

某车型急倒车转向时前桥异响成因及解决措施

徐忠诚, 张健, 蒋雪文

(东风汽车集团股份有限公司 技术中心, 湖北 武汉 430056)

摘要: 某车型在急倒车急转向过程中前桥出现异响, 经分析、诊断确定异响源于转向节前轮毂总成; 通过理论计算和试验实测数据对比, 找到了造成异响的根本原因是轮毂轴承与转向节的配合压力不足导致在急倒车急转向工况下轴承发生轴向滑动; 针对轴承滑动问题提出了 3 种解决方案并对各方案的优劣进行对比, 确定涂胶为临时方案、转向节结构优化为最终方案, 经验证, 方案的实施效果良好。

关键词: 汽车; 急倒车转向; 前桥异响; 轴承; 动载因数; 解决方案

中图分类号: U463.46

文献标志码: A

文章编号: 1671-2668(2018)06-0005-03

1 故障描述

某车型在下线路试过程中发现在急倒车且急右转向时车辆左前下方驾驶舱外出现“咯噔”异响(共装车 1 951 台, 其中 317 台出现该故障, 故障率高达 16.2%), 初步判断异响来源于前桥或横向稳定杆。该故障可重现但难重现, 故障出现后车辆需在下线检测环形试验跑道按正常行驶流程至少再行驶 1 圈才可能重现, 异响的根源疑似为部件松脱或滑移。

2 前桥总成结构

各主机厂对前桥总成的定义略有不同, 有的厂商定义为除车轮总成、横向稳定杆总成以外所有与车身连接的零部件的集合, 有的定义为除车轮总成、悬挂总成(弹簧减振器总成、横向稳定杆总成)外的底盘零件集合。该车型的前桥定义为前一种(见图 1), 主要由转向节、下球销、三角臂、前轮毂、轴承、卡钳、制动盘、前弹簧、前减振器等构成, 其中转向节与轮毂轴承、轮毂轴承与前轮毂之间为过盈配合连接, 其他为螺栓拧紧。

3 前桥异响成因分析

引起前桥异响的因素有很多, 主要为零部件失效、运动过程中零部件之间发生接触或干涉、零部件之间的连接关系出现松动、出现共振等。异响主要集中在“运动件”和“弹性件”上, 绝大部分噪声源于减振器、传动轴、轴承、横向稳定杆或各种橡胶铰接。因此, 在分析前桥噪声时重点关注这几个零件。

该车型在正常行驶时并无异响, 只有在急倒车

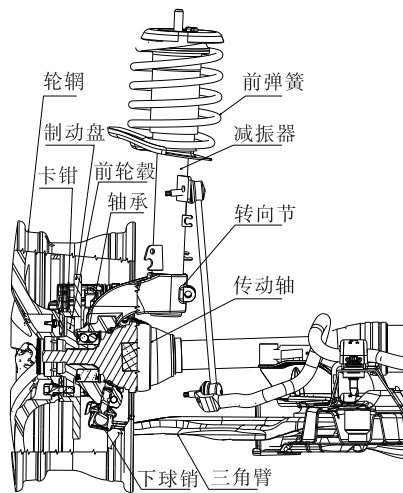


图 1 前桥总成结构图

且急转向时才会出现, 且故障在车辆下线跑道正常行驶 1 圈以上才能重现, 据此推断可能是车辆在正常行驶 1 圈的过程中发生松动或滑移的零件“复位”, 而在急倒车急转向时又“移位”, 从而引起异响。

3.1 故障确认

通过对各疑似故障件的排查(更换弹簧减振器总成、横向稳定杆总成、三角臂总成、转向节前轮毂总成等), 噪声源最终锁定在转向节前轮毂总成上。故障车更换新的转向节前轮毂总成后故障消除, 而将从故障车上拆卸下来的前轮毂总成更换到正常车辆上时故障出现, “故障随前轮毂总成转移”。因此, 断定噪声源于前轮毂总成。

转向节与轮毂轴承之间为过盈配合连接, 过盈配合的接触压力不足会导致轴承在受到较大侧向载荷时发生轴向滑动, 从而引起异响。

3.2 理论分析

根据文献[1],汽车在正常行驶过程中内侧(左转时左侧为内侧,右转时右侧为内侧)车轮轴承受到的侧向力 F_{inner} 为:

$$F_{\text{inner}} = \frac{W_f}{2}g\left(\frac{a_g}{g} - \frac{2H_g}{L} \times \frac{a_g}{g}\right) \quad (1)$$

式中: W_f 为前桥载荷; a_g 为侧向加速度; H_g 为质心高度; L 为轮距。

外侧车轮轴承的侧向力 F_{outer} 为:

$$F_{\text{outer}} = \frac{W_f}{2}g\left(\frac{a_g}{g} + \frac{2H_g}{L} \times \frac{a_g}{g}\right) \quad (2)$$

倒车时车辆内、外车轮轴承受到的侧向力与前述正常行驶时类似,可适用式(1)、式(2);而在急倒车且急转向时,由于是瞬态过程,存在动载荷,需考虑动载因数 K_d 。

由材料力学可知,重量为 P 的物体从高度 h 处自由下落造成的冲击载荷为:

$$F_d = K_d P = \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta st}}\right) P \quad (3)$$

式中: Δst 为物体发生的变形。

由式(3)得:

$$K_d = \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta st}}\right) \quad (4)$$

突然加于物体的载荷相当于物体自由下落时 $h=0$ 的情况,由式(4)可知, $K_d=2$,在突加载荷下物体受到的载荷为正常载荷的2倍。因此,急倒车转向时车辆实际受到的侧向力为:

$$F_{d-\text{inner}} = 2 \times F_{\text{inner}} = W_f g \left(\frac{a_g}{g} - \frac{2H_g}{L} \times \frac{a_g}{g}\right) \quad (5)$$

$$F_{d-\text{outer}} = 2 \times F_{\text{outer}} = W_f g \left(\frac{a_g}{g} + \frac{2H_g}{L} \times \frac{a_g}{g}\right) \quad (6)$$

试验跑道地面条件良好,附着系数为0.8,车轮不发生侧滑时的侧向加速度可达0.8g。该车型在急倒车急右转向时车轮已发生轻微滑移,说明其在该工况下的侧向加速度不低于0.8g。该车型整车部分参数如下:前桥载荷 $W_f=866$ kg;轴距 $L=2\,650$ mm;质心高度 $H_g=566$ mm。根据上述参数,计算得车轮轴承受到的侧向力如下: $F_{d-\text{inner}}=3\,889.2$ N; $F_{d-\text{outer}}=9\,689.6$ N。倒车右转向时左侧车轮为外侧车轮,受到的侧向力大于右侧车轮。

3.3 轮毂轴承压装力实测

从故障件轮毂轴承压装设备记录的压装过程压

入力曲线(见图2)来看,故障件的压力比正常件的小,最大压装力在8 820 N(对应900 kg压力)左右,远低于正常件的17 640 N(对应1 800 kg压力)。

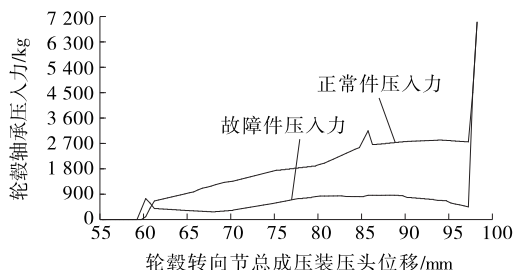


图2 轮毂轴承正常件、故障件压入力曲线对比

根据以上分析,急倒车急右转向时左侧车轮轴承受到的侧向力为9 689.6 N,大于故障轴承的最大压装力8 820 N,该工况下轴承会发生轴向滑动。轴承在滑动过程中会产生噪声且最终会与转向节发生碰撞,从而引起异响。左侧车轮受到的侧向力大于右侧车轮,这与异响出现在左侧也吻合。

4 解决方案

造成该车型前桥异响的根本原因为急倒车急转向工况下轴承发生轴向滑动,解决该问题的关键是如何阻止轴承外圈与转向节轴承孔内圈之间的相对滑动。建立结构上的限位、增大轴承与转向节之间的接触摩擦力都是防止轴承发生滑动的有效措施。轴承是由专用设备压入转向节轴承孔后再压入挡圈进行限位,轴承外端面至挡圈仅0.2 mm左右的间隙,在结构设计上建立限位很难实现。基于经验,在转向节轴承孔内表面涂抹高性能胶水以实现结构上的限位功能。摩擦力的大小取决于接触面的接触压力和摩擦系数,而轴承外表面和转向节轴承孔内表面都为精加工,光洁度非常高,摩擦系数相对固定,决定摩擦力大小的主要因素为表面压力。增大过盈量、增加转向节轴承孔外壁厚度均可使接触压力增大。

4.1 涂胶

涂胶可在不改变现有零件结构的前提下实现零件之间的有效固结,实现功能上的限位,具有极强的可操作性、实用性、时效性,是非常有效的应急方案,可作为临时方案解决批量问题。因此,将涂胶作为解决该车型前桥异响的临时方案,从实施效果来看,效果良好,涂抹胶水后无类似异响故障出现。

涂胶虽然能解燃眉之急,但不宜作为长期方案。

涂抹胶水后前轮毂总成需静止 24 h 以上并单独存放,增加了一道转运工序,会影响生产节拍;且胶水本身就有成本,还需增加一道涂抹工序,成本会上升不少。

4.2 增大过盈量

对比类似车型平台的过盈量定义,该车型的过盈量比类似平台车型过盈量小 $20\text{ }\mu\text{m}$,结构上比老款转向节有大幅的减重设计,轴承孔外壁厚度减薄,实际过盈量比原结构减小,适当增大过盈量有助于增加轴承与转向节的接触压力。根据轴承外圈压力仿真计算结果(见图 3),轴承在老款转向节中受到的压力较均匀,但在该车型转向节中的压力非常不均匀且压力值偏小,在增加 $20\text{ }\mu\text{m}$ 过盈量的条件下压力有所上升但压力分布与增加过盈量前类似,改善效果有限;且压力曲线有部分(左上方)超出老款转向节的范围,存在发生塑性变形的可能。因此,该方案存在一定安全风险。

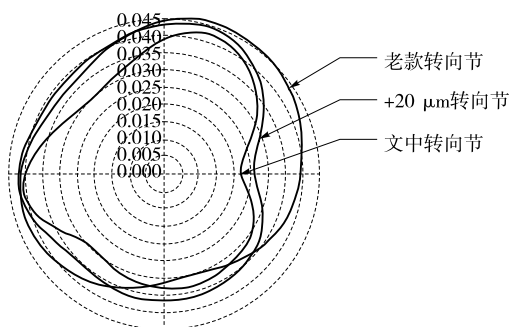


图3 轴承外圈压力等值线图(单位:MN)

4.3 转向节结构的优化设计

轴承属于标准件,更改的牵涉面太广,且验证试验周期很长。因此,选择进行转向节结构优化作为改进措施。根据图 3,该车型轮毂轴承的受力很不均匀,结构优化设计需改善轴承受力不均的情况。转向节轴承孔外壁厚度不均匀是导致轴承受力不均的主因。参照老款转向节结构,在轴承孔外壁加厚 $2\sim 4\text{ mm}$,使轴承孔外壁厚度更均匀;在减振器支撑臂处也进行适度加强,过渡区域进行特征优化处理,使结构的过渡更平滑(见图 4)。从使用情况来看,结构优化设计后的转向节投入使用后反映良好,未出现异响的情况。虽然重量上有所增加导致成本有所上升,但与涂胶方案相比节省了不少成本和工时,收益显著。

5 结语

该文通过理论分析计算及试验数据对比,分析

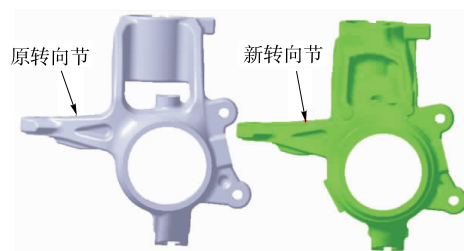


图4 转向节优化设计前后结构对比

了造成某车型急倒车急转向时前桥异响的根本原因并给出了 3 种可行的解决方案。结合实际情况,选择涂胶作为临时方案以实现快速消除故障、转向节结构优化设计作为最终解决方案。这些措施对于解决类似质量问题具有一定参考价值。此外,对于瞬时工况的分析必须考虑动载因数,这是个容易被忽略的因素。

参考文献:

- [1] 贾红玲,刘广洋.第 1 代轿车轮毂轴承外径面配合过盈量选取[J].轴承,2010(5).
- [2] 刘鸿文.材料力学[M].第四版.北京:高等教育出版社,2004.
- [3] 蔡凡,李初晔,马岩.过盈配合产生的接触压力和拔出力计算[J].机械设计与制造,2010(10).
- [4] 卢萍,崔大宾,王宁.高速列车轮轴过盈配合性能分析[J].机械设计与制造,2010(8).
- [5] 陈纬,赵霞.辊道装配过盈配合有限元分析[J].机械工程及自动化,2011(4).
- [6] 朱红,周鹤群,汪中厚.基于 CAE 的高速转动轴过盈配合有限元分析[J].精密制造及自动化,2010(1).
- [7] 范小秦,孙丽萍,王玉艳,等.轴孔过盈配合的解析解[J].机械,2011(9).
- [8] 付建朝,旷彪,姚美旺,等.少片簧悬架异响分析及改进[J].客车技术与研究,2017(4).
- [9] 张振,郑琦巍,罗勇,等.客车钢板弹簧悬架异响问题改进方案[J].客车技术与研究,2017(6).
- [10] 郑士同.汽车前桥转向节异响的分析和解决[J].轻型汽车技术,1998(6).
- [11] 刘美志.某特种车转向异响研究与分析[J].西南汽车信息,2016(9).
- [12] 陈妙才.苏州金龙 KLQ6125B1A 型车转向异响[J].汽车维护与修理,2015(10).
- [13] 龙先军.商用车减振器常见故障及原因分析[J].公路与汽运,2018(2).