

文章编号:1000-582X(2009)11-1252-05

# 风力发电机齿轮箱加速疲劳试验技术分析

李国云<sup>1,2</sup>, 秦大同<sup>2</sup>

(1. 攀枝花学院 机电工程学院, 四川 攀枝花 617000;

2. 重庆大学 机械传动国家重点实验室, 重庆 400030)

**摘要:**针对风力发电机齿轮箱的高可靠性要求,提出了一种加速疲劳试验技术方法来验证齿轮箱的疲劳可靠性。根据齿轮箱的设计载荷谱,推导了其零件在寿命周期内的等效载荷和应力循环次数;应用 Miner 线性累积疲劳损伤理论,计算了齿轮和轴承在设计寿命周期内的疲劳损伤度;采用线性强化载荷谱的方法建立了风电齿轮箱加速疲劳试验载荷谱,结果在大约 800 h 左右就验证了齿轮箱的疲劳可靠性。

**关键词:**风力发电齿轮箱;加速疲劳试验;齿轮;损伤度;可靠性

中图分类号:TK83

文献标志码:A

## Analysis of accelerated fatigue test technology for wind turbines gearbox

LI Guo-yun<sup>1,2</sup>, QIN Da-tong<sup>2</sup>

(1. Electromechanical Engineering College, Panzhihua University, Panzhihua 617000, Sichuan, P. R. China;

2. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400030, P. R. China)

**Abstract:** In order to satisfy the high reliability requirements of wind turbines gearbox, a method of accelerated fatigue test is proposed to verify the fatigue reliability of the gearbox. According to the design load spectrum, the equivalent load and the number of stress cycles of parts in gearbox are deduced. Based on Miner linear cumulative damage theory, the fatigue degree of the gears and bearings are calculated. A linear accelerated load spectrum with the equivalent fatigue ratio of design load spectrum is provided to check the reliability of the gearbox. The results show that this method can verify the reliability of wind turbine gearbox within about 800 h.

**Key words:** wind turbine gearbox; accelerated fatigue test; gears; damage ratio; reliability

风力发电作为环保能源在全球得到了快速健康的发展<sup>[1-4]</sup>。风电齿轮箱作为风力发电系统的重要部件,其性能和可靠性决定了整机系统的可靠性。从工程实际运行状况来看,齿轮箱的失效占整个系统的 50% 以上<sup>[5-6]</sup>。为了提高风电齿轮箱的可靠性,一般从设计和制造两方面入手,但很少考虑用试验手段来验证设计制造的可靠性问题。采用试验方法来验证齿轮箱的疲劳可靠性是设计样机定型的重

要依据。目前齿轮箱制造厂商都采用逐级加载方式的试验方法来检测齿轮的啮合状况、润滑油路及振动噪声情况<sup>[7]</sup>。而产品可靠性只能通过风电系统的长期运行来检验,这就为齿轮箱的可靠运行带来隐患。在试验台上,按齿轮箱 20 a 寿命的实际载荷谱进行加载运行是不可能的。因此需要采用一种加速疲劳可靠性验证方法。

加速疲劳可靠性验证方法是基于 Miner 线性累

收稿日期:2009-06-03

基金项目:国家科技支撑计划资助项目(2006BAF01B07);重庆市自然科学基金资助项目(CSTC2006BB3207)

作者简介:李国云(1965-),男,攀枝花学院副教授,重庆大学机械传动国家重点实验室访问学者,主要从事机械设计与工程机械研究,(E-mail)liguoyun2006@163.com。

计损伤理论,在循环载荷作用下,疲劳损伤是可以线性累加的,各个应力之间相互独立且不相干,当累加的损伤达到某一数值,事件或构件就发生疲劳破坏。目前存在的加速疲劳试验方法包括提高试验加载频率法、删少量法、线性强化载荷谱法等<sup>[8-14]</sup>。笔者采用线性强化载荷谱法,该试验载荷谱与齿轮箱的设计载荷谱具有相似性,可以保证试验结果与实际应用结果具有较高的吻合度。通过对齿轮箱的载荷谱分析,获得其主要零件齿轮和轴承的应力循环次数,并由此计算零件的累积疲劳损伤程度;通过对实际载荷谱进行加权,得到疲劳可靠性试验的加载转速和扭矩;并使齿轮箱在台架的疲劳损伤程度等效于实际工况下的损伤,从而来验证设计样机的可靠性和其他性能。

### 1 风电齿轮箱设计载荷谱分析

风力发电整机系统的载荷谱与风场、叶片叶型参数、整机系统动态特性相关,一般基于收集到的风场数据,采用空气动力学软件进行计算,风电齿轮箱的设计载荷谱由整机系统给定。文献<sup>[15]</sup>给出了某 1.5 MW 风电齿轮箱载荷谱图形,在 20 a 内累积工作时间为  $16.1 \times 10^4$  h,累计循环次数为  $13.8 \times 10^7$ 。为了方便计算各齿轮和轴承的应力谱和循环次数,将载荷简化分成 5 级,如表 1 所示,其中  $n_e$ 、 $P_e$  分别为齿轮箱额定输入转速和功率。

表 1 齿轮箱设计载荷谱

载荷等级	输入转速 $n_i (\times n_e)$	功率 $P_i (\times P_e)$	频度
1	0.526	0.106	0.164
2	0.882	0.32	0.291
3	0.894	0.957	0.284
4	1.000	1.000	0.168
5	1.000	1.100	0.093

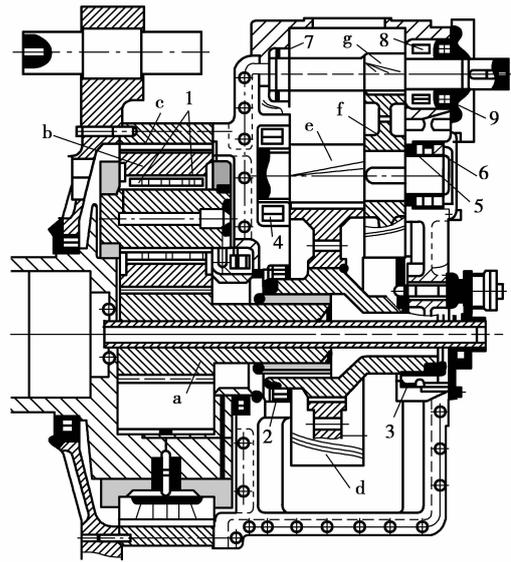
目前兆瓦级风电齿轮箱大都采用 NGW 型行星传动和两级平行轴传动的方式,图 1 为某风电齿轮箱传动结构图。齿轮箱的输入力矩

$$T_i = 9\,550 \times P_i / n_i,$$

式中: $T_i$  为行星架输入力矩; $P_i$  为齿轮箱传递功率; $n_i$  为行星架输入转速, $i$  为载荷等级( $i=1,2,\dots,5$ )。

由齿轮箱的设计载荷谱和传动结构,可得到各齿轮和轴承在其设计寿命周期内各级载荷及相对应的循环次数。

对于行星级传动,各齿轮的法向力和应力循环



1-9 轴承;a-g 齿轮

图 1 风电齿轮箱结构图

次数分别为

$$F_{n1i} = \frac{1\,000 T_i \tan \alpha_n}{(1 + Z_3/Z_1) n_w r_1}, \quad (1)$$

$$F_{n2i} = F_{n3i} = F_{n1i};$$

$$N_{L1i} = 60 n_{1i} n_w t_i,$$

$$N_{L2i} = 60 (n_{2i} - n_{Hi}) t_i,$$

$$N_{L3i} = N_{L2i} n_w Z_2 / Z_3. \quad (2)$$

式中: $F_{n1i}$ 、 $F_{n2i}$ 、 $F_{n3i}$  分别为太阳轮、行星轮和内齿圈的法向力; $Z_1$ 、 $Z_2$ 、 $Z_3$  分别为太阳轮、行星轮和内齿圈齿数; $N_{L1i}$ 、 $N_{L2i}$ 、 $N_{L3i}$  分别为太阳轮、行星轮和内齿圈的应力循环次数; $n_{1i}$ 、 $n_{2i}$ 、 $n_{Hi}$  分别为太阳轮、行星轮和行星架的转速; $n_w$  为行星轮数目; $\alpha_n$  为齿轮压力角; $r_1$  为太阳轮节圆半径; $t_i$  为各级载荷谱对应的工作时间。

对于平行级传动,各齿轮的法向力和应力循环次数分别为

$$F_{n4i} = \frac{1\,000 T_i \tan \alpha_n}{(1 + Z_3/Z_1) r_4}, \quad (3)$$

$$F_{n5i} = F_{n4i}.$$

$$N_{4i} = 60 n_{4i} t_i,$$

$$N_{5i} = N_{4i} Z_5 / Z_4. \quad (4)$$

式中: $F_{n4i}$ 、 $F_{n5i}$  分别为齿轮 4、5 的法向力; $Z_4$ 、 $Z_5$  分别为齿轮 4、5 的齿数; $N_{L4i}$ 、 $N_{L5i}$  分别为齿轮 4、5 的应力循环次数; $n_{4i}$  为齿轮 4 的转速。

根据轴承的支承方式和齿轮啮合力情况,可通过计算获得各轴承的等效载荷和应力循环次数。

### 2 零件疲劳损伤度分析

根据 Palmgren-Miner 定则,零件在一系列不

同的重复应力水平下所造成疲劳累积损伤度,等于每一应力水平的应力循环次数与材料应力-循环次数特性线上该应力水平对应的循环次数的比值之和,即

$$U = \sum U_i = \sum (N_{Li}/N_i), \quad (5)$$

式中: $U$  为零件累积疲劳损伤度; $U_i$  为第  $i$  级应力水平下的疲劳损伤度; $N_{Li}$  为第  $i$  级应力水平下工作的循环次数; $N_i$  为 S-N 曲线上第  $i$  级应力水平对应的应力循环次数。

### 2.1 轴承寿命评价

轴承的可靠度以剪应力  $\tau$ 、寿命  $n$ 、最大剪应力深度  $z$  和应力体积  $V$  的形式来表达,其表达式为

$$\ln \frac{1}{S} \sim \frac{\tau^c n^e}{z^h} V, \quad (6)$$

$$\ln \frac{1}{S} \sim \frac{\tau^c n^e a l}{z^{h-1}}, \quad (7)$$

式中: $c$  为应力-寿命系数; $a$  为接触椭圆半长轴; $l$  为接触应力线长度; $h$  为弹流润滑油膜厚度。

将轴承的几何参数和应力分布特征代入公式(7),得到轴承的基本额定负荷  $C_D$ , 轴承基本额定寿命为

$$L_{10} = \left(\frac{C_D}{P_{eq}}\right)^p, \quad (8)$$

式中: $P_{eq}$  为轴承等效载荷; $p$  为载荷寿命指数。

基于可靠度系数  $a_1$ 、材料过程系数  $a_2$  和工况润滑系数  $a_3$  来修正轴承寿命  $L$ , 得

$$L = a_1 a_2 a_3 L_{10}. \quad (9)$$

### 2.2 齿轮寿命评价

采用 ISO/DIS 6336-6 齿轮强度计算规范,计算不同应力水平下 S-N 曲线上的应力循环次数  $N_i$ 。

对于接触应力计算,其寿命系数

$$Z_{NTi} = \frac{\sigma_{Hi}}{\sigma_{HPi}}, \quad (10)$$

式中: $\sigma_{Hi}$  为  $i$  级载荷条件下齿面接触应力; $\sigma_{HPi}$  为齿轮许用接触应力。

当  $Z_{NTi} > 1$  时,

$$N_i = \left(\frac{Z_{NTi}}{1.6}\right)^{-13.222} \times 10^5. \quad (11)$$

当  $Z_{NTi} \leq 1$  时,

$$N_i = (Z_{NTi})^{-32.601} \times 5 \times 10^7. \quad (12)$$

对于弯曲应力计算,其寿命系数

$$Y_{NTi} = \frac{\sigma_{Fi}}{\sigma_{FPi}}, \quad (13)$$

式中: $\sigma_{Fi}$  为  $i$  级载荷条件下齿面接触应力; $\sigma_{FPi}$  为齿轮许用弯曲应力。

当  $Y_{NTi} \geq 1$  时,

$$N_i = \left(\frac{Y_{NTi}}{2.5}\right)^{-8.737} \times 10^3. \quad (14)$$

当  $Y_{NTi} < 1$  时,

$$N_i = (Y_{NTi})^{-49.913} \times 3 \times 10^6. \quad (15)$$

上面齿轮的许用应力与齿轮材料强度和设计安全系数有关。

### 2.3 齿轮箱零件损伤度

Miner 线性累计损伤理论就是只在循环载荷作用下,疲劳损伤是可以线性累加的,各个应力之间相互独立且不相干,当累加的损伤达到某一数值,构件就发生疲劳破坏,即

$$U = 1. \quad (16)$$

载荷谱下齿轮的安全系数的计算方法采用 ISO/DIS 6336-6 中的计算流程图,将某齿轮安全系数最小值作为整个齿轮箱的安全系数。此时,齿轮箱的一些齿轮在设计寿命周期内并未完全疲劳破坏。该计算结果为齿轮箱参数的修改提供帮助。

根据齿轮箱的安全系数,按照公式(10)、(12)、(13)、(15),计算出各齿轮在设计寿命周期内各级载荷下的疲劳损伤度,结果如图 2、3。

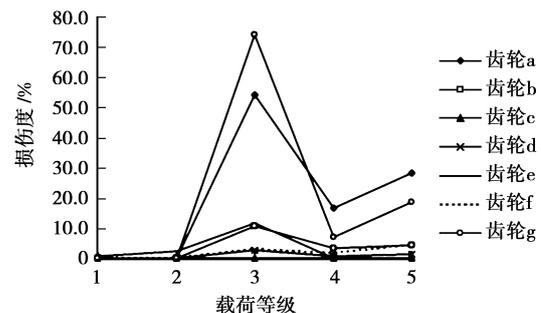


图 2 按接触计算齿轮疲劳损伤度

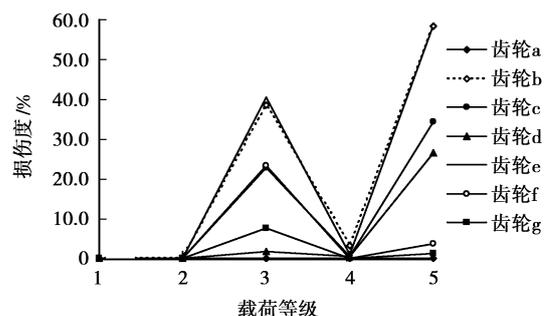


图 3 按弯曲计算齿轮疲劳损伤度

图 2、3 表明:1)第 1、2 级载荷对齿轮的疲劳损伤度接近于 0;2)第 3 级载荷下各齿轮的损伤度最

大;3)按弯曲和弯曲疲劳计算方法,齿轮的损伤度并不相同;4)齿轮 7 的接触损伤最大,齿轮 2 的弯曲损伤度最大。

同样,按照公式(8)、(9)计算出轴承在各级载荷下的疲劳损伤度如图 4。其计算结果表明各轴承在设计寿命周期内的疲劳损伤度存在一定差异。

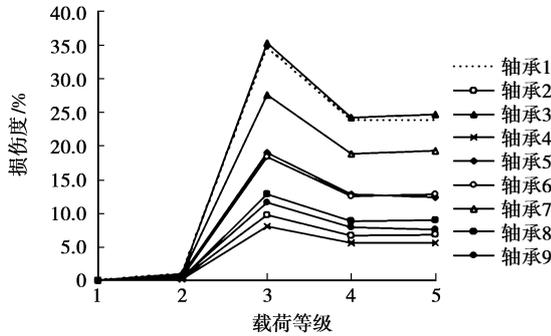


图 4 轴承疲劳损伤度

### 3 加速疲劳试验载荷谱

线性强化载荷谱法就是将设计载荷谱中不同频次的载荷幅值同乘以一个强化系数,同时各载荷对应的频次比例保持不变。线性强化载荷谱对加速疲劳试验进程效果显著,当强化系数不大时,强化载荷谱与设计载荷能够较好地满足 Miner 法则的相似性载荷条件,从而使得可以依据强化试验的疲劳寿命,来推断设计载荷谱下的疲劳寿命。

强化系数越大,达到相同疲劳损伤度的时间越短,但对于齿轮来说,载荷过大会引起齿面的早期失效,笔者选取强化系数为 1.5。由于载荷谱的 1、2 级载荷对零件的损伤太小,在选择强化谱时忽略第 1 级载荷谱,将其使用次数按其他载荷等级的频度进行分配。由此确定如表 2 所示的试验载荷谱,试验时间则根据齿轮箱的单个齿轮或轴承的总损伤度接近 1 为止。

表 2 加载疲劳试验载荷谱

载荷等级	输入转速 $n_i (\times n_c)$	功率 $P_i (\times P_c)$	频度
1	0.882	0.480	0.318
2	0.894	1.435	0.339
3	1.000	1.500	0.211
4	1.000	1.650	0.132

由于采用强化载荷谱,齿轮的循环应力次数  $N_i$  的计算在一些载荷级别上采用式(11)、(14)。采用 800 h 的试验时间,其疲劳损伤度见表 3、4。

表 3 试验载荷谱下齿轮损伤度

齿轮	损伤度/%		齿轮	损伤度/%	
	接触	弯曲		接触	弯曲
a	47.8	3.5	e	23.6	32.4
b	7.8	17.8	f	11.3	19.9
c	1.2	16.5	g	56.5	99.3
d	5.4	8.6			

从表 3 的计算结果可以看出,随着载荷的增加,因齿面弯曲而引起的损伤度明显高于齿面接触。这是由于弯曲应力正比于传递扭矩,而接触应力正比于传递扭矩的平方根,其增加得更快。在寿命系数小于 1 的情况下,属于齿轮有限寿命计算,其实际应力循环次数决定了疲劳损伤度,因此高速齿轮的损伤度更大。

表 4 试验载荷谱下轴承损伤度

轴承	损伤度/%	轴承	损伤度/%
1	11.0	6	58.3
2	11.3	7	8.8
3	10.1	8	5.2
4	22.5	9	4.5
5	9.9		

从表 4 可以看出,试验载荷谱作用下,齿轮的损伤度大于轴承损伤度,这是由于齿轮的载荷-寿命指数大于轴承的载荷-寿命指数。

正由于上述原因,对于齿轮箱的加速疲劳试验方法,还不能使齿轮的接触/弯曲和轴承同时达到疲劳破坏,也不能完全验证齿轮箱的每个零件在设计寿命周期内疲劳损伤的分布情况。目前加速疲劳试验技术一般都用在单个零件的验证上,对于多零件组成的系统,由于各零件的载荷-寿命指数的差异,并不能获得完全相同的疲劳损伤度。因此,对于风电齿轮箱的加速疲劳试验技术尚需进一步完善。

### 4 结 论

1)基于风电齿轮箱的设计载荷谱,推导了主要零件的等效载荷和应力循环次数。

2) 基于 Miner 线性累积疲劳损伤理论, 分析了齿轮箱的轴承和齿轮在寿命周期内的疲劳损伤度。该分析结果可以为各零件优化提供帮助, 使其在寿命周期内达到近似相等的损伤度。

3) 采用线性强化载荷谱的方法, 建立了风电齿轮箱加速疲劳试验载荷, 通过试验台的短期试验方法, 来验证风电齿轮箱设计制造的可靠性。尽管不能使齿轮箱的每个零件都同时达到疲劳破坏, 但对齿轮箱的可靠性评价提供支撑。

#### 参考文献:

- [1] SANCHEZ I. Adaptive combination of forecasts with application to wind energy[J]. *International Journal of Forecasting*, 2008, 24(4): 679-693.
- [2] KEITH W A. Computational modeling for wind energy assessment [J]. *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, 2008, 96(10/11): 1571-1590.
- [3] PAVLAK A. The economic value of wind energy[J]. *The Electricity Journal*, 2008, 21(8): 46-50.
- [4] THORNE S. Towards a framework of clean energy technology receptivity [J]. *Energy Policy*, 2008, 36(8): 2831-2838.
- [5] MARTINEZ E, SANZ F, PELLEGRINI S, et al. Status plans and technologies for offshore wind turbines in Europe and North America [J]. *Renewable Energy*, 2009, 34(3): 646-654.
- [6] 刘忠明, 段守敏, 王长路. 风力发电齿轮箱设计制造技术的发展与展望[J]. *机械传动*, 2006, 30(6): 1-6.  
LIU ZHONG-MING, DUAN SHOU-MIN, WANG CHANG-LU. Development and prospect of design and manufacture technology of gearboxes for wind turbines[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2006, 30(6): 1-6.
- [7] 张峥, 陈欣. 风力机疲劳问题分析[J]. *华北水利水电学院学报*, 2008, 29(3): 41-43.  
ZHANG ZHENG, CHEN XIN. Analysis of the fatigue of wind turbine[J]. *Journal of North China Institute of Water Conservancy and Hydroelectric Power*, 2008, 29(3): 41-43.
- [8] 王秋景, 管迪华. 汽车零部件加速疲劳试验方法[J]. *汽车技术*, 1997, 11(1): 14-17.  
WANG QIU-JING, GUAN DI-HUA. Method for speeding fatigue test of motor vehicle components[J]. *Automobile Technology*, 1997, 11(1): 14-17.
- [9] 贾星兰, 刘文斑. 谱载下基于模糊 Miner 法则的疲劳寿命估算[J]. *北京航空航天大学学报*, 2003, 29(3): 218-220.  
JIA XING-LAN, LIU WEN-TING. Fatigue life estimation of specimen under spectrum load using fuzzy Miner's rule [J]. *Journal of Beijing University of Aeronautics and Astronautics*, 2003, 29(3): 218-220.
- [10] 武秀根, 郑百林, 杨青, 等. 疲劳累积损伤理论在曲轴疲劳分析中的应用[J]. *同济大学学报: 自然科学版*, 2008, 36(5): 655-658.  
WU XIU-GEN, ZHENG BAI-LIN, YANG QING, et al. Application of damage summation to fatigue analysis of crankshaft [J]. *Journal of Tongji University: Natural Science*, 2008, 36(5): 655-658.
- [11] 赵宁, 李虎. 应用修正的 P-S-N 曲线计算齿轮疲劳寿命[J]. *现代制造工程*, 2007(5): 113-115.  
ZHAO NING, LI HU. The estimation of gear's fatigue life using the modified P-S-N curve [J]. *Modern Manufacturing Engineering*, 2007(5): 113-115.
- [12] RAJU P R, SATYANARAYANA B B, BABU K S. Evaluation of fatigue life of aluminum alloy wheels under radial loads [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2007, 14(4): 791-800.
- [13] XIONG J J, SHENOI R A. A load history generation approach for full-scale accelerated fatigue tests [J]. *Engineering Fracture Mechanics*, 2008, 75(12): 3226-3243.
- [14] PALIN-LUC T, BANVILLET A, VITTORI J P. How to reduce the duration of multiaxial fatigue tests under proportional service load [J]. *International Journal of Fatigue*, 2006, 28(4): 554-563.
- [15] 刘忠明, 尚珍, 董进朝, 等. 风电齿轮箱齿轮设计计算若干问题探讨[J]. *机械传动*, 2008, 32(6): 9-12.  
LIU ZHONG-MING, SHANG ZHEN, DONG JIN-CHAO, et al. Research on gear design of wind turbine[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2008, 32(6): 9-12.

(编辑 张 苹)