$$

离合器摩擦表面距盘心 r 处润滑油的雷诺数

$$Re_r = \frac{\omega r^2}{\nu}. \quad (10)$$

摩擦表面冷却液沿钢盘表面流动形式的不同分为层流、过度层流动和紊流3类。对于掠过平板的流动, 当雷诺数 $Re_r < 5 \times 10^5$ 时, 贴近壁面处的流体处于层流状态。

在转速和运动粘度不变的情况下, 钢盘外半径处的雷诺数最大, 离合器起步过程中, 相对滑动摩擦速度 $\omega \leq 628 \text{ rad/s}$, Re_r 的最大值为 2.92×10^5 , 摩擦表面处冷却液处于层流状态。对流体外掠平面对流换热边界层积分方程进行求解, 得出三次方温度及速度分布下对流换热系数公式。

半径 r 处的对流换热系数

$$h_r = 0.332 \frac{\lambda}{r} Re_r^{1/2} Pr^{1/3}, \quad (11)$$

对偶钢盘环面上平均对流换热系数

$$h = \frac{1}{(r_o - r_i)} \int_{r_i}^{r_o} h_r dr, \quad (12)$$

即

$$h = 0.332 \lambda^{2/3} \eta^{-1/6} c_p^{1/3} \rho^{1/2} \omega^{1/2}. \quad (13)$$

1.3.2 无滑动摩擦下沟槽的对流换热系数

离合器完全结合后, 摩擦副间没有相对位移, 冷却液在沟槽内流动, 实现对偶钢盘的局部冷却。沟槽内冷却液的对流换热可以等效为管内强制对流换热。

非圆形截面槽道当量直径

$$d_e = \frac{4A_c}{S}, \quad (14)$$

管道内雷诺数

$$Re = \frac{u d_e}{\nu}. \quad (15)$$

假设沟槽内的冷却液在惯性离心力作用下, 以初始速度 $u_0 = 0$ 开始从内径 r_i 处向外径 r_o 处加速运动, 忽略冷却液沿管道壁面的摩擦阻尼, 则沟槽内的冷却液平均速度

$$u = \frac{l}{t} = \frac{\omega \sqrt{r_e l}}{\sqrt{2}}, \quad (16)$$

沟槽平均有效半径

$$r_e = \frac{2}{3} \frac{r_o^3 - r_i^3}{r_o^2 - r_i^2}. \quad (17)$$

非圆管道流动的临界雷诺数 $Re = 500$, 相应的 $Re \leq 500$ 时为层流流动, $Re > 500$ 时为紊流流动^[15]。本例中沟槽的结构固定和冷却液物理特性固定, 雷诺数与离合器旋转速度相关。当 $\omega \leq 350 \text{ rad/s}$ 时, 沟槽内冷却液处于层流状态, 当 $\omega > 350 \text{ rad/s}$ 时, 沟槽内冷却液处于紊流状态。

根据齐德-泰勒公式, 长度为 l 的管道层流对流换热平均努谢尔特数

$$Nu = 1.86 \left(\frac{Re Pr}{l/d_e} \right)^{1/3} \left(\frac{\eta_l}{\eta_w} \right)^{0.14}. \quad (18)$$

冷却液的粘度值和温度、压力有关, 沟槽内冷却液粘度值主要受温度影响, 压力影响可忽略。粘度随温度的变化关系可由 Reynolds 粘温方程表示为

$$\eta = \eta_o e^{-\beta(T-T_o)}. \quad (19)$$

冷却液温度高于 $120 \text{ }^\circ\text{C}$ 时, 其物理化学性质会发生不可逆的改变, 这里取贴近摩擦壁面处冷却液温度为 $120 \text{ }^\circ\text{C}$, 冷却液平均温度为 $50 \text{ }^\circ\text{C}$ 。

根据迪图斯-贝尔特公式, 管内紊流换热可表示为

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{\eta_l}{\eta_w} \right)^{0.11}. \quad (20)$$

摩擦副间无滑动摩擦时, 沟槽内的对流换热系数

$$h = \begin{cases} 1.86 \frac{\lambda}{d_e} \left(\frac{Re Pr}{l/d_e} \right)^{1/3} \left(\frac{\eta_l}{\eta_w} \right)^{0.14}, & Re \leq 500; \\ 0.023 \frac{\lambda}{d_e} Re^{0.8} Pr^{0.4} \left(\frac{\eta_l}{\eta_w} \right)^{0.11}, & Re > 500. \end{cases} \quad (21)$$

式(8)-(21)中 ω 、 r 、 r_e 、 r_o 、 r_i 分别为摩擦副滑动摩擦角速度、摩擦副任意表面半径、摩擦副等效半径、摩擦副外半径和内半径; A_c 、 S 、 l 分别为沟槽槽道的流动截面积、润湿周长和沟槽径向长度; η_l 、 η_w 、 η_o 、 η 、 β 分别为冷却液在钢盘表面处粘度值、混合平均温度

下粘度值、温度为 T_0 时的粘度、温度为 T 时的粘度和粘温系数(冷却液取 0.03 K^{-1})。图 2 为离合器工作过程中对流换热系数。

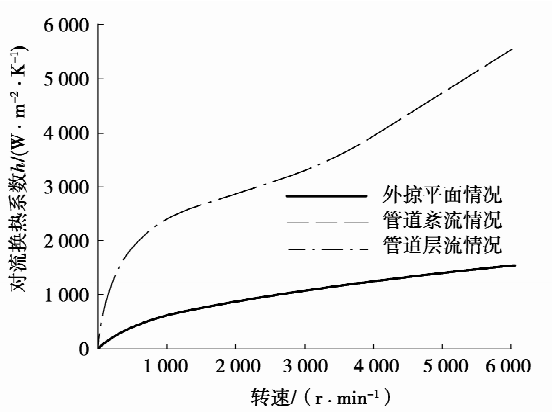


图 2 摩擦各阶段对流换热系数

图 2 中外掠平面情况为忽略冷却液物理特性受温度变化的影响,摩擦副间的滑动摩擦速度和平均对流换热系数间的关系。其他情况为离合器无相对滑动摩擦时管道内的对流换热系数和离合器转速之间的关系。

1.4 热-结构耦合数值分析流程

实际工作过程中,外部压强 $p(x, y, t)$ 和摩擦片之间的滑动摩擦速度 $v(x, y, t)$ 作为外部输入条件。在位移约束下,摩擦副之间摩擦生热并产生结构变化。图 3 为湿式离合器摩擦副热-结构耦合计算流程。利用 ANSYS/LS-DYNA 软件,编制关键字文件,进行三维瞬态热-结构耦合分析。

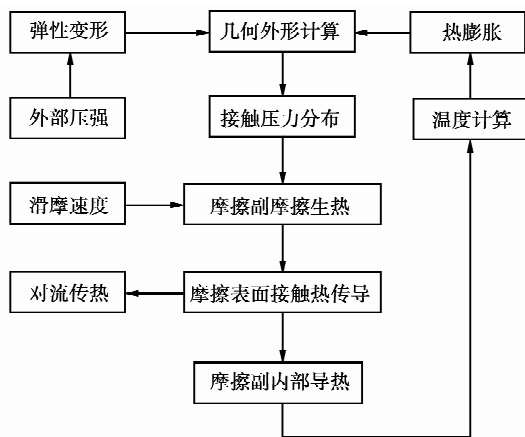


图 3 摩擦副热-结构耦合计算流程

根据车辆湿式离合器实际运行情况,大坡道起步工况下发动机全速运行时放开离合器踏板,这是一种破坏工况,会在短时间内对湿式离合器造成很

大损伤,甚至导致纸基摩擦片(应低于 $500 \text{ }^\circ\text{C}$)烧毁。下面针对这一情况应用 ANSYS/LS-DYNA 软件进行分析。由于分析的是一种误操作导致的极限工况,作用时间短,故假设转速恒定,并采用恒定的摩擦系数。湿式离合器片的接触面相对半径比较窄,假设在接触面上的初始压力均匀分布。表 1 为离合器摩擦盘的速度和载荷情况。

表 1 载荷和滑动摩擦参数

ω /($\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$)	p/Pa	滑摩时间 t/s	f	初始温度 $T/^\circ\text{C}$
628	933 632	0.35	0.15	30

2 湿式离合器热-结构耦合算例分析

2.1 湿式离合器滑动摩擦分析

以某湿式离合器实际结构为例,摩擦副材料特性参数如表 2、几何尺寸如表 3 所示。

表 2 摩擦副材料特性参数

材料	$\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	E/GPa	μ	运动粘度 $\nu/(\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$
钢盘	7 900	210.00	0.30	—
摩擦片	1 125	0.27	0.12	—
冷却液	857	—	—	20×10^{-6}

材料	λ /($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	c_p /($\text{J} \cdot (\text{kg} \cdot \text{K})^{-1}$)	线性热膨胀系数 α_t/K^{-1}
钢盘	42.000	480	1.06×10^{-5}
摩擦片	0.241	1 610	0.65×10^{-5}
冷却液	0.126	2 177	—

表 3 摩擦副几何尺寸

材料	r_o	r_i	厚度 δ
钢盘	0.096 5	0.081 5	0.002 25
摩擦片	0.096 5	0.082 5	0.000 75

根据表 1 中载荷要求,对 2 个摩擦衬片施加方向、大小相同的角速度。假设输入轴转毂静止不动,对偶钢盘受输入轴转毂周向约束。给摩擦片 A_1 施加 z 向位移约束,摩擦片 A_2 施加 z 方向压力,则 2 个摩擦片共同挤压对偶钢盘,同时与对偶钢盘产生相对滑动摩擦,实现湿式离合器片的动态滑动摩擦模拟。

湿式离合器摩擦副滑动摩擦过程中,对偶钢盘

受热膨胀,形成波浪形翘曲变形,对偶钢盘表面产生 z 向位移差异。钢盘表面压强分布的不均,导致摩擦表面上的滑动摩擦功产生差异,压力越高的部分温度上升得越快。温度的升高促进了对偶钢盘的热膨胀,加剧翘曲变形。图 4(a)表示受热应力和摩擦转矩的作用,对偶钢盘局部区域产生的等效应力,随着离合器频繁接合,会导致钢盘局部区域的低循环疲劳。图 4(b)为对偶钢盘轴向应变分布情况,轴向应变主要由热应力引起,轴向高应变区域对应于高温区,会造成对偶钢盘局部热衰退,加剧高温区磨损和应力集中,进而产生径向裂纹。图 4(c)为滑动摩擦 0.35 s 后离合器对偶钢盘上温度分布情况。

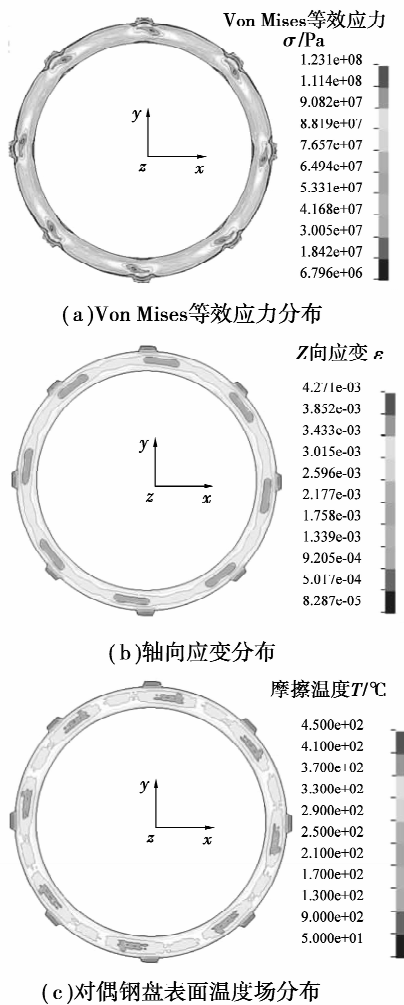


图 4 滑动摩擦 0.35 s 时钢盘热-应力耦合分析结果

2.2 对偶钢盘局部热点现象验证及分析

目前,国外对摩擦副的实验研究大多集中在温度场测试方面^[16-17],但局部热点现象发生时间极短,温度主要集中在摩擦接触面区域,无论是采用红外成像还是热电偶,其测试都不能精确地反映出摩擦

副的表面温度。盘片沿圆周方向应力的大小及分布规律相对温度场能更好、更直接地反映对偶钢盘的翘曲趋势。为了验证对偶钢盘的波浪型翘曲,应变片布置方式如图 5(a)所示。将 11 组应变花沿摩擦盘环面中线 120°弧线上平均分配。图 5(b)为离合器滑动摩擦结束后每组应变花所在位置上的应力值,应力沿摩擦盘周向呈波浪型分布,表明对偶钢盘在滑动摩擦过程中产生了波浪型翘曲变形。

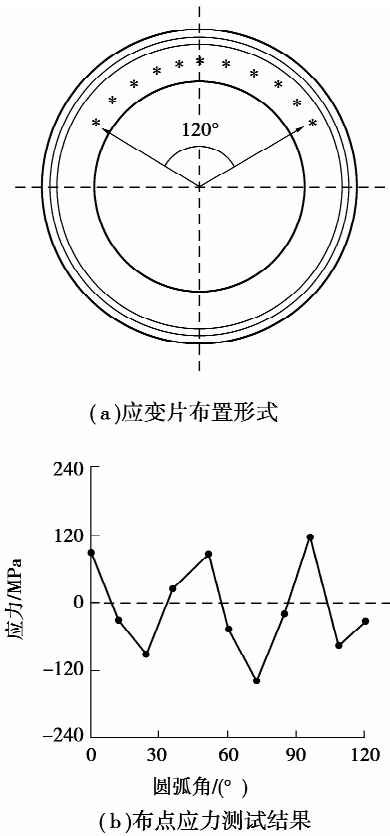


图 5 对偶钢盘应力分布测试

图 6 为对偶钢盘波浪型翘曲导致的局部热点现象,阴影部分为热点发生区域,此区域在高温作用下产生材料的热膨胀和衰退,导致对偶钢盘局部磨损。

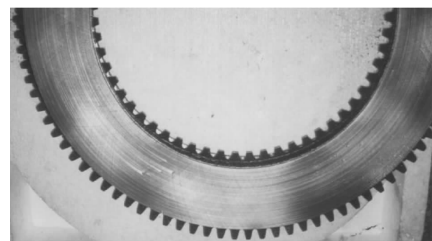


图 6 对偶钢盘局部热点分布

局部应变差异导致的热点不仅造成对偶钢盘表面磨损,还会在钢盘的应力集中区产生疲劳裂纹。离合器滑动摩擦过程中的热点问题不可避免,在离

合器的设计和应用中,应尽量降低热点的温度梯度。在车辆起步和换挡过程中,应选择较小的相对滑动摩擦时间,降低滑动摩擦时的压强。选用弹性模量小的材料作为摩擦片,以减小摩擦副表面的压力差,改善摩擦表面的冷却液流动情况和散热效率。对偶钢盘的结构,如花键数量、摩擦面积差异及钢盘厚度等因素对热弹性失稳也有一定的影响。

3 结 论

1)应用 ANSYS/LS-DYNA 软件能够较好地模拟湿式离合器摩擦副的热-结构耦合,实现瞬态三维温度、应力场分析。

2)摩擦副表面对流换热系数和摩擦副的相对滑动摩擦速度有关。

3)湿式离合器对偶钢盘在滑动摩擦过程中沿着轴向出现波浪形翘曲变形,摩擦面的应力应变和局部热点互相促进,进一步加剧轴向翘曲,造成对偶钢盘的局部热衰退和破坏。

参考文献:

- [1] ZAGRODZKI P, LAM K B, AIBAHKALI E, et al. Nonlinear transient behavior of a sliding system with frictionally excited thermoelastic instability[J]. *Journal of Tribology*, 2001, 123(4): 699-708.
- [2] AFFERRANTE L, CIAVARELLA M. A note on thermoelasto dynamic instability (TEDI) for a 1D elastic layer: force control[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2007, 44(5): 1380-1390.
- [3] AFFERRANTE L, CIAVARELLA M. Thermo-elastic dynamic instability (TEDI) in frictional sliding of two elastic half-spaces[J]. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 2007, 55(4): 744-764.
- [4] VOLDRICH J. Frictionally excited thermoelastic instability in disc brakes-transient problem in the full contact regime[J]. *Mechanical Sciences*, 2007, 49(2): 129-137.
- [5] BANSAL D G, STREATOR J L. A method for obtaining the temperature distribution at the interface of sliding bodies[J]. *Wear*, 2009, 266(7/8): 721-732.
- [6] JANG Y H, AHN S H. Frictionally-excited thermoelastic instability in functionally graded material[J]. *Wear*, 2007, 262(9/10): 1102-1112.
- [7] ZAGRODZKI P. Thermoelastic instability in friction clutches and brakes-transient modal analysis revealing mechanisms of excitation of unstable modes[J]. *International Journal of Solids and Structures*, 2009, 46(11/12): 2463-2476.
- [8] PANIER S, DUFRENOY P, WEICHERT D. An experimental investigation of hot spots in railway disc brakes[J]. *Wear*, 2004, 256(7/8): 764-773.
- [9] 蔡丹,魏宸官,宋文悦. 湿式摩擦离合器片翘曲变形研究[J]. *北京理工大学学报*, 2000, 20(4): 449-451. CAI DAN, WEI CHEN-GUAN, SONG WEN-YUE. Friction discs distortion phenomena in wet clutch[J]. *Journal of Beijing Institute of Technology*, 2000, 20(4): 449-451.
- [10] 王立勇,马彪,李和言,等. 湿式换挡离合器摩擦片磨损量计算方法的研究[J]. *中国机械工程*, 2008, 19(1): 14-17. WANG LI-YONG, MA BIAO, LI HE-YAN, et al. Research on wear calculation method for friction disc of wet shifting clutch[J]. *China Mechanical Engineering*, 2008, 19(1): 14-17.
- [11] 胡宏伟,周晓军,李雄兵,等. 基于最小二乘支持向量机的 AMT 离合器片表面温度预测[J]. *汽车工程*, 2008, 30(4): 335-339. HU HONG-WEI, ZHOU XIAO-JUN, LI XIONG-BING, et al. Prediction of the temperature on AMT clutch-disc surface based on LS-SVM[J]. *Automotive Engineering*, 2008, 30(4): 335-339.
- [12] BHUSHAN B. 摩擦学导论[M]. 葛世荣,译. 北京:机械工业出版社,2006:159-171.
- [13] NECATI OZISIK M. Heat transfer: a basic approach[M]. [S. l.]: McGraw-Hill Book Company, 1985.
- [14] LEE K. Numerical prediction of brake fluid temperature rise during braking and heat soaking[C]// *International Congress and Exhibition*, March 6-9, 1999, Detroit, MI, USA. [S. l.]: SAE, 1999: 36-48.
- [15] 齐鄂荣,曾玉红. 工程流体力学[M]. 武汉:武汉大学出版社,2005:98-102.
- [16] PODRATZTY A, BANSEMIR H. Design and experimental characterization of modern helicopters rotor brakes [J]. *Aerospace Science and Technology*, 2007, 11(5): 360-369.
- [17] JEN T C, NEMECEK D J. Thermal analysis of a wet-disk clutch subjected to a constant energy engagement[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51 (7/8): 1757-1769.

(编辑 张 芊)