

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.11.009

轮毂轴承单元与轮端总成力矩刚性试验系统的研究*

黄德杰¹, 周旭¹, 陈伟军¹, 舒伟才², 靳阳¹

(1. 浙江万向精工有限公司,浙江 杭州 311215; 2. 万向钱潮股份有限公司 技术中心,浙江 杭州 311215)

摘要:针对轮毂轴承单元力矩刚性评价方法的问题,对轮毂轴承单元力矩刚性作出了定义,并介绍了轮毂轴承力矩刚性的设计校核方法,研究了轮毂轴承力矩刚性测试方法。在此基础上进行了力矩刚性试验系统的研制,对比了该刚性试验系统与传统刚性试验系统的差异,应用该刚性测试系统进行了一个典型三代轮毂轴承单元产品力矩刚性的测试,进一步分析了加载工装刚性板的自重对测试结果的影响。研究结果表明:该刚性试验系统具有精确测量的显著优势,测试误差达到了与国外知名轴承公司同等水平,轮端总成刚性比轮毂轴承单元力矩刚性下降了 19%,工装自重对测试结果的影响偏差在 1.5% 以内。

关键词:轴承单元;轮端总成;力矩刚性;试验系统

中图分类号:TH133.3;U211.4 文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)11-1311-06

System development of moment stiffness of hub bearing unit and wheel edge assembly

HUANG De-jie¹, ZHOU Xu¹, CHEN Wei-jun¹, SHU Wei-cai², JIN Yang¹

(1. Zhejiang Wan Xiang Precision Industry Co., Ltd., Hangzhou 311215, China;

2. Technology Center, Wan Xiang Qian Chao Co., Ltd., Hangzhou 311215, China)

Abstract: Aiming at the problem of the moment stiffness evaluation method of hub bearing unit, hub bearing unit moment stiffness was defined, and the design check method of moment stiffness was introduced, and test method of moment stiffness of hub bearing unit was studied. On the basis of the test method, the test system of moment stiffness was developed. The difference between the stiffness test system and the traditional stiffness test system was compared. The stiffness test system was applied to measure the moment stiffness of a typical three generation wheel hub bearing unit, and the test result influence from weight of rigid plate was analyzed. Test result shows that the stiffness test system has obvious advantages of accurate measurement. The test error reached the same level with the foreign famous bearing company. The wheel edge assembly stiffness is less 19% than hub bearing unit, and the influence deviation from weight of rigid plate is no more than 1.5%.

Key words: bearing unit; wheel edge assembly; moment stiffness; test system

0 引言

力矩刚性是轮毂轴承单元的一项重要性能指标,包括奔驰、宝马、大众、通用、奥迪、马自达等 OEM 厂家均针对轮毂轴承单元提出了该项性能要求,并通过控

制轮毂轴承单元力矩刚性水平,来达到乘用车较高的转向精度以及较好的乘坐舒适性等。

准确测量与评估轮毂轴承单元及轮端的力矩刚性水平将为轮毂轴承力矩刚性的设计提供重要支撑。因此,研发准确的力矩刚性试验系统显得尤为重要。

收稿日期:2020-03-06

基金项目:杭州市萧山区重大科技攻关资助项目(2016104)

作者简介:黄德杰(1984-),男,江西宜春人,工程师,主要从事轮毂轴承基础技术方面的研究。E-mail:hdejie@163.com

轮毂轴承供应商及科研院所在此前主要致力于对轮毂轴承力矩刚性的设计、测量与评价^[1-2]。目前,包括大众、奥迪等 OEM 主机厂在评估轮毂轴承力矩刚性的同时,也把力矩刚性的测试评估延伸到了轮端,提出了评估轮端的刚性要求,从而更全面地分析了轮毂轴承的刚性水平及其影响因素。因此,建立一套既满足对轮毂轴承单元力矩刚性,又满足对轮端力矩刚性评价的试验方法与试验装备,已成为了轮毂轴承供应商的必需。

针对轮毂轴承单元力矩刚性评价方法的问题,笔者对轮毂轴承单元力矩刚性做出定义,并介绍轮毂轴承力矩刚性的设计校核方法,研究轮毂轴承力矩刚性测试方法。

1 力矩刚性定义与设计校核

力矩刚性为零件或组件在弯矩作用下抵抗变形或侧倾程度的能力。轮毂轴承单元力矩刚性是由其自身的结构设计(钢球大小、颗数、接触角、节圆直径、跨距、沟曲率半径、沟径等)与预紧载荷所决定的^[3]。

轿车在转向时,车轮轴承同时承受轴向载荷与径向载荷,使得轮毂轴承承受着来自于车轮接地点的弯矩载荷,在这种工况下,轴承将发生一定的弹性变形,而这种弹性变形的大小将影响到轿车的转向操控性;弹性变形大意味着刚性差,将引起转向迟滞,降低操控性。

而过大的刚性,虽然可使得轿车的转向操控性大大增加,但将降低轿车的舒适性,尤其是过大的刚性,会引起车体的颠簸。因此,有必要寻求到在一定范围

内的刚性值。

目前,对于轮毂轴承单元力矩刚性设计校核多借助于 FEA 手段进行,进行反复的计算与优化^[4-5]。

在 FEA 分析模型中,可在车轮半径处施加轴向载荷 F_a ,提取其滚道、法兰与外圈的弹性变形量,从而计算获得轮毂轴承单元的倾角,进而依据如下公式获得力矩刚性的结果,即:

$$K = \frac{F_a R}{\theta} \quad (1)$$

式中: F_a —轴向载荷; R —轴向载荷所施加的半径; θ —轴承在力矩下所发生的倾角。

在仿真分析中,为使得计算结果收敛,必须对滚道上各钢球的接触对做好单元格的处理,使得接触对上各划分的单元格各个节点相匹配对应。

用于校准力矩刚性 FEA 设计方法的准确性的有效手段为试验,通过建立可靠试验系统来获得特定产品的力矩刚性,以指导产品的设计。

以下笔者对力矩刚性试验方法展开研究,并在此基础上构建力矩刚性试验系统。

2 力矩刚性试验方法

力矩刚性试验方法^[6-7]主要是研究通过测试手段,模拟轮毂轴承的实际安装状态,并通过外界载荷模块对车轮半径处施加弯矩,通过测量获得该条件下的侧倾角度。

2.1 轮毂轴承单元力矩刚性测试方法

力矩刚性试验原理如图 1 所示。

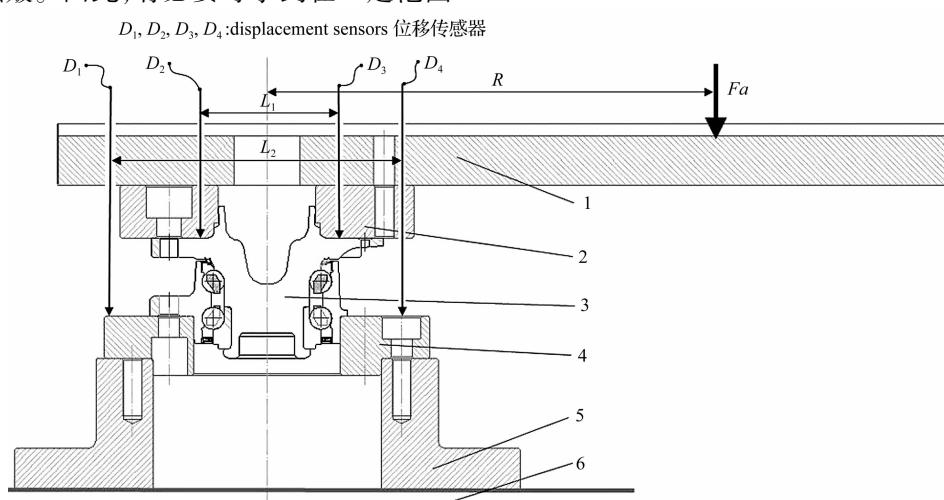


图 1 轮毂轴承单元力矩刚性试验原理图

1—加载臂;2—上连接盘;3—试验轴承;4—适配套;5—下连接盘;6—底座

轮毂轴承单元力矩刚性测试方法如下:通过轴向加载模块在加载臂上施加轴向压力 F_a ,轴向压力 F_a 加

载点位置距离轴承中心轴线的距离为车轮半径 R ,该载荷通过加载臂传递至轮毂轴承单元与转接工装上,

整个测试装置在轴向压力 F_a 作用下将发生形变,该形变通过 4 个位移传感器进行测量,第二位移传感器与第三位移传感器的间距为 L_1 ,第一位移传感器与第四位移传感器的间距为 L_2 ,在轴向压力 F_a 作用下,第一传感器与第二传感器的探针发生向上的位移,第三传感器与第四传感器探针发生向下的位移,4 个位移传感器所发生的位移分别为 D_1 、 D_2 、 D_3 、 D_4 ,计算得到轴承法兰或旋转件上的倾角 θ_1 以及非旋转件转接工装上的倾角 θ_2 ,计算公式如下:

$$\theta_1 = \arctan\left(\frac{|D_2| + |D_3|}{L_1}\right) \quad (2)$$

$$\theta_2 = \arctan\left(\frac{|D_1| + |D_4|}{L_2}\right) \quad (3)$$

式中: D_1 、 D_2 、 D_3 、 D_4 —第一、二、三、四位移传感器位移; L_1 —第二与第三位移传感器的间距; L_2 —第一与第四位移传感器间距。

计算轮毂轴承单元所发生的倾角,如下计算公式:

$$\theta = \theta_1 - \theta_2 \quad (4)$$

式中: θ_1 —法兰或旋转件上倾角; θ_2 —非旋转件转接工装上倾角。

轮毂轴承力矩刚性在试验过程中的倾角变化特征如图 2 所示。

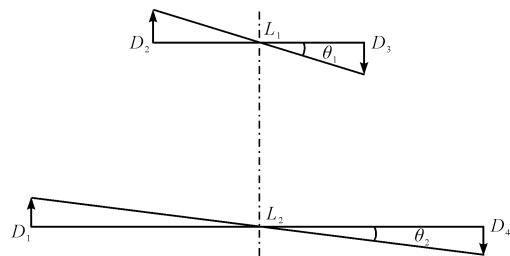


图 2 轮毂轴承单元力矩刚性试验中的倾角变化特征

至此,可以依据公式(1)计算获得轮毂轴承单元的力矩刚性 K (单位:N·m/°)。

2.2 轮端总成力矩刚性测试方法

轮端力矩刚性的测量原理与轮毂轴承力矩刚性的测试原理近似(但此处引入了与轮毂轴承单元相匹配的周边零件,包括转向节、车轮支架、制动盘与轮毂),通过测试可获取轮端总成的力矩刚性。

测试原理图如图 3 所示。

根据轮端总成力矩刚性试验方法,通过轴向加载模块,在轮毂上施加轴向压力 F_a ,轴向压力 F_a 加载点位置距离轴承中心轴线的距离为 R ,该距离值相当于车轮轮毂半径,该载荷通过车轮轮毂传递至轮毂轴承单元上;在轴向压力 F_a 作用下,整个测试装置将发生形变,该形变通过布置好的两个位移传感器 D_1 与 D_2 来测

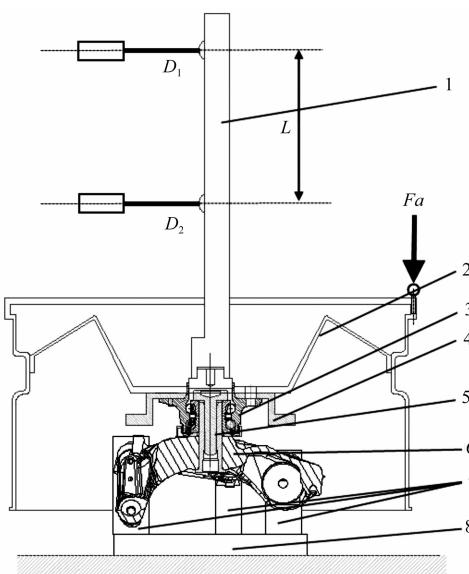


图 3 轮端力矩刚性试验原理图

1—测量杆;2—原装轮毂;3—测试轴承;4—原装制动盘;
5—原装芯轴+车轮螺栓;6—原装车轮支架;7—工装多连杆;
8—底座

量。其中,第一位移传感器 D_1 与第二位移传感器 D_2 的间距为 L 。在轴向压力 F_a 作用下,第一位移传感器 D_1 与第二位移传感器 D_2 的探针均发生单侧侧偏位移。

相比于传感器跨距 L ,由于两个位移传感器所发生的位移非常小,可计算得到测试轴承的总倾角 θ 为:

$$\theta = \arctan\left(\frac{|D_1| - |D_2|}{L}\right) \quad (5)$$

式中: D_1 、 D_2 —第一、二位移传感器位移; L —第一与第二位移传感器的间距。

在试验过程中,轮毂轴承力矩刚性的倾角变化特征如图 4 所示。

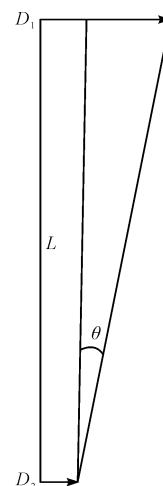


图 4 轮端力矩刚性试验中的倾角变化特征

同理,可以依据式(1)计算获得轮端总成力矩刚性 K (单位:N·m/°)。

3 力矩刚性试验装备

基于对测试方法的研究,笔者进行了测试系统的研制。测试系统包含五大模块:底座平台、工装模块、加载模块、测量模块与软件模块^[8]。

3.1 底座平台

底座为整个刚性试验的基础平台,满足对轮毂半径在 200 mm ~ 500 mm 直径范围内的加载应用,具体要求如下:

尺寸范围:台面尺寸 1 500 mm × 1 500 mm;

安装条件:应用底座调整块,能够调整底座的水平度;

底座配合表面精度:平面度不超过 0.05 mm;

设备总高度:2 300 mm;

固定 T 形槽:保证 M20 × 2.5 的螺栓能够伸入其中,用于固定底座工装。

3.2 工装模块

工装为衔接轮毂轴承单元、底座平台、加载头和测量头的中间部分,一般要求如下:

底工装要求:

有效工作空间:1 500 mm × 900 mm × 1 000 mm (长 × 宽 × 高);

两配合端面(与底座平面配合端面,与轴承外圈配合端面)的平行度要求:均不超过 0.02 mm;

工装垂直度(以底面为参考面)要求:不超过 0.01 mm。

顶工装要求:根据测量方式(竖直工装或水平工装)来调整确定。

3.3 加载模块

设备采用龙门式结构,电动缸固定在移动横梁上,移动横梁通过电机驱动上下滑动;移动横梁滑动到某一位置后,通过滑动锁止机构锁定,再由电动缸对轮辋或模拟工装外缘进行由小到大的载荷加载、保压、卸载和重新加载。为了能够满足一般刚性试验要求,对加载模块的技术参数要求如下:

加载方式:电动缸加载;

加载范围:0 ~ 25 kN;

加载精度:±1%;

加载速率:0.1 kN/s ~ 5 kN/s,可调;

加载行程:0 ~ 100 mm;

加载最大位移速度:15 mm/s。

3.4 测量模块

在加载模块按照规范要求下,为对轮毂轴承单元

或轮端总成进行逐级加载后,引起的逐级变形量进行测量,数据能够被测控系统采集,并进行软件分析处理,变形量的测量方案如下:

位移测量方式:接触式测量;

位移测量通道数:6 个;

位移传感器量程:12 mm;

位移传感器精度:1 μm;

载荷传感器量程:0 ~ 25 kN;

载荷传感器精度等级:0.04 级;

各传感信号数据采样频率:不低于 1 kHz。

3.5 软件模块

笔者采用 LabVIEW 平台进行软件开发,按照试验规范要求控制载荷的施加,在载荷施加过程中,应用传感器采集到变形位移数据,通过软件对各加载数据和变形位移数据进行处理,可以得到:(1)时间-载荷曲线;(2)载荷-力矩刚性曲线;(3)力-时间曲线;(4)位移-时间曲线。

整个测试系统的研制实物结构图如图 5 所示。



图 5 试验系统实物图

1 - 工控机;2 - 加载器;3 - 横梁;4 - 加载杆;5 - 测量杆;6 - 位移传感器;7 - 轮毂;8 - 底座平台

相比于传统刚性试验系统,该试验系统可有效提升力矩刚性试验的结果精度,主要体现在:

(1) 传统力矩刚性试验系统普遍在拉压力试验机上进行,加载机构的量程一般不低于 100 kN;而实际乘用车轮毂轴承刚性试验的加载载荷不超过 20 kN。在满足试验载荷需求的同时,该试验系统采用合适的加载机构量程,提升了加载控制精度;

(2) 传统力矩刚性试验系统采用外接的位移位移传感器,进行加载中的位移间续性记录,无法实现加载载荷与位移的同步连续记录。该试验系统实现了软硬

件的联动工作,保证了测试精度。

4 力矩刚性测试应用

在该试验系统研发完成后,已成功在大众、宝马、通用、马自达等合资 OEM 客户项目开发中得到了应用,并通过与客户认可的第三方国外试验机构、竞争对手(德国 FAG、日本 NSK、日本 NTN)的试验结果进行对标,结果显示:相同样品的测试偏差均在 4% 以内,远低于传统的刚性试验系统的 10% 以内的误差,高于开发预期。

在此,笔者选择一个典型三代驱动型轮毂轴承单元 BFT 进行力矩刚性测试应用,其产品参数为:节圆直径:60 mm;钢球规格:12.7 × 13,双列;接触角:35°;跨距:69 mm,轴向预载荷为 2.0 kN ~ 2.5 kN;产品轴向预紧方式:M24 × 1.5 螺栓,拧紧 350 N · m。

表 1 力矩刚性测试结果

试验载荷/ N	弯矩/ (N · m)	轮毂轴承单元力矩刚性/(N · m/°)			轮端总成力矩刚性/(N · m/°)		
		1#	2#	3#	1#	2#	3#
200	50	8 549	8 907	9 542	6 324	6 498	7 374
450	117	9 590	9 157	8 679	5 945	6 076	6 050
900	234	9 181	8 029	8 402	5 858	6 082	5 879
1 800	469	7 801	7 731	7 638	5 825	6 018	5 780
3 700	937	7 375	7 215	7 095	5 854	5 922	5 722
5 500	1 406	7 287	7 127	7 009	5 863	5 955	5 795
7 500	1 874	7 332	7 235	7 173	5 889	6 026	5 867
9 000	2 343	7 423	7 374	7 310	5 897	6 068	5 896

5 工装自重引起的测量误差分析

开展轮毂轴承单元力矩刚性试验中,采用的是较厚的刚性板作为加载臂。由于采用了非对称型结构的工装刚性板,需要对刚性板的自重对测试结果的影响做出分析。

设定刚性板自重为 W ,刚性板的加载半径为 R ,刚性板的自重中心为 $R/2$ 。考虑刚性板自重带来的额外传感器位移,分别对应的 2.1 节中的 4 个位移传感器变化为: $D_{1c}, D_{2c}, D_{3c}, D_{4c}$ 。

倾角变化的计算公式如下:

$$\theta_1 = \arctan\left(\frac{|D_2 + D_{2c}| + |D_3 + D_{3c}|}{L_1}\right) \quad (6)$$

$$\theta_2 = \arctan\left(\frac{|D_1 + D_{1c}| + |D_4 + D_{4c}|}{L_2}\right) \quad (7)$$

$$\theta = \theta_1 - \theta_2 \quad (8)$$

式中: D_1, D_2, D_3, D_4 —第一、二、三、四位移传感器在加载机构施加载荷时位移; $D_{1c}, D_{2c}, D_{3c}, D_{4c}$ —第一、二、三、四位移传感器在工装自重条件下引起的额外位移;

力矩刚性试验条件载荷为:200 N, 450 N, 900 N, 1 800 N, 3 700 N, 5 500 N, 7 500 N, 9 000 N; 加载半径:轮毂半径 252 mm。

笔者采用以上型号的 3 个产品,分别按照 2.1 与 2.2 节的试验方法进行轮毂轴承单元力矩刚性与轮端总成力矩刚性的测试。测试结果显示:

(1) 在 2 000 N 载荷以内,力矩刚性波动较大,该现象与试验零件之间的匹配有一定的关联性;在 2 000 N 载荷以外,稳定性较好;

(2) 在 2 000 N 后,力矩刚性呈稳定阶段,轮端总成(包含转向节、轮毂轴承单元、制动盘与轮毂)的刚性水平比单独的轮毂轴承单元下降了 1 350 N · m/°,下降比例达到了 19%。

该典型产品详细测试结果如表 1 所示。

L_1 —第二与第三位移传感器的间距; L_2 —第一与第四位移传感器的间距。

考虑工装自重后的计算轮毂轴承单元的力矩刚性 K 公式如下(单位:N · m/°):

$$K = \frac{F_a R + W g R / 2}{\theta} \quad (9)$$

式中: F_a —轴向载荷; R —轴向载荷所施加的半径; W —工装自重; θ —轴承在力矩下所发生的倾角。

笔者采用的工装刚性板的自重 $W = 50$ kg,在此工装条件下,选择三代驱动型轮毂轴承单元 BFT 进行轮毂轴承单元的力矩刚性测试。考虑工装自重与不考虑工装自重条件下的对比分析结果如图 6 所示。

由图 6 的分析结果可知:在试验载荷稳定状态下,考虑工装自重与不考虑工装自重对轮毂轴承单元力矩刚性的测量结果偏差在 1.5% 以内。

由此可见,在实际试验中,不考虑工装自重对力矩刚性的影响因素,不会对测试结果产生较为显著的影响。

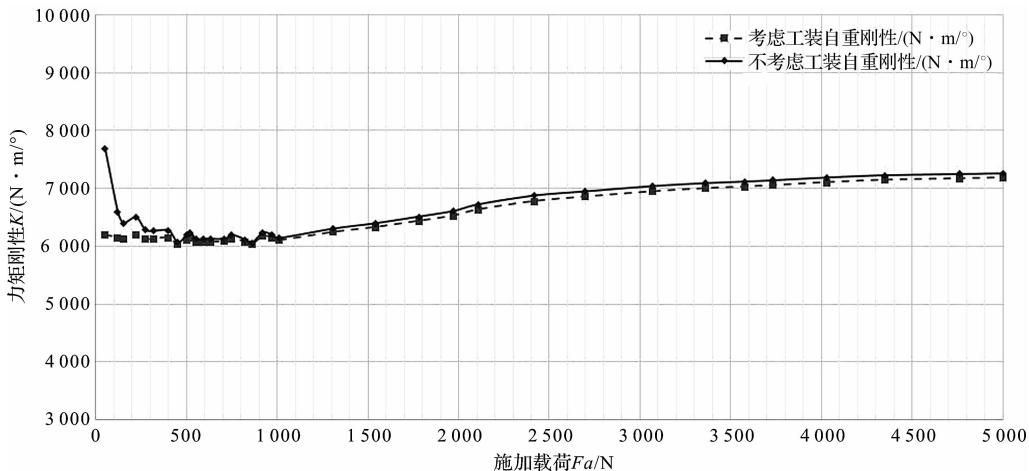


图 6 工装自重引起的测量误差分析

6 结束语

基于轮毂轴承单元与轮端总成力矩刚性的研究背景与意义,笔者提出了轮毂轴承单元的力矩刚性定义与设计校核方法,研究了轮毂轴承力矩刚性的测试方法,进行了力矩刚性试验系统的研制,并应用刚性测试系统进行了一个典型三代轮毂轴承单元产品力矩刚性的测试,测试结果表明:轮端总成力矩刚性比轮毂轴承单元下降 19%;

在开展轮毂轴承力矩刚性测试时,笔者分析了加载工装刚性板的自重对测试结果的影响,结果显示:工装自重对测试结果的影响偏差在 1.5% 以内。

该测试系统可以满足对轮毂轴承单元及轮端总成的力矩刚性试验,指导轮毂轴承单元的开发工作。

参考文献(References) :

[1] 舒伟才,石伯妹. 基于刚度控制的汽车轮毂轴承关键参数

设计[J]. 汽车零部件,2019(1):11-14.

- [2] 黎桂华,周彦平. 轿车轮毂轴承单元力矩刚性的测试与分析[J]. 轴承,2010(1):29-32.
- [3] 王伟,林芬. 轿车轮毂轴承力学性能分析[J]. 机械设计与制造,2014(3):192-195.
- [4] 王东峰,方斌. 角接触球轴承刚度设计与分析[J]. 轴承,2016(4):1-5.
- [5] 汪淳. 基于 CAE 的轿车轮毂轴承单元刚性分析及试验研究[D]. 广州:华南理工大学机械与汽车工程学院,2011.
- [6] 王健,张金焕. 汽车轮毂轴承单元力矩刚性的测试方法. 中国,200810237312.9[P]. 2008-12-26.
- [7] 罗彤. 轮毂轴承刚度测量装置与方法. 中国,201010127532.3[P]. 2010-03-19.
- [8] 袁平,刘景山. 汽车轮毂轴承刚性试验机[J]. 哈尔滨轴承,2017(4):20-21.

[编辑:李辉]

本文引用格式:

黄德杰,周旭,陈伟军,等. 轮毂轴承单元与轮端总成力矩刚性试验系统的研究[J]. 机电工程,2020,37(11):1311-1316.

HUANG De-jie, ZHOU Xu, CHEN Wei-jun, et al. System development of moment stiffness of hub bearing unit and wheel edge assembly[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020,37(11):1311-1316.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>