

研
究
开
发T·JK4 加强型车辆减速器制动钳
疲劳强度分析

郭富强, 吴 丹, 商跃进, 王 红

(兰州交通大学 机电工程学院, 甘肃 兰州 730070)



作者简介: 郭富强 (1985-), 男, 硕士研究生, 主要从事机车车辆零部件疲劳可靠性及 CAD/CAE 研究。

摘 要: 计算分析了 T·JK4 加强型车辆减速器制动钳的载荷工况, 用有限元分析方法对其进行了静强度分析, 用 ORE B12/RP17 研究报告提供的方法将多轴应力转化成单轴应力后进行了疲劳强度分析, 并对制动钳进行了疲劳强度试验。结果表明: 试验结果和分析结果基本一致, 制动钳的强度和疲劳寿命均满足要求。

关键词: 车辆减速器; 制动钳; 有限元分析; 疲劳强度

中图分类号: U260.35; U270.35 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-128X(2011)02-0028-03

Fatigue Strength Analysis of Reducer Brake Caliper of Enhanced Car T·JK4

GUO Fu-qiang, WU Dan, SHANG Yue-jin, WAGN Hong

(School of Mechatronic Engineering, Lanzhou Jiaotong University, Lanzhou, Gansu 730070, China)

Abstract: This paper has calculated and analyzed the load condition of reducer brake caliper of enhanced car T·JK4. The static strength of brake caliper has been analyzed by using finite element analysis. The fatigue strength has been analyzed by the method provided by ORE B12/RP17 research report and the fatigue strength of brake caliper has also been tested. The results show that the test results and analysis results are basically the same and both the fatigue strength and fatigue life are meeting the requirements of relevant standards.

Key words: car reducer; brake caliper; finite element analysis; fatigue strength

0 引言

车辆减速器是驼峰编组站的主要调速设备。T·JK4 型车辆减速器是气动重力式减速器, 制动钳组是其主要受力部件之一。现场使用经验表明该型车辆减速器的制动钳容易产生断裂^[1]。为满足重载货运的要求, 避免在使用中出现断裂而造成重大损失, 天津铁路信号厂将其改进成为 T·JK4 加强型车辆减速器。为了验证 T·JK4 加强型车辆减速器制动钳的强度, 本文运用有限元分析方法, 对减速器制动钳进行了静强度分析和疲劳强度分析, 为结构优化提供相关参数。为了验证分析的正确性, 对制动钳进行了疲劳试验验证。

1 载荷工况及评定方法

车辆减速器工作时有 3 种工作位置: 缓解位置、工作位置和制动位置^[2]。在缓解位置和制动位置时, 制

钳只受自身的重力, 受力很小, 可以忽略。因此, 对制动钳的受力分析只考虑工作位置时的 3 种工况: 静载荷工况、正常工况和超常工况。其中正常工况是在静载工况的基础上根据文献[3]乘以动载荷系数。静载工况和正常工况下的强度评价标准为

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] \quad (1)$$

超常工况是制动钳在非正常情况下出现的最大载荷工况。超常工况等于静载工况乘以超常工况时的动载荷系数, 其强度评定标准为

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_s \quad (2)$$

式中: σ_s 为材料的屈服极限。

计算载荷时侧压力由以下公式^[2]求得

$$F = \frac{1}{2} K q Q \quad (3)$$

式中: K 为减速器杠杆比; q 为附加制动力系数; Q 为轮重。

将该制动钳各参数代入式 (3) 得各工况受力, 如表 1 所示。

收稿日期: 2010-11-06

表1 制动钳各工况下的受力 kN

工况名称	重力	侧压力
静载荷工况	62.50	235.80
正常工况	81.25	306.50
超常工况	106.25	400.90

2 有限元模型及分析

利用 Solidworks 三维设计软件建立制动外钳的实体模型, 在建模过程中对强度分析影响不大的部位进行适当简化。由于外钳是对称结构, 故取二分之一结构建立有限元模型^[4]。运用大型有限元软件 ANSYS 对模型进行离散和计算, 结构离散采用 SOLID92 三维实体单元, 材料为 ZG270-500, 弹性模量 $E=1.72\times10^{11}$ Pa, 泊松比 $\mu=0.3$ ^[5]。对关键部位进行网格细分处理, 结构共离散出 195 475 个单元, 312 532 个节点^[6], 如图 1 所示。

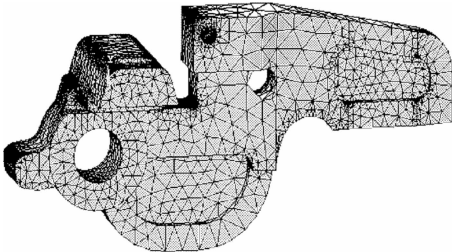


图1 制动钳有限元模型

对称面上施加对称约束; 制动钳主轴孔处模拟主轴约束, 施加径向和周向约束。在制动钳与制动轨接触平面施加侧压力 $0.5F$, 在曲拐和制动钳接触面施加重力 $0.5P$ 。制动钳各工况最大 Mises 应力见表 2, 制动钳静载荷工况应力分布见图 2。

表2 制动钳各工况最大 Mises 应力

工况名称	应力大小 /MPa	发生部位
静载荷工况	152.74	钳头过渡圆处
正常工况	198.56	钳头过渡圆处
超常工况	259.65	钳头过渡圆处

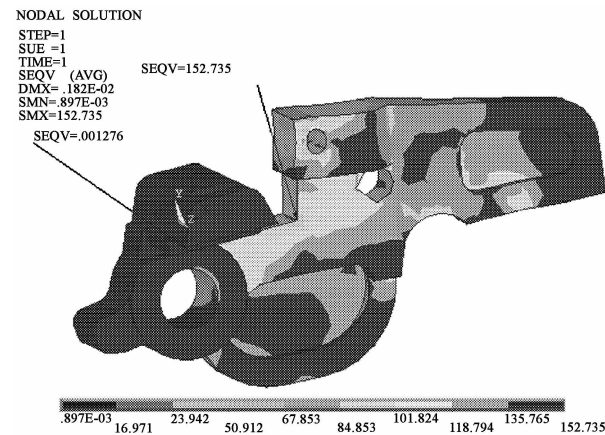


图2 静载荷工况 Mises 应力图

制动钳的材料为 ZG270-500, 该材料的屈服极限强度 $\sigma_s=270$ MPa。根据文献[5]得 $[\sigma]=207.9$ MPa。由表 2 可

知, 静载荷工况和正常工况下的最大 Mises 应力分别都小于 $[\sigma]=207.9$ MPa; 超常工况下的最大 Mises 应力小于 $\sigma_s=270$ MPa。因此, 该制动钳的静强度满足要求。

3 疲劳强度分析

由 Davis 和 Connolly 的判别公式^[7] 来判定制动钳受力状态:

$$TF = \frac{\sigma_1}{\sigma_{\text{von-mises}}} \tag{4}$$

式中: σ_1 为第 1 主应力; $\sigma_{\text{von-mises}}$ 为第 4 强度理论的当量应力。

当 $TF=1.0$ 时为单轴应力状态, 否则就处于多轴应力状态。经计算, 制动钳在各工况下的 $TF \neq 1.0$, 因此制动钳受力属于多轴应力状态。在进行疲劳强度的校核时应先转化为单轴应力状态。

根据 ORE B12/RP17^[7] 研究报告和结构疲劳文献给出的方法, 将多轴应力状态转化为单向应力状态, 具体步骤如下:

① 分析出制动钳各工况下的主应力值大小和方向。在 ANSYS 软件中, 不能够直接得到主应力与整体坐标系某个轴的方向夹角, 但可得到 3 个主应力值及 6 个基本量: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ 。可根据以下公式计算出主应力与 x 轴的方向余弦^[8]:

$$\alpha_i = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\beta_i}{\alpha_i}\right)^2 + \left(\frac{\gamma_i}{\alpha_i}\right)^2}} \tag{5}$$

$$\frac{\beta_i}{\alpha_i} = \frac{\tau_{xy}\tau_{zx} - \tau_{yz}(\sigma_x - \sigma_i)}{\tau_{xy}\tau_{zy} - \tau_{zx}(\sigma_y - \sigma_i)} \tag{6}$$

$$\frac{\gamma_i}{\alpha_i} = \frac{(\sigma_x - \sigma_i)(\sigma_y - \sigma_i) - \tau_{xy}^2}{\tau_{xy}\tau_{zy} - \tau_{zx}(\sigma_y - \sigma_i)} \tag{7}$$

式中: $i=1,2,3$ 分别对应第一、第二和第三主应力; α_i 为主应力方向和 x 轴方向的余弦值; β_i 为主应力方向和 y 轴方向的余弦值; γ_i 为主应力方向和 z 轴方向的余弦值。

② 将所有工况中最大主应力的方向确定为基本应力方向, 其值为最大计算主应力 σ_{max} , 计算出它与整体坐标系 x 轴的夹角。

③ 将其他工况下的主应力投影到基本应力方向上, 把投影值最小的确定为 σ_{min} 。

④ 再根据式 (8)、式 (9) 计算出应力循环的平均应力和应力幅值。然后根据材料修正的 Goodman 疲劳极限图进行评价:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} \tag{8}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}}}{2} \tag{9}$$

由图 2 可见, 制动钳出现 3 个应力较大的部位分别在: ① 制动轨和制动钳接触平台下方的圆弧过渡处;

②制动钳母体和焊接面圆弧过渡处；③制动钳主轴孔外壁处。在上述3处分别取2点作为疲劳校核点，如图3所示。

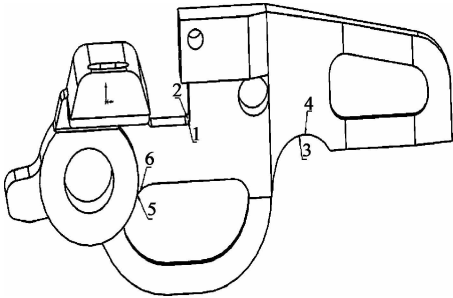


图3 制动钳疲劳校核点位置

将有限元分析出的各数据代入式(5)~式(9)中得6个疲劳校核点的平均应力和应力幅，如表3所示。

表3 疲劳校核点的平均应力和应力幅

节点号	平均应力 /MPa	应力幅 /MPa
1133	163.70	134.30
70	136.52	107.04
1771	57.15	53.85
14869	51.74	51.46
1264	42.23	37.37
1266	35.86	35.24

根据制动钳的屈服极限强度 $\sigma_s=270$ MPa，抗拉强度极限 $\sigma_b=500$ MPa，疲劳极限 $\sigma_{-1}=100$ MPa^[7]，作出Smith形式修正的Goodman疲劳极限图。根据疲劳极限图校核表3中的6点，如图4所示。从图4中可见6个疲劳校核点全部在Goodman疲劳极限图封闭曲线内，因此该制动钳的疲劳强度满足要求。

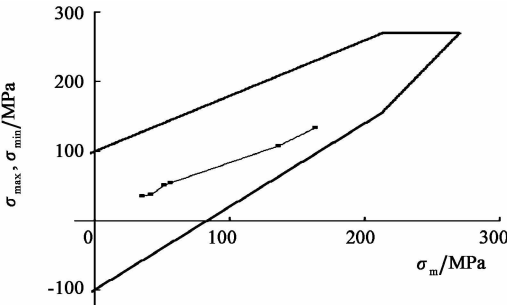


图4 Goodman 疲劳极限图

4 疲劳试验

为满足减速器长期可靠地工作以及重载货运列车运营要求，TB/T 2845-2007《车辆减速器技术条件》中明确规定减速器的主要受力部件要进行疲劳强度试验，以确保主要受力部件长期使用的可靠性，避免在使用中出现疲劳断裂，造成重大损失。

T·JK4加强型车辆减速器制动钳组参照TB/T2845-2007《车辆减速器技术条件》提供的试验方法在兰州交

通大学结构强度试验中心进行疲劳强度试验。疲劳试验安装如图5所示，试验脉动载荷：65~325 kN，试验频率：5 Hz。试验结果：制动钳组在满足25 t轴重下进行了350万次疲劳试验没有出现任何裂纹和疲劳断裂现象。因此该制动钳组的疲劳强度满足要求。

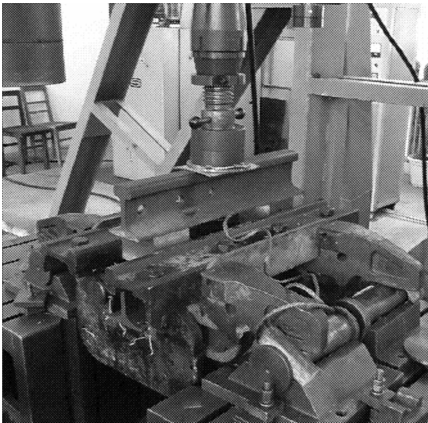


图5 制动钳组疲劳试验图

5 结论

①对T·JK4加强型车辆减速器制动钳进行了有限元法分析，结果表明制动钳满足静强度要求。

②依据ORE B12/RP17研究报告方法及TB/T2845-2007《车辆减速器技术条件》对制动钳进行了疲劳强度校核和疲劳试验。结果表明：试验验证和分析结果一致，制动钳疲劳强度和疲劳寿命均满足要求。

③从疲劳极限图中可知，校核点到封闭曲线之间还有一定的距离，因此，该加强型车辆减速器制动钳可以进行结构优化。

④可适当增大制动轨和制动钳接触平台下方的圆弧、制动钳母体和焊接面的圆弧和制动钳主轴孔外壁的半径以减小应力集中。

参考文献：

[1] 韦 燕, 谭福兴. T·JK4型车辆减速器的改进 [J]. 铁道通信信号, 2010, 46(6).

[2] 李岱峰, 郭祥熹, 张 朴, 等. T·JK T·JY系列车辆减速器 [M]. 北京: 中国铁道出版社, 2002: 350-351.

[3] 中华人民共和国铁道部. TB/T2845-2007 车辆减速器技术条件 [S]. 北京: 中国铁道出版社, 2007.

[4] 商跃进, 曹 茹. SolidWorks 三维设计及应用教程 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2008.

[5] 中华人民共和国铁道部. TB/T1335-1996 铁道车辆强度设计及试验鉴定规范 [S]. 北京: 中国铁道出版社, 1997.

[6] 尚晓江, 邱 峰, 等. ANSYS结构有限元分析方法与范例应用 [M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2005.

[7] 米彩盈, 李 芾. 铁道机车车辆结构强度 [M]. 成都: 西南交通大学出版社, 2007.

[8] 徐芝纶. 弹性力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1990.