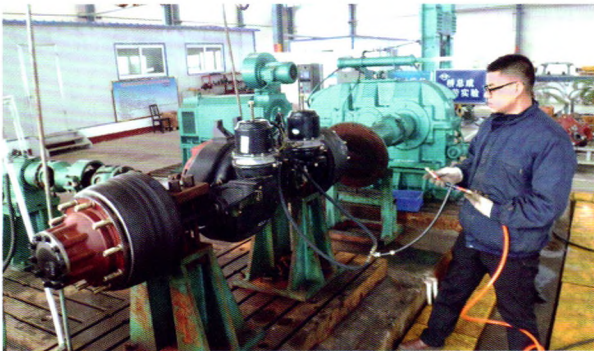


重型车桥制动鼓减重设计

□ 山东蓬翔汽车有限公司研发中心/王海龙 隋景玉 刘艳萍 王桃桃 刘均伟

目前重型载货汽车桥用制动装置分两种结构，分别为鼓式制动器和盘式制动器，其中鼓式制动器应用最广泛，其结构简单，性能可靠，维修方便，深得用户信赖。本文阐述了一种重型载货汽车桥制动鼓的减重设计方案，通过理论分析与试验结合，证明该方案是可行的。



经过几十年的不断改进，在重型载货汽车行业中，鼓式制动装置目前结构比较成熟，性能稳定，故障率维持在一个很低的数值。但是，随着GB1589-2016出台，整车设计开始朝轻量化方向发展，对车桥设计提出了轻量化的新要求，既节约成本，又降低整车油耗。轻量化车桥对用户是一个更好的选择，是当前及未来的发展趋势。目前，对于车桥总成减重而言，最普遍的是桥壳的减重，而制动鼓减重还没普及，因此，我公司站在市场的高度，率先进行制动鼓减壁厚设计。

制动器总成结构

简化的制动器总成主要部件包括摩擦片、制动鼓、制动蹄和凸轮

轴。从制动气室产生的推力作用于凸轮轴上，产生转矩，凸轮轴转动时对制动蹄产生促动力，推动制动蹄向制动鼓移动，摩擦片接触制动鼓时产生制动力。

促动力计算

该型号车桥制动气室规格为 24in^2 ($1\text{in}=25.4\text{mm}$)，膜片面积为 $s=15\,483.84\text{mm}^2$ ，制动气压 $p=0.8\text{MPa}$ ，制动效率取0.8，则气室推杆推力为 $F_1=0.8 \times 15\,483.84 \times 0.8=9\,909.66\text{N}$ 。

调整臂回转半径 $L=136\text{mm}$ ，凸轮轴渐开线基圆半径 $R=12\text{mm}$ ，则凸轮轴传动比 $i=L/R=136/12=11.33$ 。

凸轮轴传动效率取0.9，则每个制动蹄的促动力为 $F_2=F_1 \times i \times 0.9/2=50524.4\text{N}$ （假设两

侧促动力相等）。

制动鼓材质

制动鼓目前应用最广泛的材质是HT250，主要原因有：

(1) 灰铸铁中具有片状石墨，在基体上起到切口作用，因而使得灰铸铁的缺口敏感性非常低，且缺口对灰铸铁疲劳极限无明显影响。

(2) 灰铸铁良好的吸振性和减振性，有利于减少制动时摩擦片与制动鼓间的振动。

(3) 良好的润滑性能。对于经常承受滑动摩擦时，灰铸铁具有良好的减磨性能，是一种良好的耐磨材料，正适用于制动鼓经常承受摩擦的使用工况。

(4) 有良好的导热性能，可以迅速导出热量。

(5) 铸造性好, 不易产生开裂等缺陷。

制动鼓强度分析

此次减重是把制动鼓壁厚减薄, 内孔不变, 外径减小, 共计减重10.5kg。

HT250力学性能参数见附表。

弹性模量E/MPa	泊松比μ	抗拉强度σ / MPa	线膨胀系数α
138 000	0.156	250	8.2e-6/K

1.热分析

热分析模型只取制动鼓进行分析, 如图1所示。

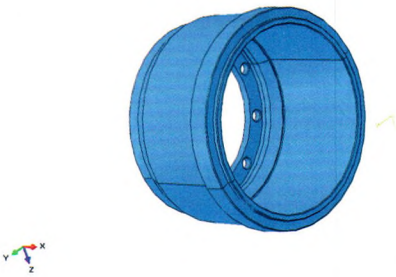
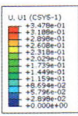
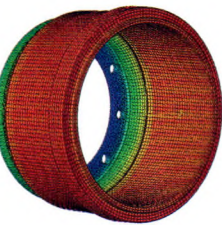


图 1

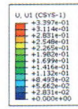
分析约束螺纹孔端内孔, 设置初始温度20°, 根据客户实际跑车经验反馈, 取升温后温度200° 进行热分析, 膨胀变形结果如图2所示。

对比分析结果为: 原结构径向变形0.347mm, 新结构径向变形0.339mm。

减重结构在同样温度下的径向变形比原结构要小, 这个变形主要涉及自动调整臂的调整, 只要径向变形不是很大, 自动调整臂并不会立即调整制动间隙。热变形方面, 减重结构与原结构相当 (相差0.347-0.339=0.008mm), 因此是合格的。



(a) 原结构



(b) 新结构

图 2

2.施加促动力强度分析

把上述计算得到的促动力施加于制动器总成的制动蹄上, 约束制动鼓螺纹孔端内径, 装配体如图3所示。

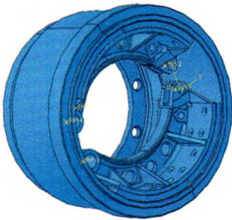
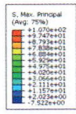
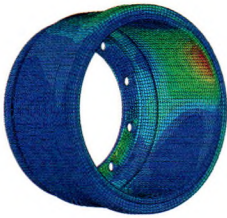


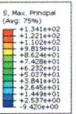
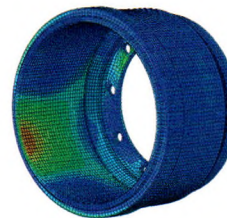
图 3

制动鼓的最大主应力如图4所示。

原结构最大主应力为107MPa, 新结构最大主应力为134.1MPa, HT250抗拉强度250MPa, 则新老结构安全系数分别为1.86和2.33, 新结构制动鼓安全系数有所降低, 但是属于正常范围。



(a) 原结构

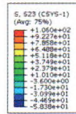
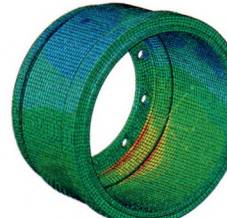


(b) 新结构

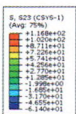
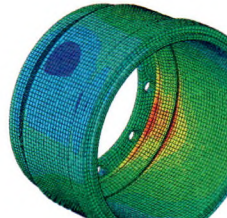
图 4

3.制动鼓切应力分析

对制动鼓施加转速, 切应力如图5所示。



(a) 原结构



(b) 新结构

图 5

原结构最大切应力106MPa, 新结构最大切应力116.8MPa, HT250剪切强度为抗拉强度0.9倍, 即

225MPa，则新老结构安全系数分别为1.93和2.12，均在正常范围。

台架试验验证

由于现用原结构已投放市场多年，没必要进行试验，因此只是对减重新结构制动鼓进行试验验证。

数据浅析和结论：

(1) 若初始制动间隙在2mm以上，则经过数量为30次的点刹自调不足以使制动间隙调节到自调臂本身设定数值（这一结果与自调臂厂家技术员说法一致）。

(2) 随着制动温度的不断升降变化，减重制动鼓能够经受住考

验，制动间隙控制的比较稳定，可以放心使用。

(3) 制动受热再点刹若干次（10~5次）后，制动间隙仍较之前增大，说明自调臂短时间内自调的速度并不非常快，这也是希望得到的结果，不至于制动鼓才热一点间隙就紧跟上，等凉了间隙就回不来了。

(4) 当温度高于350℃后，再升温较慢、较困难。连续制动试验时间超30min，伴随着制动鼓、摩擦片等温度上升的同时，车桥两侧断续地冒烟甚至起火燃烧，试验本身的危险系数较高，于是决定不再

继续进行制动升温试验。

(5) 试验完毕，并未发现减重制动鼓有开裂等故障出现。

(6) 通过试验，说明新减重结构制动鼓可以小批量投放市场，以做市场验证。

结语

对一种重型载货汽车桥制动鼓减重设计，通过理论计算分析与试验结合，单个制动鼓可以减重10.5kg，既降低了成本，又符合用户轻量化需求，对类似产品的发展趋势提供了一个方向。

AUTO1950

(上接第50页)

长度（见图1）发生改变，动平衡结果也会发生变化，所以，为了接近实车的使用情况，必须保证传动轴在整车设计状态长度下进行动平衡。

存在的问题：供应商进行动平衡，多数是将花键顶到底（花键最大配合长度），工艺中没有明确规定传动轴长度进行试验。

解决方案：动平衡设备增加

长度设定功能，在进行动平衡前输入传动轴要求长度（见图2），一旦不能满足要求，设备发出报警声音，防止由于长度不准确而进行动平衡的问题。

3.喷漆流挂问题

喷漆的工艺为：清洗→烘干→底漆→烘干→面漆→烘干→冷却。

原因分析：传动轴喷漆线为垂直悬挂链生产线，传动轴垂直悬挂进行喷漆，油漆分为底漆及面漆，

喷漆要求均匀并全覆盖，由于传动轴垂直悬挂，喷漆后立即进行烘干，也不可能立刻冷却，不同程度的会有油漆流挂问题。由于喷漆是在动平衡后进行，流挂现象对传动轴的之前动平衡会产生影响。

存在的问题：传动轴喷漆线上没有能识别此问题的工序。

解决方案：由于喷漆流挂现象不可能消除，只能通过人工检测。通过增加人工检测工序，零部件下线后外观检测修复，如发现流挂现象，使用刀片砂纸修复，然后再补漆处理。

结语

影响传动轴的动平衡精度的因素很多，例如：传动轴本身的零部件的配合间隙、工装夹具、动平衡设备等。本文与前人发表的学术论文相比，是从潜在因素出发，找出容易被忽略的工作细节方面的问题。AUTO1950

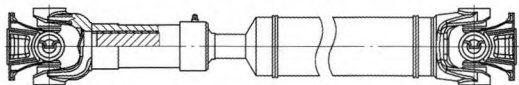


图1 传动轴结构示意图

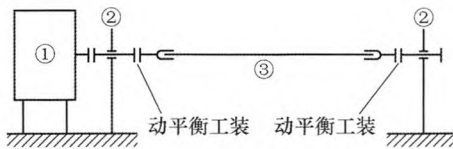


图2 动平衡示意图

1 动平衡设备 2 传感器 3 传动轴总成