

文章编号: 1000-5862(2016)02-0153-09

紧急制动工况下汽车通风盘式 制动器瞬态温度场分布的研究

简弃非, 吴 昊

(华南理工大学机械与汽车工程学院, 广东 广州 510640)

摘要: 以某乘用车前轮采用的通风盘式制动器为研究对象, 建立其热-结构耦合的3维有限元分析模型。在此基础上采用直接耦合法对该通风盘式制动器在紧急制动工况下的瞬态温度场进行仿真分析, 获得整个通风式制动盘和摩擦片在紧急制动过程中温度场的分布情况及变化特性。结果显示: 在整个紧急制动过程中, 制动盘温度场的分布不是轴对称的, 其在径向、周向及轴向3个方向上均存在着一定的温度梯度; 制动盘的最高温度出现在1.91 s, 最高温度为227.1℃。同时对该通风盘式制动器进行了与仿真分析相同制动工况下的台架试验, 所获得的实验结果与仿真计算结果基本一致, 从而验证了仿真分析的有效性, 为通风盘式制动器的设计及优化提供了理论基础。

关键词: 通风盘式制动器; 有限元; 温度场; 台架试验

中图分类号: U 663.5 **文献标志码:** A **DOI:** 10.16357/j.cnki.issn1000-5862.2016.02.09

0 引言

汽车制动是利用制动器摩擦副间的相互摩擦将行驶汽车的动能转化为热能并扩散到周围的环境中, 由此来降低汽车的行驶速度^[1]。盘式制动器由于制动稳定、可控性强且能提供较大范围的制动力矩等特点而被广泛应用于汽车的制动中^[2], 其中通风式制动盘因带有通风槽和散热加强筋以便空气的流通, 从而提高了制动盘的散热性能, 因此为盘式制动器所广泛采用。R. Limpert^[3]指出, 通常情况下通风式制动盘的对流换热系数是普通实心制动盘的2倍。在制动过程中, 汽车90%的动能将由制动器转化为热能, 且其中大部分热量被制动盘所吸收, 随后由制动盘通过对流散热传递给周围的空气中。随着汽车的最高车速不断提高, 汽车在紧急制动过程中将会产生大量的热量并在短时间内作用于制动盘中, 从而导致制动盘过热及由此产生的其它负面影响已成为汽车制动系统在紧急制动时最主要的问题。因此制动盘的散热性能对于制动过程中制动器的稳定性是至关重要的。一个具有良好散热性能的制动盘能够避免制动器由于过热所产生的一些问题, 如局部“热点”的产生、制动过程中的“热衰退”

现象、热应力导致的疲劳裂纹以及由热变形所导致的热抖动等。为了确保制动器的稳定性, 对其在制动过程中的瞬态温度场进行分析是有必要的。R. Limpert等^[4]针对普通实心式灰铸铁制动盘在制动过程中出现的破裂等现象进行了研究, 其研究结果揭示在单次紧急制动过程中制动盘中所产生的热压应力超过了其材料的屈服强度时, 就会导致制动盘表面出现开裂现象。文献[5-6]对比了车辆中所采用的实心式制动盘与通风式制动盘在制动过程中的热特性, 此研究结果显示对于通风式制动盘其径向的通风槽在制动过程中对整个制动盘的冷却方面起着非常大的作用。S. B. Park等^[7]对盘面开有螺旋形凹槽的汽车通风式制动盘进行了研究, 结果显示相比于普通的通风式制动盘其散热性能有明显的增强效果。S. S. Kang等^[8]为了研究通风式制动盘通风道的几何形状对其摩擦表面温度特性的影响, 采用商用有限元分析软件 ANSYS Workbench 建立通风式制动盘和普通实心式制动盘的3维几何模型及有限元模型, 并对二者在制动过程中的热变形及热应力进行了分析。文献[9]提出了用于确定制动盘摩擦表面接触温度分布的理论模型, 采用有限元方法来确定普通实心式制动盘的温度分布情况。M. Duzgun等^[10]采用有限元法分析了3种具有不同几何结构

收稿日期: 2015-12-15

基金项目: 国家自然科学基金(50930005)和广东省工程研究技术中心建设(2012B070800008)资助项目

作者简介: 简弃非(1963-), 男, 湖南邵阳人, 教授, 博士, 博士生导师, 主要从事动力机械、制冷工程及燃料电池等方向的研究。

特征的通风式制动盘在制动过程中的热特性,并同普通的实心式制动盘进行了对比。

本文以某乘用车前轮所采用的通风盘式制动器为研究对象,采用热-结构直接耦合法来获取其在紧急制动工况下温度场的分布特点及变化特性,同时对其进行了相同工况下的台架试验,并将实验结果同数值计算结果进行对比。

1 通风盘式制动器的物理模型

1.1 通风盘式制动器 3 维模型的建立

图 1 为所研究的通风盘式制动器的通风盘和摩擦片的实物图以及根据其实际尺寸所建立的 3 维几何模型。

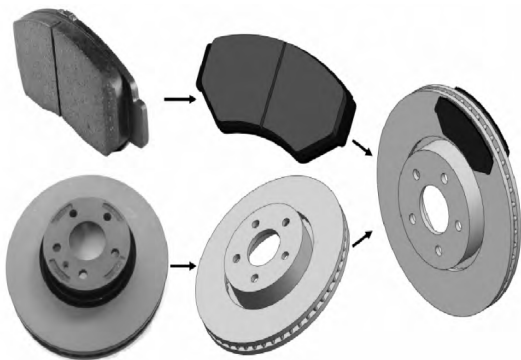


图 1 通风式制动盘与摩擦片的实物图及相应的 3 维几何模型

1.2 通风盘式制动器 3 维模型的简化

汽车制动时,对于盘式制动器而言其所产生的摩擦热几乎全部由制动盘和摩擦片所吸收,因此制动盘和摩擦片是整个制动器在制动过程中最主要的升温部件。故本文对通风盘式制动器在紧急制动时的瞬态温度场的分析主要针对这 2 个部件进行,在不影响分析和计算结果的前提下,对通风式制动盘散热筋的圆角以及摩擦片金属背板的吊耳等处的结构进行了适当的简化,这些简化的结构对整个制动盘瞬态温度场的分析影响较小,图 2 为简化后的通风式制动盘及摩擦片的 3 维几何模型。

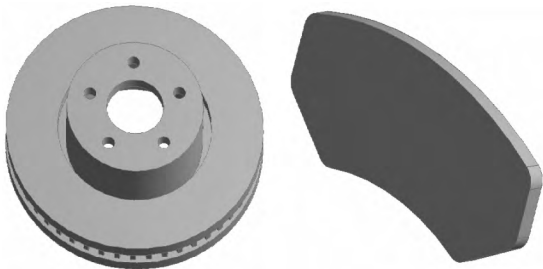


图 2 简化后的通风式制动盘和摩擦片

2 通风盘式制动器的有限元模型

2.1 模型的基本假设

采用热-结构直接耦合法对通风盘式制动器在紧急制动工况下的瞬态温度场进行分析,而在实际过程中其瞬态温度场会受到许多因素的影响,在尽量符合制动器实际工作状况的前提下忽略一些影响较小的因素,因此在进行分析前作如下的基本假设^[11-13]:

- 1) 在进行分析时,不考虑车辆在制动过程中可能出现的车轮抱死拖滑或边滚边滑的状态,即假设车轮处于纯滚动状态,其滑移率为 0;
- 2) 假设整个制动过程中作用于摩擦片上的压力是恒定且为均匀分布的;
- 3) 假设构成制动盘和摩擦片的材料均为各向同性的弹性材料;
- 4) 在进行分析时,不考虑制动过程中摩擦片及制动盘的磨损;
- 5) 考虑到热辐射对整个制动盘瞬态温度场的影响较小且计算复杂,并且紧急制动过程的时间通常非常短暂,故在此分析时不考虑热辐射的影响。

2.2 通风盘式制动器 3 维模型有限元网格划分

基于 ANSYS 有限元分析软件,并采用热-结构直接耦合法来对通风盘式制动器的瞬态温度场进行分析,因此必须采用热-结构耦合单元来进行分析。由于制动盘在分析过程涉及到角度的转动,故采用支持大位移转动的 SOLID 226 耦合单元。进行网格划分时,需要选择合适的网格单元尺寸,在保证问题求解计算精度的前提下,尽可能节约计算成本,而热-结构耦合问题是一个高度的非线性问题,在其计算过程中需要反复进行迭代,如果网格太密会导致计算时间较长,且计算结果的精度也不会因此而得到很大的提高。图 3 所示即为划分好网格的通风式制动盘及摩擦片。

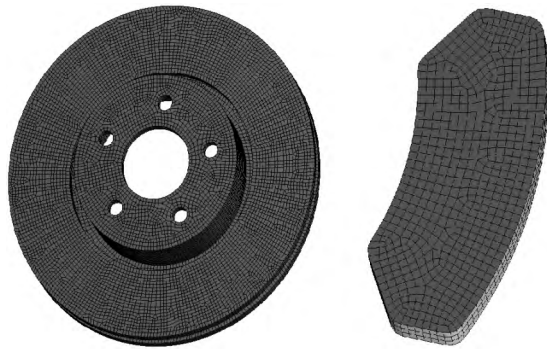


图 3 通风式制动盘和摩擦片的有限元网格模型

3 相关计算参数及边界条件的确定

3.1 通风盘式制动器结构尺寸及材料参数

本文所研究的通风式制动盘的材料为 HT250 , 而摩擦片的材料为树脂基复合材料. 由相关文献 [14-15] 可得这 2 种材料的热物性参数, 对于 HT250 其密度 $\rho=7\,220\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$,泊松比 $\nu=0.3$, 其它热物性参数如表 1 所示. 对于树脂基复合材料, 其密度 $\rho=1\,550\text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$,泊松比 $\nu=0.25$,其它热物性参数如表 2 所示.

表 1 制动盘的热物性能参数

导热系数 $k/$ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	比热容 $c/$ ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)	热膨胀系数 $\alpha/$ ($10^{-6}\cdot\text{K}^{-1}$)	弹性模量 $E/(\text{GPa})$
48.46	503	4.39	105

表 2 通风盘式制动器摩擦副材料的特性

特性参数	温度/ $^{\circ}\text{C}$			
	25	100	200	300
导热系数 $k/(\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	0.90	1.10	1.20	1.15
比热容 $c/(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1})$	1\,200	1\,250	1\,295	1\,320
热膨胀系数 $\alpha/(10^{-6}\cdot\text{K}^{-1})$	10	18	30	32
弹性模量 $E/(\text{GPa})$	2.20	1.30	0.53	0.32

3.2 制动工况及制动压力的确定

主要针对紧急制动工况下汽车通风盘式制动器瞬态温度场的分布情况, 故假设汽车以 $V_0=100\text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ 的初始速度进行一次紧急制动直至汽车完全停止, 并根据相关参数计算得到制动盘的角速度以及作用于摩擦片的制动压力随制动时间的关系式:

$$P(t)=4\times10^6(1-e^{-20t/3.274}),$$
$$\omega(t)=69.44-22.32(t+\frac{3.274}{20}e^{-20t/3.274}-3.274/20).$$

(1)

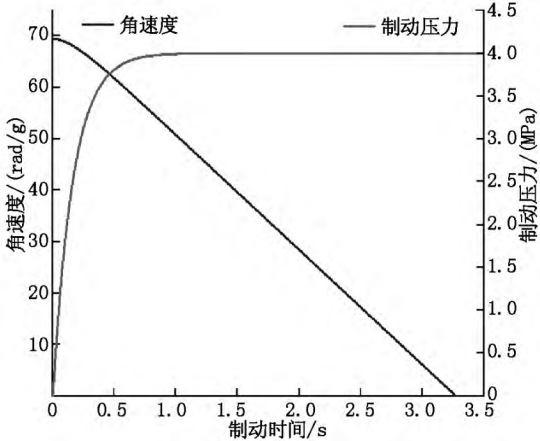


图 4 制动压力及制动盘角速度随时间的变化曲线

图 4 即为紧急制动工况下制动盘的角速度及制动压力随制动时间的变化曲线.

3.3 热流分配系数及对流换热系数的确定

汽车制动时其大部分的动能将由制动器转化为摩擦热量, 对盘式制动器而言, 这些热量将按照一定的比例分配到制动盘和摩擦片中. 由文献 [16-17] 可知对于制动时间较为短暂的情况可将制动盘和摩擦片看作是半无限大的平面, 则 2 者间摩擦热的分配比率可由下式计算得

$$\lambda=q''_d/q''_p=(\rho_d C_d k_c/\rho_p C_p k_p)^{1/2},$$

其中 λ 为热流分配比率, 下标 d 和 p 分别表示制动盘和摩擦片, ρ 表示物体的密度, C 表示物体的比热容, k 表示物体的导热系数.

当车辆制动时, 不同制动时刻制动盘表面的对流换热系数是不同的, 而对流换热系数是固体表面特有的性质, 其与物体的几何特性、表面粗糙度、空气的流动特性及方式等有密切关系. 对于所研究的通风式制动盘而言, 其几何特性及表面粗糙度是确定的, 因此在整个制动过程中, 制动盘表面的对流换热系数仅与周围空气的流动特性有关. 由文献 [3] 可知, 制动时制动盘表面的对流换热系数可由下列经验公式计算得

$$h_c=\begin{cases}0.04(k_a/d_0)\text{Re}^{0.8}, & \text{Re}>2.4\times10^5, \\0.70(k_a/d_0)\text{Re}^{0.55}, & \text{Re}\leq2.4\times10^5,\end{cases}\quad(2)$$

其中 k_a 表示空气的导热系数, 单位为 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$, d_0 为制动盘的外径, 单位为 m , Re 为雷诺数. 将相关参数代入 (2) 式可得

$$h_c=\begin{cases}8.534\omega^{0.55}, & \omega\leq34.5, \\4.453\omega^{0.8}, & \omega>34.5,\end{cases}\quad(3)$$

其中 ω 为制动盘的角速度. 将 (1) 式代入 (3) 式可得到制动过程中对流换热系数与制动时间的关系:

$$h_c=\begin{cases}4.453(69.44-22.32\cdot(t+0.1637e^{-0.1637t}-0.1637))^{0.8}, & t\leq1.6032, \\8.534(69.44-22.32\cdot(t+0.1637e^{-0.1637t}-0.1637))^{0.55}, & t>1.6032.\end{cases}\quad(4)$$

将 (4) 式所得到的对流换热系数与时间的关系进行线性拟合, 则可得

$$h_c=134.76-40.036t.$$

图 5 为由 (4) 式所得到的通风式制动盘表面对流换热系数与制动时间的关系曲线以及经过线性拟合后的直线关系曲线. 而对于安装在制动钳体内的摩擦片而言, 其表面的对流换热系数在整个制动过程中可认为是不变的, 并可按有限空间内物体表面的对流换热系数进行计算 [18], 通常 $h=5.3\text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$.

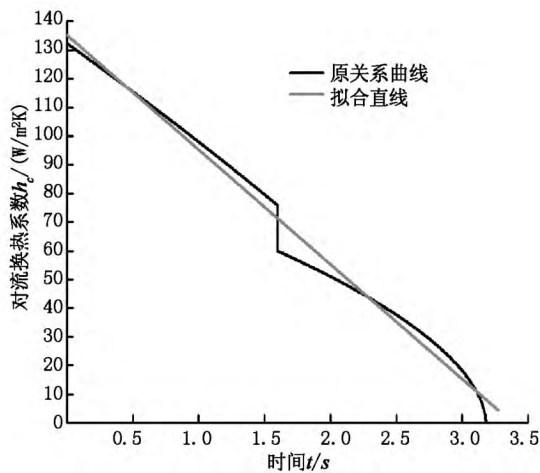


图5 对流换热系数与制动时间的关系曲线及拟合直线

4 仿真结果的分析及讨论

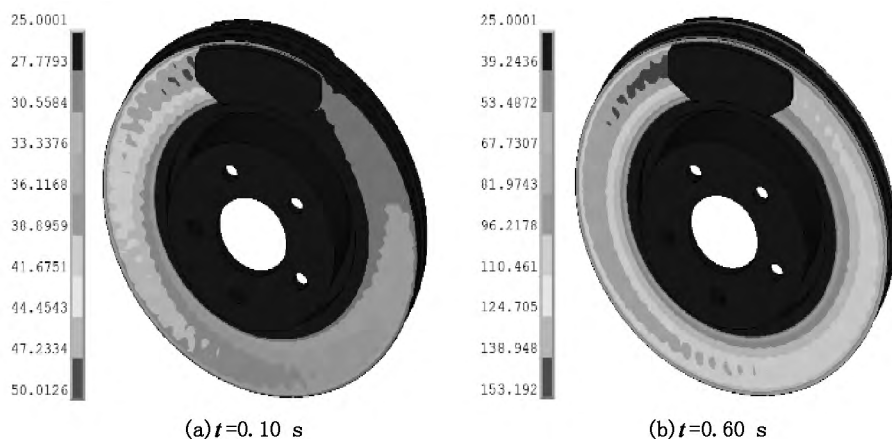
4.1 通风盘式制动器温度场分布特性

模拟汽车以 $100 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$ 的初始速度进行一次紧急制动直至停车, 整个制动时间为 3.27 s 。图6为紧急制动过程中整个通风盘式制动器不同制动时刻温度场的分布云图, 单位为 $^{\circ}\text{C}$ 。

由图6可以看到, 整个通风盘式制动器在紧急制动过程中总体的温度变化趋势呈现先迅速增加, 随着制动的进行略有下降的趋势。在 $t = 1.91 \text{ s}$ 时整个通风盘式制动器的温度达到最大值, 其最高温度为 227.1°C 。随后温度开始有所下降。产生这种温度变化趋势的主要原因是由于在制动初期摩擦片与制动盘所产生的摩擦热流的作用要远大于对流散热的作用, 因此制动前期整个通风盘式制动器的温度迅速上升。随着制动的进行, 对流散热的影响开始逐渐大于摩擦热流的作用, 所以整个制动器的温度开始

逐渐下降, 且在整个紧急制动过程中制动盘温度场的分布并不是呈现轴对称的。温度在径向方向上、周向方向上以及轴向方向上都存在一定的温度梯度, 但相对于径向和轴向2个方向, 周向上的温度差较小。此外在整个制动过程中通风盘温度场的分布呈现为摩擦表面的温度远高于内部温度, 这主要是由于高度旋转的制动盘同摩擦片发生摩擦时, 摩擦表面的生热速率远大于热量在制动盘内部传导的速度, 使得大量的热量积累在摩擦表面, 从而导致制动盘摩擦表面的温度急剧上升。为了更加详细了解通风盘摩擦表面径向方向温度的变化情况, 本文选取制动盘一侧摩擦表面径向方向上部分节点进行分析和研究, 其节点的具体编号如图7所示。其中1、6号节点分别位于摩擦区域的外侧和内侧, 2、5号节点则分别为摩擦区域与内外侧交界处的节点, 3、4号节点为摩擦区域内的节点。

图8即为上述径向6个节点的温度随制动时间的变化曲线。由图8可知对于摩擦区域内的节点, 其温度随制动时间的变化曲线呈现“锯齿”状, 其“锯齿”的间隔在制动初期较小, 随着制动的进行间隔也越来越大, 且在整个制动过程中温度曲线的总体变化趋势呈现先上升随后略有下降情况。这主要是由于摩擦区域内的温度同时受到摩擦热流以及对流散热的共同作用所造成的。而对于摩擦区域外的节点, 其温度在整个制动过程中呈现逐渐上升的趋势, 这是由于摩擦区域外的节点在整个制动过程中主要是依靠摩擦区域内传递的热量来实现温度的升高, 其中对于1号节点, 由于距离摩擦区域非常近, 也会受到轻微的摩擦热流的作用, 因此其温度曲线也呈轻微的“锯齿”状。为了更详细研究制动盘温度沿轴向的分布特性, 选取4号节点所在处轴向方向上的节点进行分析, 其具体各节点的编号如图7所示。

图6 不同制动时刻制动器温度场的分布云图($^{\circ}\text{C}$)

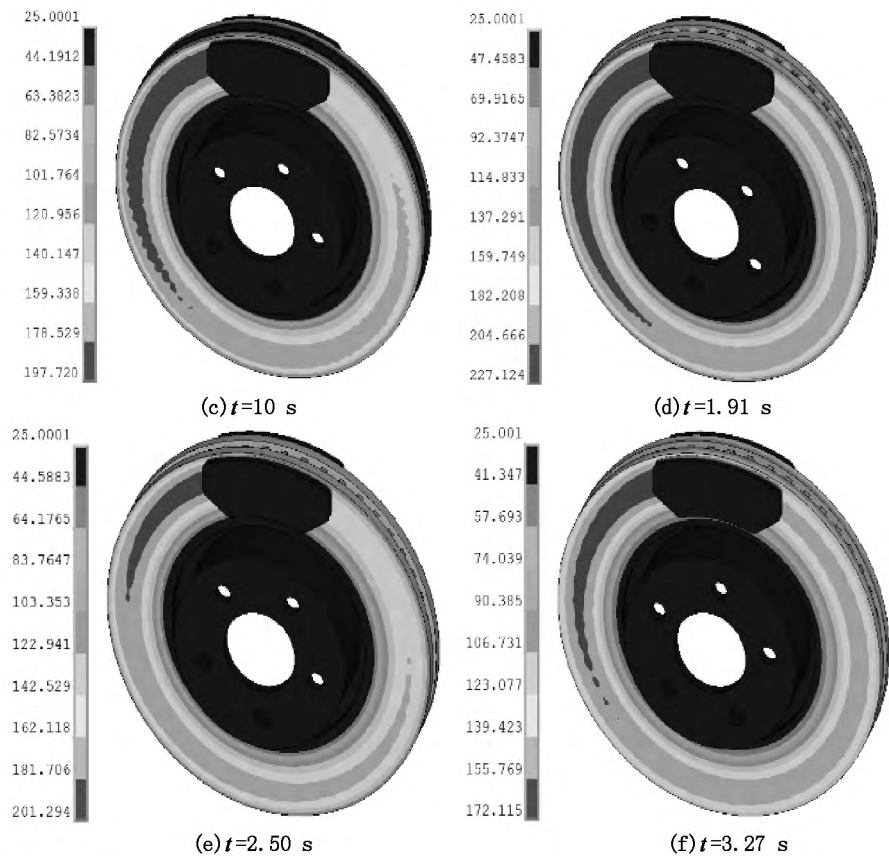


图 6(续)

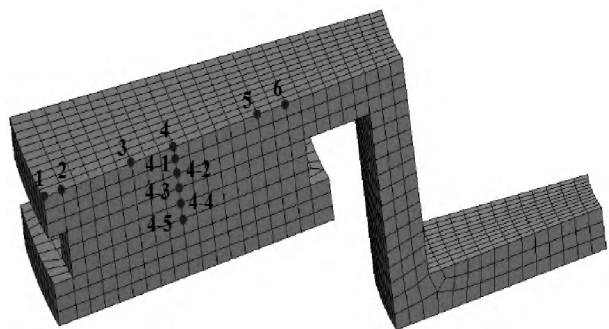


图 7 通风式制动盘摩擦表面径向节点的编号图

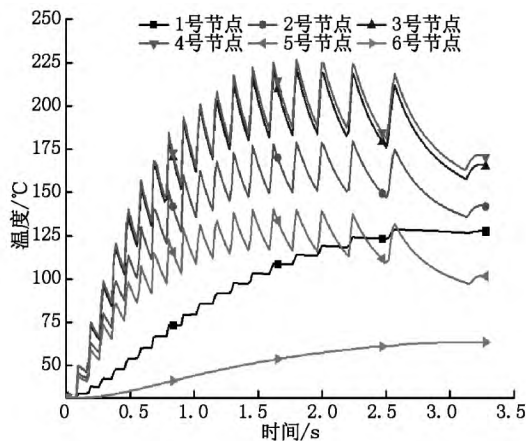


图 8 径向各节点温度随制动时间的变化

图 9 为 4 号节点及其所对应的轴向方向上各节

点温度随制动时间的变化曲线. 由图 9 可以看到, 制动盘表面节点的温度要远高于其内部节点的温度, 其中 4 号节点与 4-5 号节点之间的最大温差达到了 178°C . 对于制动盘轴向内部的节点, 由于没有受到摩擦热流的直接冲击作用, 且没有与空气接触, 因而无对流换热的影响, 其只受到制动盘内部热传导的影响, 因此轴向内部节点的温度在整个制动过程中呈现持续升高的趋势, 其中对于 4-1 号节点同 1 号节点相类似, 由于距离摩擦表面较近, 会受到轻微摩擦热流的作用, 所以其节点温度的变化曲线也呈轻微的“锯齿”状.

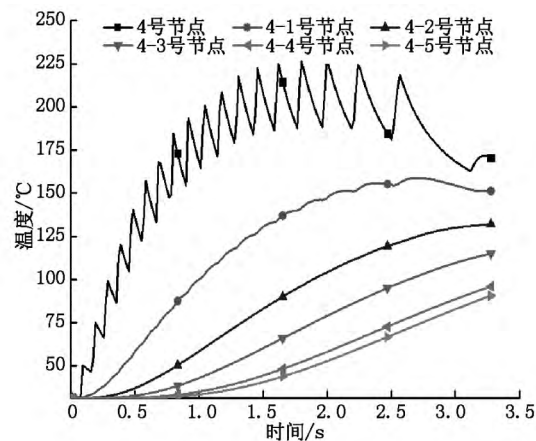
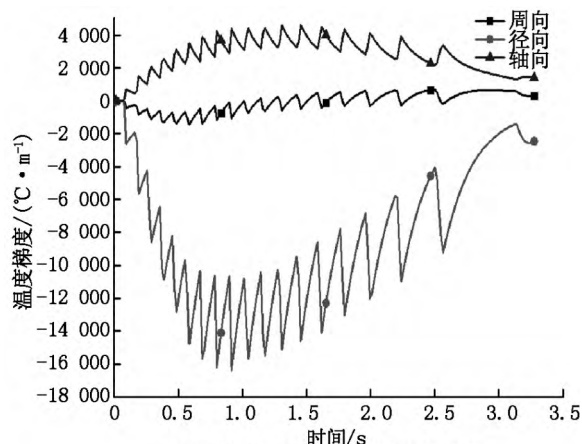


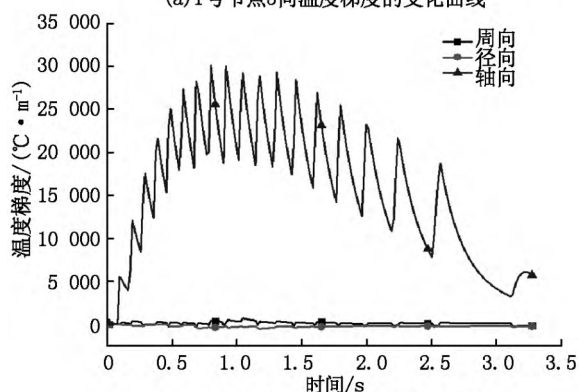
图 9 制动盘轴向节点温度随制动时间的变化曲线

4.2 通风式制动盘温度梯度的分布特性

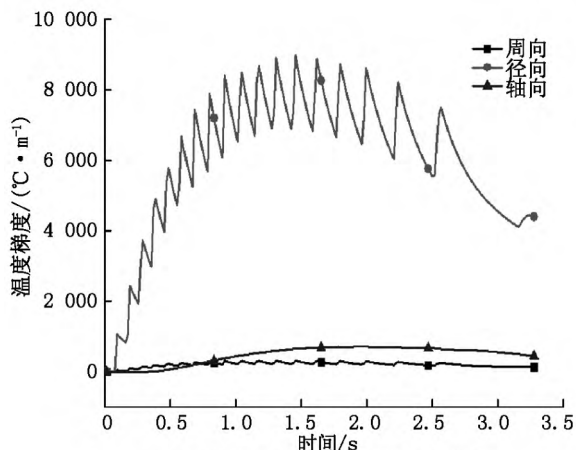
由通风式制动盘在整个紧急制动过程中的温度场分布云图可知,其温度的分布在径向、周向以及轴向 3 个方向上都存在一定的温度梯度,因此为了更加详细了解通风式制动盘摩擦表面温度梯度的分布情况,针对摩擦表面可分为摩擦区域外环、摩擦区域以及摩擦区域内环,分别选取图 7 所示的 1 号、4 号以及 6 号节点来研究其在紧急制动过程中 3 个方向温度梯度的变化情况.图 10 中的 (a)、(b)、(c)、(d) 所示分别为 1、4、6 号节点 3 个方向的温度梯度以及 3 个节点的等效温度梯度随时间的变化曲线.



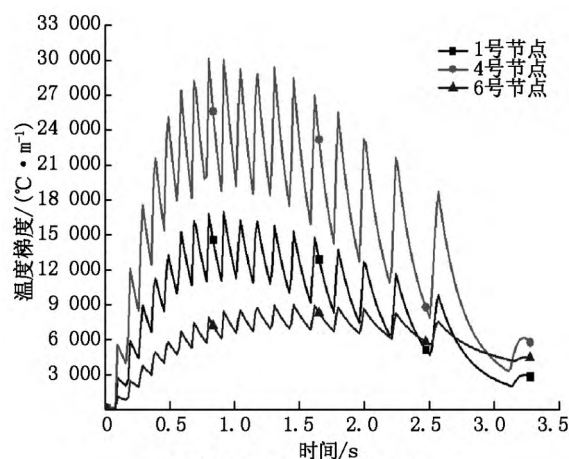
(a) 1号节点3向温度梯度的变化曲线



(b) 4号节点3向温度梯度的变化曲线



(c) 6号节点3向温度梯度的变化曲线



(d) 3节点等效温度梯度的变化曲线

图 10 各节点的 3 向温度梯度及等效温度梯度的变化曲线

由图 10 可知,通风式制动盘的摩擦表面上各点在径向、周向以及轴向 3 个方向上均存在着一定的温度梯度.对于摩擦区域外的 1 号和 6 号节点,其最大的温度梯度发生在径向方向上,且要远大于周向和轴向 2 个方向的温度梯度.对于摩擦区域内的 4 号节点,最大的温度梯度发生在轴向方向上,产生这一现象的主要原因是由于 1 号节点和 6 号节点位于摩擦区域外部,没有摩擦热流的直接作用,而摩擦区域内的 4 号节点由于承受着巨大的摩擦热流作用,其温度的变化速度远大于摩擦区域外部的节点,所以导致 1 号和 6 号节点径向的温度梯度较大;此外对于 4 号节点由于表面的热流作用远大于内部轴向的热传导作用,因此其最大温度梯度发生在轴向上,且对比 1、4、6 号节点的等效温度梯度可以发现,摩擦区域内节点的等效温度梯度远大于摩擦区域外的等效温度梯度.

5 试验的验证

为了对仿真分析的结果进行验证,对所研究的通风盘式制动器进行了与仿真计算相同工况下的制动器台架试验.在制动盘的径向方向上布置了 5 个测温点以获取各点的温度值.图 11 为 5 个测温点温度的实测值与相应有限元仿真计算值的对比图及二者之间的误差变化曲线.

由图 11 可以看到,由于在进行制动器台架试验时是采用预埋热电偶的方式来测量各点的温度的,其热电偶的布置位置距离摩擦表面有一定的距离,因此各点的实测温度变化曲线同图 9 中的 4-1 号节点一样呈现轻微的“锯齿”状.通过各点的实测温度值与仿真计算值的对比可知,温度的实测值与仿真值的最大误差出现在 1 号点,其最大误差为 14°C ,

且各点温度的平均误差均在 $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ 以内, 试验结果验证了仿真计算的可靠性.

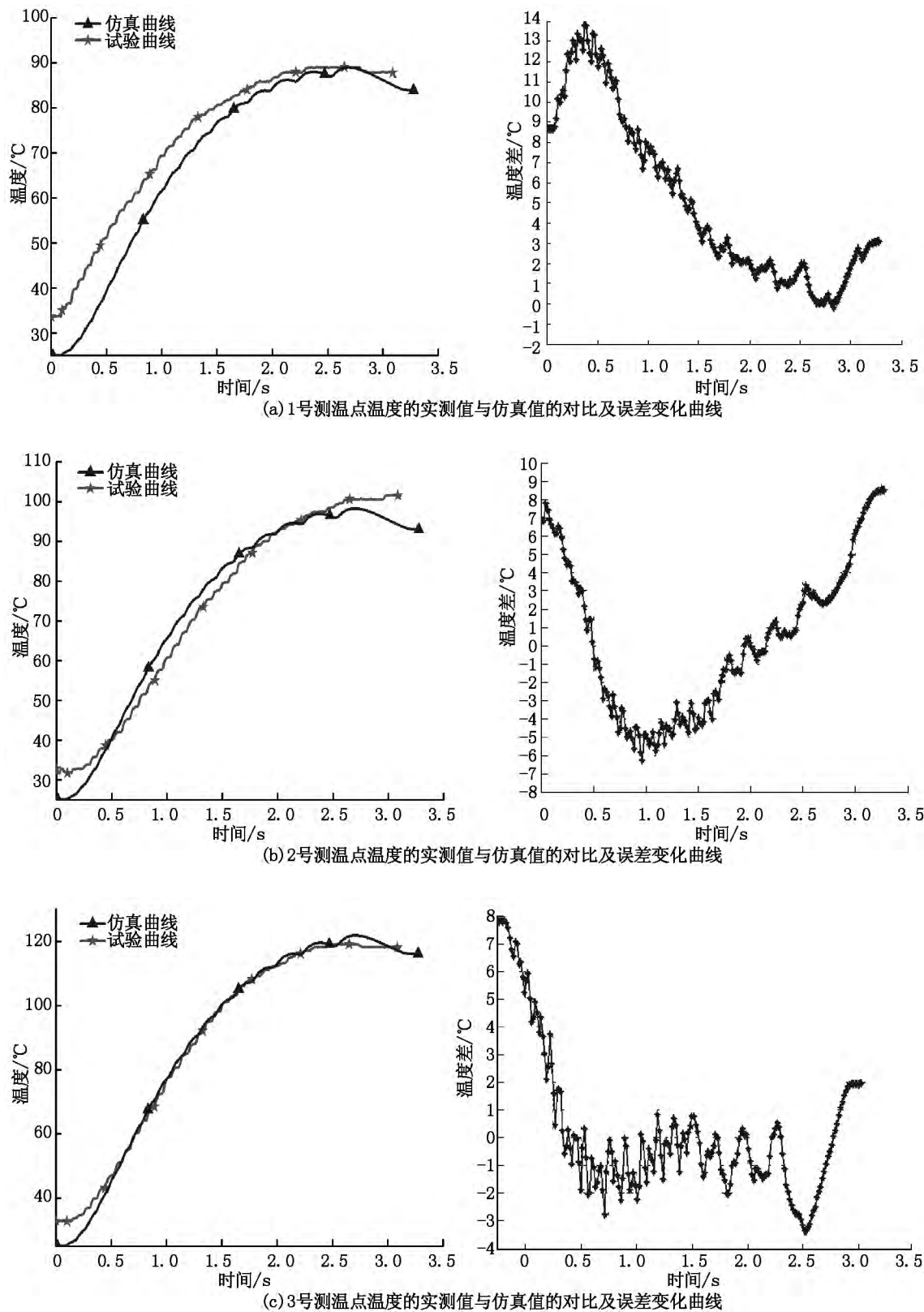


图 11 各测温点的实测温度与相应点的仿真计算温度对比图

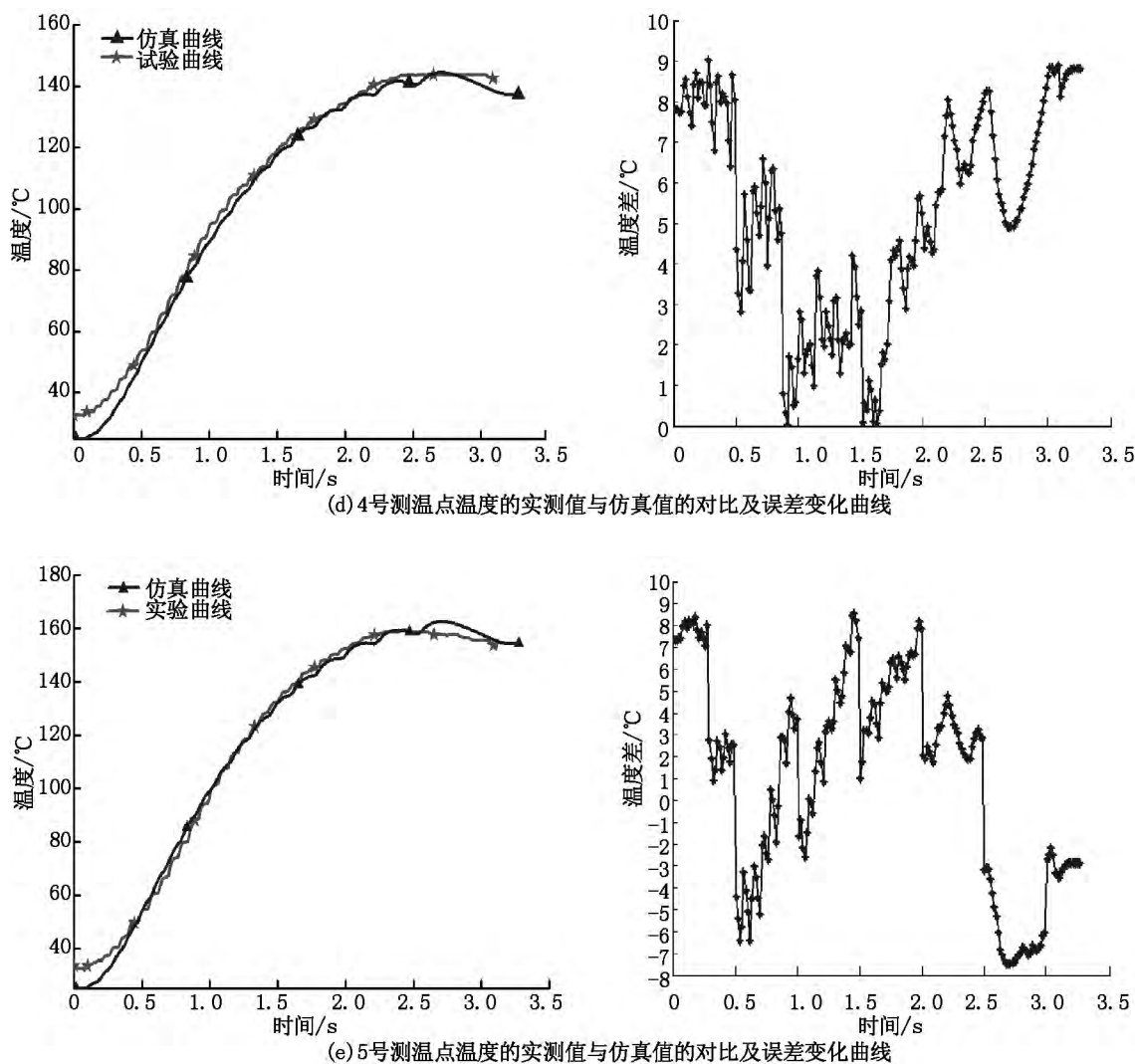


图 11(续)

6 结论

本文采用热-结构直接耦合法对汽车通风盘式制动器在紧急制动工况下的瞬态温度场进行分析, 通过对其温度场的分布特点及变化特性的分析可知: 在紧急制动的初始阶段制动盘的温度迅速上升, 随着制动的持续, 制动盘的温度上升逐渐变缓慢, 在制动后期温度略有下降。在整个制动过程中, 制动器在 $t = 1.91\text{ s}$ 时温度达到最大值, 最高温度为 $227.1\text{ }^{\circ}\text{C}$; 在整个制动过程中, 通风式制动盘温度场的分布呈明显的局部特征, 在径向、周向以及轴向上均存在一定的温度梯度, 其中周向上的温度梯度相比于径向和轴向较小。对于摩擦区域的点其最大温度梯度发生在轴向方向上, 而对于非摩擦区域的点其径向上的温度梯度要远大于轴向上的温度梯度。同时对所研究的通风盘式制动器进行了与仿真分析相同制动工况下的台架试验, 通过对比所获得的实验数

据和仿真计算结果, 证明了本文仿真分析的正确性及有效性, 为今后通风盘式制动器的优化设计提供了理论基础。

7 参考文献

- [1] Milenkovic P D. The influence of brake pads thermal conductivity on passenger car brake system efficiency [J]. Thermal Science 2010, 14(suppl): 221-230.
- [2] Ghadimi B, Sajedi R, Kowsary F. 3D investigation of thermal stresses in a locomotive ventilated brake disc based on a conjugate thermo-fluid coupling boundary condition [J]. International Communications in Heat and Mass Transfer 2013, 49: 104-109.
- [3] Limpert R. Brake design and safety [M]. 2nd ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers Inc, 1999.
- [4] Limpert R. An investigation of thermal conditions leading to surface rupture of cast iron rotors [J]. Sae Technical Paper, 1972, 2(1): 18-24.
- [5] Ali Belhocine, Mostefa Bouchetara. Thermomechanical

- modeling of dry contacts in automotive disc brake [J]. Thermal Science 2012 60: 161-170.
- [6] Ali Belhocine ,Mostefa Bouchetara. Thermal analysis of a solid brake disc [J]. Apply Thermal Engineering ,2012 , 32: 59-67.
- [7] Park S B ,Lee K S ,Lee D H. An investigation of local heat transfer characteristics in a ventilated disc brake with helically fluted surfaces [J]. Mechanical Science and Technology 2007 21(12) : 2178-2187.
- [8] Kang S S ,Cho S K. Thermal deformation and stress analysis of disk brakes by finite element method [J]. Mechanical Science and Technology 2012 26(7) : 2133-2137.
- [9] Gao Chenhui ,Lin Xiezhao. Transient temperature field analysis of a brake in a non-axisymmetric three-dimensional model [J]. Materials Processing Technology ,2002 ,129 (1/2/3) : 513-517.
- [10] Duzgun M. Investigation of thermal-structural behaviors of different ventilation application on brake discs [J]. Mechanical Science and Technology 2012 26(1) : 235-240.
- [11] 刘莹,胡育勇,任奇锋,等. 基于 ANSYS 汽车盘式制动器温度场和热应力数值模拟 [J]. 南昌大学学报: 工科版 2013 35(3) : 276-281.
- [12] 金晓行. 盘式制动器温度场研究 [D]. 合肥: 合肥工业大学 2007.
- [13] 苏海赋. 盘式制动器热-机耦合有限元分析 [D]. 广州: 华南理工大学 2011.
- [14] 黄武全,符旭,吴明苏,等. 汽车材料 [M]. 北京: 机械工业出版社 2011.
- [15] Bagnoli F ,Dolce F ,Bernabei M. Thermal fatigue cracks of fire fighting vehicles gray iron brake discs [J]. Engineering Failure Analysis 2009 16(1) : 152-163.
- [16] Friedrich K ,Flock J ,Varadi K et al. Numerical and finite element contact and thermal analysis of real composite-steel surfaces in sliding contact [J]. Wear ,1999 ,225 (4) : 368-379.
- [17] Kennedy F E. Surface temperatures in sliding systems: A finite element analysis [J]. Journal of Tribology ,1981 , 103(1) : 90-96.
- [18] 杨世铭,陶文铨. 传热学 [M]. 4 版. 北京: 高等教育出版社 2006: 1-395.

The Analysis of Ttransient Temperature Field Distribution of Vehicle Ventilated Disc Brake under Emergency Braking Condition

JIAN Qifei ,WU Hao

(College of Mechanical and Automobile Engineering ,South China University of Technology ,Guangzhou Guangdong 510640 ,China)

Abstract: The ventilated disc brake which used in a passenger vehicle front wheel as the research object is set ,its thermal-structure coupled three-dimensional finite element analysis model is set up. Then direct coupling method is adopt to simulate the transient temperature field of ventilated disc brake under emergency braking condition on the basis of model ,eventually the distribution and change characteristics of temperature field of ventilated brake disc and pad in emergency braking are gotten. The results show that the temperature field distribution of brake disc is not axial symmetry in emergency braking ,there are certain temperature gradient in radial ,circumferential and axial three directions. The highest temperature of the brake disc appeared in 1.91 s ,the highest temperature is 227.1 °C. Meanwhile the ventilated disc brake bench test is carried on under the brake condition as same as the simulation analysis ,the obtained experimental result basic consistent with the result of the simulation calculation ,thus the validity of the simulation analysis is verified ,and a theoretical basis for design and optimization of ventilated disc brake is provided.

Key words: ventilated disc brake; the finite element; temperature field; bench test

(责任编辑: 王金莲)