



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 105973597 B

(45)授权公告日 2019.04.09

(21)申请号 201610365671.7

(22)申请日 2016.05.27

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 105973597 A

(43)申请公布日 2016.09.28

(73)专利权人 北京交通大学

地址 100044 北京市海淀区上园村3号

(72)发明人 李强 刘德昆

(74)专利代理机构 北京康思博达知识产权代理

事务所(普通合伙) 11426

代理人 刘冬梅 路永斌

(51)Int.Cl.

G01M 13/04(2019.01)

G06Q 10/04(2012.01)

(56)对比文件

CN 101311510 A, 2008.11.26,

王正国. 不稳定变载荷时非90%可靠度滚动轴承的寿命计算.《沈阳建筑工程学院学报》.1988,第4卷(第2期),第1-7页.

张天一. 风电齿轮箱轴承疲劳寿命研究.《中国优秀硕士学位论文全文数据库 工程科技 II 辑》.2012,(第09期),第17-24、49-56页.

李兴林. 滚动轴承疲劳寿命及可靠性强化试

验技术现状及发展.《MC现代零部件》.2007,(第2期),第1-6页.

张小丽 等. 机械重大装备寿命预测综述.《机械工程学报》.2011,第47卷(第11期),第100-116页.

郭婧. 基于疲劳损伤累积假说的滚动轴承疲劳寿命计算.《甘肃科技》.2008,第24卷(第6期),第88、89页.

毛俊超 等. 2MW风力发电机低速轴轴承寿命分析.《机械设计与制造》.2014,(第2期),第206-208页.

梁勇. 风电机组主轴轴承的疲劳寿命预测.《中国优秀硕士学位论文全文数据库 工程科技 II 辑》.2013,(第S1期),第65页.

宋瑾. 高速列车车轴的疲劳可靠性灵敏度分析.《中国优秀硕士学位论文全文数据库 工程科技 II 辑》.2012,(第06期),第37-43页.

宋瑾. 高速列车车轴的疲劳可靠性灵敏度分析.《中国优秀硕士学位论文全文数据库 工程科技 II 辑》.2012,(第06期),第37-43页.

郝焯江. 高速列车轴箱轴承可靠性建模研究.《中国优秀硕士学位论文全文数据库 工程科技 II 辑》.2014,(第07期),第18-19页.

审查员 唐松柏

权利要求书7页 说明书7页

(54)发明名称

列车轴箱轴承寿命的试验预测方法

(57)摘要

本发明提供一种列车轴箱轴承寿命的试验预测方法,其包括如下步骤:(1)在测试车辆的轴箱的弹簧和转臂上布置传感器,并将该轴箱安装于该型铁路车辆上;(2)对该车辆进行一段里程的线路实测,记录其运行速度与加速度信息,同时采集弹簧的垂向载荷的载荷-时间历程及转臂的横向载荷的载荷-时间历程;(3)计算轴承的当量动载荷的时间历程、相应当量动载荷下轴承转过的圈数以及相应当量动载荷下轴承的额定寿命圈数;(4)结合Palmgren-Miner线性损伤累计

准则,算出轴承的预测寿命。本发明采用当量动载荷-时间历程这一物理概念,将所有数据采集时间间隔内的轴承损伤进行线性叠加,得到的预测寿命必然更加符合真实情况,预测的准确率得到了极大的提高。

1. 一种列车轴箱轴承寿命的试验预测方法,其特征在于,包括如下步骤:

步骤(1),在测试车辆的轴箱的弹簧和转臂上布置传感器,并将该轴箱安装于该测试车辆上;

步骤(2),对该车辆进行一段里程的线路实测,记录其运行速度与加速度信息,同时采集弹簧的垂向载荷的载荷-时间历程及转臂的横向载荷的载荷-时间历程;

步骤(3),计算轴承的当量动载荷的时间历程、相应当量动载荷下轴承转过的圈数 r_p 以及相应当量动载荷下轴承的额定寿命圈数 R_p ;

步骤(3.1)——先求得轴承径向载荷的时间历程:

$$F_r = \sqrt{F_s^2 + (F_t + F_z)^2} = \sqrt{F_s^2 + \left(ma + \frac{L_z}{H_r} F_a \right)^2} \quad (1)$$

式(1)中 F_r 是轴承径向载荷,单位为N;

F_t 为列车牵引制动载荷,单位为N,由列车轴重一半 m 与列车运行加速度 a 相乘求得, m 的单位为kg, a 的单位为 m/s^2 ;

F_z 为转臂效应载荷,由转臂长度 L_z 除以轴承承载区宽度 H_r 再乘以轴承轴向载荷 F_a 求得, L_z 与 H_r 的单位均为mm;

轴承轴向载荷 F_a ,等于步骤(2)中测量得到的转臂的横向载荷;

F_s 为轴箱弹簧载荷,单位为N;

步骤(4),结合Palmgren-Miner线性损伤累计准则,算出轴承的预测寿命;

$$L = \frac{k}{D} l = \frac{k}{\sum_{i=1} \frac{r_{Pi}}{R_{Pi}}} l$$

其中: L 为轴承的预测寿命,单位为km;

k 为Miner损伤准则修正系数,取为1;

D 为轴承在实测里程内的损伤值,由步骤(3)中得到的当量动载荷下轴承转过的圈数 r_p 与相应当量动载荷下的额定寿命圈数 R_p 的比值依时间历程叠加计算得到, r_p 与 R_p 的单位均为百万转;

l 为线路实测里程,单位为km。

2. 根据权利要求1所述的列车轴箱轴承寿命的试验预测方法,其特征在于,步骤(3)还包括步骤(3.2)——再求得当量动载荷的时间历程:

$$P = XF_r + Y |F_a| \quad (2)$$

式(2)中 P 为当量动载荷,单位为N,而 X 、 Y 的取值看下表:

e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
	X	Y	X	Y
$1.5 \tan \alpha$	1	$0.45 \cot \alpha$	0.67	$0.67 \cot \alpha$

其中 $e=1.5 \tan \alpha$, α 为轴承的公称接触角;

若 F_a 与 F_r 的商小于或者等于 e ,则 X 取为1, Y 取为 $0.45 \cot \alpha$;若 F_a 与 F_r 的商大于 e ,则 X 取为0.67, Y 取为 $0.67 \cot \alpha$ 。

3. 根据权利要求2所述的列车轴箱轴承寿命的试验预测方法,其特征在于,步骤(3)还包括步骤(3.3)——求得相当量动载荷下轴承在一个数据采样点的时间间隔中转过圈数:

$$r_p = \frac{5}{18} \times \frac{\Delta t \times v}{0.86\pi} \quad (3)$$

式(3)中, r_p 为相当量动载荷下轴承试验过程中转过的圈数;

Δt 为数据采样点的时间间隔,单位为s; v 为列车运行速度单位为kg/h。

4. 根据权利要求3所述的列车轴箱轴承寿命的试验预测方法,其特征在于,步骤(3)还包括步骤(3.4)——求得相当量动载荷下轴承的额定寿命圈数:

$$R_p = a_1 a_{ISO} \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \quad (4)$$

式(4)中, R_p 为上述当量动载荷下轴承的额定寿命圈数;

a_1 为可靠度寿命系数;

a_{ISO} 为寿命修正系数,基于寿命计算的系统方法而选取;

C 为基本额定动载荷,由轴承本身参数尺寸根据标准里面的公式计算得到,单位为N。

5. 根据权利要求4所述的列车轴箱轴承寿命的试验预测方法,其特征在于,式(4)中,可靠度寿命系数 a_1 的选取依下表:

可靠度%	a_1	可靠度%	a_1
90	1	99.2	0.22
95	0.64	99.4	0.19
96	0.55	99.6	0.16
97	0.47	99.8	0.12
98	0.37	99.9	0.093
99	0.25	99.92	0.087
		99.94	0.08
		99.95	0.077

6. 根据权利要求4所述的列车轴箱轴承寿命的试验预测方法,其特征在于,式(4)中,寿命修正系数 a_{ISO} 依据黏度比 κ 的不同而不同:

当 $0.1 \leq \kappa < 0.4$ 时,

$$a_{ISO} = 0.1 \left[1 - \left(1.5859 - \frac{1.3993}{\kappa^{0.054381}} \right) \left(\frac{e_c C_u}{2.5P} \right)^{0.4} \right]^{-9.185} \quad (5)$$

当 $0.4 \leq \kappa < 1$ 时,

$$a_{ISO} = 0.1 \left[1 - \left(1.5859 - \frac{1.3993}{\kappa^{0.19087}} \right) \left(\frac{e_c C_u}{2.5P} \right)^{0.4} \right]^{-9.185} \quad (6)$$

当 $1 \leq \kappa \leq 4$ 时,

$$a_{ISO} = 0.1 \left[1 - \left(1.5859 - \frac{1.3993}{\kappa^{0.071739}} \right) \left(\frac{e_c C_u}{2.5P} \right)^{0.4} \right]^{-9.185} \quad (7)$$

式(5)、(6)、(7)中, e_c 为污染系数,其选取看下表:

污 染 级 别	e_c	
	$D_{PW} < 100mm$	$D_{PW} \geq 100mm$
极度清洁 颗粒尺寸约为润滑 油膜厚度; 实验室条件	1	1

<p>高度清洁</p> <p>油经过极精细过滤器过滤；密封型脂润滑（终身润滑）轴承的一般情况</p>	0.8~0.6	0.9~0.8
<p>一般清洁</p> <p>油经过精细的过滤器过滤；防尘型脂润滑（终身润滑）轴承的一般情况</p>	0.6~0.5	0.8~0.6
<p>轻度污染</p> <p>润滑剂轻度污染</p>	0.5~0.3	0.6~0.4
<p>常见污染</p> <p>非整体密封轴承的一般情况；一般过滤；有磨损颗粒并从周围侵入</p>	0.3~0.1	0.4~0.2
<p>严重污染</p> <p>轴承环境被严重污染且轴承配置密封不合适</p>	0.1~0	0.1~0
<p>极严重污染</p>	0	0

上述表格中， D_{PW} 为滚子组节圆直径；

式(5)、(6)、(7)中， C_u 为疲劳载荷极限，其计算公式为：

$$C_u = \frac{C_0}{8.2} \left(\frac{100}{D_{pw}} \right)^{0.3} \quad (8)$$

式(8)中, C_0 为轴承额定静载荷,其计算公式为:

$$C_0 = 44 \left(1 - \frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}} \right) i Z L_{we} D_{we} \cos \alpha \quad (9)$$

式(4)中,基本额定动载荷C的计算公式为:

$$C = 1.1 f_c (j L_{we} \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27} \quad (10)$$

式(10)中, f_c 为与轴承零件集合形状、制造精度及材料有关的系数, j 为滚动体列数; L_{we} 为滚子有效长度; Z 为单列轴承的滚动体数; D_{we} 为滚子直径;

而且,式(10)中, f_c 的取值或计算看下表:

$\frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}} a$	f_c
0.01	52.1
0.02	60.8
0.03	66.5
0.04	70.7
0.05	74.1
0.06	76.9

0.07	79.2
0.08	81.2
0.09	82.8
0.1	84.2
0.11	85.4
0.12	86.4
0.13	87.1
0.14	87.7
0.15	88.2
0.16	88.5
0.17	88.7
0.18	88.8
0.19	88.8
0.2	88.7
0.21	88.5
0.22	88.2
0.23	87.9
0.24	87.5
0.25	87
0.26	86.4

0.27	85.8
0.28	85.2
0.29	84.5
0.3	83.8

若 $\frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}}$ 为表格中数值的中间值, 其 f_c 值可由线性内插法求得。

列车轴箱轴承寿命的试验预测方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种轴承寿命的实验预测方法,特别涉及一种列车轴向轴承寿命的实验预测方法。

背景技术

[0002] 轴承是铁路列车的机械基础件也是核心部件,它的质量直接影响列车的使用性能,正确预测滚动轴承寿命是确保列车正常运行的关键。同时准确预测铁路轴承疲劳寿命一直是铁路学者关心而又难以解决的课题,如果对轴承的寿命预测过大,会造成巨大安全隐患,一旦轴承提前失效,将导致整个列车发生严重的故障或事故;如果轴承的寿命估计过小,致使过早更换轴承,拆装过程会大大增加维护成本,同时造成优质资源严重浪费。

[0003] 目前铁路轴承的寿命预测主要还是采用传统的理论计算方法,其计算方法是针对受恒定载荷工况下的寿命预测,对于高铁轴承这样的轴承载荷不固定受载环境极为复杂的情况,一般采用把复杂随机载荷通过简单等效为恒载或者用修正系数来计算寿命,这样对高铁轴承的实际寿命预测不是很准确。

发明内容

[0004] 针对现有技术的不足,本发明的目的在于:提供一种列车轴箱轴承寿命的试验预测方法,提高预测准确率。

[0005] 为实现上述目的,本发明采用的技术方案是:

[0006] 一种列车轴箱轴承寿命的试验预测方法,其特征在于,包括如下步骤:

[0007] 步骤(1),在测试车辆的轴箱的弹簧和转臂上布置传感器,并将该轴箱安装于该型铁路车辆上;

[0008] 步骤(2),对该车辆进行一段里程的线路实测,记录其运行速度与加速度信息,同时采集弹簧的垂向载荷的载荷-时间历程及转臂的横向载荷的载荷-时间历程;

[0009] 步骤(3),计算轴承的当量动载荷的时间历程、相当量动载荷下轴承转过的圈数 r_P 以及相当量动载荷下轴承的额定寿命圈数 R_p ;

[0010] 步骤(4),结合Palmgren-Miner线性损伤累计准则,算出轴承的预测寿命;

$$L = \frac{k}{D} l = \frac{k}{\sum_{i=1} \frac{r_{Pi}}{R_{Pi}}} l$$

[0012] 其中:L为轴承的预测寿命,单位为km;

[0013] k为Miner损伤准则修正系数,取为1;

[0014] D为轴承在实测里程内的损伤值,由步骤(3)中得到的当量动载荷下轴承转过的圈数 r_P 与相当量动载荷下的额定寿命圈数 R_p 的比值依时间历程叠加计算得到, r_P 与 R_p 的单位均为百万转;

[0015] l为线路实测里程,单位为km。

[0016] 本发明利用高铁轴箱弹簧和转臂的力传感器,在实车线路测试基础上,综合载荷与实时转速,通过引入最新国家标准ISO 281:2007针对高铁轴箱轴承的基本额定寿命计算方法和Palmgren-Miner线性损伤累计理论,提出了高铁轴箱轴承寿命的计算方法,并计算获得不同可靠度下该型高速动车组动力转向架轴箱轴承的预测寿命,具有良好的工程实用价值。

具体实施方式

[0017] 列车轴箱轴承受载状况较为复杂,收到来自轴箱弹簧、轮轴、转臂等多方面影响,但基本可分为两大类,即径向载荷和轴向载荷。径向载荷可分为簧上作用载荷、轮轴载荷、转臂效应载荷、离心效应载荷以及牵引制动载荷,轴向载荷主要是轮轴作用载荷及转臂载荷。事实上,轴向的弹簧载荷和转臂载荷在这些载荷中其决定性作用,因此,如果能够准确获得轴箱位置的弹簧载荷和转臂载荷,那么就可以较为准确地确定出作用于轴承的径向载荷与轴向载荷。

[0018] 具体到本发明中,列车轴箱轴承寿命的试验预测方法包括如下步骤:

[0019] 步骤(1),在测试车辆轴箱的弹簧和转臂上布置传感器(此为常规技术手段,在此不再详细描述),并将该轴箱安装于该型铁路车辆上。

[0020] 该步骤中,可以得到如下数据:

[0021] m :列车轴重一半,单位为kg;

[0022] L_z :转臂长度,单位为mm;

[0023] H_r :轴承承载区宽度,单位为mm;

[0024] 步骤(2),对该车辆进行一段里程的线路实测,记录其运行速度信息,同时采集弹簧的垂向载荷的载荷-时间历程及转臂的横向载荷的载荷-时间历程。

[0025] 在此步骤中,可以得到以下数据:

[0026] F_a :轴承轴向载荷,即为转臂的横向载荷,单位为N;

[0027] v :列车运行速度,单位为kg/h;

[0028] a :列车运行加速度,单位为 m/s^2 ;

[0029] F_s :轴箱弹簧载荷,单位为N;

[0030] 步骤(3),计算轴承的当量动载荷的时间历程、相应当量动载荷下轴承转过的圈数以及相应当量动载荷下轴承的额定寿命圈数。

[0031] 步骤(3.1):先求得轴承径向载荷的时间历程:

[0032]

$$F_r = \sqrt{F_s^2 + (F_t + F_z)^2} = \sqrt{F_s^2 + \left(ma + \frac{L_z}{H_r} F_a \right)^2} \quad (1)$$

[0033] 式(1)中 F_r 是轴承径向载荷,单位为N; F_t 为列车牵引制动载荷,单位为N,可由列车轴重一半 m 与列车运行加速度 a 相乘求得; F_z 为转臂效应载荷,单位为N,可由转臂长度 L_z 除以轴承承载区宽度 H_r 再乘以轴承轴向载荷 F_a 求得。

[0034] (3.2)再求得当量动载荷的时间历程:

[0035] $P = XF_r + Y |F_a| \quad (2)$

[0036] 式(2)中P为当量动载荷,单位为N,而X、Y的取值看下表:

[0037]	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
	$1.5 \tan \alpha$	1	$0.45 \cot \alpha$	0.67	$0.67 \cot \alpha$

[0038] 其中 $e=1.5 \tan \alpha$, α 为轴承的公称接触角;

[0039] 若 F_a 与 F_r 的商小于或者等于 e ,则X取为1,Y取为 $0.45 \cot \alpha$;若 F_a 与 F_r 的商大于 e ,则X取为0.67,Y取为 $0.67 \cot \alpha$ 。

[0040] 步骤(3.3):求得相当量动载荷下轴承在一个数据采样点的时间间隔中转过圈数:

[0041]

$$r_p = \frac{5}{18} \times \frac{\Delta t \times v}{0.86\pi} \tag{3}$$

[0042] 式(3)中, r_p 为相当量动载荷下轴承试验过程中转过圈数,单位为百万转; Δt 为数据采样点的时间间隔,单位为s;

[0043] 步骤(3.4):求得相当量动载荷下轴承的额定寿命圈数:

[0044]

$$R_p = a_1 a_{ISO} \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \tag{4}$$

[0045] 式(4)中, R_p 为上述当量动载荷下轴承的额定寿命圈数,单位为百万转; a_1 为可靠度寿命系数; a_{ISO} 为寿命修正系数,基于寿命计算的系统方法而选取; C 为基本额定动载荷(可由轴承本身参数尺寸根据标准里面的公式计算得到,为轴承的常规技术参数,能够根据轴承的尺寸参数计算得到),单位为N;

[0046] 式(4)中,可靠度寿命系数 a_1 的选取看下表:

可靠度%	a_1	可靠度%	a_1
90	1	99.2	0.22
95	0.64	99.4	0.19
96	0.55	99.6	0.16
[0047] 97	0.47	99.8	0.12
98	0.37	99.9	0.093
99	0.25	99.92	0.087
		99.94	0.08
		99.95	0.077

[0048] 式(4)中,寿命修正系数 a_{ISO} 依据黏度比 κ 的不同而不同:

[0049] (注:润滑剂的有效性主要取决于滚动接触表面的分离程度。这种分离状态可用黏度比 κ 来表示。根据动车组轴箱轴承的实际情况可采用黏度比值进行计算,即轴承工作表面的润滑状态可用黏度比(实际运动黏度 v 与参考运动黏度 v_1 之比)来表示:

[0050]
$$\kappa = \frac{v}{v_1}$$

[0051] 实际运动黏度v指润滑剂在工作温度下的运动黏度,根据轴承的工作温度和所选润滑剂来确定,而参考运动黏度v₁取决于轴承转速和节圆直径D_{PW},可由公知的公式计算。

[0052] 因此,本发明中的黏度比κ的选取与计算属于常规技术手段,在此不再展开论述。

[0053] 当0.1 ≤ κ < 0.4时,

[0054]
$$a_{ISO} = 0.1 \left[1 - \left(1.5859 - \frac{1.3993}{\kappa^{0.054381}} \right) \left(\frac{e_c C_u}{2.5P} \right)^{0.4} \right]^{-9.185} \quad (5)$$

[0055] 当0.4 ≤ κ < 1时,

[0056]
$$a_{ISO} = 0.1 \left[1 - \left(1.5859 - \frac{1.3993}{\kappa^{0.19087}} \right) \left(\frac{e_c C_u}{2.5P} \right)^{0.4} \right]^{-9.185} \quad (6)$$

[0057] 当1 ≤ κ ≤ 4时,

[0058]
$$a_{ISO} = 0.1 \left[1 - \left(1.5859 - \frac{1.3993}{\kappa^{0.071739}} \right) \left(\frac{e_c C_u}{2.5P} \right)^{0.4} \right]^{-9.185} \quad (7)$$

[0059] 式(5)、(6)、(7)中,e_c为污染系数,其选取看下表:

[0060]

污染级别	e _c	
	D _{PW} < 100mm	D _{PW} ≥ 100mm
极度清洁 颗粒尺寸约为润滑油膜厚度; 实验室条件	1	1
高度清洁 油经过极精细过滤器过滤; 密封型脂润滑(终身润滑)轴承的一般情况	0.8~0.6	0.9~0.8
一般清洁 油经过精细的过滤器过滤; 防尘型脂润滑(终身润滑)	0.6~0.5	0.8~0.6

[0061]

轴承的一般情况		
轻度污染 润滑剂轻度污染	0.5~0.3	0.6~0.4
常见污染 非整体密封轴承的一般情况；一般过滤；有磨损颗粒并从周围侵入	0.3~0.1	0.4~0.2
严重污染 轴承环境被严重污染且轴承配置密封不合适	0.1~0	0.1~0
极严重污染	0	0

[0062] 上述表格中, D_{pw} 为滚子组节圆直径(单位为mm)。[0063] 式(5)、(6)、(7)中, C_u 为疲劳载荷极限, 其计算公式为:

[0064]

$$C_u = \frac{C_0}{8.2} \left(\frac{100}{D_{pw}} \right)^{0.3} \quad (8)$$

[0065] 式(8)中, C_0 为轴承额定静载荷(单位为N), 其计算公式为:

[0066]

$$C_0 = 44 \left(1 - \frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}} \right) j Z L_{we} D_{we} \cos \alpha \quad (9)$$

[0067] 式(4)中, 基本额定动载荷 C (单位为N) 的计算公式为:

$$C = 1.1 f_c (j L_{we} \cos \alpha)^{7/9} Z^{3/4} D_{we}^{29/27} \quad (10)$$

[0069] 式(10)中, f_c 为与轴承零件集合形状、制造精度及材料有关的系数, j 为滚动体列数; L_{we} 为滚子有效长度; Z 为单列轴承的滚动体数; D_{we} 为滚子直径, L_{we} 与 D_{we} 的单位均为mm。[0070] 而且, 式(10)中, f_c 的取值或计算看下表:

[0071]

$\frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}} a$	f_c
0.01	52.1
0.02	60.8
0.03	66.5

[0072]

0.04	70.7
0.05	74.1
0.06	76.9
0.07	79.2
0.08	81.2
0.09	82.8
0.1	84.2
0.11	85.4
0.12	86.4
0.13	87.1
0.14	87.7
0.15	88.2
0.16	88.5
0.17	88.7
0.18	88.8
0.19	88.8
0.2	88.7
0.21	88.5
0.22	88.2
0.23	87.9
0.24	87.5
0.25	87
0.26	86.4
0.27	85.8
0.28	85.2
0.29	84.5
0.3	83.8

若 $\frac{D_{we} \cos \alpha}{D_{pw}} a$ 为表格中上述数值的中间值, 其 f_c 值可由线性内插法求得

[0073] 步骤(4), 结合Palmgren-Miner线性损伤累计准则, 就可算出轴承的预测寿命:

[0074]

$$L = \frac{k}{D} l = \frac{k}{\sum_{i=1} \frac{r_{Pi}}{R_{Pi}}} l \quad (11)$$

[0075] 式(11)中,L为轴承的预测寿命,单位为km;k为Miner损伤准则修正系数(一般情况下取1,表示损伤累加到1时,结构破坏;也可以根据实际情况取比1小的正值);D为轴承在实测里程内的损伤值,可由步骤(3)中得到的当量动载荷下轴承转过的圈数与相应当量动载荷下的额定寿命圈数的比值依时间历程叠加计算得到;l为线路实测里程,单位为km。

[0076] 由于本发明将一般的轴承寿命预测方法与Palmgren-Miner线性损伤理论相结合,不再由单一的、随时间恒定的等效载荷来预测轴承寿命,转而采用当量动载荷-时间历程这一物理概念,将所有数据采集时间间隔内的轴承损伤进行线性叠加,得到的预测寿命必然更加符合真实情况,预测的准确率得到了极大的提高。