



(12)发明专利申请

(10)申请公布号 CN 109299529 A

(43)申请公布日 2019.02.01

(21)申请号 201811062074.2

(22)申请日 2018.09.06

(71)申请人 中车青岛四方车辆研究所有限公司

地址 266031 山东省青岛市市北区瑞昌路
231号

(72)发明人 刘楠 金星 侯丹 王炳坤 王飞

(74)专利代理机构 青岛清泰联信知识产权代理
有限公司 37256

代理人 刘雁君

(51)Int.Cl.

G06F 17/50(2006.01)

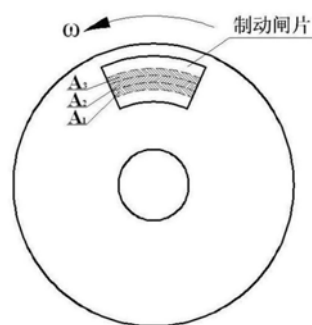
权利要求书3页 说明书9页 附图2页

(54)发明名称

大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法

(57)摘要

本发明涉及一种大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法,所述热结构耦合加载方法为位移梯度迭代法,包括摩擦热流径向加载方法和摩擦热流周向加载方法;即分别沿制动盘的径向和周向两个方向将每一研究区域内的循环内产生的摩擦热流进行不断迭代加载。采用位移梯度迭代法可有效解决因大尺寸制动盘/闸片左右区域宽度及其影响下的线速度径向差异引起的摩擦热流加载问题,以及接触面和非接触面的交替产生的温度梯度无法反映到热结构耦合模型的问题,准确求解制动盘表面各方向的温度场、应力场和变形量的瞬态分布情况,为复杂工况下大尺寸制动盘的设计中优化提供了理论支撑。



1. 一种大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法,所述热结构耦合加载方法为位移梯度迭代法,其特征在于,包括摩擦热流径向加载方法和摩擦热流周向加载方法;

所述摩擦热流径向加载方法:将制动盘与制动闸片的接触区域表面沿径向划分为若干个由单位摩擦作用单元组成的有限元区域,求解每一摩擦作用单元的热流密度加载式;

所述摩擦热流周向加载方法:在制动盘旋转方向的摩擦区域取单位研究区域,根据制动过程中的制动闸片相对于制动盘单位研究区域的位置,将单位研究区域分为多个阶段,求解各个阶段的摩擦热流加载式;

结合摩擦热流径向加载方法和摩擦热流周向加载方法,得到整个摩擦区域的位移梯度迭代法加载式。

2. 如权利要求1所述的大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法,其特征在于:所述摩擦热流径向加载方法具体包括以下步骤:

推导摩擦热流密度 q 与制动盘径向半径 r 的关系;

采用归一化思想求解分配系数 k 和每一摩擦作用单元的热流密度 q_i 。

3. 如权利要求2所述的大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法,其特征在于:推导出摩擦热流密度 q 与制动盘径向半径 r 的比例关系的计算方法为:

选定柱坐标系为参考系,可得摩擦热流密度为:

$$q(r, \theta, t) = \zeta \cdot \mu_{(r)} \cdot p(r, \theta, t) \cdot \omega(r, \theta, t) \cdot r \quad (1)$$

式中, $q(r, \theta, t)$ 为 t 时刻制动盘柱坐标下 (r, θ) 处传入的热流密度, ζ 为盘片间摩擦热分配比例, $\mu_{(r)}$ 为摩擦系数, $p(r, \theta, t)$ 为 t 时刻摩擦副的面压力, $\omega(r, \theta, t)$ 为 t 时刻制动盘角速度;

同一时刻 $\mu_{(r)}$ 、 $p(r, \theta, t)$ 、 $\omega(r, \theta, t)$ 为常量,由公式(1)可知,热流密度与径向半径 r 成正比,即 $q(r, \theta, t) \propto r$ 。

4. 如权利要求3所述的大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法,其特征在于:采用归一化思想求解分配系数 k 和每一摩擦作用单元的热流密度 q_i 的计算方法为:

单一摩擦单元作用单元热流密度公式为:

$$q_i = k \zeta p \mu_{(r)} \omega r \quad (2)$$

在制动过程的整个摩擦区域每一摩擦作用单元的总热流密度为:

$$\begin{aligned} \sum q &= q_1 + q_2 + \cdots + q_i + \cdots + q_n \\ &= k \zeta p \mu_{(r)} \omega \sum_{i=1}^{i=n} r_i \end{aligned} \quad (3)$$

由公式(3),求解分配系数 k ,即

$$k = \frac{\sum q}{\zeta p \mu_{(r)} \omega \sum_{i=1}^{i=n} r_i} \quad (4)$$

其中, ζ 为盘片间摩擦热分配比例, $\mu_{(r)}$ 为摩擦系数, p 为 t 时刻摩擦副的面压力, ω 为 t 时刻制动盘角速度;

由上述公式,求解每一摩擦作用的热流密度 q_i ,即:

$$q_i = \frac{\sum_{i=n} q}{\sum_{i=1} r_i} r_i \quad (5)$$

其中, q_i 为摩擦区域任意摩擦作用单元的热流密度; n 为有限元模型中摩擦区域在该时刻的有效摩擦面积上的单元数。

5. 如权利要求1至4所述的大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法, 其特征在于: 所述摩擦热流周向加载方法具体包括以下步骤:

根据制动闸片相对于制动盘单位研究区域的位置不同, 将每次循环分为即将滑入阶段、滑入阶段、完全进入阶段、滑出阶段和完全滑出阶段五个阶段;

求解即将滑入阶段的热流 Q_1 加载式;

求解滑入阶段的热流 Q_2 加载式;

求解完全进入阶段的热流 Q_3 加载式;

求解滑出阶段的热流 Q_4 加载式;

求解完全滑出阶段的热流 Q_5 加载式。

6. 如权利要求5所述的大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法, 其特征在于: 求解即将滑入阶段的热流 Q_1 加载式的计算方法为:

即将滑入阶段为制动盘未接触制动闸片时, 热交换仅包括区域对空气的热对流;

结合对流换热的牛顿冷却公式, 求解热流 Q_1 , 即

$$Q_1 = -h_c |T_{d1} - T_0| \cdot A \quad (6)$$

其中, Q_1 为即将滑入阶段的总热流, h_c 称为对流传热系数, T_{d1} 为制动盘研究区域平均温度, T_0 为环境温度, A 为研究区域的面积, 负号代表散热。

7. 如权利要求5所述的大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法, 其特征在于: 求解滑入阶段的热流 Q_2 加载式的计算方法为:

滑入阶段为制动盘研究区域部分区域与制动闸片接触, 热交换包括已接触区域的热传导和未接触区域的热对流;

由热流密度的边界热传导公式和对流换热的牛顿冷却公式, 求得各个区域的热流, 即

$$\begin{cases} Q_{2-1} = -\lambda_w (T_{d2} - T_{p2}) \cdot A_{2-1} \\ Q_{2-2} = -h_c |T_{d2} - T_0| \cdot A_{2-2} \end{cases} \quad (7)$$

由公式 (7), 求解热流 Q_2 , 即:

$$Q_2 = -\lambda_w (T_{d2} - T_{p2}) \cdot \Delta d \cdot \omega_2 \cdot t_2 - h_c |T_{d2} - T_0| \cdot \Delta d \cdot (1 - \omega_2 \cdot t_2) \quad (8)$$

其中, A_{2-1} 为滑入阶段已接触区域的面积, $A_{2-1} = \Delta d \cdot \omega_2 \cdot t_2$; A_{2-2} 为未接触区域的面积, $A_{2-2} = \Delta d \cdot (1 - \omega_2 \cdot t_2)$; λ_w 为边界热导率, T_{d2} 为制动盘研究区域平均温度, T_{p2} 制动闸片研究区域平均温度; Δd 为单位研究区域宽度, l 单位研究区域宽度; ω_2 为滑入阶段 t_2 时刻的角速度, T_0 为环境温度。

8. 如权利要求5所述的大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法, 其特征在于: 求解完全进入阶段的热流 Q_3 加载式的计算方法为:

完全进入阶段为制动盘研究区域与制动闸片完全接触, 热交换为区域对制动闸片的热传导; 由热流密度的边界热传导公式求得完全进入阶段的热流 Q_3 , 即:

$$Q_3 = -\lambda_w (T_{d3} - T_{p3}) \cdot A \quad (9)$$

其中, T_{d3} 为制动盘研究区域平均温度, T_{p3} 制动闸片研究区域平均温度, A 为研究区域的面积。

9. 如权利要求5所述的大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法, 其特征在于: 求解滑出阶段阶段的热流 Q_4 加载式的计算方法为:

滑出阶段为制动盘研究区域部分区域与制动闸片接触, 热交换为脱离接触对空气的热对流和未脱离接触区域对制动闸片的热传导;

由热流密度的边界热传导公式和对流换热的牛顿冷却公式, 求得滑出阶段的热流 Q_4 , 即:

$$Q_4 = -h_c |T_{d4} - T_0| \cdot \Delta d \cdot \omega_4 \cdot t_4 - \lambda_w (T_{d4} - T_{p4}) \cdot \Delta d \cdot (1 - \omega_4 \cdot t_4) \quad (10)$$

其中, T_{d4} 为制动盘研究区域平均温度, T_{p4} 制动闸片研究区域平均温度; Δd 为单位研究区域宽度, l 单位研究区域宽度; ω_4 为滑入阶段 t_4 时刻的角速度, T_0 为环境温度。

10. 如权利要求5所述的大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法, 其特征在于: 求解完全滑出阶段阶段的热流 Q_5 加载式的计算方法为:

完全滑出阶段为制动盘研究区域与制动闸片不接触, 热交换仅包括区域对空气的热对流;

由对流换热的牛顿冷却公式, 求得完全滑出阶段的热流 Q_5 , 即:

$$Q_5 = -h_c |T_{d5} - T_0| \cdot A \quad (11)$$

其中, T_{d5} 为制动盘研究区域平均温度, T_0 为环境温度, A 为研究区域的面积。

11. 如权利要求6-10所述的大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法, 其特征在于: 结合摩擦热流径向加载方法和摩擦热流周向加载方法, 得到整个摩擦区域的位移梯度迭代法加载式的具体方法为:

根据摩擦热流和热流密度的转换关系 $Q_i = \Sigma q \cdot A$, 将各个阶段的摩擦热流 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 、 Q_4 、 Q_5 计算公式代入公式(5)中, 得出整个摩擦区域的位移梯度迭代法的加载式, 即

$$\begin{cases} q_{i1} = -h_c |T_{d1} - T_0| \cdot \Gamma \\ q_{i2} = -\frac{\lambda_w (T_{d2} - T_{p2}) \cdot \Delta d \cdot \omega_2 \cdot t_2 + h_c |T_{d2} - T_0| \cdot \Delta d \cdot (1 - \omega_2 \cdot t_2)}{A} \cdot \Gamma \\ q_{i3} = -\lambda_w (T_{d3} - T_{p3}) \cdot \Gamma \\ q_{i4} = -\frac{h_c |T_{d4} - T_0| \cdot \Delta d \cdot \omega_4 \cdot t_4 + \lambda_w (T_{d4} - T_{p4}) \cdot \Delta d \cdot (1 - \omega_4 \cdot t_4)}{A} \cdot \Gamma \\ q_{i5} = -h_c |T_{d5} - T_0| \cdot \Gamma \\ \Gamma = \frac{r_i}{\sum_{i=1}^{i=n} r_i} \end{cases} \quad (12)$$

其中, q_{i1} 、 q_{i2} 、 q_{i3} 、 q_{i4} 、 q_{i5} 为整个摩擦区域各个阶段的摩擦热流密度。

大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法

技术领域

[0001] 本发明属于轨道车辆盘式制动器热结构耦合技术领域,尤其涉及一种大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法。

背景技术

[0002] 盘式制动器在现代轨道车辆、大型风力发电机组等高端装备中具有广泛应用,也是高速轨道车辆基础制动装置中最重要的执行部件,对列车的制动效能有直接影响。在制动过程中,制动闸片与制动盘接触时受到制动压力与摩擦阻力的共同作用,摩擦阻力做功产生大量的热能。由于在制动过程中摩擦副接触的不均匀性,实际接触面积小于理想接触面积且为非连续接触,这会加剧接触表面温度分布不均匀,进而加剧制动闸片和制动盘的发生热变形程度,直接影响接触状态和接触压力,从而影响摩擦热流输入强度,这种耦合行为导致摩擦材料热弹性不稳定(Thermoelastic Instability, TEI)。其中,制动过程摩擦生热产生的持续高温会使材料发生化学性质相变;摩擦热流作用产生的热应力会导致制动盘与闸片发生变形且易使摩擦材料热衰退,产生初始裂纹并加剧摩擦副表面刮削现象;制动盘/闸片形变和盘片上初始裂纹的影响会导致盘型制动器工作时产生一定频率的振动与噪声。

[0003] 温度场、应力场对盘式制动器的制动效能影响很大,并随制动器几何尺寸、速度及压力等载荷的增大TEI现象的影响加剧,二者的耦合分析是制动器设计和摩擦材料选择的重要理论依据,摩擦热流的加载是温度场模拟的关键技术。目前,现有的热结构耦合方法选取的研究对象尺寸较小,常忽略因制动盘/闸片作用区域宽度及其影响下的线速度径向差异,直接将摩擦热流均匀加载到制动闸片上。但高速轨道车辆基础制动装置中制动元件尺寸较大,制动盘/闸片作用区域宽度及其影响下的线速度径向差异明显;同时,盘式制动器在高速重载工况下,制动过程热效应比现有热结构耦合方法的假设工况复杂,在制动盘的旋转方向上,同一时刻与闸片的非接触区域远大于接触区域,这也会在制动过程中产生较大的温度梯度。

[0004] 对于运用于高速重载工况下的大尺寸盘式制动器的热结构耦合分析而言,采用目前的热结构耦合方法不能有效模拟此工况下温度场、应力和变形量的瞬态分布情况,这会造成在制动器设计过程中材料选择及结构优化的困难,影响制动产品的使用寿命,甚至在产品运用过程中留下安全隐患。因此,需要提出一种新的热结构耦合加载方法来解决该问题。

发明内容

[0005] 本发明在上述不足的基础上提供了一种大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法,采用该方法,可以有效模拟制动盘周向分布规律,有效求解制动盘表面各方向的温度场、应力场的瞬态分布情况,为复杂工况下的大尺寸盘式制动产品的设计优化提供理论支撑。

[0006] 为了实现上述目的,本发明提供了大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法,所述

大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法即位移梯度迭代法,包括摩擦热流径向加载方法和摩擦热流周向加载方法;

[0007] 所述摩擦热流径向加载方法为:在制动盘与制动闸片接触区域表面沿径向取单位摩擦作用单元,将盘片接触区表面划分为若干个由单位摩擦作用单元组成的有限元区域,将每一载荷子步的温度场、结构场分析数据以一定的分配系数带入有限元区域,求得每一摩擦单元的热流密度加载式;

[0008] 所述摩擦热流周向加载方法为:制动盘旋转方向的摩擦区域取单位研究区域,根据制动过程中的制动盘与闸片相对位置的不同,将单位研究区域分为多个阶段,求解各个阶段的摩擦热流加载式;

[0009] 结合摩擦热流径向加载方法和摩擦热流周向加载方法,得到整个摩擦区域的位移梯度迭代法加载式。

[0010] 优选的,所述摩擦热流径向加载方法具体包括以下步骤:

[0011] 推导出摩擦热流密度 q 与制动盘径向半径 r 的关系;

[0012] 采用归一化思想求解分配系数 k 和每一摩擦作用单元的热流密度 q_i 。

[0013] 优选的,推导出摩擦热流密度 q 与制动盘径向半径 r 的关系的计算方法为:

[0014] 选定柱坐标系为参考系,可得摩擦热流密度为:

$$[0015] \quad q(r, \theta, t) = \zeta \cdot \mu_{(t)} \cdot p(r, \theta, t) \cdot \omega(r, \theta, t) \cdot r \quad (1)$$

[0016] 式中, $q(r, \theta, t)$ 为 t 时刻制动盘柱坐标下 (r, θ) 处传入的热流密度, ζ 为盘片间摩擦热分配比例, $\mu_{(t)}$ 为摩擦系数, $p(r, \theta, t)$ 为 t 时刻摩擦副的面压力, $\omega(r, \theta, t)$ 为 t 时刻制动盘角速度;

[0017] 同一时刻 $\mu_{(t)}$ 、 $p(r, \theta, t)$ 、 $\omega(r, \theta, t)$ 为常量,由公式(1)可知,热流密度与径向半径 r 成正比,即 $q(r, \theta, t) \propto r$ 。

[0018] 优选的,采用归一化思想求解分配系数 k 和每一摩擦作用单元的热流密度 q_i 的计算方法为:

[0019] 单一摩擦单元作用单元热流密度公式为:

$$[0020] \quad q_i = k \zeta p \mu_{(t)} \omega r \quad (2)$$

[0021] 在制动过程的整个摩擦区域每一摩擦作用单元的总热流密度为:

$$[0022] \quad \begin{aligned} \Sigma q &= q_1 + q_2 + \cdots + q_i + \cdots + q_n \\ &= k \zeta p \mu_{(t)} \omega \sum_{i=1}^{i=n} r_i \end{aligned} \quad (3)$$

[0023] 由公式(3),求解分配系数 k ,即

$$[0024] \quad k = \frac{\Sigma q}{\zeta p \mu_{(t)} \omega} \cdot \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} r_i} \quad (4)$$

[0025] 由上述公式,求解每一摩擦作用的热流密度 q_i ,即:

$$[0026] \quad q_i = \frac{\sum_{i=n} q}{\sum_{i=1} r_i} r_i \quad (5)$$

[0027] 其中, q_i 为摩擦区域任意摩擦作用单元的热流密度; n 为有限元模型中摩擦区域在该时刻的有效摩擦面积上的单元数。

[0028] 优选的, 所述摩擦热流周向加载方式的具体包括以下步骤:

[0029] 根据制动闸片相对于制动盘研究区域的位置不同, 将每次循环分为即将滑入阶段、滑入阶段、完全进入阶段、滑出阶段和完全滑出阶段五个阶段;

[0030] 求解即将滑入阶段的热流 Q_1 加载式;

[0031] 求解滑入阶段的热流 Q_2 加载式;

[0032] 求解完全进入阶段的热流 Q_3 加载式;

[0033] 求解滑出阶段的热流 Q_4 加载式;

[0034] 求解完全滑出阶段的热流 Q_5 加载式。

[0035] 优选的, 求解即将滑入阶段的热流 Q_1 加载式的计算方法为:

[0036] 即将滑入阶段为制动盘未接触制动闸片时, 热交换仅包括区域对空气的热对流;

[0037] 结合对流换热的牛顿冷却公式, 求解热流 Q_1 , 即

$$[0038] \quad Q_1 = -h_c |T_{d1} - T_0| \cdot A \quad (6)$$

[0039] 其中, Q_1 为即将滑入阶段的总热流, h_c 称为对流传热系数, T_{d1} 为制动盘研究区域平均温度, T_0 为环境温度, A 为研究区域的面积, 负号代表散热。

[0040] 优选的, 求解滑入阶段的热流 Q_2 加载式的计算方法为:

[0041] 滑入阶段为制动盘研究区域部分区域与制动闸片接触, 热交换包括已接触区域的热传导和未接触区域的热对流;

[0042] 由热流密度的边界热传导公式和对流换热的牛顿冷却公式, 求得各个区域的热流, 即

$$[0043] \quad \begin{cases} Q_{2-1} = -\lambda_w (T_{d2} - T_{p2}) \cdot A_{2-1} \\ Q_{2-2} = -h_c |T_{d2} - T_0| \cdot A_{2-2} \end{cases} \quad (7)$$

[0044] 由公式 (7), 求解热流 Q_2 , 即:

$$[0045] \quad Q_2 = -\lambda_w (T_{d2} - T_{p2}) \cdot \Delta d \cdot \omega_2 \cdot t_2 - h_c |T_{d2} - T_0| \cdot \Delta d \cdot (1 - \omega_2 \cdot t_2) \quad (8)$$

[0046] 其中, A_{2-1} 为滑入阶段已接触区域的面积, $A_{2-1} = \Delta d \cdot \omega_2 \cdot t_2$; A_{2-2} 为未接触区域的面积, $A_{2-2} = \Delta d \cdot (1 - \omega_2 \cdot t_2)$; λ_w 为边界热导率, 负号表示与温度梯度方向相反; T_{d2} 为制动盘研究区域平均温度, T_{p2} 为制动闸片研究区域平均温度; Δd 为单位研究区域宽度, 1 单位研究区域宽度; ω_2 为滑入阶段 t_2 时刻的角速度, T_0 为环境温度, A 为研究区域的面积。

[0047] 优选的, 求解完全进入阶段的热流 Q_3 加载式的计算方法为:

[0048] 完全进入阶段为制动盘研究区域与制动闸片完全接触, 热交换为区域对制动闸片的热传导; 由热流密度的边界热传导公式求得完全进入阶段的热流 Q_3 , 即:

$$[0049] \quad Q_3 = -\lambda_w (T_{d3} - T_{p3}) \cdot A \quad (9)$$

[0050] 其中, T_{d3} 为制动盘研究区域平均温度, T_{p3} 为制动闸片研究区域平均温度, A 为研究区域的面积。

[0051] 优选的,求解滑出阶段阶段的热流 Q_4 加载式的计算方法为:

[0052] 滑出阶段为制动盘研究区域部分区域与制动闸片接触,热交换为已脱离接触区域对空气的热对流和未脱离接触区域对制动闸片的热传导;

[0053] 由热流密度的边界热传导公式和对流换热的牛顿冷却公式,求得滑出阶段的热流 Q_4 ,即:

$$[0054] \quad Q_4 = -h_c |T_{d4} - T_0| \cdot \Delta d \cdot \omega_4 \cdot t_4 - \lambda_w (T_{d4} - T_{p4}) \cdot \Delta d \cdot (1 - \omega_4 \cdot t_4) \quad (10)$$

[0055] 其中, T_{d4} 为制动盘研究区域平均温度, T_{p4} 制动闸片研究区域平均温度; Δd 为单位研究区域宽度, l 单位研究区域宽度; ω_4 为滑入阶段 t_4 时刻的角速度, T_0 为环境温度。

[0056] 优选的,求解完全滑出阶段阶段的热流 Q_5 加载式的计算方法为:

[0057] 完全滑出阶段为制动盘研究区域与制动闸片不接触,热交换仅包括区域对空气的热对流;

[0058] 由对流换热的牛顿冷却公式,求得完全滑出阶段的热流 Q_5 ,即:

$$[0059] \quad Q_5 = -h_c |T_{d5} - T_0| \cdot A \quad (11)$$

[0060] 其中, T_{d5} 为制动盘研究区域平均温度, T_0 为环境温度, A 为研究区域的面积。

[0061] 优选的,结合摩擦热流径向加载方法和摩擦热流周向加载方法,得到整个摩擦区域的位移梯度迭代法加载式的具体方法为:

[0062] 根据摩擦热流和热流密度的转换关系 $Q_i = \sum q \cdot A$,将各个阶段的摩擦热流 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 、 Q_4 、 Q_5 计算公式代入公式(5)中,得出整个摩擦区域的位移梯度迭代法的加载式,即

$$[0063] \quad \begin{cases} q_{i1} = -h_c |T_{d1} - T_0| \cdot \Gamma \\ q_{i2} = -\frac{\lambda_w (T_{d2} - T_{p2}) \cdot \Delta d \cdot \omega_2 \cdot t_2 + h_c |T_{d2} - T_0| \cdot \Delta d \cdot (1 - \omega_2 \cdot t_2)}{A} \cdot \Gamma \\ q_{i3} = -\lambda_w (T_{d3} - T_{p3}) \cdot \Gamma \\ q_{i4} = -\frac{h_c |T_{d4} - T_0| \cdot \Delta d \cdot \omega_4 \cdot t_4 + \lambda_w (T_{d4} - T_{p4}) \cdot \Delta d \cdot (1 - \omega_4 \cdot t_4)}{A} \cdot \Gamma \\ q_{i5} = -h_c |T_{d5} - T_0| \cdot \Gamma \\ \Gamma = \frac{r_i}{\sum_{i=1}^n r_i} \end{cases} \quad (12)$$

[0064] 其中, q_{i1} 、 q_{i2} 、 q_{i3} 、 q_{i4} 、 q_{i5} 为整个摩擦区域各个阶段的摩擦热流密度。

[0065] 与现有技术相比,本发明的优点和积极效果在于:

[0066] (1) 本发明采用位移梯度迭代法可有效解决因制动盘/闸片作用区域宽度及其影响下的线速度径向差异引起的摩擦热流加载问题,以及接触面和非接触面的交替产生的温度梯度无法反映到热结构耦合模型的问题,有效模拟制动盘周向分布规律,可准确求解制动盘表面各方向的温度场,应力场,变形量的瞬态分布情况,为复杂工况下的大尺寸盘型制动产品的设计优化提供理论支撑。

[0067] (2) 通过细分制动过程中每一次循环摩擦热流加载差异,可有效避免高转速、大载荷有限元模型的求解过程中因接触面耦合迭代子步载荷条件跨度过大导致的不收敛问题,提高了模型的求解效率。

[0068] (3) 本本发明的位移梯度迭代法适用工况广泛,可结合有限元分析软件中各类热分析、热结构耦合分析单元进行热载荷加载应用。

附图说明

[0069] 图1为本发明的摩擦热流径向加载方法示意图;

[0070] 图2为本发明的摩擦热流周向加载方法示意图;

[0071] 图3为本发明的不同阶段等效运动示意图。

具体实施方式

[0072] 以下结合附图对本发明的具体实施方式进行进一步的描述。

[0073] 本发明提供了一种大尺寸盘式制动器热结构耦合加载方法,可以应用于轨道车辆制动器设计,为位移梯度迭代法。位移梯度迭代法选取了两个维度以位移梯度划分研究区域,分别为沿制动盘的半径方向(径向)和沿制动盘的旋转方向(周向),同时将每一研究区域的循环内的摩擦热流进行不断迭代加载,使热结构耦合模型准确反应各物理场的瞬态分布趋势。

[0074] 根据轨道列车的实际工况,作如下假设:(1)假设制动盘以角速度 ω 逆时针旋转运动,制动闸片固定不动;(2)接触界面为理想界面,制动盘与闸片之间的摩擦系数不变,忽略磨损影响;(3)盘、片界面对应点温度相同,摩擦热流在制动盘和闸片中根据摩擦副材料性质自然分配;(4)制动过程中忽略辐射散热;(5)制动盘与闸片的材料为各向同性材料,由于单次紧急制动时间较短,材料热物理参数不随温度变化。

[0075] 位移梯度迭代法包括摩擦热流径向加载方法和摩擦热流周向加载方法,具体包括以下步骤:

[0076] (1)摩擦热流径向加载,求得每一摩擦单元的热流密度 q_i ;

[0077] 根据实际工况,假设制动盘以角速度 ω 逆时针旋转运动,制动闸片固定不动。如图1所示,在制动盘与闸片接触区区域表面沿径向依次A1、A2、A3线区域(宽度为 Δd)为单位摩擦作用单元,可以看出A1、A2、A3区域在同一时刻滑动摩擦距离递增产生速度梯度,径向热流密度分布不均;将整个盘面接触区域表面划分为若干个由单位摩擦作用单元组成的有限元区域,将每一载荷子步的温度场、结构场分析数据以一定的分配系数带入有限元区域,求得每一摩擦单元的热流密度加载式;具体方式为:

[0078] 选用柱坐标选定柱坐标系为参考系,可得摩擦热流密度为:

$$[0079] \quad q(r, \theta, t) = \zeta \cdot \mu_{(t)} \cdot p(r, \theta, t) \cdot \omega(r, \theta, t) \cdot r \quad (1)$$

[0080] 式中, $q(r, \theta, t)$ 为t时刻制动盘柱坐标下 (r, θ) 处传入的热流密度, ζ 为盘片间摩擦热分配比例, $\mu_{(t)}$ 为摩擦系数, $p(r, \theta, t)$ 为t时刻摩擦副的面压力, $\omega(r, \theta, t)$ 为t时刻制动盘角速度;

[0081] 同一时刻 $\mu_{(t)}$ 、 $p(r, \theta, t)$ 、 $\omega(r, \theta, t)$ 为常量,由公式(1)可知,热流密度与径向半径 r 成正比,即 $q(r, \theta, t) \propto r$ 。

[0082] 由此,单一摩擦作用单元热流密度公式为:

$$[0083] \quad q_i = k \zeta p \mu_{(T_i)} \omega r \quad (2)$$

[0084] 其中,k为分配系数,分配系数表示在一定温度下,处于平衡状态时,组分在固定相中的浓度和在流动相中的浓度之比;分配系数k与组分、流动相和固定相的热力学性质有关,也与温度、压力有关。

[0085] 在制动过程的整个摩擦区域每一摩擦作用单元的总热流密度为:

$$[0086] \quad \begin{aligned} \sum q &= q_1 + q_2 + \cdots + q_i + \cdots + q_n \\ &= k \zeta p \mu_{(T_i)} \omega \sum_{i=1}^{i=n} r_i \end{aligned} \quad (3)$$

[0087] 由公式(3),求解分配系数k,即

$$[0088] \quad k = \frac{\sum q}{\zeta p \mu_{(T_i)} \omega} \cdot \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=n} r_i} \quad (4)$$

[0089] 由公式(2)(4),求解每一摩擦作用的热流密度 q_i ,即:

$$[0090] \quad q_i = \frac{\sum q}{\sum_{i=1}^{i=n} r_i} r_i \quad (5)$$

[0091] 其中, q_i 为摩擦区域任意摩擦作用单元的热流密度;n为有限元模型中摩擦区域在该时刻的有效摩擦面积上的单元数。

[0092] (2) 摩擦热流周向加载,求解各个阶段的热流 Q_i ;

[0093] 根据大尺寸盘式制动器运用的实际制动工况,制动过程的热传递方式主要包括制动盘、制动闸片本体材料内部及表面接触区域的热传导;制动盘非接触区域主要传热方式为与周围空气的热对流。

[0094] 如图2所示,在任意时间段内取制动盘从位置1旋转到位置2所构成的摩擦区域为单位研究区域,即制动盘逆时针旋转过程中与制动闸片接触的区域,可以看出区域内包含了制动盘/闸片相互作用的一个完整的热传递过程。

[0095] 选取如图2(d)所示的制动盘在半径为 r_i 且通过研究区域的圆环线单元(宽度为 Δd),假设制动闸片线单元以初始线速度 v 滑入单位研究区域并在圆环线单元上做匀减速循环直线运动,即旋转位移等效为滑动位移。因此,根据制动闸片相对于制动盘研究区域的位置不同,将每次循环分为即将滑入阶段、滑入阶段、完全进入阶段、滑出阶段和完全滑出阶段五个阶段,如图2(e)所示。整个循环阶段包括对空气的热对流和对制动闸片的热传导,分别求解分阶段的热流 Q 。

[0096] 热流密度的边界热传导公式:

$$[0097] \quad q = -\lambda_w \frac{\partial T}{\partial n} \quad (6)$$

[0098] 式中, λ_w 为边界热导率; $\frac{\partial T}{\partial n}$ 为边界外法线方向上的温度梯度,负号表示传热方向与温度梯度方向相反;

[0099] 对流换热的牛顿冷却公式:

$$[0100] \quad q = -h_c \Delta T \quad (7)$$

[0101] 式中, h_c 称为对流传热系数, ΔT 为流体和固体表面的温差, 负号表示传热方向与温度梯度方向相反;

[0102] ①即将滑入阶段的热流 Q_1 加载式;

[0103] 即将滑入阶段为制动盘未接触制动闸片时, 热交换仅包括区域对空气的热对流; 假设环境温度 T_0 恒定, 结合公式 (7), 求解热流 Q_1 , 即

$$[0104] \quad Q_1 = -h_c |T_{d1} - T_0| \cdot A \quad (8)$$

[0105] 其中, Q_1 为即将滑入阶段的总热流, T_{d1} 为制动盘研究区域平均温度, T_0 为环境温度, A 为研究区域的面积, 负号代表散热。

[0106] ②滑入阶段的热流 Q_2 加载式;

[0107] 如图3(a)所示, 滑入阶段为制动盘研究区域部分区域与制动闸片接触, 热交换包括已接触区域的热传导和未接触区域的热对流;

[0108] 由公式 (6)、(7), 分别求得各个区域的热流, 即

$$[0109] \quad \begin{cases} Q_{2-1} = -\lambda_w (T_{d2} - T_{p2}) \cdot A_{2-1} \\ Q_{2-2} = -h_c |T_{d2} - T_0| \cdot A_{2-2} \end{cases} \quad (9)$$

$$[0110] \quad \begin{cases} A_{2-1} = \Delta d \cdot \omega_2 \cdot t_2 \\ A_{2-2} = \Delta d \cdot (l - \omega_2 \cdot t_2) \end{cases} \quad (10)$$

[0111] 其中, Q_{2-1} 为已接触区域热流, Q_{2-2} 为未接触区域热流, A_{2-1} 为滑入阶段已接触区域的面积, A_{2-2} 为未接触区域的面积, T_{d2} 为制动盘研究区域平均温度, T_{p2} 制动闸片研究区域平均温度; Δd 为单位研究区域宽度, l 单位研究区域宽度; ω_2 为滑入阶段 t_2 时刻的角速度, T_0 为环境温度。

[0112] 结合公式 (9)、(10), 求解热流 Q_2 , 即:

$$[0113] \quad Q_2 = Q_{2-1} + Q_{2-2} = -\lambda_w (T_{d2} - T_{p2}) \cdot \Delta d \cdot \omega_2 \cdot t_2 - h_c |T_{d2} - T_0| \cdot \Delta d \cdot (l - \omega_2 \cdot t_2) \quad (11)$$

[0114] ③完全进入阶段的热流 Q_3 加载式;

[0115] 完全进入阶段为制动盘研究区域与制动闸片完全接触, 热交换为区域对制动闸片的热传导; 由热流密度的边界热传导公式 (6) 求得完全进入阶段的热流 Q_3 , 即:

$$[0116] \quad Q_3 = -\lambda_w (T_{d3} - T_{p3}) \cdot A \quad (12)$$

[0117] 其中, T_{d3} 为制动盘研究区域平均温度, T_{p3} 制动闸片研究区域平均温度, A 为研究区域的面积。

[0118] ④滑出阶段阶段的热流 Q_4 加载式;

[0119] 如图3(b)滑出阶段为制动盘研究区域部分区域与制动闸片接触, 热交换为已脱离接触区域对空气的热对流和未脱离接触区域对制动闸片的热传导;

[0120] 由公式 (6)、(7), 分别求得各个区域的热流, 即

[0121]

$$\begin{cases} Q_{4-1} = -h_c |T_{d4} - T_0| \cdot A_{4-1} \\ Q_{4-2} = -\lambda_w (T_{d4} - T_{p4}) \cdot A_{4-2} \end{cases} \quad (13)$$

[0122]

$$\begin{cases} A_{4-1} = \Delta d \cdot \omega_4 \cdot t_4 \\ A_{4-2} = \Delta d \cdot (l - \omega_4 \cdot t_4) \end{cases} \quad (14)$$

[0123] 其中, Q_{4-1} 为已接触区域热流, Q_{4-2} 为未接触区域热流, A_{4-1} 为已脱离接触区域的面积, A_{4-2} 为未脱离接触区域的面积, T_{d3} 为制动盘研究区域平均温度, T_{p4} 制动闸片研究区域平均温度; Δd 为单位研究区域宽度, l 单位研究区域宽度; ω_4 为滑出阶段 t_4 时刻的角速度, T_0 为环境温度。

[0124] 结合公式 (13)、(14), 求得滑出阶段的热流 Q_4 , 即:

$$[0125] \quad Q_4 = Q_{4-1} + Q_{4-2} = -h_c |T_{d4} - T_0| \cdot \Delta d \cdot \omega_4 \cdot t_4 - \lambda_w (T_{d4} - T_{p4}) \cdot \Delta d \cdot (l - \omega_4 \cdot t_4) \quad (15)$$

[0126] ⑤完全滑出阶段阶段的热流 Q_5 加载式;

[0127] 完全滑出阶段为制动盘研究区域与制动闸片不接触, 热交换仅包括区域对空气的热对流;

[0128] 由对流换热的牛顿冷却公式 (7), 求得完全滑出阶段的热流 Q_5 , 即:

$$[0129] \quad Q_5 = -h_c |T_{d5} - T_0| \cdot A \quad (16)$$

[0130] 其中, T_{d5} 为制动盘研究区域平均温度, T_0 为环境温度, A 为研究区域的面积。

[0131] (3) 结合摩擦热流径向加载方法和摩擦热流周向加载方法, 得到整个摩擦区域的位移梯度迭代法加载式;

[0132] 根据摩擦热流和热流密度的转换关系 $Q_i = \Sigma q \cdot A$, 将各个阶段的摩擦热流 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 、 Q_4 、 Q_5 计算公式代入热流密度 q_i 公式 (5) 中, 得出整个摩擦区域的位移梯度迭代法的加载式, 即

[0133]

$$\begin{cases} q_{i1} = -h_c |T_{d1} - T_0| \cdot \Gamma \\ q_{i2} = -\frac{\lambda_w (T_{d2} - T_{p2}) \cdot \Delta d \cdot \omega_2 \cdot t_2 + h_c |T_{d2} - T_0| \cdot \Delta d \cdot (l - \omega_2 \cdot t_2)}{A} \cdot \Gamma \\ q_{i3} = -\lambda_w (T_{d3} - T_{p3}) \cdot \Gamma \\ q_{i4} = -\frac{h_c |T_{d4} - T_0| \cdot \Delta d \cdot \omega_4 \cdot t_4 + \lambda_w (T_{d4} - T_{p4}) \cdot \Delta d \cdot (l - \omega_4 \cdot t_4)}{A} \cdot \Gamma \\ q_{i5} = -h_c |T_{d5} - T_0| \cdot \Gamma \\ \Gamma = \frac{r_i}{\sum_{i=1}^{i=n} r_i} \end{cases} \quad (17)$$

[0134] 其中, q_{i1} 、 q_{i2} 、 q_{i3} 、 q_{i4} 、 q_{i5} 为整个摩擦区域各个阶段的摩擦热流密度。

[0135] 本实施例假设条件合理, 结合实际工况, 可准确求解制动盘表面各个方向的温度

场、应力场、变形量的瞬态分布情况,可结合有限元分析中的各类热分析、热结构耦合分析单元进行热载荷加载,应用广泛。

[0136] 以上所述,仅是本发明的较佳实施例而已,并非是对本发明作其它形式的限制,任何熟悉本专业的技术人员可能利用上述揭示的技术内容加以变更或改型为等同变化的等效实施例应用于其它领域,但是凡是未脱离本发明技术方案内容,依据本发明的技术实质对以上实施例所作的任何简单修改、等同变化与改型,仍属于本发明技术方案的保护范围。

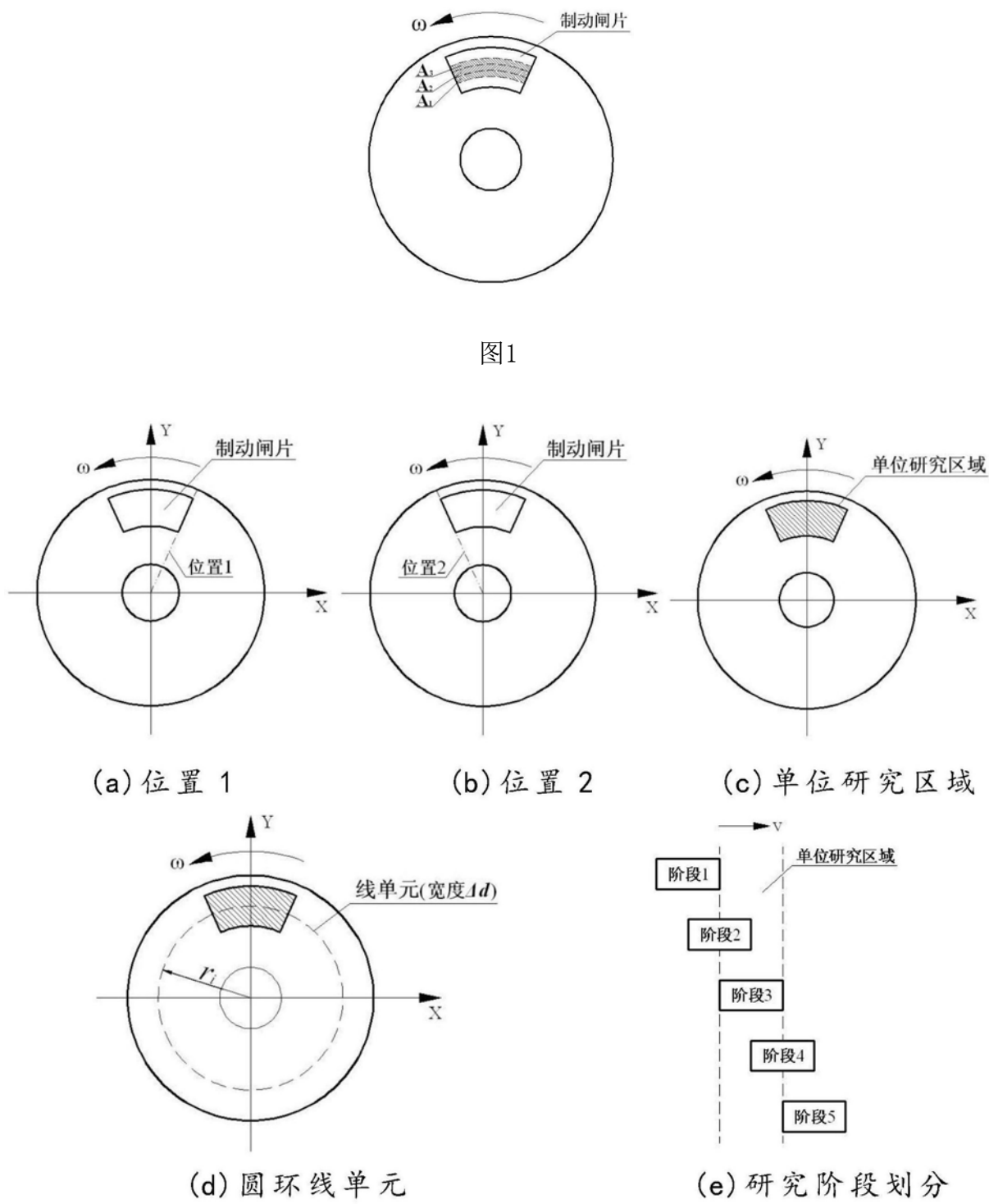


图2



图3