

重型汽车轮胎异常磨损潜在因素分析

徐江 王威 刘林林

(中国重型汽车集团有限公司汽车研究总院 山东 济南 250102)

摘要: 重型汽车轮胎异常磨损会给用户的经济效益带来严重影响,从转向与悬架跳动干涉、一二桥转向协调性、转向梯形三个方面分析了对车辆轮胎异常磨损的影响,同时详细介绍了三方面影响轮胎异常磨损的机理及优化方法,为解决车辆异常磨损问题提供理论支持及参考。

关键词: 轮胎异常磨损; 跳动干涉; 转向协调性; 转向梯形

0 引言

轮胎是汽车的重要组成部分,是汽车行驶系统的主要部件。车辆轴数的增加,给转向结构的调整维修工作带来巨大的困难,同时使用过程中相应的问题也会增多,轮胎异常磨损就是其中之一。重型汽车轮胎异常磨损会给用户的经济效益带来影响,轮胎过度异常磨损也会给车辆行驶过程带来安全隐患,甚至引发交通事故。车辆异常磨损的潜在因素很多,比如四轮定位、转向与悬架跳动干涉、一二桥转向协调性、转向梯形等。

本文从转向与悬架跳动干涉、一二桥转向协调性、转向梯形三方面分析重型汽车轮胎异常磨损的内在机理,为解决轮胎异常磨损提供理论支持。

1 转向与悬架跳动干涉

1.1 转向与悬架跳动干涉机理

在重型车辆设计时以悬架系统确定的转向节臂运动轨迹与以转向系统确定的转向节臂运动轨迹不同,车辆在行驶过程中发生跳动时,两者运动轨迹之间的差值即为跳动干涉量,如图1所示,干涉量越大,车辆异常磨损问题就越严重。因此,减少跳动干涉量有利于减轻轮胎异常磨损。

1.2 转向与悬架跳动干涉理论校核方法

因板簧的结构形式不同,转向与悬架跳动干涉理论分析可分为对称板簧分析和非对称板簧分析,两者的校核方法不同。

1.2.1 对称多片簧校核方法

多片簧设计的目标之一是各处等强,即在处置载荷作用下各片各处应力接近相等。当板簧受压变形时,主

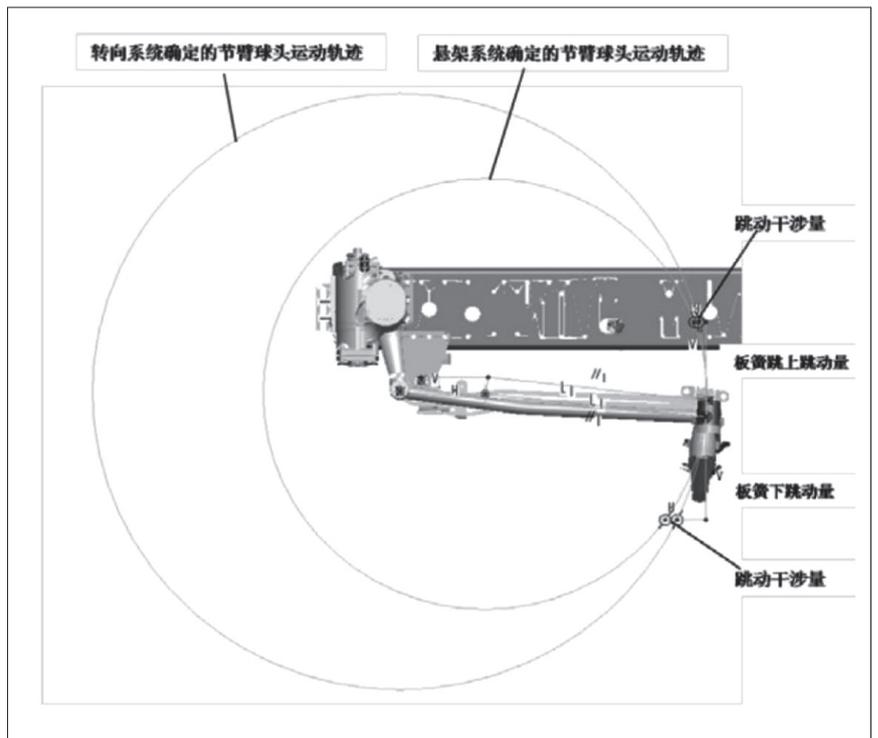


图1 转向与悬架跳动干涉示意图

片沿全长的形状可以近似地看成一个半径随载荷而变化的圆弧。根据“SAE圆弧”作图法简化可校核多片簧悬架与转向运动干涉(暂不考虑吊耳端的微小垂直移动)。具体步骤如下:

如图2所示,先确定板簧基线(前后卷耳中心A、B点连线),对于上卷式卷耳,主片中心P位于基线上方 $e/2$ 处的平行偏移线上;对于下卷式卷耳,P位于基线下方 $e/2$ 处的平行偏移线上;对于平卷式卷耳,P位于基线上(即主片中性层)。其中 e 是卷耳中心到主片中性层的距离。

以主片中心P为圆心,以R为半径做圆弧,交于上述的板簧基线偏移线上,得到主片中心A的等效密切圆的圆心 O_1 。其中, $R=0.75(L_A-0.5 \times \mu \times L_\mu)$, L_A 为板簧

固定端到安装中心距离， μ 为板簧无效长度系数，一般取 0.5， L_μ 为 U 型螺栓加紧距离。

由于节臂球心 E 点与主片中心 P 点一起作平移运动，可作出平行四边形 O_1PEO_2 。点 O_2 就是 E 点的运动中心，其运动轨迹为圆弧 1。因为 E 点又是转向直拉杆的端点，所以 E 点又绕转向摇臂下端球头销中心 C 点摆动，其运动轨迹为圆弧 2。根据悬架实际上跳值和下跳值测量两个圆弧的偏差即为转向悬架运动干涉量。偏差过大应修正 E 点或 C 点的位置。

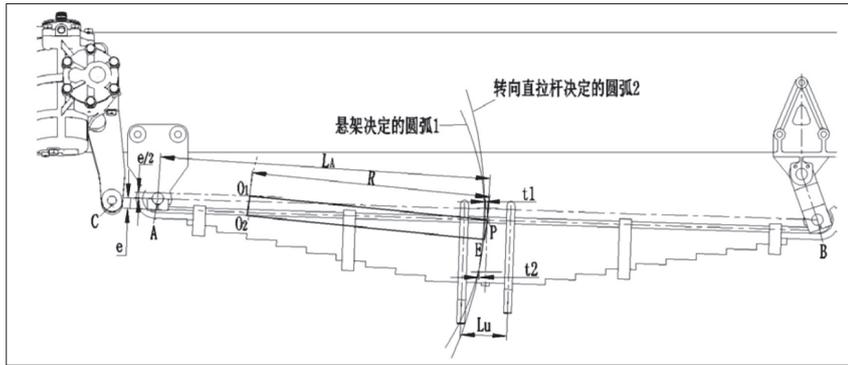


图 2 对称多片簧转向悬架运动干涉校核图

1.2.2 非对称多片簧校核方法

当多片板簧为非对称结构式时，需要参照“SAE 圆弧”作图法来确定板簧的运动轨迹，现结合上卷耳非对称多片簧简化“SAE 圆弧”作图法举例说明，具体步骤如下：

如图 3 所示，先确定板簧基线（前后卷耳中心 A、B 点连线），P 点为板簧主片中性层与中心螺栓交点，将主片中性层下偏移（上卷耳结构） $e/2$ 与中心螺栓轴线交于 M 点。Q 点在主片中性层下偏移线上，QM 距离为 q 。做直线连接 Q、A，以 M 点为圆心，以 R_m 为半径绘制圆弧，交于直线 QA 于 O_1 点，点 O_1 就是点 M 的密切圆圆心。同对称板簧作图法绘制平行四边形，就可以得出悬架决定的圆弧 1 与直拉杆决定的圆弧 2，根据悬架实际上跳值和下跳值测量两个圆弧的偏差即为转向悬架运动干涉量。偏差过大应修正 E 点或 C 点

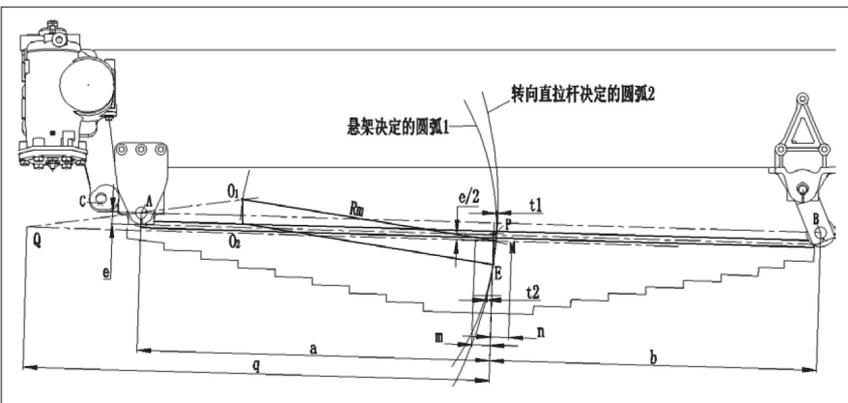


图 3 对称多片簧转向悬架运动干涉校核图

的位置。

图 3 中：

e——卷耳中心到主片中性层的距离；

a——板簧前段长度；

b——板簧后段长度；

m——板簧前无效长度；

n——板簧后无效长度；

$q=a \times b/(a-b)$ ；

$R_m=0.375 \times (a+b)$ 。

1.3 某车型转向与悬架跳动干涉优化

优化的目标是使转向系统确定的节臂球头运动轨迹与悬架系统确定的节臂球头运动轨迹之间的间隙尽量小，即板簧在上下跳动过程中，轨迹的跳动干涉量尽量小。转向摇臂下球头点的位置对转向与悬架系统的运动干涉影响较大，以调节下球头点位置为出发点，以不影响转向桥转角为原则，最终确定通过优化方向机支架（转向摇臂通过方向机安装在方向机支架上）达到摇臂下球头点调整的目的。

综合现有方向机周边空间，最终确定转向摇臂下球头点上抬 20mm。从校核结果看，摇臂抬高后干涉量较原状态明显减小。优化前后干涉量变化见图 4。

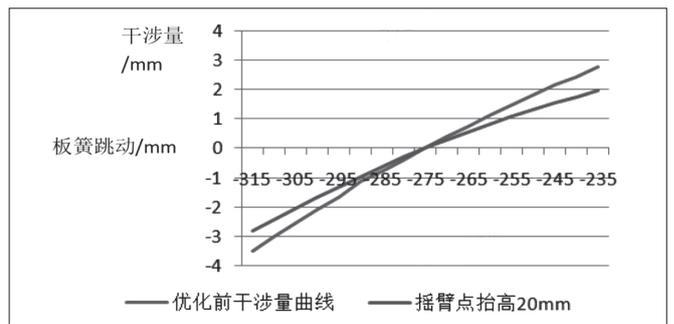


图 4 优化前后干涉量变化

2 一二桥转向协调性

2.1 一二桥转向协调性机理

对于双桥转向车型，一二桥转角存在一定的关系，该转角关系来源于阿克曼定理，如果一二桥转角关系不协调也会引起轮胎异常磨损。一二桥转向关系见图 5。

阿克曼公式如下：

$$\tan \theta_1 = B/L$$

$$\tan \theta_2 = A/L$$

$$\tan \theta_1 / \tan \theta_2 = B/A$$

2.2 一二桥转向协调性优化

一二桥转向协调性的最优状态为：当一

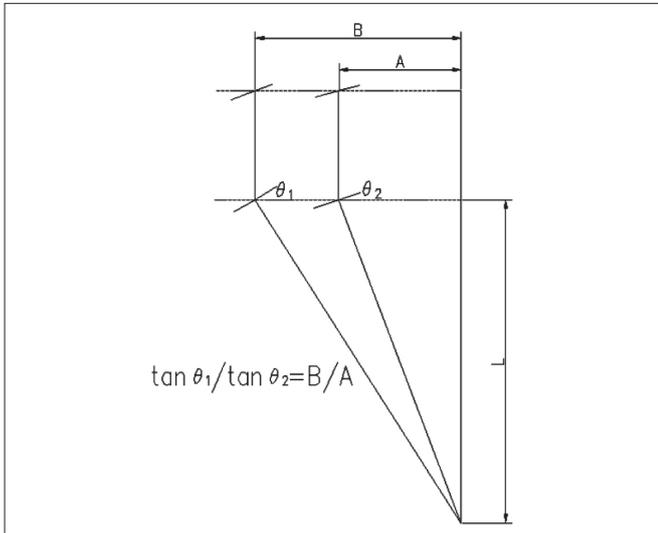


图5 一二桥转角关系示意图

桥转动一定角度时，二桥的理论转角与实际转角一致，但是在实际设计过程中很难达到该理想状态，因此，要求在一桥 ±25° 常用转角范围内，二桥的理论转角与实际转角的差值尽量小。

实现一二桥转角协调性的方法主要是调整一二桥之间垂臂上拉杆安装的点位，通过点位的调整改变杆系的传动关系，如图6所示，进而优化一二桥转向协调性。

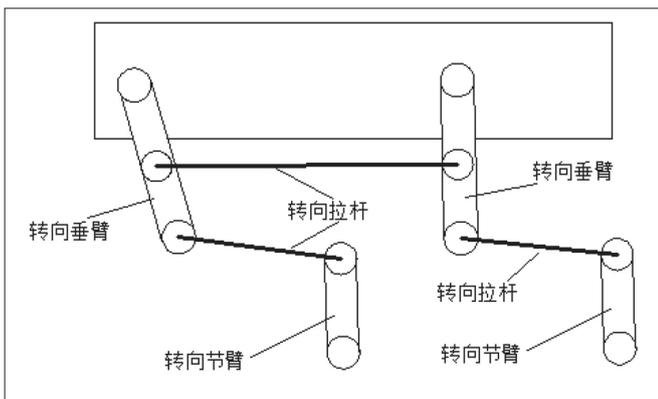


图6 一二桥杆系传动示意图

3 转向梯形

3.1 转向梯形机理

转向桥内、外轮转角不协调也会导致轮胎异常磨损，根据阿克曼定理，内、外轮转角关系为：

$$\cot \theta_o - \cot \theta_i = (CO-DO)/AC$$

根据三角几何可证明 GD 为转向梯形理论特征线，如图7所示，由于不同梯形特征线无法与理论特征线完全重合，所以梯形特征线尽可能与理论特征线接近，交点尽可能在常用使用转角 15° ~ 25° 范围内相交，并在此范围内接近。

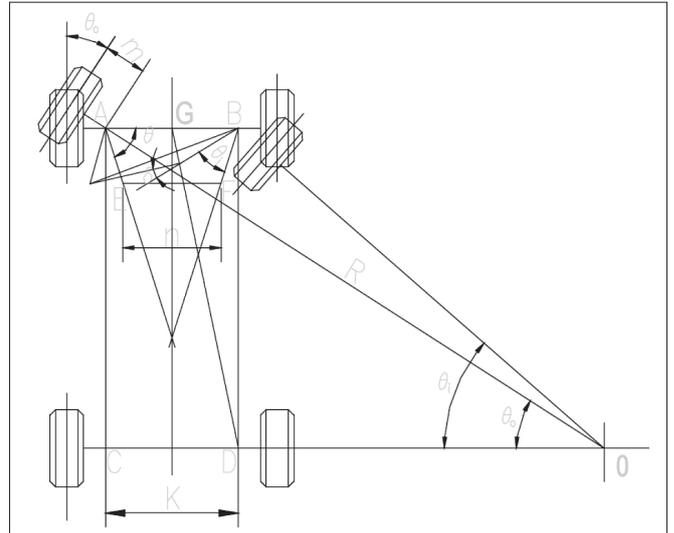


图7 转向梯形转角关系示意图

3.2 转向梯形优化

根据上述分析，梯形关系与轴距及车宽有很大的关系，但是车辆基本参数一旦定型，很难通过轴距及车宽进行调整，只能通过调整梯形臂及横拉杆改变梯形进行优化，如图8所示，尽量将转角交点聚集在 GD 线附件，使内外转角实际值接近理论值。

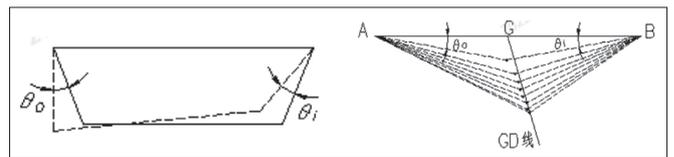


图8 转向梯形与实际特性曲线

4 结语

根据分析，转向与悬架跳动干涉、一二桥转向协调性、转向梯形对重型车辆轮胎异常磨损有较大的影响，通过有效设计计算，尽量减小转向与悬架跳动干涉，提升一二桥转向协调性，合理优化转向梯形有助于降低轮胎异常磨损，提供客户满意度。

参考文献：

[1] 郝伟, 王鹏飞. 汽车轮胎异常磨损的原因探究及预防 [J]. 机械管理开发, 2009, 24(6): 82-83.

[2] 周志国, 詹远武, 等. 双前桥载货汽车转向传动机构故障与轮胎异常磨损研究 [J]. 农业装备与车辆工程, 2009(12): 29-30.

[3] 张玉书, 温立志, 等. 双前桥转向汽车轮胎异常磨损机理分析 [J]. 研究与开发, 2009(4): 74-78.

[4] 高慧, 站来杰, 等. 中重型汽车轮胎异常磨损探究 [J]. 中国高新技术企业, 2015(13): 95-96.