

基于低载强化的轮边减速系统耐久性试验研究

刘新田^{1,3}, 郑松林^{1,2}, 陈 铁¹, 冯金芝^{1,2}

(1. 上海理工大学 机械工程学院, 上海 200093; 2. 机械工业汽车机械零部件强度与可靠性评价重点实验室, 上海 200093; 3. 上海工程技术大学 汽车工程学院, 上海 201620)

摘要: 基于上海市标准道路循环工况, 外推轮边减速系统关键部件载荷谱. 根据材料低载强化特性确定减速系统磨合试验规范. 基于 Miner 线性累积损伤理论, 制定了电驱动系统耐久性试验规范, 预估了减速系统耐久性里程. 实施了耐久性台架试验, 试验结果表明: 样机满足设计的耐久性里程要求, 齿轮的弯曲疲劳强度具有足够的可靠性储备, 具有一定的轻量化空间. 在保证可靠性、耐久性的前提下, 该方法为汽车关键零部件的轻量化提供参考.

关键词: 轮边减速系统; 耐久性试验; 载荷谱; 低载强化

中图分类号: U 467.3 **文献标志码:** A

Durability Test of Hub Reducer System Based on Low Load Strengthening

LIU Xintian^{1,3}, ZHENG Songlin^{1,2}, CHEN Tie¹, FENG Jinzhi^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai, 200093, China;

2. CMIF Key Lab for Automotive Strength & Reliability Evaluation, Shanghai, 200093, China;

3. School of Automotive Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China)

Abstract: Based on the working conditions of Shanghai standard road driving cycle, the load spectrum for the key components of wheel deceleration system was extrapolated. According to the strengthening effect of low amplitude loads, the running-in test specification for the reducer system was issued. A durability test specification was developed based on the Miner rule and the deceleration system durability mileage was estimated. The bench test for durability shows that the prototype design satisfies the durability mileage requirement, and the bending fatigue strength of the gear is of sufficient reliability, which gives the possibility for further light weight design. Under the prerequisite of assuring the reliability and durability requirements, the method can be applied in the light weight design of other key automotive components.

Keywords: hub reducer system; durability test; load spectrum; low-amplitude-load strengthening

收稿日期: 2014-10-23

基金项目: 国家高技术研究发展计划(863 计划)重大项目(2012AA110701); 国家自然科学基金资助项目(51375313, 51305269); 上海市科委基础研究重点项目(13JC1408500); 上海汽车工业科技发展基金资助项目(1104); 上海市教委重点学科建设资助项目(J50503)

第一作者: 刘新田(1980-), 男, 博士研究生. 研究方向: 汽车现代设计理论. E-mail: xintianster@gmail.com

通信作者: 郑松林(1958-), 男, 教授. 研究方向: 汽车现代设计理论. E-mail: songlin_zheng@126.com

面对全球能源短缺和城市空气污染日益严重的严峻形势,电动汽车已成为可持续发展的新能源车之一.随着新材料、新技术、新工艺的逐渐突破,电驱动系统引入车轮,构成了非簧载质量的主体,可以降低车轮附近的车架和整车的重心,减轻整车质量,提高车辆行驶稳定性.在性能和节能环保方面,与内燃机车辆相比,电动汽车具有不可替代的优势.

车辆的可靠性、耐久性与整车及其零部件的失效、寿命、维修及安全息息相关^[1].从20世纪60年代后期,国外学者开始研究快速评价技术^[2].随着疲劳损伤机理的研究和工程应用^[3],很多汽车企业都制定了汽车零部件的功能性和耐久性评价规范,例如:大众汽车公司的变速箱耐久性试验规范(磨合35 min后,发动机最大扭矩下加载试验70 min,当量于用户实际使用 30×10^4 km);铃木汽车的前桥(250%静载荷下100万次)和后桥(200%静载荷下100万次)台架试验规范;切诺基越野车的传动轴台架试验规范(2.0倍的额定输入扭矩下30万次)等.

我国在汽车耐久性试验方面的研究起步较晚,长春汽车研究所估算了解放牌汽车关键零部件的疲劳寿命,获得了实车寿命和台架试验模拟寿命之间的当量关系^[4].东风汽车公司与德国弗劳恩霍夫协会结构耐久性与系统可靠性研究所合作,获取了中国典型道路试验载荷谱,研究了卡车关键零部件的疲劳寿命.顾柏良等^[5]提出了基于远程参数控制的汽车室内道路模拟试验方法.王德俊等^[6]总结了疲劳载荷谱编制准则.高镇同等^[7]开展了机械结构件的疲劳可靠性研究.郑松林等^[8-10]根据低幅载荷的锻炼效应,建立了随机谱载荷作用下的疲劳寿命预估模型,充分发挥了结构件的强度潜能,为产品研发人员设计质量更轻的汽车零部件提供参考.近年来,国内外学者在电驱动系统可靠性、耐久性试验方法等方面的研究还不够深入,缺乏完善的轮边电驱动系统耐久性试验方法和判断标准^[11].

考虑到轮边减速系统载荷谱不易测取,且在整车开发试制之前不能实现道路试验,可以采用台架试验开展减速系统耐久性寿命研究.基于标准道路循环工况,考虑材料的低载强化特性,制订了磨合规范和耐久性试验规范,完成了室内快速耐久性台架试验,提出了轮边减速系统耐久性试验与评价方法.

1 轮边减速系统

轮边/轮毂电驱动系统包括电机系统、减速系统

等,如图1所示.轮边减速系统质量作为簧下质量的一部分,它直接承受来自路面的冲击与振动,这导致轮边减速系统的工况更加恶劣.汽车在行驶过程中,路面的各向作用力由轮胎传至轮毂,并由轮毂轴承传递至减速器壳体上,最后通过悬架传递至车架.减速系统壳体要承受制动力矩、纵向力、垂向力、侧向力及电机转矩的反力矩,受力情况比较复杂.制动力矩通过制动底板传递至减速器壳体,侧向力则通过轮毂、轮毂轴承传递至减速器壳体,并通过悬架传递至车架^[12-13].

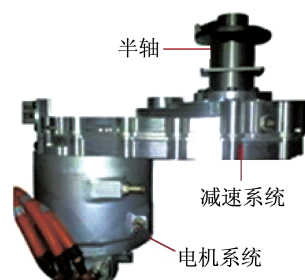


图1 电驱动系统

Fig.1 Electric driving system

2 齿轮载荷谱

2.1 载荷分布特性

根据汽车行驶方程式和标准道路循环工况^[14],确定减速系统及零件载荷.在怠速时,驱动电机与减速系统动力分离,各零部件不受载荷作用,剔除怠速工况载荷.删除怠速工况后,减速系统输入载荷谱如图2所示. T 为扭矩, t 为时间.

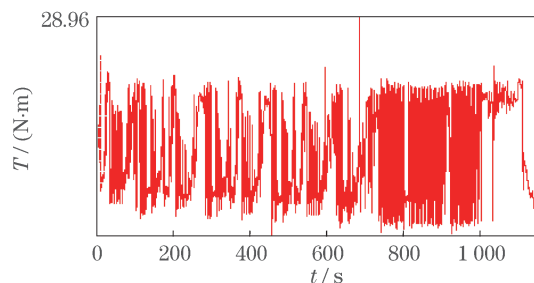


图2 减速系统输入载荷谱

Fig.2 Load spectrum of the reducer system

采用雨流计数法得到减速系统输入扭矩幅值-概率直方图,如图3所示. f 为概率, T 为扭矩.由图3可知,样本最大扭矩幅值较小($30 \text{ N} \cdot \text{m}$),这是因为样本容量有限.在低扭和高扭区域各出现一个峰值,呈现混合分布状态.低、高扭矩相互耦合,频次互相叠加,出现很不明显的中扭区域($14 \sim 18 \text{ N} \cdot \text{m}$).

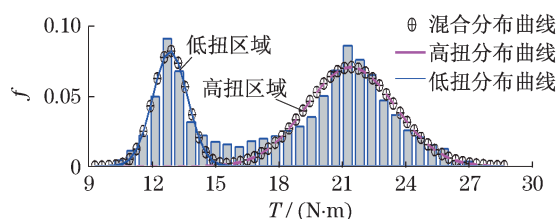


图 3 减速系统输入扭矩幅值-概率直方图

Fig.3 Probability distribution of the input torque amplitude of reducer system

2.2 外推极值载荷

在减速系统工作过程中,极值载荷通常表现为齿轮受到的冲击载荷.图 3 所示载荷样本较少,利用统计学理论外推载荷样本至更广泛的范围内,获取在该工况下减速系统的极大载荷,这样既可以反映载荷分布特征,也防止漏测不常出现的极大载荷.

研究表明, 10^6 次超值累积循环对于包括很少发生的最严重情况在内的全部载荷具有足够的代表性^[15],采用表达式(1)描述.

$$1 - F(T_{\max}) = 10^{-6} \quad (1)$$

式中: $F(\cdot)$ 表示累积分布函数; $T_{\max}$ 为载荷样本统计时的最大扭矩.

根据式(1),将第二级减速输入(目标齿轮)的超

值累积频次扩展到 10^6 次循环时,外推后最大扭矩 $T_{\max} = 206 \text{ N} \cdot \text{m}$.

外推前后累积频次分布对比如图 4 所示. N 为累计频次.

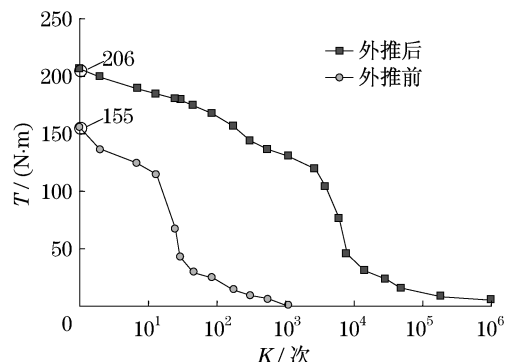


图 4 外推前后累积频次分布对比图

Fig.4 Contrast diagram of cumulative frequency distribution before and after extrapolating

2.3 编制载荷谱

根据减速系统的结构参数,目标齿轮的弯曲疲劳强度较薄弱.采用 Morrow 直线修正法^[7],通过式(2)~(4)将目标齿轮的应力均值向应力幅值转换,外推后对应的弯曲应力幅值、频次如表 1 所示.外推后齿根最大弯曲应力为疲劳极限的 185.4%,超过疲劳极限的循环次数占总次数的 39.51%.

表 1 外推后目标齿轮弯曲应力幅值和频次表

Tab.1 Bending stress amplitude and cumulative frequency times of the reducer gear after extrapolating

序号	输入扭矩幅值/(N·m)	弯曲应力幅值/MPa	频次/次	序号	输入扭矩幅值/(N·m)	弯曲应力幅值/MPa	频次/次
1	2.70	6.5	106 959	22	115.92	281.4	206
2	8.09	19.6	138 257	23	121.32	294.5	346
3	13.48	32.7	42 840	24	126.71	307.5	544
4	18.87	45.8	16 599	25	132.10	320.6	706
5	24.26	58.9	9 259	26	137.49	333.7	705
6	29.65	72.1	6 834	27	142.88	346.8	524
7	35.05	85.1	3 924	28	148.27	359.9	287
8	40.44	98.2	1 893	29	153.67	373.0	132
9	45.83	111.2	1 051	30	159.06	386.1	60
10	51.22	124.3	581	31	164.45	399.2	56
11	56.61	137.4	294	32	169.84	412.2	44
12	62.01	150.5	163	33	175.23	425.3	49
13	67.40	163.6	138	34	180.62	438.4	31
14	72.79	176.7	184	35	186.02	451.5	27
15	78.18	189.8	277	36	191.41	464.6	17
16	83.57	202.8	356	37	196.80	477.7	16
17	88.96	215.9	425	38	202.19	490.8	7
18	94.36	229.0	444	39	207.58	503.9	4
19	99.75	242.1	402	40	212.98	516.9	3
20	105.14	255.2	331	41	229.15	556.1	1
21	110.53	268.3	244				

$$b = \frac{\lg S_{1\,000} - \lg S_{be}}{\lg 10^3 - \lg 10^6} = -\frac{1}{3} \left(\frac{S_{1\,000}}{S_{be}} \right) \quad (2)$$

$$N_2 = N_1 \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{-1/b} \quad (3)$$

$$S_a = S'_f (2N_f)^b \quad (4)$$

式中: $S_{1\,000}$ 为 1 000 次循环时的疲劳强度; S_{be} 为试件疲劳极限; b 为疲劳强度指数; S_1 和 N_1 分别为高周疲劳区 $S-N$ (应力和疲劳寿命) 曲线上任意点的应力幅值和疲劳损伤循环次数, S_2 和 N_2 分别为高周疲劳区 $S-N$ 曲线上的确定应力幅值和当量疲劳损伤循环次数; S'_f 为疲劳强度系数; S_a 为应力幅值; N_f 为疲劳寿命.

根据 Miner 线性累积损伤原则和表 1 中的数据, 绘制目标齿轮弯曲应力 - 累积频次图如图 5 所示.

完成外推载荷谱, 制定寿命试验准则: 省略低于材料疲劳极限的小载荷循环, 将光滑试件疲劳极限的 50% 作为切口试验的过滤门槛值, 忽略门槛值内小循环载荷^[4]. 根据小载荷删除原则, 删除应力幅值

小于等于 98.2 MPa 的载荷, 如图 5 所示. σ 为结构件所受应力.

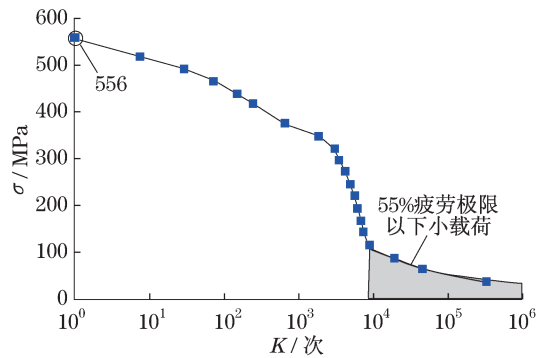


图 5 齿轮齿根弯曲应力 - 累积频次图

Fig.5 Bending stresses and their cumulative cycle times at the tooth root

根据齿轮弯曲应力计算的经验公式, 确定了扭矩和应力的对应关系. 在删除小载荷基础上, 根据等损伤准则^[16-17], 将几个载荷引起的损伤与某一载荷等效, 制定了目标齿轮 9 级载荷谱, 如表 2 所示.

表 2 目标齿轮扭矩载荷谱

Tab.2 Torque load spectrum of the reducer gear

载荷级	扭矩/(N·m)	齿根弯曲应力/MPa	频次/次	$S-N$ 曲线下疲劳寿命对数	$S-N$ 曲线下疲劳寿命/次	各载荷级损伤
1	229.1	556.2	1	4.270 906 916	9 330	0.000 107 182
2	196.8	477.7	36	4.771 244 608	29 527	0.001 220 401
3	175.2	425.3	164	5.309 204 870	101 900	0.002 301 166
4	153.7	373.0	397	5.700 944 276	251 139	0.002 068 019
5	132.1	333.7	2 436	6.032 710 953	539 114	0.005 462 577
6	110.5	307.5	985	6.276 333 927	944 722	0.001 189 999
7	89.0	255.2	917	6.832 885 096	3 402 946	0.000 269 743
8	67.4	202.8	615	7.517 660 167	16 467 595	$3.183\,13 \times 10^{-5}$
9	45.8	150.5	554	8.408 001 231	127 929 657	$2.994\,04 \times 10^{-6}$

3 耐久性试验

3.1 磨合规范

某些金属材料或结构的低载强化特性研究表明, 在某一最佳强化载荷下, 材料或结构的疲劳寿命随低载磨合时间的变化趋势如图 6 所示^[8], 其中, $N_{\max}$ 为齿轮在最佳磨合次数下的疲劳寿命, N_0 为齿轮初始寿命. B 为零件疲劳寿命最高值, C 为零件疲劳寿命最低点, A 为某工作载荷下零件初始的疲劳寿命, t 为磨合时间(或次数). 齿轮低载强化的试验结果表明, 低于疲劳极限的某一强化低幅载荷在适当的强化次数下, 齿轮的弯曲疲劳强度和疲劳寿命能够得到不同程度的提高^[9]. 如果在轮边减速系统磨合期间内, 使用最佳强化载荷和强化次数作为

齿轮的磨合载荷和磨合时间, 则减速器磨合结束后, 变速箱的强度和寿命会得到提高. 合理制订减速系统的磨合规范, 不但可以改善减速器齿轮的啮合, 提高传动系齿轮的疲劳寿命, 还可以选择合适的磨合程序进行强化, 使减速器满足不同型号电动汽车对不同强度减速器耐久性的需求.

根据大量的低载强化试验和疲劳强度验证试验结果^[9], 齿轮的 $S-N$ 曲线采用式(5)描述.

$$\sigma = 676.907\,5 - 50.476\,7 \lg n \quad (5)$$

式中, n 为结构件疲劳寿命.

参照变速箱磨合要求和疲劳寿命与低载磨合循环次数的关系, 按减速系统疲劳极限的 60%~70% 磨合, 使得齿轮的弯曲疲劳进入高周循环, 接触次数应大于 10 万次, 15 万次更佳. 由于目标齿轮弯曲疲劳强度相对薄弱, 若其满足耐久性指标, 则车辆在服

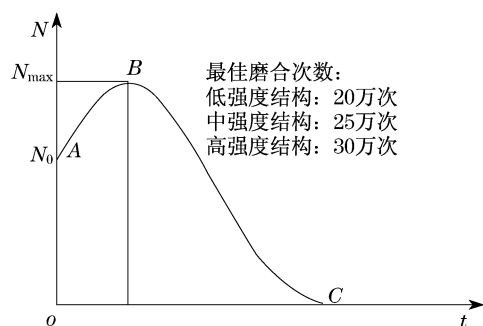


图6 疲劳寿命与低载磨合循环次数关系

Fig.6 Relationship between the fatigue life and low load running-in cycle times

役的过程中,其他齿轮都不会失效.参照目标齿轮弯曲疲劳强度和式(5),确定变速箱的疲劳极限为 $123 \text{ N} \cdot \text{m}$ (300 MPa),电机输入转矩为 $36 \text{ N} \cdot \text{m}$ ($60\% \times 60 \text{ N} \cdot \text{m}$)或 $39 \text{ N} \cdot \text{m}$ ($65\% \times 60 \text{ N} \cdot \text{m}$).制定的减速系统磨合程序如表3所示.

表3 减速系统磨合程序

Tab.3 Running-in operating procedure for the reducer system

方案	磨合转矩/ ($\text{N} \cdot \text{m}$)	输入转速/ ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	磨合 时间/min	电机 转数/次	薄弱齿轮 磨合次数/次
1	36	1 800	40	7.2×10^4	2.5×10^4
2	39	1 800	40	7.2×10^4	2.5×10^4

3.2 耐久性试验规范

根据 Miner 线性累积损伤理论和目标齿轮扭矩载荷谱(表2),预估减速系统耐久性里程为3 000 km时的齿轮损伤

$$D = \sum d_i = 0.012\ 654\ 779$$

式中, d_i 为第*i*载荷级下的损伤.

累积循环50个载荷块,耐久性里程达到 $15 \times 10^4 \text{ km}$ (减速系统耐久性指标),目标齿轮疲劳损伤为0.632 789 43,其损伤值小于1.目标齿轮损伤结果如表4所示.

表4 确定减速系统耐久性试验规范过程

Tab.4 Damage calculation for the reducer system

参 数	数 值
3 000 km 损伤和	0.012 654 779
$15 \times 10^4 \text{ km}$ 损伤和	0.632 738 943
60 Nm 载荷作用下疲劳寿命/次	217 147
试验时电机输入旋转次数/次	345 708
试验时电机转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	2 500
试验时间/min	138

当损伤和达到1时,减速系统耐久性里程为 $24 \times 10^4 \text{ km}$,为目标值的1.6倍.根据 Miner 线性累

积损伤假设,该齿轮满足耐久性要求.

在大扭矩下,由于台架冷却系统不能满足减速系统冷却要求、测功系统测试最大扭矩值偏小等原因,试验载荷采用单级载荷.根据表2和表4制定了减速系统耐久性试验程序如表5所示.在表5中,根据电机转速和扭矩关系,确定了试验转速;根据损伤、疲劳寿命次数、试验转速等参数确定了试验时间.

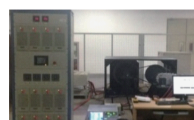
表5 减速系统耐久性试验程序

Tab.5 Durability test procedure for the reducer system

试验输入载荷/($\text{N} \cdot \text{m}$)	60
试验转速/($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$)	2 500
平均寿命/min	135

3.3 台架搭建与测试

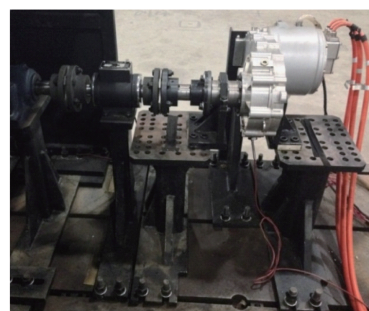
减速系统耐久性试验台架由测功系统(大功率伺服电机和飞轮)、电驱动系统(驱动电机和减速系统)、dSPACE Simulator 系统(上位机和控制器)、JN 338 型智能数字式转速扭矩测量仪、MK-D 电动汽车电机控制器测试专用电源及冷却系统等组成,如图7所示.该台架选用日本安川伺服电机(SGMGH-1EACA61)为测功系统电机,伺服电机控制器型号为SGMGH-1EADA,采用上海电驱动有限公司试制的235TYZ-XS02B型永磁同步电机为电驱动系统加载,利用dSPACE-Simulator 硬件开展在环仿真模拟,选择扭矩和速度模式共同控制驱动电机的扭矩和转速.



(a) 全局照片



(c) PC显示照片



(b) 局部照片

图7 减速系统耐久性试验台架

Fig.7 Durability test bench for the reducer system

根据齿轮工作过程中受载相对平稳、单一的特点,将减速系统壳体通过螺栓、夹具等固连在底板上,利用驱动电机加载.在磨合过程中,采用表3中的方案2进行减速系统磨合,总的磨合转数为92 201转,略大于磨合规范中的转数,保证减速系统零部件充分接触、摩擦与定型.

根据试验规范开展减速系统耐久性试验.驱动电

机的过热保护温度为 $130\text{ }^{\circ}\text{C}$, 给定驱动电机扭矩为 $60\text{ N}\cdot\text{m}$, 实际扭矩为 $62\text{ N}\cdot\text{m}$, 扭矩差为 $+2\text{ N}\cdot\text{m}$; 转速为 $2\,500\text{ r/min}$, 转速差为 $-54\sim+58\text{ r/min}$. 在试验过程中, 采集驱动电机、减速系统和测功电机信号, 如图 8 和图 9 所示. w 为转速. 同时实时检测了驱动电机的工作温度及减速系统中润滑油的温度, 确保安全试验.

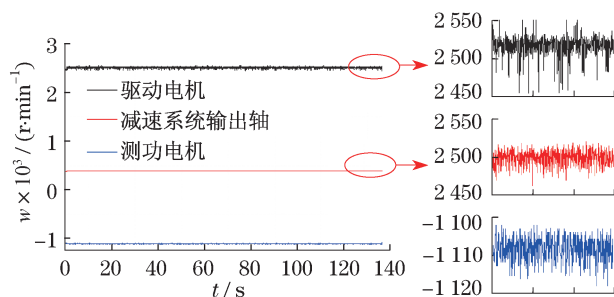


图 8 减速系统耐久性试验转速-时间图

Fig. 8 Test speeds and their time duration in the durability test

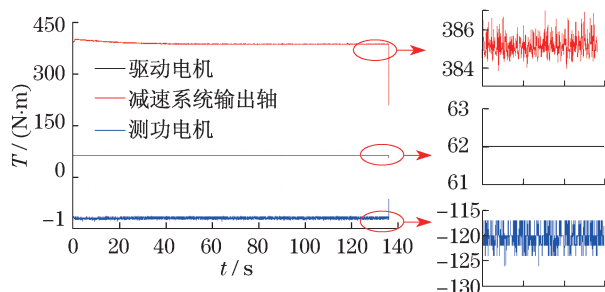


图 9 减速系统耐久性试验扭矩-时间图

Fig. 9 Test torques and their time duration in the durability test

以扭矩 $60\text{ N}\cdot\text{m}$ 、转速 $2\,500\text{ r/min}$ 加载试验 135 min 的过程中, 减速系统没有出现任何异常状况, 且电机温度和减速器冷却油温均在正常范围内. 在试验结束后, 检查减速系统壳体及关键零部件, 未发现失效. 结合理论计算和试验验证, 减速系统齿轮满足所规定的耐久性要求, 而且电驱动系统齿轮齿根弯曲疲劳强度过剩, 具有足够的可靠度储备.

4 耐久性试验评价

以轮边/轮毂减速系统为载体, 提出了减速系统耐久性评价流程, 如图 10 所示. 基于标准道路循环工况, 获取目标齿轮载荷谱, 运用材料低载强化特性确定了磨合试验规范, 利用 Miner 线性疲劳累计损伤理论^[7]制订了耐久性试验规范, 并通过台架试验验证了减速系统耐久性. 同时, 利用应力-强度干涉

理论进行齿轮可靠性分析.

根据轮边减速系统耐久性试验评价(图 10), 完成该减速系统载荷分析、试验规范制定和试验台架搭建, 并对试验结果进行讨论.

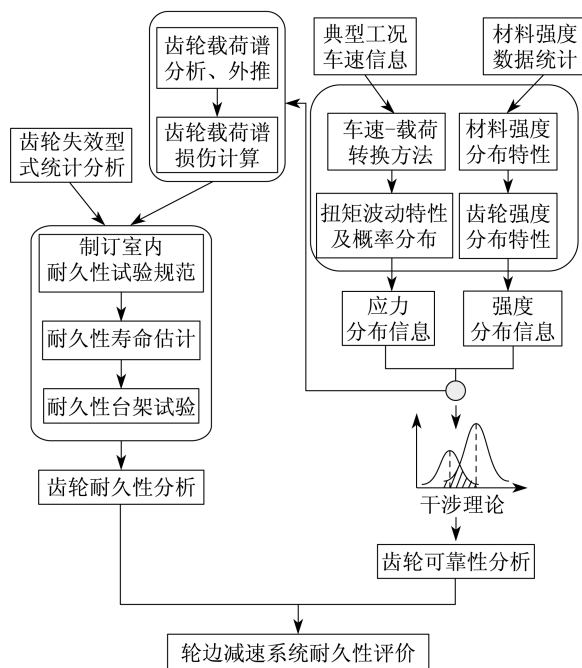


图 10 轮边减速系统耐久性试验评价

Fig. 10 Durability test evaluation of the reducer system

5 结论

a. 在标准道路循环工况下, 预估该样机齿轮在 99% 可靠度下耐久性寿命能达到甚至超过 $24\times 10^4\text{ km}$, 为预期寿命的 1.6 倍, 齿根弯曲疲劳强度具有足够的可靠度储备, 具有一定的轻量化空间.

b. 利用材料的低载强化特性, 制定了试验磨合规范, 实施了台架耐久性试验, 台架试验 135 min (损伤值为 0.63) 当量于上海市城市道路上行驶 $15\times 10^4\text{ km}$, 试验结果表明, 样机满足耐久性寿命要求.

c. 基于案例提出了减速系统耐久性试验评价方法. 在保证可靠性、耐久性的前提下, 该方法为汽车关键零部件的可靠性和轻量化设计提供参考, 也为开发满足标准道路循环工况的汽车关键零部件提供技术依据.

参考文献:

- [1] Burstein L, Segal L. Prediction of machine residual service life: method and computing [J]. NDT & E International, 2004, 37(7): 517-523.
- [2] Lee Y L, Pan J, Hathaway R, et al. Fatigue testing and

- analysis; theory and practice [M]. Burlington: Elsevier, 2004.
- [3] Attardi L, Guida M, Pulcini G. A mixed-Weibull regression model for the analysis of automotive warranty data[J]. Reliability Engineering and System Safety, 2005, 87(2): 265–273.
- [4] 长春汽车研究所第五研究室疲劳强度组. 解放牌 CA10B 型汽车前轴、转向节工作载荷谱的测定[J]. 汽车技术, 1978, (2): 40–46.
- [5] 顾柏良, 鲁三才, Fischer G, 等. 在中国使用条件下汽车零部件设计谱和试验谱的确定[J]. 汽车工程, 1996, 18(2): 65–71.
- [6] 王德俊, 平安, 徐灏. 疲劳载荷谱编制准则[J]. 机械强度, 1993, 15(4): 37–40.
- [7] 高镇同, 熊骏江. 疲劳可靠性[M]. 北京: 北京航空航天大学出版社, 2000.
- [8] Zheng S L, Lu X. Lightweight design of vehicle components based on strengthening effects of low-amplitude loads below fatigue limit [J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2012, 35(3): 269–277.
- [9] 郑松林, 邵晨, 卢曦. 汽车传动系齿轮低载强化的临界载荷研究[J]. 汽车工程, 2006, 28(5): 468–470.
- [10] 方晶, 郑松林, 冯金芝, 等. 汽车制动硬管随机振动环境的模拟与分析[J]. 上海理工大学学报, 2015, 37(3): 257–262, 268.
- [11] 王志福, 张承宁. 电动汽车电驱动理论与设计[M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.
- [12] 余卓平, 冯源, 熊璐. 分布式驱动电动汽车动力学控制发展现状综述[J]. 机械工程学报, 2013, 49(8): 105–114.
- [13] 陈辛波, 刘浩, 余卓平, 等. 具有动力切换装置的定轴齿轮减速式轮内驱动装置: 中国, CN202264634U[P]. 2015–09–16.
- [14] 杜爱民, 步曦, 陈礼璠. 上海市车辆实际运行工况的调查与分析[J]. 同济大学学报(自然科学版), 2005, 33(1): 52–57.
- [15] Sonsino C M. Fatigue testing under variable amplitude loading[J]. International Journal of Fatigue, 2007, 29(6): 1080–1089.
- [16] 赵少汴. 常用累积损伤理论疲劳寿命估计计算精度的试验研究[J]. 机械强度, 2000, 22(3): 206–209.
- [17] 卢曦, 徐艳. 典型表面工艺强化对材料强度特性的影响[J]. 上海理工大学学报, 2013, 35(2): 183–186.
- (编辑: 石 瑛)

(上接第 30 页)

- [4] Galindo P, Schäffer A, Brechtel K, et al. Experimental research on the performance of CO₂-loaded solutions of MEA and DEA at regeneration conditions[J]. Fuel, 2012, 101: 2–8.
- [5] Lin C C, Lina Y H, Tan C S. Evaluation of alkanolamine solutions for carbon dioxide removal in cross-flow rotating packed beds[J]. Journal of Hazardous Materials, 2010, 175(1/2/3): 344–351.
- [6] 翁棣, 唐先进, 乔少华, 等. 旋流板塔吸收处理废气实验研究[J]. 实验技术与管理, 2006, 23(3): 25–28.
- [7] Javed K H, Mahmud T, Purba E. Enhancement of mass transfer in a spray tower using swirling gas flow [J]. Chemical Engineering Research and Design, 2006, 84(6): 465–477.
- [8] Javed K H, Mahmud T, Purba E. The CO₂ capture performance of a high-intensity vortex spray scrubber[J]. Chemical Engineering Journal, 2010, 162(2): 448–456.
- [9] 李荫堂, 李安平, 王双, 等. 烟气脱硫喷淋塔气体旋流实验研究[J]. 环境技术, 2005, 23(1): 25–28.
- [10] 李正兴, 袁惠新, 曹仲文. 静态超重力器(旋流器)中吸收过程研究[J]. 煤矿机械, 2006, 27(1): 24–26.
- [11] Kuntz J, Aroonwilas A. Mass-transfer efficiency of a spray column for CO₂ capture by MEA [J]. Energy Procedia, 2009, 1(1): 205–209.
- [12] 牛振祺, 郭印诚, 林文漪. 一乙醇胺喷雾吸收烟气中 CO₂ 的实验研究[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(32): 41–45.
- [13] Caplow M. Kinetics of carbamate formation and breakdown [J]. Journal of the American Chemical Society, 1968, 90(24): 6795–6803.
- [14] Kothandaraman A. Carbon dioxide capture by chemical absorption: a solvent comparison study [D]. India: Massachusetts Institute of Technology, 2010, 24: 263.
- [15] Danckwerts P V. The reaction of CO₂ with ethanolamines [J]. Chemical Engineering Science, 1979, 34(4): 443–446.
- [16] 吴开奇, 袁益超, 黄燕, 等. 弹簧喷嘴雾化性能试验研究[J]. 上海理工大学学报, 2014, 36(3): 255–259.
- [17] 朱玲, 於俊杰, 刘世鹏. 反应条件对 DEA 吸收 CO₂ 的影响研究[J]. 石油化工高等学校学报, 2012, 25(1): 1–7.
- [18] 曾庆, 郭印诚, 牛振祺, 等. 氨水细喷雾吸收 CO₂ 的体积总传质系数[J]. 中国电机工程学报, 2011, 31(2): 45–50.
- [19] 叶向群, 孙亮, 张林, 等. 中空纤维膜基吸收法脱除空气中二氧化碳的研究[J]. 高校化学工程学报, 2003, 17(3): 237–242.
- [20] 李小康, 刘应书, 张辉, 等. DEA 复配水溶液二氧化碳溶解度的测定实验[J]. 化工进展, 2013, 32(4): 769–773.
- (编辑: 石 瑛)