

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2017.07.004

非驱动轮毂轴承单元法兰盘轴颈 静强度计算及试验

杜立军¹, 陈芳华², 章有良²

(1. 杭州雷迪克节能科技股份有限公司, 浙江 杭州 311231; 2. 浙江省机电产品质量检测所, 浙江 杭州 310051)

摘要:针对轮毂单元静强度计算及试验验证问题,根据第三代非驱动轮毂轴承单元的受力情况,提供了一种用CAE仿真分析方法以外的简便数值分析计算方法,即在车辆受到侧向1.2g的临界侧向加速度下,将轮毂轴承单元受到的外部径向力和轴向力,通过轮毂轴承单元内部受力分析,转化为轴承内部双列滚道的两个载荷中心的径向力和轴向力;并将轮毂轴承单元法兰盘内侧受力轴颈简化等效为实心悬臂梁的处理方法,来计算法兰盘轴颈静强度;并用侧向静强度试验方法,通过构建适当的试验方案,来验证轮毂轴承单元法兰盘静强度,为设计优化提供简便的分析验证方法。研究表明,该简化模型计算结果能够与侧向静强度试验结果保持一致,为笔者利用简化计算方法来简便快速地定量选取轴径和轴颈r角大小提供了可能;该方法计算简便有效,结果可靠。

关键词:非驱动轮;轮毂轴承单元;法兰盘;静强度计算;试验验证

中图分类号:TH133.3

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2017)07-0708-06

Calculation and test of spindle shaft neck static strength of non-drive wheel hub bearing unit

DU Li-jun¹, CHEN Fang-hua², ZHANG You-liang²

(1. Hangzhou Radical Energy Saving Technology Co., Ltd., Hangzhou 311231, China;

2. Zhejiang Mechanical & Electrical Products Quality Inspection, Hangzhou 310051, China)

Abstract: Aiming at the wheel hub unit static strength calculation and experiment validation issues, and according to the loading situation of the third generation non-driving wheel hub bearing unit, instead of using CAE simulation analysis method, a simple numerical computation method is provided, namely under 1.2 g lateral acceleration, the wheel hub bearing unit is forced by external radial force and axial force, through internal force analysis, wheel hub bearing unit is converted into the radial force and axial force of the two internal double raceway load centers, and the wheel hub bearing forced axis neck has been equivalent to solid cantilever beam, to calculate the spindle shaft neck static strength, and with the lateral static strength test method, the appropriate test plan is built to verify the hub bearing unit spindle static strength, an easy validation method is provided for the design optimization. The results indicate that the simplified model calculations can be consistent with the lateral static strength test results, using the simplified calculation method for us to easily select spindle diameter and shaft neck r size, and the method is effective, simple and convenient, calculation result is reliable.

Key words: non-drive wheel; wheel hub bearing unit; spindle; static strength calculation; test verification

0 引言

轮毂轴承单元是重要的汽车承重及提供轮毂传动引导部件,一般均设计成双列角接触滚动轴承结构,能够承受径向和轴向载荷。轮毂轴承单元的发展历程及

趋势是一个不断单元化、集成化过程,发展到第三代轮毂轴承单元时,特别是对非驱动轮毂轴承单元,其法兰盘零件已安装或集成了小内圈、轮胎螺栓、锁紧螺母和轮毂轴,轴承单元安装简化,不再需要压装等过程,仅需要锁紧连接螺栓即可。对第三代非驱动轮毂轴承单

元,由于没有像驱动轮毂轴承单元中间还穿有驱动轴,一旦法兰盘零件出现材料强度问题,比如发生断裂,车轮将直接脱离车身,后果不堪设想,因此对法兰盘强度的设计及验算需要进行不断优化。目前在轴承设计时已应用了CAE等软件仿真分析方法来研究和计算设计静强度,如华南理工大学机械与汽车工程学院与韶关东南轴承有限公司合作的基于ANSYS Workbench的轮毂轴承法兰盘轮毂有限元分析^[1]、万向集团做的有限元分析在汽车轮毂轴承单元中的应用^[2],北京石油化工学院的汽车轮毂轴承力学分析^[3]等,但CAE计算起点高,对设计人员技能要求高,一般企业可能还不具备这个能力,同时CAE分析短期比较耗时。

本研究在需要快速简便验算强度时,提供一种数值计算分析方法来近似验算第三代非驱动轮毂轴承单元法兰盘轴颈静强度,并提供一种静强度试验和冲击试验方法进行验证。

1 第三代非驱动轮毂轴承单元结构及轴断裂失效模式

本研究所讨论的第三代非驱动轮毂轴承单元是以双列角接触球轴承单元为例。其中法兰盘通过旋铆工艺将小内圈永久固定,而小内圈通过过盈配合压装在法兰盘轴径上,内圈小端面与法兰盘轴颈台阶面贴合。

法兰盘轴颈 r 角如图1所示。

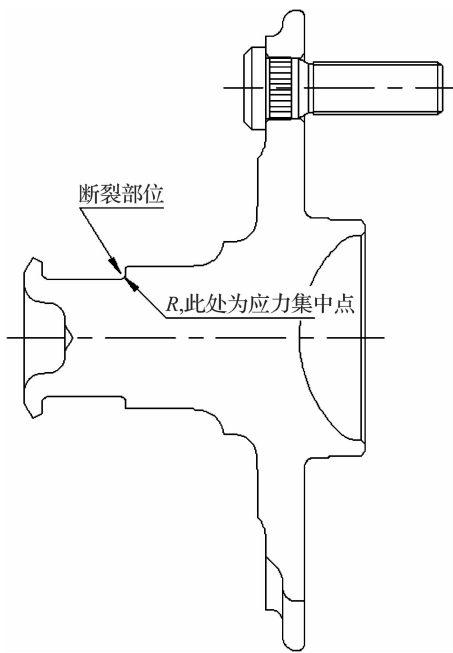


图1 法兰盘轴颈 r 角

轮毂单元外圈固定在车身悬架上,而法兰盘通过轮胎螺栓与制动盘、轮辋及轮胎连接,车辆行驶时法兰盘旋转,车身重量由前、后轮4个轮毂轴承承担,同时

车轮中心往往与轴承中心不重合,有一个偏距 S 存在。车辆在行驶过程中转弯,轴承会受到一个通过车轮中心的径向力 F_r 和一个轮胎滚道半径上的轴向力 F_a ,具体如图2所示。

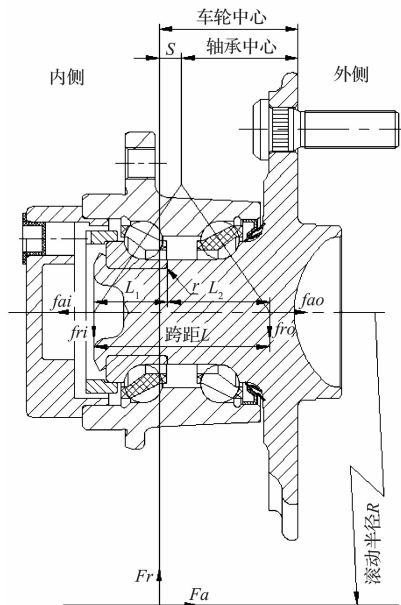


图2 轮毂单元受力示意图

双列角接触球轴承的两个载荷作用中心在轴线上形成轴承跨距,内侧滚道(如图2所示)和外侧滚道的载荷作用中心处的力可分别分解为径向力和轴向力(内侧为 f_{ri} 和 f_{ai} ,外侧为 f_{ro} 和 f_{ao})。

当车辆在急转弯时(如侧向加速度达到 $1.2g$ 以上,车辆的一个车轮将离地,车辆处于侧翻临界状态),或车辆上下严重颠簸导致轴承受到一个较大的径向冲击力(如车辆掉入一个深坑中),或非正常行驶条件下车轮受到侧向冲击(如交通事故中,特别是金属制件的轮辋受到侧向撞击),轮毂轴承单元会在如图1中所示的法兰盘轴颈 r 处开始出现断裂事故。侧向异常冲击时轴承断裂示意图如图3所示。

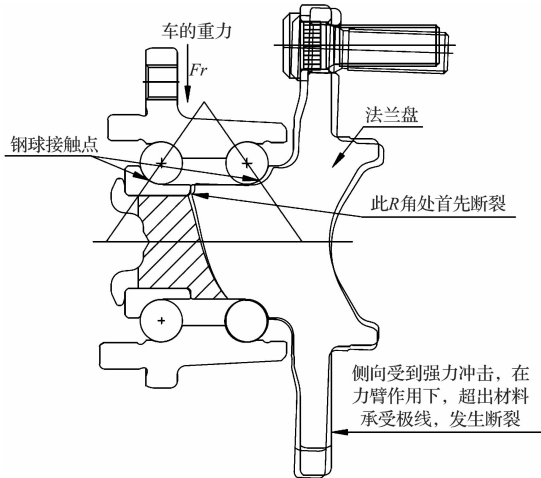


图3 侧向异常冲击时轴承断裂示意图

轮毂轴承单元轴断裂从法兰盘轴颈 r 处开始,是得到国内外轴承多年研究的认同^[4],也是得到 CAE 分析、静强度试验和冲击试验的结果验证,此处 r 角为轮毂轴承单元的应力集中点。由于严重侧向力对轴承法兰盘断裂的影响比车辆上下颠簸时的径向冲击力对轴承法兰盘断裂影响更加显著和常见,笔者主要研究较大侧向力下轴承静强度的设计验算和试验验证,不考虑轴承材料本身质量缺陷或制造工艺过程中出现的裂纹等质量缺陷。

在较大侧向力作用下,如果轴承法兰盘轴颈 r 处静强度设计不足,材料承载超过极限,将首先从 r 角表面处出现材料屈服及裂纹,裂纹快速向芯部扩展,并短时间出现材料断裂事故。由于轮毂轴承单元法兰盘轴颈及 r 角处是表面感应淬火处理过(一般硬度 60 HRC ~ 65 HRC),法兰盘芯部基体硬度较低,在设计验算时,本研究主要考虑轴颈及 r 角处应力不应大于表面淬火材料的许用屈服强度。

2 静强度计算

2.1 有侧向加速度下轴承的外部载荷计算

在验算轮毂轴承单元法兰盘轴颈 R 处静强度时,笔者给出的临界条件为:车辆满载,在颠簸坏路上受到一个 $f_w = 1.3$ 径向冲击系数,同时车辆向左急转弯,侧向加速度 $a = -1.2$ g,此时右轮受到一个从外侧向内侧的轴向力。

右轮轴承的外部载荷计算公式^[5]:

$$\text{外部径向力 } F_r = f_w \frac{W}{2} - af_w \frac{WH}{T} \quad (1)$$

$$\text{外部轴向力 } F_a = aF_r \quad (2)$$

式中: f_w —坏路上径向载荷冲击系数, W —满载轴重, a —侧向加速度, H —车辆轴重心高, T —轮间距。

轴向力以向轴承外侧方向为正。

某车型的车型参数如表 1 所示。

表 1 某车型的车型参数

车型参数	数值
后轴满载重量 W/kg	820
后轴轮间距 T/mm	1 545
后轮毂轴承单元偏距 S/mm	0.7
满载重心高 H/mm	613
滚动半径 R/mm	335
轮辋半径 R_r/mm	215.9
后轮毂轴承单元法兰盘轴径 Φ/mm	31
后轮毂轴承单元法兰盘轴颈 r 角 $^\circ/\text{mm}$	1.5
后轮毂轴承单元接触角 $\alpha/^\circ$	33.3
后轮毂轴承单元跨距 L/mm	68.62
后轮毂轴承单元内侧载荷中心	
离法兰盘轴颈台阶距离 L_1/mm	25.62

其中后轮轮毂轴承单元的参数是优化后参数,其含义可参见图 2。

按照式(1) 计算得到轴承受到径向力 F_r 为 10.197 kN,按照式(2) 得到轴向力 F_a 为 -12.237 kN。

2.2 轴承内部受力计算

按照图 2 的受力示意图,由于法兰盘轴颈 r 处内侧的轴径 Φ 为 31 mm,远小于外侧的轴径,在 r 处形成台阶,内侧结构强度是法兰盘零件的薄弱环节,本研究主要考虑轴承内侧载荷中心受力情况。

双列角接触球轴承单元在受到一个外部轴向力 F_a 情况下,将在轴承内部两个载荷中心处产生支承反力,内侧载荷中心有一个径向力 f_{ri} 和一个轴向力 f_{ai} ,外侧载荷中心相应 f_{ro} 和 f_{ao} ,载荷中心在承受纯径向力 f_r 时会产生附加轴向力 s_a ,对角接触球轴承, s_a 等于 ef_r , e 的数值可由轴承接触角大小从表 2 查出,或根据表 2 按插值法计算,对轮毂轴承单元内外侧两个载荷中心,分别有两个附加轴向力 s_{ai} 和 s_{ao} 。

根据图 2 受力情况,轴承外部受力与内部支承反力之间计算关系为^[6]:

$$F_r = f_{ro} + f_{ri} \quad (3)$$

$$f_{ro} \left(\frac{L}{2} - S \right) = f_{ri} \left(\frac{1}{2} + S \right) + F_a R \quad (4)$$

式中: L —轴承跨距, S —受力偏距, R —滚动半径。

从式(3) 和式(4) 可以得到:

$$f_{ri} = F_r \left(\frac{1}{2} - \frac{S}{L} \right) - F_a \frac{R}{L} \quad (5)$$

$$f_{ro} = F_r \left(\frac{1}{2} + \frac{S}{L} \right) + F_a \frac{R}{L} \quad (6)$$

当外部轴向力 F_a 的方向为从内侧向外侧方向时,如图 2 所示,若 $F_a + s_{ao} > s_{ai}$,则:

$$f_{ai} = F_a + s_{ao} \quad (7)$$

$$f_{ao} = s_{ao} = ef_{ro} \quad (8)$$

否则:

$$f_{ai} = s_{ai} = ef_{ri} \quad (9)$$

$$f_{ao} = s_{ai} - F_a \quad (10)$$

当外部轴向力 F_a 的方向为从外侧向内侧方向时,与图 2 标示方向相反,若 $F_a + s_{ai} > s_{ao}$,则:

$$f_{ai} = s_{ai} \quad (11)$$

$$f_{ao} = F_a + s_{ai} \quad (12)$$

否则:

$$f_{ai} = s_{ao} - F_a \quad (13)$$

$$f_{ao} = s_{ao} \quad (14)$$

从上述式(5 ~ 14) 计算可得轴承内侧载荷中心的径向力 f_{ri} 为 64.73 kN 和轴向力 f_{ai} 为 58.2 kN。

轴承内侧载荷中心处的当量径向载荷为^[7]:

$$P_i = Xf_{ri} + Yf_{ai} \quad (15)$$

式中: X —动载荷系数, Y —动载荷系数,可根据轴承接触角从表中查得,或按插值法计算。

单列向心轴承动载荷系数如表2所示。

表2 单列向心轴承动载荷系数

接触角 $\alpha / (^\circ)$	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		e
	X	Y	X	Y	
30	1	0	0.39	0.76	0.8
35	1	0	0.37	0.66	0.95
40	1	0	0.35	0.57	1.14
45	1	0	0.33	0.5	1.34

根据式(15),计算轴承内侧载荷中心受到的纯径向当量载荷 P_i 为 64.73 kN。

2.3 法兰盘轴颈静强度计算

该车型所用的后轮毂轴承单元法兰盘零件采用 65Mn 材料,参照 GB/T 1222-2007《弹簧钢》标准规定的热处理方式制样,65Mn 材料淬回火后的屈服强度至少为 785 MPa。考虑 1.2 的材料强度许用安全系数,则 65Mn 材料的许用屈服强度至少为 654 MPa。

本研究将法兰盘内侧受力轴颈简化等效为实心悬臂梁处理,法兰盘内侧悬臂梁简化示意图如图4所示。

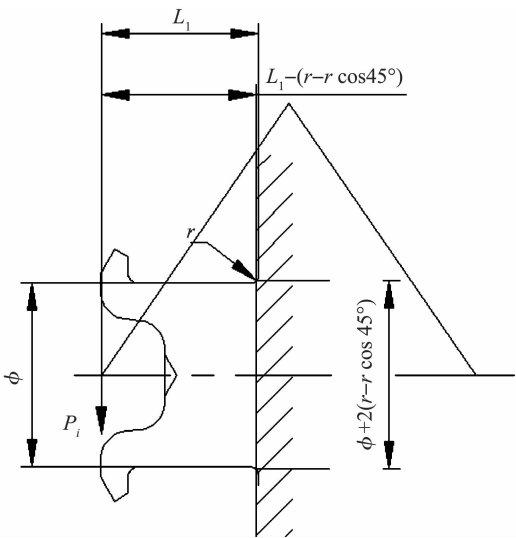


图4 法兰盘内侧悬臂梁简化示意图

本研究在轴颈 r 角圆弧中点处作壁,内侧载荷中心到壁轴向距离作为实心悬臂梁长度,计算该悬臂梁长度为 25.181 mm,将轴颈 r 角圆弧中点处直径简化为悬臂梁圆柱直径 D ,计算为 31.879 mm(其中 L_1 、 r 及 ϕ 如表1所示)。

梁的危险截面就是弯矩最大的截面^[8],危险应力就是梁的最大正应力,最大正应力在梁的危险截面的上下缘。本研究按悬臂梁模型,按跨距在轴线交点处的内侧载荷中心上的当量径向载荷 P_i 作为悬臂梁集中外力,作用在内侧的载荷中心上,来计算轴颈 r 圆弧中点处截面的正应力。

实心圆柱梁的抗弯截面模量:

$$W_z = \frac{D^3}{32}\pi \quad (16)$$

式中: D —梁外径。

按式(16)计算抗弯截面模量为 3 180.54 mm³。

悬臂梁最大弯矩为:

$$M = P_i L_1 \quad (17)$$

按式(17)计算最大弯矩为 1 630 043.43 N·mm。

悬臂梁最大正应力为:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W_z} \quad (18)$$

由式(18)计算得到最大正应力 σ_{\max} 为 512.5 N/mm²。

计算得到的最大正应力小于 65Mn 材料淬回火后的许用屈服强度 654 MPa,由此可见结构是安全的。

按照上述法兰盘静强度简化计算方法,该车型的后轮毂轴承单元的内部结构参数在优化后,是能够满足设计要求的,但还需要经过设计试验验证。在试验验证前,本研究也根据轮毂轴承单元优化前的参数,并按照上述简化的法兰盘静强度计算方法进行试算。优化前内部结构参数如表3所示。

表3 优化前轮毂轴承单元内部结构参数

参数	数值
后轮毂轴承单元偏距 S/mm	0.7
后轮毂轴承单元法兰盘直径 Φ/mm	27
后轮毂轴承单元法兰盘轴颈 r 角 $/\text{mm}$	1.2
后轮毂轴承单元接触角 $\alpha / (^\circ)$	34.4
后轮毂轴承单元跨距 L/mm	56.42
后轮毂轴承单元内侧载荷中心离法兰盘轴颈台阶距离 L_1/mm	24.34

优化前的法兰盘轴颈静强度计算不再赘述,由计算得到的优化前的最大正应力为 686.3 MPa,虽然小于 65Mn 材料淬回火后的屈服强度 785 MPa,但已大于许用屈服强度 654 MPa,因此优化前的法兰盘内部结构是存在风险的。笔者在这个轮毂轴承单元结构优化过程中做了试验验证,来验证上述简化静强度计算方法的相对合理性。

3 试验及结果分析

3.1 试验方法

轮毂轴承单元是与车轮配合安装的,是车轮的轮毂轴,对车轮的强度要求一样可以用来要求轮毂轴承单元,根据 GB/T 15704-2012《道路车辆轻合金车轮冲击试验方法》,冲锤质量 m (单位 kg),冲锤离车轮最高边缘 230 mm,被试验轴承单元安装在匹配的轮辋上,或根据该车型参数中的轮辋半径制作一个类似车轮的试验工装,冲锤自由落体冲击车轮或试验工装上,轮毂轴承单元不得有可见裂纹。

试验中的冲锤质量按下式确定:

$$m = 0.6 \frac{W}{2} + 180 \quad (19)$$

式中: W —满载轴重。

除冲击试验方法外,一般可以用侧向静强度试验来做试验验证,如图 5 所示。

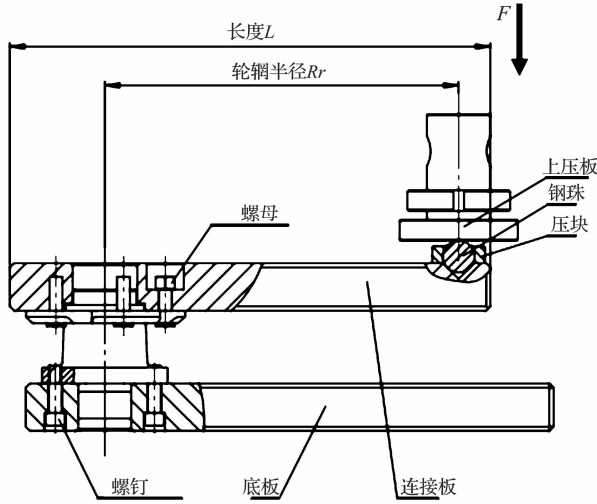


图 5 侧向静强度试验示意图

在轮辋半径 R_r 力臂上,轴向加力 F ,缓慢增加轴向负荷 F ,直到轮毂轴承单元断裂为止。

要保证轮毂轴承单元的抗冲击强度要求,轮毂轴承单元应保证一个最低的静强度试验力要求 F_{\min} 。根据上述冲击试验的方法,来求侧向静强度试验力最低要求值 F_{\min} 。

假设从冲头与轮辋接触开始,由于二者之间的相互作用力,使冲头逐渐减速到 0,持续时间为 T_0 (一般取 0.5 s)。由此计算出:

冲头与轮辋接触时的速度(自由落体):

$$V_0 = \sqrt{2gh} = 2.1232 \text{ m/s} \quad (20)$$

式中: g —重力加速度, h —冲锤高度 230 mm。

冲头与轮辋之间的作用力(冲击载荷 F_{\min})

$$F_{\min} = m a(t) \quad (21)$$

该作用力应使冲头在时间 T_0 内速度降为零,即:

$$V(t) = V_0 - \int_0^{T_0} a(t) dt = 0 \quad (22)$$

这里的加速度 $a(t)$ 是随时间变化的,其变化规律最好通过试验进行测定。在没有试验数据的情况下,可以人为假定 $a(t)$ 的形式,但假定的 $a(t)$ 的形式不一样,会导致不同的结果。本研究假设在冲击过程中,加速度为半正弦波变化,即:

$$a(t) = a_0 \sin(\omega t) \quad (23)$$

$$\omega = \frac{\pi}{T_0} \quad (24)$$

式中: a_0 —加速度幅值, ω —圆频率。

对式(22)完成积分,得到:

$$a_0 = V_0 \frac{\omega}{2} = \frac{\pi}{2T_0} \sqrt{2gh} \quad (25)$$

则冲击载荷为:

$$F_{\min} = \frac{\pi m}{2T_0} \sqrt{2gh} \quad (26)$$

根据式(26), T_0 按 0.5 s, $g = 9.8 \text{ m/s}^2$, $h = 0.23 \text{ m}$,则:

$$F_{\min} = 6.67m = 6.67 \left(\frac{0.6W}{2} + 180 \right) = 2W + 1200 (\text{kgf}) \quad (27)$$

因此,在做侧向静强度试验时,一个轮毂轴承单元应能在轮辋半径 R_r 上承受最少 2 倍满载轴重再加 1200 kgf 的侧向力,而不发生断裂。

3.2 侧向静强度试验

根据表 1 所述的某车型参数,该车型的满载后轴重 W 为 820 kg,轮辋半径 R_r 为 215.9 mm,按照式(27),该型号轮毂轴承单元的侧向静强度试验力要求 F_{\min} 至少为 2840 kgf (或 27.83 kN),法兰盘不应发生断裂。

本研究按照图 5 所示的加载方式,在万能力学试验机上进行轮毂轴承单元侧向静强度试验,轴向力作用在轮辋半径上,试验力从小逐步增大,直至轮毂轴承单元法兰盘断裂,记录下断裂时的最大力。

本研究按照该型号轮毂轴承单元优化前后的 3 种不同状态的实际工件,来做侧向静强度对比试验,3 种内部不同结构参数的条件如表 4 所示。

表 4 试验用 3 种内部不同结构参数

参数	优化前数值	优化后数值	轴颈 r 调整
后轮毂轴承单元 法兰盘轴径 Φ/mm	27	31	31
后轮毂轴承单元 法兰盘轴颈 r 角/ $^\circ$	1.2	1.5	1
后轮毂轴承单元 跨距 L/mm	56.42	68.62	68.62
后轮毂轴承单元内侧 载荷中心离法兰盘 轴颈台阶距离 L_1/mm	24.34	25.62	25.62

其中,优化后状态增加一种调整了法兰盘轴颈 r 角大小的状态,主要是验证轴颈 r 角的选取对法兰盘轴颈静强度的具体影响大小。

本研究对 3 种状态的工件各选取了 10 件进行试验,试验数据如表 5 所示(要求不低于 27.83 kN)。

侧向静强度试验后轴颈处断裂法兰盘照片如图 6

所示。



图6 试验后断裂法兰盘

从试验结果看,优化前内部结构的试验力平均值刚刚满足最低要求 27.83 kN,其中 2 号试验工件的试验力只有 27.2 kN,已经低于最低试验力要求,因此优化前结构存在静强度风险,这与前述的静强度简化计算结果一致。

优化后内部结构的试验力均明显提高,远大于最低试验力要求,因此优化后结构是安全的,也与前述的静强度简化计算结果一致。

在优化后内部结构参数基础上,笔者局部调整了法兰盘轴颈 r 角加工大小,来验证轴颈 r 角选取的具体影响大小。从试验数据看, r 角调小后,试验力有所下降,但仍能满足最低试验力要求,这为笔者利用前述静强度简化计算方法来简便快速地定量选取轴径和轴颈 r 角大小提供了可能。

表5 侧向静强度试验结果

试验状态	法兰盘断裂时的试验力/kN										平均
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
优化前	29	27.2	27.9	29.8	28	28.1	27.9	29.6	28.4	28.4	28.4
优化后	41.6	41.7	39.9	42	40.3	41	41.2	41.5	40.8	41.2	41.1
r 调整	38.9	39.7	41.5	40.7	39.9	40.2	41.1	40	41.1	39.8	40.3

要提高轮毂轴承单元法兰盘轴颈静强度,应增大法兰盘轴径 Φ 和轴颈 r ,提高材料屈服强度,减少内侧载荷中心到轴颈台阶的距离 L_1 ,而增大法兰盘轴径 Φ 比增大轴颈 r 对提高法兰盘强度的效果显著。同时,在法兰盘热处理工艺选择上,应优化法兰盘轴颈表面淬硬层和芯部基体预备热处理工艺设计,以改善法兰盘轴颈静强度。从大量的小轿车、SUV 等乘用车轮毂轴承单元设计经验、计算、试验验证和应用实践看,乘用车的非驱动轮轮毂轴承单元法兰盘轴径一般应设计在 $\Phi 30$ mm 及以上,相对是比较安全的,当然具体设计时应进行理论计算和设计试验验证,有条件时还要经过 CAE 软件分析验证。

4 结束语

本研究提供了一种简便的汽车非驱动轮毂轴承单元法兰盘轴颈静强度理论计算方法,可以在不具备 CAE 软件分析方法的条件下,为具体轮毂轴承单元设计开发人员简化验算第三代非驱动轮毂轴承单元法兰盘轴颈静强度提供便利,并得到试验验证。

在今后的研究中,将进一步优化轮毂轴承单元受力模型,并与具体的 CAE 软件仿真分析进行对比,继续进行试验研究,以期减少简化分析方法的计算误差,降低轮毂轴承单元设计风险。

参考文献 (References):

- [1] 卢小辉,谢小鹏,汪 浔,等. 基于 ANSYS Workbench 的轮毂轴承法兰盘轮毂有限元分析[J]. 机床与液压,2012,40(5):129-131.
- [2] 李永庆,颜 波. 有限元分析在汽车轮毂轴承单元中的应用[J]. 农业装备与车辆工程,2008(8):29-30.
- [3] 张春燕,韩丽艳. 汽车轮毂轴承力学分析[J]. 科学技术与工程,2011,11(24):5982-5982.
- [4] 倪兆荣,杨绍荣,郑跃刚. 轿车轮毂轴承法兰盘断裂失效分析[J]. 机械工程材料,2015,39(6):111-114.
- [5] 冈本纯三. 球轴承的设计计算[M]. 北京:机械工业出版社,2003.
- [6] 机械设计手册编委会. 滚动轴承[M]. 北京:机械工业出版社,2008.
- [7] HARRIS T A, 罗继伟. 滚动轴承分析[M]. 洛阳:洛阳轴承研究所,1997.
- [8] 胡益平. 材料力学[M]. 成都:四川大学出版社,2011.

[编辑:张 豪]

本文引用格式:

杜立军,陈芳华,章有良. 非驱动轮毂轴承单元法兰盘轴颈静强度计算及试验[J]. 机电工程,2017,34(7):708-713.

DU Li-jun, CHEN Fang-hua, ZHANG You-liang. Calculation and test of spindle shaft neck static strength of non-drive wheel hub bearing unit[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2017,34(7):708-713.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>