(1) 88-93

滚动轴承可靠性与寿命计算方法的探讨*

TH133.33

陈远志[①]　　赵葛霄[②]

（① 重庆大学机械工程一系，重庆，400044；② 广东工业大学；第一作者 58 岁，男，副教授）

摘　要　从分析轴承的可靠性与寿命之间的关系出发，提出了寿命计算的新建议：在可靠度 $R>0.9$ 时，采用寿命服从三参数 Weibull 分布的计算方法，在可靠度 $R<0.9$ 时，采用 GB6391-86 的计算方法。作者编制了相应的软件系统并对该方法进行了初步验证。

关键词　滚动轴承；可靠性；寿命；Weibull 分布

中国图书资料分类法分类号　TH133.33

0　引　言

按我国现行国家标准[1]，滚动轴承的寿命计算方法，是以一批轴承的疲劳寿命分布服从二参数 Weibull 分布为基础的。但是，早在 1962 年，T. Tallian[2]分析了 2520 套轴承的寿命试验数据后指出：对于存活概率在 $0.4<R<0.9$ 范围内，轴承的寿命近似服从二参数 Weibull 分布，超出此范围，则有很大的偏离。此后，到 70 年代末 80 年代初，国外的一些轴承研究机构的在轴承寿命试验中，观察到了超长寿命现象[3]，亦即轴承在理想条件下进行耐久试验，其寿命远远高于按国际标准 ISO 281/1-1997 计算出的寿命。因此，无论在理论上还是在实际中，滚动轴承均存在着一个无限寿命，同时也存在着一个不为零的最小寿命。这些都说明用三参数 Weibull 分布代替二参数 Weibull 分布来描述滚动轴承寿命的必要性及合理性。另一方面，国家标准 GB6391-86 的寿命计算方法，没有直接反映轴承材料疲劳强度对寿命的影响，以此计算出的疲劳寿命在许多情况下与实际使用寿命之间存在较大的差别[4,5]。因此，寻找新的寿命计算方法，已成为国内外轴承研究者普遍关心的问题。笔者从三参数 Weibull 分布出发，建立以接触疲劳强度为基础的滚动轴承预测模型，并通过现场收集的轴承寿命数据，对该模型的准确性进行了初步验证。

1　滚动轴承疲劳寿命预测的强度模型

1.1　单列轴承

设轴承元件的接触疲劳寿命服从三参数 Weibull 分布，则相应的可靠度函数为：

$$R_i = \exp\left\{-\left[\frac{N_i - N_{oi}}{N_{ai} - N_{oi}}\right]^{\beta_i}\right\} \qquad (i = 1,2,3) \tag{1}$$

式中　i—— 脚标，1,2,3 分别代表内外圈及滚动体

* 收文日期　1997-01-22

N_{oi}—— 元件 i 的位置参数(最小寿命)

R_i—— 元件 i 的可靠度

N_{ai}—— 元件 i 的尺度参数(特征寿命)

N_i—— 元件 i 的应力循环次数

B_i—— 元件 i 的形状参数(Weibull 斜率)

根据滚动轴承的结构特点，可以把它看成是由其元件内、外圈和滚动体串联而成的机械系统。作为串联系统，单列滚动轴承的可靠度 R_s 由下式确定：

$$R_S = R_1 R_2 R_3^z \tag{2}$$

式中，z 为轴承滚动体数目。

将式(1) 代入式(2) 可得

$$R_s = \exp\left\{-\left[\frac{N_1 - N_{o1}}{N_{a1} - N_{o1}}\right]^{B_1} - \left[\frac{N_2 - N_{o2}}{N_{a2} - N_{o2}}\right]^{B_2} - \left[\frac{N_3 - N_{o3}}{N_{a3} - N_{o3}}\right]^{B_3}\right\} \tag{3}$$

令 u_1、u_2 和 u_3 分别为轴承每转一圈时，内、外圈和滚动体所经历的应力循环次数，则有：

$$N_i = u_i L \qquad (i = 1,2,3) \tag{4}$$

式中，L 为滚动轴承的寿命，单位：10^6 转。

过去试验证明形状参数 B_i 的值在 $1.1 \sim 1.5$ 之间，对于同一套轴承，可以取 $B_1 = B_2 = B_3 = B$，将式(4) 代入式(3)，得：

$$\begin{aligned} R_s &= \exp\left\{-\left[\frac{u_1 L - N_{o1}}{N_{a1} - N_{o1}}\right]^B - \left[\frac{u_2 L - N_{o2}}{N_{a2} - N_{o2}}\right]^B - \left[\frac{u_3 L - N_{o3}}{N_{a3} - N_{o3}}\right]^B\right\} \\ &= \exp\left\{-\left[\frac{1}{K^*}\,\frac{u_2 L - N_{o2}}{N_{a2} - N_{o2}}\right]^B\right\} \end{aligned} \tag{5}$$

其中

$$\left(\frac{1}{K^*}\right)^B = 1 + \left[\frac{(u_1 L - N_{o1})(N_{a2} - N_{o2})}{(u_2 L - N_{o2})(N_{a1} - N_{o1})}\right]^B + z\left[\frac{(u_3 L - N_{o3})(N_{a2} - N_{o2})}{(u_2 L - N_{o2})(N_{a3} - N_{o3})}\right]^B$$

K^* 为单列滚动轴承寿命影响系数。

根据文献[6]，球轴承零件(向心或向心推力轴承) 接触应力的计算公式为：

$$S_i = K_i F_r^{1/3} \qquad (i = 1,2,3) \tag{6}$$

其中　$K_i = \dfrac{858}{m_{ai} m_{bi}} (\Sigma\rho_i)^{2/3} \left[\dfrac{1}{z J_r(\varepsilon)\cos\alpha}\right]^{1/3}$—— 接触应力系数

$J_r(\varepsilon)$—— 径向载荷积分

F_r—— 径向载荷或径向当量动载荷

m_{ai}, m_{bi}—— 接触椭圆长，短半轴系数

α—— 接触角

$\Sigma\rho_i$—— 主曲率和

z—— 滚动体数目

ε—— 轴承的载荷分布参数

滚子轴承零件(向心或向心推力轴承) 接触应力的计算公式为：

$$S_i = K_w F_r^{1/2} \qquad (i = 1,2,3) \tag{7}$$

其中 $K_w = 190.6\left[\frac{\Sigma\rho_i}{l_e}\right]\left[\frac{1}{zJ_r(\varepsilon)\cos\alpha}\right]^{1/2}$—— 接触应力系数

l_e—— 滚子有效长度

根据滚动轴承接触应力与应力循环次数之间的关系[7]，有：

$$N_{ei} = A_i/S_i^{m} \qquad N_{ei} = A_i'/S_i^{m'} \tag{8}$$

其中 A_i、A_i'—— 由疲劳试验确定的常数

m_i、m_i'—— 由疲劳试验确定的 P-S-N 曲线的斜率。对于同一种材料，m_i 和 m_i' 是不同的，但差别不大。为了推导简单，取 $m_i = m_i'$.

先将式(6)或式(7)代入式(8)，然后再将式(8)代入式(5)，可得单列滚动轴承的可靠度函数如下：

对球轴承(取 $e = 1.11$)

$$R_s = \exp\left\{-\left[\frac{u_2L(K_2F_r^{1/3})^{m2} - A_2}{K^*(A_2' - A_2)}\right]^{1.11}\right\} \tag{9}$$

$$\left(\frac{1}{K^*}\right)^{1.11} = 1 + \left[\frac{(u_1L(K_1F_r^{1/3})^{m1} - A_1)(A_2' - A_2)}{(u_2L(K_2F_r^{1/3})^{m2} - A_2)(A_1' - A_1)}\right]^{1.11} + z\left[\frac{(u_3L(K_3F_r^{1/3})^{m3} - A_3)(A_2' - A_2)}{(u_2L(K_2F_r^{1/3})^{m2} - A_2)(A_3' - A_3)}\right]^{1.11}$$

对滚子轴承(取 $e = 1.5$)

$$R_s = \exp\left\{-\left[\frac{u_2L(K_{2r}F_r^{1/3})^{m2} - A_2}{K_r^*(A_2' - A_2)}\right]^{1.5}\right\} \tag{10}$$

$$\left(\frac{1}{K^*}\right)^{1.5} = 1 + \left[\frac{(u_1L(K_{1r}F_r^{1/3})^{m1} - A_1)(A_2' - A_2)}{(u_2L(K_{2r}F_r^{1/3})^{m2} - A_2)(A_1' - A_1)}\right]^{1.5} + z\left[\frac{(u_3L(K_{3r}F_r^{1/3})^{m3} - A_3)(A_2' - A_2)}{(u_2L(K_{2r}F_r^{1/3})^{m2} - A_2)(A_3' - A_3)}\right]^{1.5}$$

将式(9)、(10)两边取对数，并经整理，可得给定可靠度时向心或向心推力轴承的寿命计算公式：

对球轴承

$$L = [A_2 + (A_2' - A_2)(\ln(1/R_s))^{1.11}K^*](1/u_2K_2^{m2})F_r^{-m2/3} \tag{11}$$

对滚子轴承

$$L = [A_2 + (A_2' - A_2)(\ln(1/R_s))^{2/3}K^*](1/u_2K_2^{m2})F_r^{-m2/2} \tag{12}$$

当 $R_s = 0.9$ 和 $L = 1.0$ 时的载荷称为额定动负荷，将 $R_s = 0.9$、$L = 1.0$ 分别代入式(11)和(12)可得：

球轴承

$$C_{rs} = \{[0.1317K_r^*(A_2' - A_2) + A_2](1/u_2K_2^{m2})\}^{3/m2} \tag{13}$$

滚子轴承

$$C_{rs} = \{[0.223K_s^*(A_2' - A_2) + A_2](1/u_2K_2^{m2})\}^{2/m2} \tag{14}$$

式中 C_{rs}—— 按强度模型计算的单列滚动轴承的额定动负荷

K_c^* —— $F_r = C_{rs}$ 和 $L = 1.0$ 时的 K^* 值

K_{rr}^* —— $F_r = C_{rt}$ 和 $L = 1.0$ 时的 K_r^* 值

$R = 0.9$ 时轴承的寿命称为基本额定寿命，由式(11)、(12) 结合式(13)、(14) 可得：

球轴承

$$L_{10} = \frac{K^*}{K_c^*}\left(\frac{C_{rs}}{F_r}\right)^{m2/3} + \frac{(K_c^* - K^*)A_2}{K_c^* u_2(K_2F_r^{1/3})^{m2}} \tag{15}$$

滚子轴承

$$L_{10} = \frac{K_r^*}{K_{rr}^*}\left(\frac{C_{rt}}{F_r}\right)^{m2/3} + \frac{(K_{rr}^* - K_r^*)A_2}{K_{rr}^* u_2(K_2F_r^{1/2})^{m2}} \tag{16}$$

式(11) ～ (16) 为单列向心或向心推力轴承疲劳寿命预测强度模型的主要计算公式，为使用方便，作者编制了相应的计算机程序。

对于推力或推力向心轴承，采用类似的推导方法，也可以得到相应的寿命计算公式。

1.2 滚动轴承系统[8]

滚动轴承系统在这里包含三种情况：多列滚动轴承；两套相同的轴承作为一个整体成对安装；两个或多个轴承作为轴的支承装置组成的系统。以上三种情况都可以看作是由多个单列轴承串联而成的机械系统，其可靠度为：

$$R = \prod_{j=1}^{n} R_j \tag{17}$$

式中　n —— 系统单列轴承的数目

j —— 脚标，表示系统中第 j 个单列轴承

R_j —— 第 j 个轴承的可靠度

将式(9) 和式(10) 代入式(17)，可得向心或向心推力轴承系统的可靠度为：

球轴承

$$R_S = \exp\left\{-\sum_{j=1}^{n}\left[\frac{u_{2j}L(K_{2j}F_{rj}^{1/3})^{m_2} - A_2}{K_j^*(A_2' - A_2)}\right]^{1.11}\right\} \tag{18}$$

$$\left(\frac{1}{K_j^*}\right)^{1.11} = 1 + \left[\frac{(u_{1j}L(K_{1j}F_{rj}^{1/3})^{m_1} - A_1)(A_2' - A_2)}{(u_{2j}L(K_{2j}F_{rj}^{1/3})^{m_2} - A_2)(A_1' - A_1)}\right]^{1.11} + z\left[\frac{(u_{3j}L(K_{3j}F_{rj}^{1/3})^{m3} - A_3)(A_2' - A_2)}{(u_{2j}L(K_{2j}F_{rj}^{1/3})^{m2} - A_2)(A_3' - A_3)}\right]^{1.11}$$

滚子轴承

$$R_S = \exp\left\{-\sum_{j=1}^{n}\left[\frac{u_{2j}L(K_{2j}F_{rj}^{1/3})^{m2} - A_2}{K_{rj}^*(A_2' - A_2)}\right]^{1.5}\right\} \tag{19}$$

$$\left(\frac{1}{K_{rj}^*}\right)^{1.5} = 1 + \left[\frac{(u_{1j}L(K_{1j}F_{rj}^{1/3})^{m1} - A_1)(A_2' - A_2)}{(u_{2j}L(K_{2j}F_{rj}^{1/3})^{m2} - A_2)(A_1' - A_1)}\right]^{1.5} + z\left[\frac{(u_{3j}L(K_{3j}F_{rj}^{1/3})^{m3} - A_3)(A_2' - A_2)}{(u_{2j}L(K_{2j}F_{rj}^{1/3})^{m2} - A_2)(A_3' - A_3)}\right]^{1.5}$$

式中　u_{ij} —— 第 j 个轴承的元件 i 当轴承转一圈时所经历的应力循环次数

K_{ij} —— 第 j 个轴承的元件 i 的接触应力系数

F_{rj} —— 第 j 个轴承所受的径向载荷或径向当量动载荷

K_j'、K_j''——第 j 个轴承的寿命影响系数

其它符号的意义同式(9)和式(10).

如果给定系数的可靠度 R,则可由式(18)或式(19)求出该轴承系统的寿命 L. 当 $R=0.9$ 时,求得的 L 即为滚动轴承系统的额定寿命 L_{10}.

对于推力或推力向心轴承组成的系统,只需将各单列轴承的可靠度表达式 R_j 代入式(17),即可得到该系统的可靠度。

2 实验验证

笔者在安阳轴承厂考察了两台 9-19No.5 通风机,叶轮端为深沟的球轴承 6207,联轴器端为角接触球轴承 7207C. 在使用现场收集了 23 套 6207 和 27 套 7207C 轴承的实际寿命数据,经统计处理,实际寿命与强度模型及 GB6391-86 的计算结果比较,见表 1.

表 1 6207 轴承统计寿命与计算寿命的比较

R		1.0	0.999	0.99	0.97	0.95	0.93	0.90	0.80	0.70	0.60	0.50
L_S		6.42	10.06	38.01	79.35	122.18	191.34	265.34	429.85	631.09	804.99	1009.5
L_M		7.265	11.47	40.86	98.49	153.15	206.68	286.29	455.86	754.32	964.16	1230.3
L_{GB}		0	13.51	62.93	131.84	186.65	235.26	310.68	497.65	680.43	864.65	1059.9
相对	模型	−13%	−14%	−7.2%	−24%	−25%	−8.0%	−7.9%	−6.1%	−20%	−20%	−22%
误差	国际		−27%	−65%	−66%	−53%	−23%	−17%	−15.8%	−7.8%	−7.4%	−5.0%

表 2 7207 轴承统计寿命与计算寿命的比较

R		1.0	0.999	0.99	0.97	0.95	0.93	0.90	0.80	0.70	0.60	0.50
L_S		5.51	9.03	28.77	61.75	109.82	170.31	221.04	380.20	591.07	759.33	976.32
L_M		7.293	11.51	41.02	98.87	153.74	207.40	287.40	458.02	757.61	970.09	1235.4
L_{GB}		0	13.30	61.98	129.85	183.82	231.11	297.11	494.12	670.13	851.55	1043.8
相对	模型	−32%	−43%	−60%	−40%	−22%	−30%	−20%	−28%	−28%	−28%	−26%
误差	国际		−44%	−115%	−110%	−67%	−36%	−34%	−29%	−13%	−12%	−7.0%

注: ① L_S 代表统计寿命(置信度 80%);L_M 代表按强度模型计算的寿命;L_{GB} 代表按国标计算的寿命;

② 相对误差 = (统计寿命 − 计算寿命)/统计寿命 %

由表 1 和表 2 可以看出,在高可靠度时强度模型的计算寿命与统计寿命吻合较好,尤其是当可靠度 $R>0.9$ 或 R 在 0.9 附近时,强度模型的计算结果比国标的结果更为精确,而轴承的寿命计算经常在 R 等于 0.9 附近,因此,用强度模型计算寿命,其精度是令人满意的。另外,从表中还可以发现,当可靠度 $R<0.8$ 以后,用强度模型计算的寿命其相对误差比国标有增大的趋势,说明当 $R<0.8$ 时,用两参数 Weibull 分布来描述轴承寿命,效果比较理想,这已被多年的实践所证实。表 2 中 7207C 的实际寿命与两种计算寿命相差都较大,经过分析,可能是由于使用工况恶化或轴承制造质量所致。

3 结　　论

对于一般轴承材料(如GCr15或GCrSiMn15)制造的滚动轴承，根据可靠度的取值范围，将其寿命计算分为两部分：1) 当可靠度 $R>0.9$ 时，用强度模型计算；2) 当 $R<0.9$ 时，用国标的方法计算。这样不仅可以提高计算精度，而且较合理地解释了采用国标的方法所不能解释的现象(比如最小寿命，超常寿命等)。笔者编制了寿命计算的软件系统，使上述方法的实现变得极为方便。

参 考 文 献

1 国家标准局．BG6391-86 滚动轴承．额定动负荷和额定寿命的计算方法．北京：中国标准出版社

2 Tallian T. Weibull Distribution of Rolling Contact Fatigue Life and Deviations Therefrom. ASLE Trans. 1962，5(1)：183～196

3 Wuttkowski J G. SKF 新寿命理论及其在轴承选型中的应用．国外轴承，1991(3)：7～12

4 Ioannides E，Harris T A. A New Fatigue Life Model for Rolling Bearings. ASME Journal of Tribology，1985，107：130～152

5 李成刚．大型滚子轴承寿命分布和可靠性系数 a_1 值的探讨．轴承，1990(6)：10～12

6 万长森．滚动轴承的分析方法．北京：机械工业出版社，1987，3：65～140

7 徐人平，段小建，胡志勇，何复超．滚动轴承疲劳寿命 P-S-N 曲线．机械设计与制造，1994，(4)：8～9

8 刘冲．滚动轴承系统的可靠性与寿命设计．矿山机械，1988(10)：11～14

A Study on Reliability and Lifetimes Calculation of Antifriction Bearings

Chen Yuanzhi　　*Zhao Gexiao*

(Department of Mechanical Engineering Ⅰ，Chongqing University)

ABSTRACT Based on the relation between reliability and lifetimes of antifriction bearings, new methods of bearing lifetimes calculation are given. Use the formula coming from three parameter Weibull distribution when $R>0.9$ and use the method of GB6391-86 when $R<0.9$. A computer software system is worked out and an examination of this method is gaven.

KEYWORDS antifriction bearings; reliability; lifetimes; weibull distribution