

轿车轮毂轴承耐久性试验载荷谱的研究

盛英英¹, 黄德杰², 尹迪江², 翁泽宇^{2*}

(1. 浙江省机电产品质量检测所, 浙江 杭州 310015; 2. 浙江工业大学 机械工程学院, 浙江 杭州 310014)

摘要: 为了制定轿车轮毂轴承耐久性试验的载荷谱, 在建立轿车动力学模型的基础上, 分析了轿车轮毂轴承受载的情况。根据实际轿车的一般行驶状态, 制定出了轿车行驶的循环周期, 基于我国路况特点, 确定出了在每个循环周期内每种行驶状态所占的比例。针对一个周期内不同行驶状态轮胎所受的力不同, 从而制定了轮毂轴承的试验载荷谱, 分析结果表明, 该方法对轮毂轴加载方式的研究具有指导意义。

关键词: 轮毂轴承; 侧向加速度; 侧向附着率; 载荷谱

中图分类号: TH133.3; U211.4

文献标识码: A

文章编号: 1001-4551(2010)06-0040-04

Study of load rule from the endurance test of the car wheel bearing

SHENG Ying-ying¹, HUANG De-jie², YIN Di-jiang², WENG Ze-yu²

(1. Quality Detection Institution of the Electromechanical Products, Hangzhou 310015, China;

2. College of Mechanical Engineering, Zhejiang University of Technology, Hangzhou 310014, China)

Abstract: Aiming at setting out the endurance test load rule of wheel bearing, On the basis of establishing the dynamic model, the load situation of the wheel bearing was analyzed. According to the ordinary transport conditions of the actual car, the steering cycle of the car was set up. At the same time, according to the road conditions of our country, the fixed proportion what every transport condition occupied in a cycle was defined. In a cycle, the different transport conditions makes the tires undertake different loads. Through it, the test load rule of wheel bearing was set out. The analysis results show that it has the guiding significance to the study from the loading way of wheel bearing.

Key words: wheel bearing; lateral acceleration; probability of the lateral adherence; load rule

0 引言

轮毂轴承是轿车上的重要动力传动部件, 轮毂轴承动力性能的好坏直接影响到整个轿车在行驶过程中的稳定性, 轿车行驶的环境总体来说是不确定的。为了便于更好地分析轿车轮毂轴承的性能, 并对其耐久性程度做个合理的评价, 这就要求制定一个合理的载荷谱, 给轿车耐久性试验提供加载的依据。

基于以上原因, 笔者主要探讨轿车轮毂轴承耐久性试验载荷谱的研究。

1 轮胎载荷的分析计算

1.1 刚性轿车稳态转弯模型的建立

一般情况下轿车车身的固有振动频率都在 15 Hz 以下, 车身的运动基本上可以视为简单的刚体运动^[1]。此外, 轿车前后部分之间的相互影响很小, 前后部分质量不存在明显的耦合关系^[2], 因此可以对前后车轴的轮胎载荷进行独立分析计算。通过建立如图 1 所示的刚性轿车稳态转弯模型来求解轮胎载荷, 该模型假设轿车在坡道角为 β 的坡道上转弯, 转弯半径为 R 。

在分析过程中,方向都用动坐标系—车辆坐标系来描述,它固结于车身不动,坐标系的原点与轿车质心重合,当车辆在水平路面上处于静止状态时,其 x 轴平行于地面指向前方, y 轴指向驾驶员的左侧, z 轴通过质心指向上方。

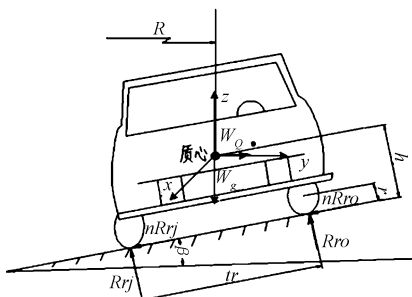


图1 刚性轿车稳态转弯模型

W —前轴重量; tr —前轴轮间距; h —轿车质心高度; r —轮胎半径; Rri —驾驶员右侧方向地面对轮胎的径向作用力; $nRri$ —驾驶员右侧方向地面对轮胎的轴向作用力; Rro —驾驶员左侧方向地面对轮胎的径向作用力; $nRro$ —驾驶员左侧方向地面对轮胎的轴向作用力; a_g —侧向加速度,侧向加速度 a_g 就是质心加速度 g 在 Y 轴上的分量,文中 a_g 都用 g 的倍数来表示。

根据图1,分别以前轴左、右轮轮胎宽度中点为支点进行分析,即有以下力矩平衡方程:

$$Rro \cdot tr - Wg \cdot \cos \beta \cdot \frac{tr}{2} + Wg \cdot \sin \beta \cdot h - Wa_g \cdot \sin \beta \cdot \frac{tr}{2} - Wa_g \cdot \cos \beta \cdot h = 0 \quad (1)$$

$$-Rri \cdot tr + Wg \cdot \cos \beta \cdot \frac{tr}{2} + Wg \cdot \sin \beta \cdot h + Wa_g \cdot \sin \beta \cdot \frac{tr}{2} - Wa_g \cdot \cos \beta \cdot h = 0 \quad (2)$$

由力矩平衡方程式(1)、式(2)可以得出:

$$Rrj = \frac{1}{2} (Wg \cdot \cos \beta + Wa_g \cdot \sin \beta) \pm \frac{h}{tr} (Wa_g \cos \beta - Wg \sin \beta), \text{ 其中 } j = o, i \quad (3)$$

式中 (+)—驾驶员左侧(外)车轮所受径向力($j = o$); (-)—驾驶员右侧(内)车轮所受径向力($j = i$)。

根据我国公路设计规范,一般道路的横坡度在1.5%~10%之间,其对应的最大横坡角为 $\beta = 5^\circ$ ^[3-4],由于 β 很小,可认为轿车的侧向坡道角等于0,则式(3)径向轮胎载荷的计算公式可以简化为:

$$Rrj = \frac{1}{2} Wg \pm \frac{h}{tr} Wa_g \quad (4)$$

1.2 利用轮胎的侧向附着率计算轴向轮胎载荷

在大多数行驶状况下,如果侧向加速度不超过

0.4g(约为4 m/s²),在这种情况下,曲线行驶阻力、轮胎切向力、滚动阻力等均可以忽略不计,且轮胎只需产生径向载荷以及与径向载荷成线性关系的轴向载荷。本研究采用基本的线性动力学模型来分析,轿车轮胎的侧向附着率因此定义为^[5]:

$$\mu = \frac{nRrj}{Rrj} \quad (5)$$

式中 Rr, nRr —径向轮胎载荷和轴向轮胎载荷。

如果忽略侧向空气力和切向力等,并认为前后轴轮胎附着率相等,可以得出:

$$\mu = \frac{v^2/R_i}{g} \quad (6)$$

如果轿车以不变的车速 v ,沿着半径为 R_i 的圆周行驶,则其侧向加速度为常数:

$$a_g = \frac{v^2}{R_i} \quad (7)$$

将式(7)代入式(6)可以得出轮胎侧向附着率的简化公式为:

$$\mu = \frac{a_g}{g} \quad (8)$$

将式(5)代入式(8)可得:

$$nRrj = -Rrj \cdot \frac{a_g}{g} \quad (9)$$

根据轿车稳态转弯模型,由于轴向载荷与侧向加速度方向始终相反,因此前面有“-”号。将式(4)代入式(9)并整理可得到轴向轮胎载荷的近似计算公式为:

$$nRrj = -\frac{Wg}{2} \left[\frac{a_g}{g} \pm 2 \frac{h}{tr} \cdot \left(\frac{a_g}{g} \right)^2 \right] \quad (10)$$

式中 (+)—驾驶员左侧(外)车轮所受轴向力; (-)—驾驶员右侧(内)车轮所受轴向力。

1.3 轮胎载荷的最终计算公式

考虑行驶路面的工况载荷等影响因素,这里引入了冲击载荷系数 f_w ,则经过载荷修正后的(前轴)内侧轮胎和(前轴)外侧轮胎的轴向力和径向力最终计算公式(驾驶室右侧(前轴)轮胎的径向力和轴向力计算公式)为:

$$Rri = f_w \frac{W}{2} g \left(1 - 2 \frac{h a_g}{tr g} \right) \quad (11)$$

$$nRri = -f_w \frac{W}{2} g \left[\frac{a_g}{g} - 2 \frac{h}{tr} \left(\frac{a_g}{g} \right)^2 \right] \quad (12)$$

驾驶室左侧(前轴)轮胎的径向力和轴向力计算公式为:

$$Rro = f_w \frac{W}{2} g \left(1 + 2 \frac{h a_g}{tr g} \right) \quad (13)$$

$$nRr\omega = -f_w \frac{W}{2} g \left[\frac{a_g}{g} + 2 \frac{h}{tr} \left(\frac{a_g}{g} \right)^2 \right] \quad (14)$$

轮胎侧向加速度 a_g 和冲击载荷系数 f_w 的值需要根据具体的行驶工况来分配。

参考日本轴承制造商“NTN”经实验给出的冲击载荷系数^[6],本研究中直线行驶(好路面)载荷系数取 1.0,直线行驶(差路面)载荷系数取 1.3,转弯行驶载荷系数取 1.0。

2 轮胎侧向加速度分析

2.1 侧向加速度的特性

由轿车稳态转弯模型可知,侧向加速度 a_g 就是质心加速度 g 在 Y 轴上的分量,常常表示为重力加速度 $g(g=9.8 \text{ m/s}^2)$ 的倍数关系。一般在载荷谱的制定中可以将保持转弯行驶状态下的侧向加速度值取最大。参照雷诺公司给出的取值(如表 1 所示)^[7],以厢级乘用车为例,当轿车保持左转弯时侧向加速度可以取绝对值最大,此时质心加速度 g 在 Y 轴上分量的方向为负向,侧向加速度取 $-0.55g$;当直线行驶时侧向加速度为 0;当保持右转弯时侧向加速度取绝对值最大,且此时质心加速度 g 在 Y 轴上的分量方向在 Y 轴正向,取 $0.55g$ 。

2.2 侧向加速度使用率 P 的分配

一般情况下,一种侧向加速度对应一种行驶状态。使用率 P 指一种行驶状态占一个交变载荷周期的比率。我国采用的不同车速和路面载荷性质下的使用率分配方式如表 2 所示,“NTN”公司采用的的使用率分配方式如表 3 所示。

表 1 轿车侧向加速度最大取值

车型	侧向加速度最大取值
后驱运动型车	0.65g
前驱运动型车	0.65g
高级轿车	0.55g
厢级乘用车	0.55g
舱(直)背式轿车	0.55g

表 2 我国采用的不同行驶状态的使用率 P

载荷性质	使用率
直线行驶,良好路面,无冲击	0.50
直线行驶,较差路面,有冲击	0.46~0.48
转弯行驶,有轴向载荷	0.02~0.04

表 3 “NTN”公司采用的使用率

行驶状态	使用率
直线行驶(较好路面)	0.50
直线行驶(较差路面)	0.46
转弯行驶	0.04

从表 2 和表 3 可以看出,在一般行驶状态下,直线行驶使用率基本占 90% 左右,有研究指出,直线行驶使用率占 90%,左转弯和右转弯各占 5% 左右的原则进行载荷谱的设计比较有代表性。

3 载荷谱的制定步骤

载荷谱的制定可以分以下 4 个步骤:

(1) 交变载荷谱分组。

将一个交变载荷周期内的行驶状态分成 4 组^[8]:第 1 组为直线行驶(较好路面);第 2 组为保持右转弯;第 3 组为直线行驶(较差路面);第 4 组为保持左转弯。组与组之间为行驶过渡状态。

(2) 计算每组行驶状态下的主轴转速。

参照“NTN”公司的车速取值方法,分别找出在步骤(1)中所分出的 4 组行驶状态的车速。根据车速可以推导出主轴的转速:

$$n_{\text{主轴}} = \frac{v}{2\pi r} \quad (15)$$

式中 r —轮胎半径; v —实际车速。

(3) 计算每组行驶状态下的轮胎载荷。

依据 1.3 小节中的式(11)和式(12)计算轮胎在每一组行驶状态下对应的轮胎径向力和轮胎轴向力。鉴于计算方便,将转弯行驶状态的侧向加速度都取最大值,最大值的取值参照雷诺公司的试验标准,计算中每组行驶状态的 a_g 和 f_w 取值如表 4 所示。

表 4 每一组的侧向加速度 a_g 和载荷冲击系数 f_w 的取值

组号	行驶状态	侧向加速度 a_g 取值	冲击载荷系数 f_w
1	直线(较好路面)	$a_g = 0g$	$f_w = 1.0$
2	右转弯	$a_g = 0.55g$	$f_w = 1.0$
3	直线(较差路面)	$a_g = 0g$	$f_w = 1.3$
4	左转弯	$a_g = -0.55g$	$f_w = 1.0$

(4) 计算每组行驶状态的占用时间。

按照直线行驶时间使用率占 90% 左右,左转弯和右转弯各占 5% 左右的原则,给每组行驶状态分配使用率。直线行驶(较好路面)和直线行驶(较差路面)的时间使用率分配各占 44%,左转弯和右转弯的时间使用率分配各占 2%,组之间过渡阶段的时间使用率分配分别占 2%。一个交变循环载荷周期推荐值取 100 s。最后根据不同时间使用率计算每一组行驶状态在一个交变载荷周期中占用的时间。第 1 组占用时间 44 s;第 2 组占用时间 2 s;第 3 组占用时间 44 s;第 4 组占用时间 2 s,过渡时间各取 2 s。

复现正常人的步态行走。

(2) 经过试验验证,速度控制要优于位置控制,它不仅提高了轨迹的控制精度,也解决了位置控制时的延时问题,并将系统做成全闭环,增加了误差补偿能力,为步行康复训练机器人的柔顺性控制打下了良好的基础。

参考文献(References):

- [1] ALEXANDER D W, THOMAS B, LARS L, et al. Adaptive Support for Patient-Cooperative Gait Rehabilitation with the Lokomat[C]//Proceedings of 2008 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. France: Acropolis Convention Center, 2008: 2357 - 2361.
- [2] SULLIVAN K J, BROWN D A, KLASSEN T, et al. Effects of task-specific locomotor and strength training in adults who were ambulatory after stroke: results of the STEPS randomized clinical trial[J]. *Physical Therapy*, 2007, 87(12): 1580 - 1602.
- [3] DOBKIN B, BARBEAU H, DEFORGE D, et al. The evolution of walking-related outcomes over the first 12 weeks of rehabilitation for incomplete traumatic spinal cord injury: the multicenter randomized Spinal Cord Injury Locomotor Trial

[J]. *Neurorehabilitation and Neural Repair*, 2007, 21(1): 25 - 35.

- [4] 梁安辉,周宏甫.手指训练的康复机械手设计[J]. *机电工程技术*, 2009, 38(2): 84 - 85.
- [5] COLOMBO G, WIRZ M, DIETZ V. Driven gait orthosis for improvement of locomotor training in paraplegic patients[J]. *Spinal Cord*, 2001, 39(5): 252 - 255.
- [6] VENEMAN J F. A series elastic and bowden cable based actuation system for use as torque actuator in exoskeleton type robots[J]. *International Journal of Robotics Research*, 2006, 25(3): 261 - 281.
- [7] 王启远,钱晋武,冯治国,等.下肢步态矫形器的生理学步态规划与试验[J]. *中国机械工程*, 2009, 20(8): 928 - 932.
- [8] FENG Zhi-guo, QIAN Jin-wu, ZHANG Ya-nan, et al. Biomechanical Design of the Powered Gait Orthosis[C]//Proceedings of the 2007 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics. Sanya, China: [s. n.], 2007: 1698 - 1702.
- [9] 陶泽勇,沈林勇,钱晋武.下肢步态矫形器轨迹控制设计[J]. *机电工程*, 2009, 26(5): 1 - 3.
- [10] 敖荣庆.伺服系统[M].北京:航空工业出版社, 2006.
- [11] 蔡继祖,陈键.基于运动控制器的伺服电机同步控制插补算法改进[J]. *广东工业大学学报*, 2008, 25(3): 70 - 72.

[编辑:李辉]

(上接第42页)

根据以上原则制定出随着时间变化轮毂轴承^[9]所受到的载荷变化情况,可以用图来表示,横坐标表示时间,纵坐标分别表示径向载荷和轴向载荷。本研究以桑塔纳2000驾驶员(右侧)前轮轮毂轴承为例,制定其耐久性试验载荷谱,如图2所示。

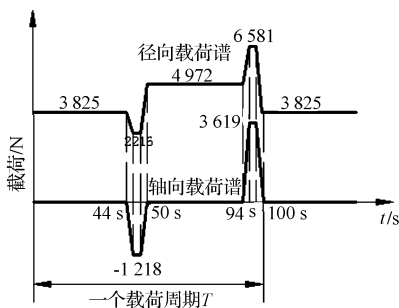


图2 桑塔纳2000驾驶员(右侧)前轮轮毂轴承载荷谱

综上所述,在对轿车行驶过程中的动力学模型建立和分析的前提下,归纳出对轿车轮毂轴承载荷谱的制定步骤,这能够为轿车轮毂轴承的耐久性试验提供良好的加载策略。

4 结束语

笔者在研究轮毂轴承的受载情况和轿车行驶状态的基础上,分析得出了轮毂轴承耐久性试验载荷谱的

制定方法。与现有载荷谱制定方法相比,本研究载荷谱的制定方法考虑到了轿车行驶过程中的各种特征,与轿车实际行驶中的受载情况具有较好的一致性。

参考文献(References):

- [1] 黎桂华.轿车轮毂轴承寿命计算及其耐久性试验研究[D].广州:华南理工大学机械工程学院, 2004.
- [2] [英]CROLLA D,喻凡.车辆动力学及其控制[M].北京:人民交通出版社, 2003: 77 - 116.
- [3] HIRAKI S. Rear-wheel Bearings for Fully Floating Axles - Analysis of Load and Optimum-Strength Design [EB/OL]. [2008 - 10 - 13]. www.nsk.com/.
- [4] 余志生.汽车理论[M].北京:机械工业出版社, 2000: 104 - 162.
- [5] [德]米奇克 M.汽车动力学[M].北京:人民交通出版社, 1996: 11 - 42.
- [6] NTN Corporation. Hub Bearings NTN for New Technology Network [EB/OL]. [2008 - 10 - 22]. http://www.ntn.co.jp/.
- [7] Renault Std. 31 - 02 - 509 - B, Wheel Bearing Product Specification[S]. Renault Company, 1998.
- [8] 尹迪江.轿车轮毂轴承耐久性试验方法与系统设计[D].杭州:浙江工业大学机械工程学院, 2009.
- [9] 黄晨,邓乾发,戴勇.精密陶瓷轴承球研磨新方法[J]. *轻工机械*, 2008(6): 91 - 93, 96.

[编辑:张翔]