

# 履带式装甲底盘侧减速器齿轮接触疲劳的可靠性分析

孙凤文, 李东峰, 付显随

(炮兵学院南京分院 自行火炮教研室, 江苏 南京 211132)

**摘 要:**通过对典型路面实车试验获得的载荷数据进行处理, 利用雨流计数法编制了传动系统的载荷谱。通过应力、强度干涉模型建立该底盘侧减速器可靠度的计算模型, 然后利用接触强度寿命系数与应力循环次数的计算关系, 求出了以行驶里程表达的主、被动齿轮接触疲劳可靠性寿命分别为 11 583 km, 18 533 km。分析目的在于研究侧减速器的失效机理、寿命预测方法, 并通过评估其在服役环境下的使用寿命, 为使用、维修和再制造提供策略、建议。

**关键词:**履带式装甲底盘; 侧减速器; 接触疲劳; 可靠性; 寿命预测

**中图分类号:** TJ 811      **文章编号:** 1005-9830(2007)03-0296-04

## Reliability Analysis of Side Reducer Gear's Contact Fatigue in Tracked Armored Vehicle

SUN Feng-wen, LI Dong-feng, FU Xian-sui

(Self-propelled Gun Faculty Working Office, Nanjing Artillery Academy, Nanjing 211132, China)

**Abstract:** By dealing with the load data from vehicle test on typical terrain, this paper obtains the load spectrum of transmission system that is more close to the fact. According to the stress and intensity interference model, the calculation model of the side reducer reliability is established. By using the calculation relation between the contact intensity life coefficient and the stress cycle times, the reliable life of the active and passive gear's contact fatigue that is expressed by traveling miles respectively is calculated as 11 583 km, 18 533 km. The aim is to analyze its fault mechanism, to seek a method to predict the span life of the side reducer and to evaluate its service life. Some suggestions are provided for its use, maintenance and remaking.

**Key words:** tracked armored vehicle; side reducer; contact fatigue; reliability; life span prediction

侧减速器是某履带式装甲底盘传动系统的重要组成部分, 位于行星转向器和主动轮之间, 主要功能是以固定的传动比增大行星转向器传给主动轮的扭矩, 降低主动轮的转速。主、被动齿轮在换

档、转向过程中反复受交变载荷的作用, 致使轮齿表层产生疲劳裂纹, 进而扩展成表层金属小块脱落, 形成点蚀。再加上该型齿轮齿面硬度较高, 局部凸起不易磨平, 早期点蚀的小麻坑可能扩大, 形

**收稿日期:** 2006-10-16      **修回日期:** 2007-04-10

**作者简介:** 孙凤文 (1963-), 男, 教授, 博士, 主要研究方向: 装备技术保障和装备系统工程, E-mail: sunfengweng1@ hotmail.com.

成扩展性点蚀,并沿节线全长扩展,分布范围较大,扩展性点蚀将使齿形破坏,动负荷增大,导致侧减速器传动平稳性降低,噪声加大,甚至迅速失效。基于主、被动齿轮齿面接触疲劳是某履带式装甲底盘侧减速器的主要失效形式,对其进行可靠性分析,有利于准确掌握其在现役条件下的使用寿命,提高维修保障的针对性,最大限度地发挥装备的使用效能。

# 1 确定齿面接触应力的分布

根据 GB3480—83 和文献 [1], 齿轮节圆处的计算接触应力为

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{K K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} F_t}{d_1 b} \times \frac{u \pm 1}{u}} \quad (1)$$

式中:  $K_A$  为使用系数,  $K_V$  为动载系数,  $K_{H\beta}$  为接触强度计算的齿向载荷分布系数,  $K_{H\alpha}$  为接触强度计算的齿间载荷分配系数,  $F_t$  为端面内分度圆切向力,  $d_1$  为小齿轮分度圆直径,  $b$  为工作齿宽,  $u$  为齿数比,  $Z_H$  为节点区域系数,  $Z_E$  为弹性系数,  $Z_\epsilon$  为重合度系数,  $Z_\beta$  为螺旋角系数。

本文采用对数正态分布作为齿面接触应力模型,考虑到式 (1) 右边某个变量可能畸形,从而导致齿面接触应力  $\sigma_H$  偏离对数正态分布,再加上所荐用的一些变量的变异数据并不完善以及一些难以评估的误差因素,为此,引进计算系数  $K$  加以修正,  $K$  值一般根据载荷谱编制过程中的经验数据确定。故有

$$\sigma_H = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{K K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} F_t}{d_1 b} \times \frac{u \pm 1}{u}} \quad (2)$$

将上式两边取对数,得

$$\begin{aligned} \ln \sigma_H = & \ln Z_H + \ln Z_E + \ln Z_\epsilon + \ln Z_\beta + \frac{1}{2} [\ln K + \\ & \ln K_A + \ln K_V + \ln K_{H\beta} + \ln K_{H\alpha} + \ln F_t - \ln d_1 - \\ & \ln b + \ln(u \pm 1) - \ln u] \end{aligned} \quad (3)$$

根据中心极限定理可知:当所研究的随机变量可以表示成数目充分多且相互独立或弱相关的随机变量之和,而且每个随机变量对总和的影响很小,即没有一项比其它项占绝对优势时,分布必定是正态的。当变量数目  $n$  为 7~10 时,分布就充分接近于正态。当齿轮的材质、制造、安装及使用符合技术条件要求时,式 (2) 右边各随机变量对齿轮计算接触应力的影响,可以认为是同等的。因此  $\ln \sigma_H$  必定渐近于正态分布,即计算接触应力

$\sigma_H$  服从对数正态分布<sup>[2,3]</sup>。

齿面接触应力  $\sigma_H$  的均值为

$$\bar{\sigma}_H = \bar{Z}_H \bar{Z}_E \bar{Z}_\epsilon \bar{Z}_\beta \sqrt{\frac{K K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} F_t}{d_1 b} \times \frac{u \pm 1}{u}} \quad (4)$$

变异系数为

$$C_{\sigma_H} = [C_{Z_E}^2 + C_{Z_\epsilon}^2 + C_{Z_\beta}^2 + \frac{1}{4} (C_K^2 + C_{K_A}^2 + C_{K_V}^2 + C_{K_{H\beta}}^2 + C_{K_{H\alpha}}^2 + C_{F_t}^2)]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

标准差为

$$S_{\sigma_H} = \bar{\sigma}_H C_{\sigma_H} \quad (6)$$

式中:  $\bar{Z}_E, \bar{Z}_\epsilon, \dots$  为相应参数的均值;  $C_{Z_E}, C_{Z_\epsilon}, \dots$  为相应参数的变异系数。严格地说,式 (4) 中参数除齿数比  $u$  外,都是随机变量,具有一定的分布规律,但与齿轮几何尺寸有关的参数,例如  $d_1, b, Z_H$  等,只能在精度等级公差所允许的范围之内变化,而且工艺上可以得到保证,故可视为确定量,即其变异系数可取为 0。计算系数  $K$  按照理想状态下直齿轮传动工况取均值  $\bar{K}=1$ , 变异系数  $C_K=0.12$ 。

# 2 确定齿轮接触疲劳强度的分布

根据 GB3480—83, 齿轮的接触强度为

$$\sigma_{HS} = \sigma_{Hlim} Z_N Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (7)$$

式中:  $\sigma_{Hlim}$  为齿轮的接触疲劳极限,  $Z_N$  为接触强度计算的寿命系数,  $Z_L$  为润滑剂系数,  $Z_V$  为速度系数,  $Z_R$  为粗糙度系数,  $Z_W$  为工作硬化系数,  $Z_X$  为尺寸系数。

用变异系数法可求得接触疲劳强度的均值、变异系数和标准差分别为

$$\bar{\sigma}_{HS} = \bar{\sigma}_{Hlim} \bar{Z}_N \bar{Z}_L \bar{Z}_V \bar{Z}_R \bar{Z}_W \bar{Z}_X \quad (8)$$

$$C_{\sigma_{HS}} = (C_{\sigma_{Hlim}}^2 + C_{Z_N}^2 + C_{Z_L}^2 + C_{Z_V}^2 + C_{Z_R}^2 + C_{Z_W}^2 + C_{Z_X}^2)^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

$$S_{\sigma_{HS}} = \bar{\sigma}_{HS} C_{\sigma_{HS}} \quad (10)$$

$\sigma_{Hlim}$  是指某种材料的齿轮经长期持续的重复载荷作用后,失效概率为 1% 时的极限应力。考虑到材料成份、机械性能、热处理及硬化层深度、硬度梯度、残余应力等的随机性,国标 GB3480—83 中采用 ISO 疲劳极限区域图的形式表示。可以认为区域图只是某些齿轮试件疲劳极限实验数据的集合。区域图中的任一  $\sigma_{Hlim}$  值,其失效概率均为 0.01。这就是说,材料、热处理及硬度相同的齿轮,在失效概率为 0.01 时,可以有不同的  $\sigma_{Hlim}$  值,就可靠性的观点而言,这种表达方式是合理的,它考虑了各种

随机因素的影响,因而优于定值表示法。

为进行齿轮强度的可靠性计算,可以将疲劳极限区域图看作是齿轮疲劳极限分布密度曲线尾部的一部分,但是,不能将区域图作为一个完整的分布。如果将区域图作为一个完整的分布,例如正态分布,那么区域图的中间值  $\sigma_{Hlim}$  就是均值,其失效概率  $P_f=0.5$  显然与区域图规定的  $P_f=0.01$  不符。

根据置信区间的概念,由样本得到的总体均值  $\mu$  的估计值总在其真值附近摆动。在一定的工艺条件下,可以假设方差  $S^2$  不变,那么与均值下限相应的 0.99 存活率的疲劳极限值也在一定范围内摆动。又由于试验齿轮的接触疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$  服从对数正态分布,所以  $\ln\sigma_{Hlim}$  也服从正态分布。那么与失效概率  $P_f=0.01$  相应的标准正态变量  $z_p=2.326$ ,由此可得疲劳极限均值

$$\mu_{\ln\sigma_{Hlim}}=2.326 S_{\ln\sigma_{Hlim}}+\ln x$$

(11)

式中,  $x$  为齿轮接触疲劳极限区域图上的取值点,根据经验在区域图中一般取中限值偏下。

根据对数正态分布与正态分布的参数关系,可求出试验齿轮疲劳极限  $\sigma_{Hlim}$  的均值及标准差

$$\begin{cases} \overline{\sigma_{Hlim}}=E(\sigma_{Hlim})=\exp(\mu_{\ln\sigma_{Hlim}}+\frac{1}{2}S_{\ln\sigma_{Hlim}}^2) \\ S_{\omega_{Hlim}}=\overline{\sigma_{Hlim}}(e^{\frac{S_{\ln\sigma_{Hlim}}^2}{2}}-1)^{\frac{1}{2}} \end{cases}$$

(12)

### 3 齿面接触疲劳可靠性模型的建立

由于齿面接触应力和接触疲劳强度都服从对数正态分布,所以联结方程为<sup>[4]</sup>

$$z=\ln\frac{\overline{\sigma_{HS}}}{\overline{\sigma_H}}/(\frac{C_{\sigma_{HS}}^2}{C_{\sigma_H}^2}+C_{\sigma_H}^2)$$

(13)

由  $z$  值查正态分布表,可得齿轮的接触强度可靠度  $R=\Phi(z)$ 。

求解思路是首先根据所编制的载荷谱求出应力循环次数(行驶里程)所对应的接触强度寿命系数  $Z_N$ ,综合齿轮各项基本参数、修正系数、变异系数和切向力,代入式(13)求出所对应的可靠度;其次根据应力循环次数(行驶里程)和所对应的可靠度进行拟合运算,求得应力循环次数(行驶里程)与可靠度的关系式;最后根据履带式装甲底盘侧减速器使用条件的规定,确定齿轮接近疲劳极限时的可靠度  $R$ ,代入拟合得到的关系式就可求出以行程里程表达的侧减速器主、被动齿轮接触疲劳可靠性寿命。

## 4 履带式装甲底盘侧减速器主、被动齿轮接触疲劳的可靠性计算

### 4.1 主动齿轮接触疲劳可靠度及可靠寿命的计算

轻型履带式装甲车辆侧减速器主、被动齿轮材料均采用 20CrNiA 合金钢,渗碳淬火处理,洛氏硬度大于 56,制造精度为 6 级,选用 16 号坦克机油和钠基润滑脂混合油为润滑油,主动齿轮齿数 21,模数  $m_1=8$ ,被动齿轮齿数 35,模数  $m_2=9$ ,载荷有中等冲击。

#### 4.1.1 主动齿轮齿面接触应力的计算

根据侧减速器的工作环境和主动齿轮的基本参数,可得主动齿轮齿面应力修正系数及变异系数,如表 1 和表 2 所示。

表 1 主动齿轮齿面接触应力定值修正系数

K	K <sub>A</sub>	Z <sub>ε</sub>	Z <sub>β</sub>	Z <sub>H</sub>	Z <sub>E</sub>	K <sub>V</sub>	K <sub>Hβ</sub>	K <sub>Hα</sub>
1	1.50	0.894	1	2.50	189.8	1.20	1.324	1.02

表 2 变异系数

C <sub>K</sub>	C <sub>K<sub>A</sub></sub>	C <sub>K<sub>V</sub></sub>	C <sub>K<sub>Hβ</sub></sub>	C <sub>K<sub>Hα</sub></sub>	C <sub>F<sub>t</sub></sub>	C <sub>Z<sub>E</sub></sub>	C <sub>Z<sub>ε</sub></sub>	C <sub>Z<sub>β</sub></sub>
0.12	0.033	0.056	0.05	0.033	0	0.03	0	0

根据该型底盘典型工况下传动系统的载荷谱,可以得到主动齿轮的扭矩均值  $T_1=2\,127.7\text{ N}\cdot\text{m}$ 。

切向力均值

$$F_t=\frac{2\,000\,T_1}{d_1}=2.837\,0\times10^4\text{ N}$$

$$\overline{\sigma_{H1}}=Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{KK_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} F_t}{d_1 b} \times \frac{u+1}{u}}=1\,496.9\text{ MPa}$$

#### 4.1.2 主动齿轮的接触疲劳强度计算

根据特点数据的工作环境和主动齿轮的基本参数,得到其接触疲劳极限各修正系数,如表 3 所示:

表 3 接触疲劳极限修正系数

Z <sub>L</sub>	Z <sub>V</sub>	Z <sub>R</sub>	Z <sub>W</sub>	Z <sub>X</sub>
0.97	1.07	1.08	0.93	1

根据主动齿轮的基本参数,查得  $S_{\ln\sigma_{Hlim}}=0.10$ 。对数均值  $\mu_{\ln\sigma_{Hlim}}=2.326 S_{\ln\sigma_{Hlim}}+\ln x$  考虑一般情况下  $x$  在齿轮接触疲劳极限区域图中取  $\sigma_{Hlim}$  中值偏下,现取  $x=1\,470\text{ MPa}$ ,则  $\mu_{\ln\sigma_{Hlim}}=2.326\times0.10+\ln1\,470=7.525\,6$ 。

齿轮疲劳强度均值及标准差为

$$\bar{\sigma}_{Hlim} = \exp(\mu_{\ln\sigma_{Hlim}} + \frac{1}{2} S_{\ln\sigma_{Hlim}}^2) = 1\,864.25\text{ MPa}$$
$$S_{\omega_{Hlim}} = \bar{\sigma}_{Hlim} (e^{S_{\ln\sigma_{Hlim}}^2} - 1)^{\frac{1}{2}} = 187.35$$
$$C_{\sigma_{Hlim}} = S_{\omega_{Hlim}} / \sigma_{Hlim1} = 0.10$$

4.1.3 主动齿轮可靠度及可靠性寿命的计算

在齿轮接触疲劳极限修正系数中,除了寿命系数  $Z_N$  外其它均为定值。 $Z_N$  的性能值取决于材料的材质及热处理方法,一般可用正态分布来描

表 4 主动齿轮接触疲劳寿命系数与行驶里程的关系

s/Mm	$Z_N$	R	s/Mm	$Z_N$	R	s/Mm	$Z_N$	R	s/Mm	$Z_N$	R
0.5	1.159 4	0.997 1	0.9	1.109 0	0.993 0	1.3	1.078 6	0.988 5	1.7	1.057 0	0.983 6
0.6	1.143 6	0.996 2	1.0	1.100 2	0.991 9	1.4	1.072 6	0.987 3	1.8	1.052 4	0.982 4
0.7	1.130 3	0.995 2	1.1	1.092 3	0.990 8	1.5	1.067 0	0.986 1	1.9	1.048 1	0.981 2
0.8	1.118 9	0.994 1	1.2	1.085 2	0.989 6	1.6	1.061 8	0.984 8	2.0	1.044 1	0.979 9

根据式 (13)计算可得行驶里程和齿轮齿面接触疲劳可靠度的变化关系。

利用最小二乘法对表 4 中的数据进行拟合,得到主动齿轮接触强度可靠度与车辆行驶里程的关系表达式为  $R_1(s) = 1.002\,06 - 0.009\,24 \times s -$

表 5 被动齿轮接触疲劳寿命系数与行驶里程的关系

s/Mm	$Z_N$	R	s/Mm	$Z_N$	R	s/Mm	$Z_N$	R	s/Mm	$Z_N$	R
0.8	1.159 4	0.997 1	1.2	1.124 4	0.994 6	1.6	1.100 2	0.991 9	2.0	1.081 8	0.989 0
0.9	1.149 1	0.996 5	1.3	1.117 6	0.994 0	1.7	1.095 2	0.991 2	2.1	1.077 8	0.988 3
1.0	1.140 0	0.995 9	1.4	1.111 4	0.993 3	1.8	1.090 5	0.990 5	2.2	1.074 1	0.987 5
1.1	1.131 8	0.995 3	1.5	1.105 6	0.992 6	1.9	1.086 0	0.989 8	2.3	1.070 5	0.986 8

根据式 (13)计算可得行驶里程和齿轮接触疲劳可靠度的变化关系。

同理利用最小二乘法对表 5 中的数据进行拟合,得到被动齿轮接触强度可靠度与车辆行驶里程的关系表达式为  $R_2(s) = 1.001\,59 - 0.005\,114 \times s - 0.000\,579 \times s^2$ 。

侧减速器作为传动系统的重要部件,要求其齿轮具有较高的可靠性。根据文献 [5]规定,齿轮齿面接近疲劳极限,取其可靠度为 0.99,也就是说保证齿轮处于安全使用状态的最低可靠度为 0.99 时,齿面点蚀和剥落损伤已达到一定程度,如果再继续使用,将会影响到传动效率,甚至危及使用安全,这对装甲车辆而言是绝对不允许的。将 0.99 作为计算齿轮接触疲劳的可靠度,分别代入上述拟合式,求得主、被动齿轮的行驶里程为 11 583 km, 18 533 km。为更直观地显示接触强度可靠度与行驶里程的关系,本文利用 MATLAB 软件绘制了主、被动齿轮接触疲劳可靠度随车辆行驶里程增加而不断变化的关系图,如图 1、2。

述。当载荷稳定时,  $Z_N = \sqrt[6]{N_0/N}$ , 其中  $N_0$  为应力循环基数,即对应于接触强度极限的应力循环次数;  $N$  为轮齿的应力循环次数,一般由实车测试后根据所编制的载荷谱确定。 $Z_N$  随着应力循环次数的变化而变化,在这里可以理解为寿命系数  $Z_N$  随着行驶里程变化而变化。根据国标规定和应力循环的实际情况可得到寿命系数和行驶里程相关变化情况,如表 4。

$0.000\,93 \times s^2$ , 其中  $s$  为行驶里程,单位为 Mm。

4.2 被动齿轮接触疲劳可靠度及可靠寿命的计算

被动齿轮齿面接触疲劳可靠度的计算方法与主动齿轮相同。首先计算被动齿轮齿面接触疲劳寿命系数与行驶里程的关系,如表 5。

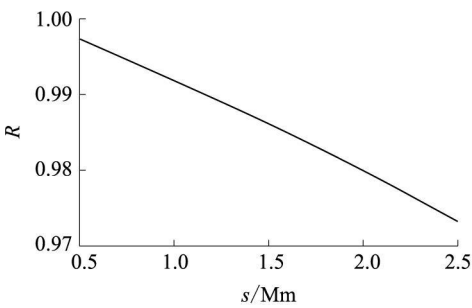


图 1 主动齿轮接触疲劳可靠度与行驶里程的变化关系

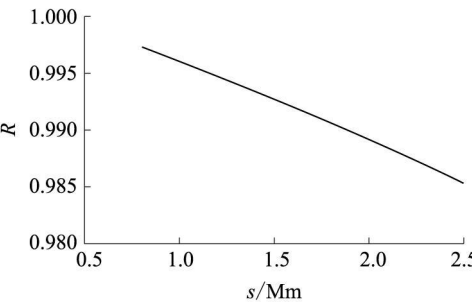


图 2 被动齿轮接触疲劳可靠度与行驶里程的变化关系

(下转第 303 页)

别为

$$\Delta_1 = P_1 - P'_1 = 70.0 - 62.08 = 7.92 \text{ dB}$$

$$\Delta_2 = P_2 - P'_2 = 55.50 - 47.90 = 7.60 \text{ dB}$$

可见压电阻塞电流分支电路可以实现对一、二阶振动同时进行衰减,从而达到多模态被动控制的目的。

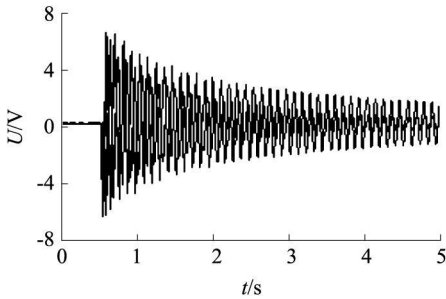


图 7 一阶和二阶模态减振前后在时域内的对比图

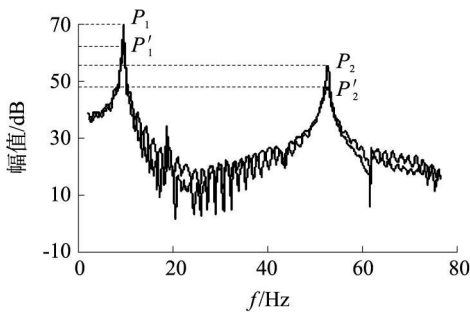


图 8 一阶和二阶模态减振前后在频域内的对比图

### 3 结束语

近年来,压电元件的作用得以很大的发展,在振动结构控制中的应用日趋广泛。本文基于悬臂梁的压电分流阻尼控制实验的研究结果说明,采用压电分流阻尼电路技术,可以有效地对结构的多模态振动响应进行被动控制。同时也说明了优化的电流阻塞分支电路,可以在不影响多模态减振效果的前提下,大大减少电路的复杂性,从使被动控制的结构简单、易于实现等特点更好地体现出来。

#### 参考文献:

- [1] 唐永杰,胡选利,张升陞. 结构振动控制中压电阻尼技术研究——压电被动阻尼技术(一)[J]. 压电与声光, 1993, 15(6): 53—56.
- [2] Fleming A J, Behrens S, Moheimani S O R. Reducing the inductance requirements of piezoelectric shunt damping systems [J]. Smart Mater Struct, 2003, 12(1): 57—64.
- [3] Wu S. Method for multiple mode shunt damping of structural vibration using a single PZT transducer [J]. Proceedings of the SPIE 3327, 1998, 3 327: 159—168.
- [4] Riodan R H S. Simulated inductors using differential amplifiers [J]. Electron Lett, 1967, 3(2): 50—51.

(上接第 299 页)

当主动齿轮齿面接触疲劳可靠度为 0.99,即车辆行驶 11 583 km 时,被动齿轮的齿面接触疲劳可靠度为 0.994 9,符合齿轮可靠性指标要求,也就意味着被动齿轮未达到接触疲劳极限,仍可安全使用。

### 5 结束语

综合实验结果可以看出,主动齿轮可靠性寿命小于被动齿轮,当主动齿轮达到接触疲劳极限时,可以认为整个齿轮副传动失效。但被动齿轮的可靠性寿命比主动齿轮的可靠性寿命长得多,这样既增加了制造成本,还不利于主、被动齿轮整体可靠性寿命的提高。如果将被动齿轮制造材料或加工工艺进行适当调整,使主动齿轮与被动齿轮的可靠性寿命趋于一致,并接近该型车辆的大

修期,这样更有利于节约制造成本,同时减少维修保障工作。

#### 参考文献:

- [1] 吴波,黎明发. 机械零件与系统可靠性模型[M]. 北京:化学工业出版社,2003. 193—198.
- [2] 张士峰,王慧频,李鹏波. 应力—强度模型可靠性评估的仿真分析[J]. 计算机仿真, 2000, 17(4): 15—17.
- [3] 王廷和,姜培刚. 直齿圆柱齿轮传动的模糊可靠性优化设计[J]. 机械设计与制造, 2000, 38(3): 1—2.
- [4] 李良巧,顾唯明. 机械可靠性设计与分析[M]. 北京:国防工业出版社,1998. 100—102.
- [5] 黄洪忠. 机械传动可靠性理论与应用[M]. 北京:中国科技出版社,1995.