

圆锥滚子轴承振动的灰色模糊聚类分析

刘劲军^{1,2}, 夏新涛^{1,3}, 张立红⁴

(1. 河南科技大学机电学院, 河南洛阳 471003; 2. 洛阳矿山机械工程设计研究所, 河南洛阳 471003;

3. 上海大学, 上海 200444; 4. 洛阳东升轴承有限公司, 河南洛阳 471003)

[摘要] 以 30204 型圆锥滚子轴承试验数据为基础, 利用灰色模糊聚类分析方法对影响圆锥滚子轴承振动的因素进行了综合分析, 将圆锥滚子轴承各项参数按其对振动的影响分为三类: 第一类对振动的影响最大, 其中包括滚子凸度、滚子直径偏差 D_w 等参数; 第二类对振动的影响较大, 其中包括内滚道圆度, 内滚道直线性 L_w 等参数; 第三类对振动的影响最小, 其中包括内滚道波纹度, 内滚道的角度偏差 $\Delta 2\beta$ 等参数。根据分类可知, 试验中圆锥滚子轴承的大部分参数都会对振动产生较大的影响。

[关键词] 圆锥滚子轴承; 振动; 灰色模糊聚类分析

[中图分类号] TH133.33 **[文献标识码]** A **[文章编号]** 1009-1742(2008)07-0016-06

圆锥滚子轴承应用广泛, 在数量上是仅次于深沟球轴承的第二大类轴承产品, 主要与汽车、精密机床、数控机床、电机、造纸机械、印刷机械、工程机械等重点主机配套。其振动与噪声对主机性能的影响很大。随着社会的发展和科技的进步, 对圆锥滚子轴承的振动与噪声提出了越来越高的要求。

目前国内多数企业生产的圆锥滚子轴承振动加速度水平不佳, 基本只能达到 Z 组, 个别先进企业达到 Z1 组水平, 仅从批量生产的圆锥轴承振动与噪声来看, 我国同类产品的先进水平比国外先进水平的振动值要差 1~2 个振动级别。由于振动影响配套主机的工作性能、寿命和可靠性, 因此与国内重要主机或主机关键部位配套的圆锥滚子轴承几乎全部依赖进口。如何降低我国圆锥滚子轴承的振动水平是目前我国轴承行业的热点问题之一^[1]。

大量的研究表明, 保持架、套管、滚子的加工质量对轴承振动以及噪声具有不同程度的影响^[1,2], 如能研制出轴承的各项几何参数及加工质量对轴承振动的影响程度并据此对其进行科学定量的分类, 就为低振动和噪声的圆锥滚子轴承产品设计提供了科学依据。由于影响圆锥滚子轴承振动与噪声的因素

很多, 因此圆锥滚子轴承的振动分析是个非常复杂的过程。

目前我国对圆锥滚子轴承振动的研究通常采用单因素实验^[1,2], 或者数理统计分析^[3]。单因素实验是在其他参数不变的情况下, 改变某个部件如滚子的参数, 来考察轴承振动值的变化, 这种方法直观简便、贴近实际, 但无法对影响圆锥滚子轴承振动的因素进行综合评价。传统数理统计分析需要大样本, 而且要求样本符合典型的概率分布, 不但测量和计算的工作量较大, 还可能出现与定性分析结果不符等问题。鉴于以上两种方法存在的问题, 笔者采用了灰色模糊聚类分析^[4,5]。

灰色系统理论是我国学者邓聚龙教授于 1982 年创立的一门理论, 以“部分信息已知, 部分信息未知”的小样本、贫信息不确定性系统为研究对象, 主要通过对部分已知信息的生成和开发, 提取有价值的信息, 从而实现对系统允许行为和规律的正确描述和有效控制^[6,7]。目前灰色系统理论已经在轴承的振动与噪声研究中得到了应用并取得了一定的成果^[8,9], 笔者以 30204 型圆锥滚子轴承为对象, 研究其各项参数与振动值之间的关系, 共选取了 32 项参

[收稿日期] 2006-09-20; **修回日期** 2007-04-16

[基金项目] 国家自然科学基金资助项目(50375011)

[作者简介] 刘劲军(1978-), 男, 广西横县人, 硕士, 洛阳矿山机械工程设计研究院工程师

数。在测得轴承的振动值以及各项参数之后,采用灰色聚类分析理论就各项参数对振动值的影响程度进行了分类量化,依靠各参数对轴承振动值影响程度的相似性作为划分准则,从而给定各项参数对振动值影响的分类。

1 灰色模糊聚类分析

1.1 实验数据的测量

实验分别选用 30 套 30204 型圆锥滚子轴承,在 S0910 型振动仪上测量轴承的振动值,测试时的运行工况为:仪器带动轴承内圈以 1 500 r/min 的速度旋转,在静止的外圈施加 (49 ± 3) N 的轴向合成负荷,沿外圈外圆柱面 1/2 宽度的圆周方向选取大致等距的 3 点进行测试,3 个测量值的算术平均值即为轴承振动值。然后将轴承拆套,测出轴承套圈以

及滚子的各项参数,利用相对关联度对轴承的各项参数与振动值的关系进行研究。

在实际测量中发现,在测试轴承滚子的摆差、凸度等参数时,由于测量仪器方面的原因,会对滚子表面造成不同程度的磨损,从而影响对其他后续参数的测量,为此,实验中,滚子的参数按照测试磨损由小到大的程度,即按圆度、波纹度、粗糙度、滚子直径偏差 D_w 、凸度、摆差(球基面跳动)的顺序进行测量。由于圆锥滚子轴承拆套测量过程要破坏保持架,所以没有考虑保持架对轴承振动的影响。

表 1 为使用符号的含义和各参数的测量仪器及单位,“均”字表示该套轴承所有 15 个滚子的该项参数的平均值,“差”字表示该套轴承的所有滚子测得的该项参数的极差。表 2 为本次试验中测量所得轴承参数,鉴于篇幅所限,只列出 10 套轴承的参数。

表 1 轴承的各项参数及测仪

Table 1 The parameters and measuring device of tapered roller bearing

| 符号 | 含义 | 单位 | 测量仪器 | 部件 |
|----------|---------------------|---------------|---------------|----|
| X_0 | 振动加速度有效值 | dB | 振动测量仪 S0910 | |
| X_1 | D_w (均) | μm | 滚子测量仪 D744 | 滚子 |
| X_2 | $\Delta 2 \phi$ (均) | μm | 滚子测量仪 D744 | 滚子 |
| X_3 | 凸度(均) | μm | 滚子凸度仪 ZT-1 | 滚子 |
| X_4 | 圆度(均) | μm | 圆度仪 Y9025C | 滚子 |
| X_5 | 波纹度(均) | μm | 圆度仪 Y9025C | 滚子 |
| X_6 | 粗糙度(均) | μm | 粗糙度轮廓仪 CX-1 | 滚子 |
| X_7 | 基面粗糙度(均) | μm | 粗糙度轮廓仪 CX-1 | 滚子 |
| X_8 | 基面跳动(均) | μm | 滚子摆差测量仪 C742 | 滚子 |
| X_9 | D_w (差) | μm | 滚子测量仪 D744 | 滚子 |
| X_{10} | $\Delta 2 \phi$ (差) | μm | 滚子测量仪 D744 | 滚子 |
| X_{11} | 凸度(差) | μm | 滚子凸度仪 ZT-1 | 滚子 |
| X_{12} | 圆度(差) | μm | 圆度仪 Y9025C | 滚子 |
| X_{13} | 波纹度(差) | μm | 圆度仪 Y9025C | 滚子 |
| X_{14} | 粗糙度(差) | μm | 粗糙度轮廓仪 CX-1 | 滚子 |
| X_{15} | 基面粗糙度(差) | μm | 粗糙度轮廓仪 CX-1 | 滚子 |
| X_{16} | 基面跳动(差) | μm | 滚子摆差测量仪 C742 | 滚子 |
| X_{17} | K_i | μm | 壁厚差仪 H903 | 内圈 |
| X_{18} | S_i | μm | 内滚道测量仪 D712 | 内圈 |
| X_{19} | $\Delta 2 \beta$ | μm | 内滚道测量仪 D712 | 内圈 |
| X_{20} | L_i | μm | 轴承内滚道凸度仪 ZT-1 | 内圈 |
| X_{21} | 内滚道圆度 | μm | 圆度仪 Y9025C | 内圈 |
| X_{22} | 内滚道波纹度 | μm | 圆度仪 Y9025C | 内圈 |
| X_{23} | 内滚道粗糙度 | μm | 粗糙度轮廓仪 CX-1 | 内圈 |
| X_{24} | S_{it} (挡边) | μm | 轴承宽度测量仪 G904 | 内圈 |
| X_{25} | 粗糙度(挡边) | μm | 粗糙度轮廓仪 CX-1 | 内圈 |
| X_{26} | K_e | μm | 壁厚差仪 H903 | 外圈 |
| X_{27} | S_e | μm | 外滚道测量仪 D712 | 外圈 |
| X_{28} | $\Delta 2 \alpha$ | μm | 外滚道测量仪 D712 | 外圈 |
| X_{29} | L_e | μm | 轴承外滚道凸度仪 ZT-1 | 外圈 |
| X_{30} | 外滚道圆度 | μm | 圆度仪 Y9025C | 外圈 |
| X_{31} | 外滚道波纹度 | μm | 圆度仪 Y9025C | 外圈 |
| X_{32} | 外滚道粗糙度 | μm | 粗糙度轮廓仪 CX-1 | 外圈 |

表2 10套30204型圆锥滚子轴承的参数及振动值

Table 2 The parameter and vibration data of type 30204 tapered roller bearing

| 参数 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|----------------------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|---------|
| X_0/dB | 46.0 | 47.7 | 47.7 | 47.0 | 48.0 | 47.7 | 48.0 | 47.7 | 47.7 | 46.7 |
| $X_1/\mu\text{m}$ | 0.011 8 | 0.011 6 | 0.010 2 | 0.010 8 | 0.010 6 | 0.011 4 | 0.005 7 | 0.010 8 | 0.010 0 | 0.011 4 |
| $X_2/\mu\text{m}$ | 0.002 2 | 0.002 2 | 0.002 8 | 0.002 5 | 0.003 4 | 0.003 5 | 0.002 3 | 0.003 4 | 0.003 0 | 0.003 7 |
| $X_3/\mu\text{m}$ | 4.600 0 | 4.433 4 | 4.166 6 | 4.433 4 | 3.793 4 | 3.946 6 | 3.246 6 | 3.806 6 | 4.006 6 | 3.740 0 |
| $X_4/\mu\text{m}$ | 0.741 4 | 0.936 6 | 0.800 6 | 0.574 6 | 0.593 4 | 0.632 0 | 0.164 2 | 0.838 6 | 0.662 0 | 0.511 4 |
| $X_5/\mu\text{m}$ | 0.450 0 | 0.348 0 | 0.168 6 | 0.224 0 | 0.108 6 | 0.280 0 | 0.117 4 | 0.309 4 | 0.223 4 | 0.150 6 |
| $X_6/\mu\text{m}$ | 0.042 6 | 0.069 4 | 0.036 0 | 0.036 9 | 0.056 2 | 0.062 3 | 0.033 3 | 0.039 8 | 0.043 2 | 0.031 0 |
| $X_7/\mu\text{m}$ | 0.406 0 | 0.290 5 | 0.209 8 | 0.209 2 | 0.190 1 | 0.201 0 | 0.236 0 | 0.191 1 | 0.233 4 | 0.208 2 |
| $X_8/\mu\text{m}$ | 0.005 0 | 0.004 8 | 0.004 9 | 0.004 4 | 0.003 1 | 0.003 6 | 0.005 3 | 0.003 9 | 0.003 6 | 0.003 4 |
| $X_9/\mu\text{m}$ | 0.003 0 | 0.002 0 | 0.003 5 | 0.004 5 | 0.004 0 | 0.002 0 | 0.001 0 | 0.002 0 | 0.003 0 | 0.003 0 |
| $X_{10}/\mu\text{m}$ | 0.002 0 | 0.003 5 | 0.004 0 | 0.003 0 | 0.003 0 | 0.002 0 | 0.004 0 | 0.003 0 | 0.002 0 | 0.001 5 |
| $X_{11}/\mu\text{m}$ | 1 | 0.700 0 | 0.900 0 | 0.700 0 | 0.700 0 | 1 | 1 | 1.400 0 | 1 | 0.900 0 |
| $X_{12}/\mu\text{m}$ | 1.380 0 | 2 | 2.100 0 | 0.620 0 | 3.450 0 | 0.780 0 | 0.529 0 | 3.470 0 | 0.820 0 | 0.990 0 |
| $X_{13}/\mu\text{m}$ | 0.920 0 | 0.480 0 | 0.180 0 | 0.470 0 | 0.220 0 | 0.330 0 | 0.330 0 | 0.770 0 | 0.340 0 | 0.190 0 |
| $X_{14}/\mu\text{m}$ | 0.031 0 | 0.044 0 | 0.033 0 | 0.026 0 | 0.048 0 | 0.083 0 | 0.028 0 | 0.016 0 | 0.038 0 | 0.017 0 |
| $X_{15}/\mu\text{m}$ | 0.389 0 | 0.378 0 | 0.294 0 | 0.227 0 | 0.202 0 | 0.227 0 | 0.304 0 | 0.139 0 | 0.283 0 | 0.238 0 |
| $X_{16}/\mu\text{m}$ | 0.007 0 | 0.009 0 | 0.008 0 | 0.010 0 | 0.004 0 | 0.007 0 | 0.008 0 | 0.004 0 | 0.006 0 | 0.004 0 |
| $X_{17}/\mu\text{m}$ | 0.002 | 0.001 | 0.002 | 0.001 | 0.002 | 0.002 | 0.002 | 0.002 | 0.001 | 0.001 |
| $X_{18}/\mu\text{m}$ | 0.001 | 0.002 | 0.002 | 0.001 | 0.001 | 0.001 | 0.001 | 0.002 | 0.001 | 0.001 |
| $X_{19}/\mu\text{m}$ | 1 | 4 | 4 | 9 | 3 | 3 | 7 | 2 | 5 | 1 |
| $X_{20}/\mu\text{m}$ | 4.0 | 3.3 | 2.1 | 3.3 | 4.2 | 1.6 | 1.6 | 1.2 | 2.1 | 1.6 |
| $X_{21}/\mu\text{m}$ | 1.08 | 0.90 | 1.06 | 3.28 | 1.28 | 0.88 | 1.87 | 1.16 | 1.06 | 0.97 |
| $X_{22}/\mu\text{m}$ | 0.26 | 0.29 | 0.69 | 1.57 | 0.59 | 0.58 | 0.83 | 0.66 | 0.74 | 0.74 |
| $X_{23}/\mu\text{m}$ | 0.078 | 0.077 | 0.054 | 0.091 | 0.073 | 0.087 | 0.092 | 0.058 | 0.102 | 0.079 |
| $X_{24}/\mu\text{m}$ | 0.002 | 0.002 | 0.001 | 0.002 | 0.002 | 0.003 | 0.001 | 0.001 | 0.002 | 0.002 |
| $X_{25}/\mu\text{m}$ | 0.247 | 0.148 | 0.197 | 0.276 | 0.306 | 0.271 | 0.123 | 0.303 | 0.254 | 0.368 |
| $X_{26}/\mu\text{m}$ | 0.002 | 0.002 | 0.002 | 0.002 | 0.002 | 0.003 | 0.002 | 0.002 | 0.002 | 0.002 |
| $X_{27}/\mu\text{m}$ | 0.001 | 0.001 | 0.002 | 0.001 | 0.001 | 0.001 | 0.001 | 0.002 | 0.002 | 0.001 |
| $X_{28}/\mu\text{m}$ | 1 | 1 | 2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 1 |
| $X_{29}/\mu\text{m}$ | 3.1 | 3.3 | 4.2 | 4.0 | 3.8 | 5.2 | 4.5 | 8.7 | 4.5 | 6.4 |
| $X_{30}/\mu\text{m}$ | 1.74 | 1.76 | 2.04 | 0.80 | 1.46 | 1.62 | 1.73 | 1.76 | 2.70 | 1.19 |
| $X_{31}/\mu\text{m}$ | 0.27 | 0.38 | 0.95 | 0.38 | 0.42 | 0.67 | 0.36 | 0.43 | 1.15 | 0.70 |
| $X_{32}/\mu\text{m}$ | 0.086 | 0.054 | 0.073 | 0.056 | 0.107 | 0.099 | 0.142 | 0.123 | 0.060 | 0.112 |

1.2 灰色模糊聚类分析

根据测量所得数据,以轴承的振动值为参考数列 X_0 ,以轴承的各项参数为比较数列 X_i ,从表1可以确定本次研究的影响空间为

$$@_{\text{INU}} = \{X_i \mid i \in I = \{1, 2, 3, \dots, 32\}\},$$

$$X_0 = [x_0(1), x_0(2), x_0(3), \dots, x_0(k)],$$

$$X_i = [x_i(1), x_i(2), x_i(3), \dots, x_i(k)] \quad (1)$$

式中, i 为数据列序号, $i=1,2,3,\dots,32$; k 为数据序号, $k=1,2,3,\dots,30$ 。

1.2.1 影响空间@_{INU}分析

在影响空间中,各参数的大小、单位不尽相同,因此不具备可比性。为了解决@_{INU}的可比性,必须

对原参数作数值变换,采用均值化变换 $y_i = \text{AVG } X_i$

$$y_0 = [y_0(1), y_0(2), y_0(3), \dots, y_0(k)] \quad (2)$$

$$y_i = [y_i(1), y_i(2), y_i(3), \dots, y_i(k)] \quad (3)$$

式中, $y_0(k) = \frac{x_0(k)}{x_0(k)}$, $y_i(k) = \frac{x_i(k)}{x_0(k)}$, $\hat{x}_0(k) =$

$$\frac{1}{30} \sum_{k=1}^{30} x_0(k), \hat{x}_0(k) = \frac{1}{30} \sum_{k=1}^{30} x_i(k)$$

1.2.2 差异信息空间 Δ_{GR}

差异信息为

$$\Delta_i(k) = |y_0(k) - y_i(k)| \quad (4)$$

式中, $y_0(k)$ 为轴承振动值; $y_i(k)$ 为轴承的各项参数。

环境参数:

$$\Delta_{i \max} = \max_i \max_k \Delta_i(k) = 2.5953,$$

$$\Delta_{i \min} = \min_i \min_k \Delta_i(k) = 0.0001356;$$

差异信息集:

$$\Delta = \{ \Delta_i(k) \mid i = 1, 2, 3, \dots, 32; k = 1, 2, 3, \dots, 30 \},$$

$$\Delta_{i \max} \in \Delta,$$

$$\Delta_{i \min} \in \Delta;$$

分辨系数取: $\zeta = 0.5$;

灰关联差异信息空间:

$$\Delta_{GR} = (\Delta, \zeta, \Delta_{i \max}, \Delta_{i \min}),$$

$$\Delta_{GR} = (\Delta, 0.5, 2.5953, 0.0001356)$$

1.2.3 灰关联系数 $\gamma(x_1(k), x_i(k))$ 表达式

由于 $\Delta_{i \max} = 2.5953$, $\Delta_{i \min} = 0.0001356$, $\zeta = 0.5$, 故灰关联系数的表达式为

$$\gamma_{x_0(k), x_i(k)} = \frac{\min_k \Delta_i(k) + \zeta \max_k \Delta_i(k)}{\Delta_i(k) + \zeta \max_k \Delta_i(k)} = \frac{0.0001356 + 0.5 \times 2.5953}{\Delta_i(k) + 0.5 \times 2.5953} = \frac{1.2976}{\Delta_i(k) + 1.2976} \quad (5)$$

1.2.4 灰关联系数及灰关联度 $\gamma(x_1, x_i)$ 计算

将 $x_i(k)$ 代入式

$$\gamma_{x_0(k), x_i(k)} = \frac{1.2976}{\Delta_i(k) + 1.2976} \quad (6)$$

即可得出灰关联系数 $\gamma(x_1(k), x_i(k))$ 。

由式(7)可计算出各参数与振动值的灰关联度, 见表3。

$$\gamma(x_0, x_i) = \frac{1}{30} \sum_{k=1}^{30} \gamma_{x_0(k), x_i(k)} \quad (7)$$

表3 各参数与振动值的关联度

Table 3 Grey relational degree between each parameters and vibration

| 参数 | $\gamma(x_0, x_1)$ | $\gamma(x_0, x_2)$ | $\gamma(x_0, x_3)$ | $\gamma(x_0, x_4)$ | $\gamma(x_0, x_5)$ | $\gamma(x_0, x_6)$ | $\gamma(x_0, x_7)$ | $\gamma(x_0, x_8)$ |
|-----|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| 关联度 | 0.9501 | 0.7801 | 0.9545 | 0.8122 | 0.7466 | 0.8827 | 0.8968 | 0.8984 |
| 参数 | $\gamma(x_0, x_9)$ | $\gamma(x_0, x_{10})$ | $\gamma(x_0, x_{11})$ | $\gamma(x_0, x_{12})$ | $\gamma(x_0, x_{13})$ | $\gamma(x_0, x_{14})$ | $\gamma(x_0, x_{15})$ | $\gamma(x_0, x_{16})$ |
| 关联度 | 0.8723 | 0.8281 | 0.8829 | 0.7329 | 0.7128 | 0.7860 | 0.8348 | 0.8228 |
| 参数 | $\gamma(x_0, x_{17})$ | $\gamma(x_0, x_{18})$ | $\gamma(x_0, x_{19})$ | $\gamma(x_0, x_{20})$ | $\gamma(x_0, x_{21})$ | $\gamma(x_0, x_{22})$ | $\gamma(x_0, x_{23})$ | $\gamma(x_0, x_{24})$ |
| 关联度 | 0.7923 | 0.7928 | 0.6890 | 0.7903 | 0.8420 | 0.7507 | 0.8937 | 0.8814 |
| 参数 | $\gamma(x_0, x_{25})$ | $\gamma(x_0, x_{26})$ | $\gamma(x_0, x_{27})$ | $\gamma(x_0, x_{28})$ | $\gamma(x_0, x_{29})$ | $\gamma(x_0, x_{30})$ | $\gamma(x_0, x_{31})$ | $\gamma(x_0, x_{32})$ |
| 关联度 | 0.8574 | 0.8535 | 0.7912 | 0.7830 | 0.8609 | 0.8625 | 0.8121 | 0.8548 |

1.2.5 各参数之间的差异矩阵

根据表2中各参数与振动值的关联度, 可定义各参数之间的差异矩阵为

$$E_s = \begin{bmatrix} e_{11} & e_{12} & e_{13} & \cdots & e_{1m} \\ e_{21} & e_{22} & e_{23} & \cdots & e_{2m} \\ e_{31} & e_{32} & e_{33} & \cdots & e_{3m} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ e_{m1} & e_{m2} & e_{m3} & \cdots & e_{mn} \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0.2179 & 0.0046 & \cdots & 0.1115 \\ 0.1789 & 0 & 0.1827 & \cdots & 0.0874 \\ 0.0046 & 0.2236 & 0 & \cdots & 0.1166 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0.1003 & 0.0958 & 0.1045 & \cdots & 0 \end{bmatrix}$$

其中 e_{ij} ($i = 1, 2, \dots, 32; j = 1, 2, \dots, 32$) 为参数 x_i 相对于参数 x_j 的差异系数,

$$e_{ij} = \frac{|\gamma(x_0, x_i) - \gamma(x_0, x_j)|}{\gamma(x_0, x_j)} \quad (8)$$

1.2.6 差异距离矩阵 D_s

由差异矩阵 E_s 得差异距离矩阵为

$$D_s = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} & d_{13} & \cdots & d_{1m} \\ d_{21} & d_{22} & d_{23} & \cdots & d_{2m} \\ d_{31} & d_{32} & d_{33} & \cdots & d_{3m} \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ d_{m1} & d_{m2} & d_{m3} & \cdots & d_{mm} \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0.3968 & 0.0092 & \cdots & 0.2118 \\ 0.3968 & 0 & 0.4063 & \cdots & 0.1831 \\ 0.0092 & 0.4063 & 0 & \cdots & 0.2211 \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ 0.2118 & 0.1831 & 0.2211 & \cdots & 0 \end{bmatrix}$$

其中, $d_{ij} = e_{ij} + e_{ji}$ 。

1.2.7 灰色相似关系矩阵 R_g

由差异距离矩阵 D_s 得到灰色相似关系矩阵为

$$R_g = \begin{bmatrix} g_{11} & g_{12} & g_{13} & \cdots & g_{1m} \\ g_{21} & g_{22} & g_{23} & \cdots & g_{2m} \\ g_{31} & g_{32} & g_{33} & \cdots & g_{3m} \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ g_{m1} & g_{m2} & g_{m3} & \cdots & g_{mm} \end{bmatrix} =$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0.4019 & 0.9961 & \cdots & 0.6808 \\ 0.4019 & 1 & 0.3877 & \cdots & 0.7240 \\ 0.9961 & 0.3877 & 1 & \cdots & 0.6668 \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots \\ 0.6808 & 0.7240 & 0.6668 & \cdots & 1 \end{bmatrix}$$

其中

$$g_{ij} = 1 - \frac{d_{ij}}{\max(D_s)} \quad (9)$$

式中, $\max(D_s)$ 为矩阵 D_s 中的最大值元素。

1.2.8 最大树

根据灰色相似关系矩阵 R_g , 绘制最大树进行模糊聚类分区^[10,11]。所谓最大树法就是构造一个特殊图形, 以所有的分类对象为顶点, 以距离值从大到小对顶点逐次连接, 不允许有回路, 如果某一步出现回路就不画该步, 直到所有元素都有路连通为止, 这样就得到一株“最大树”, 如图 1 所示。需要指出, 最大树的生成可能不唯一, 但是不会影响聚类的结果。

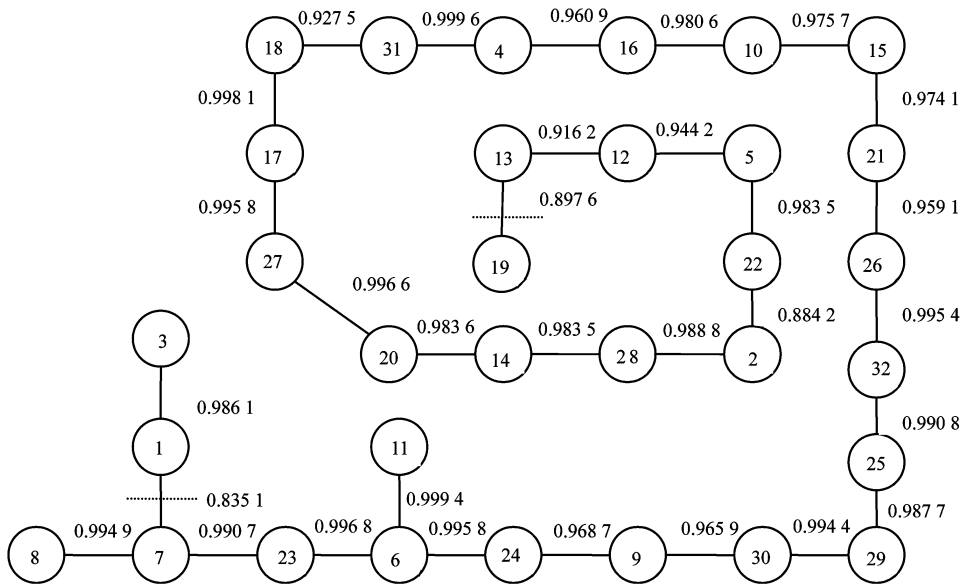


图 1 最大树

Fig.1 The biggest tree

2 分析与结论

取定截值 K , 将最大树在小于 K 的枝处截断, 得到子树, 从而得到参数的分类。 K 值越小, 所得分类的个数也越少; K 值由小变大时, 所得的分类逐渐增多, 即分类也就越细。取截值 $K=0.89$ 时,

将最大树从虚线处截开, 可以将大树截成互不连通的 3 株子树, 即将所有参数分成 3 类。

第 1 类: X_1, X_3 ;

第 2 类: $X_2, X_4, X_5, X_6, X_7, X_8, X_9, X_{10}, X_{11}, X_{14}, X_{15}, X_{16}, X_{17}, X_{18}, X_{20}, X_{21}, X_{23}, X_{24}, X_{25}, X_{26}, X_{27}, X_{28}, X_{29}, X_{30}, X_{31}, X_{32}$;

第3类: $X_{22}, X_5, X_{12}, X_{13}, X_{19}$ 。

由此可知在实验中,30204型圆锥滚子轴承的滚子凸度、滚子直径偏差 D_w 属于对振动影响最大的类;而内滚道波纹度,内滚道的角度偏差 $\Delta 2\beta$ 等属于对振动影响较小的类。对振动影响最大的类中的两个参数均为滚子参数,这也证明了文献[2]的结论,即圆锥滚子轴承的滚子是对振动影响最大的因素。

进一步分析可知,在实验中除了内滚道波纹度、内滚道的角度偏差 $\Delta 2\beta$ 等少数参数被归为第3类,可以认为其在实验中对振动的影响较小外,其余参数均归于前两类,尤其是第2类对振动影响较大的类更包含了大部分参数,这说明圆锥滚子轴承振动影响因素众多,大部分参数都会对振动产生较大的影响。如果要降低圆锥滚子轴承的振动,不应仅着眼于控制单一的参数,而应对圆锥滚子轴承的各项参数予以综合考虑。

参考文献

[1] 姜利平. 降低圆锥滚子轴承、短圆柱滚子轴承振动值及噪声

[J]. 轴承技术, 2003(3):7-9

- [2] 刘寿祥. 降低圆锥滚子轴承振动噪声的探讨[J]. 轴承, 1999(8):38-41
- [3] 夏新涛. 滚动轴承振动与噪声关系的实验研究[J]. 中国机械工程, 2003, 14(24): 2084-2086
- [4] 王中宇, 夏新涛, 朱坚民. 非统计原理及其工程应用[M]. 北京: 科学出版社, 2005: 152-154
- [5] 罗佑新. 灰色系统理论及其在机械工程中的应用[M]. 长沙: 国防科技大学出版社, 2001: 66-67
- [6] 邓聚龙. 灰理论基础[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2003: 122-141
- [7] 刘思峰, 党耀国, 方志耕. 灰色系统理论及其应用[M]. 第三版. 北京: 科学出版社, 2005: 96-113
- [8] Xia Xintao, Wang Zhongyu. Grey relational analysis for optimized solution [J]. The Journal of Grey System, 2004, 16(2): 141-146
- [9] Xia Xintao, Wang Zhongyu, Sun Liming, et al. Lianchun. Relationship between vibration and noise of roling bearing via GRA [J]. The Journal of Grey System, 2004, 16(3): 243-250
- [10] 彭祖赠. 模糊(Fuzzy)数学及其应用[M]. 武汉: 武汉大学出版社, 2003: 182-217
- [11] 陈水利. 模糊集合理论及其应用[M]. 北京: 科学出版社, 2005: 92-94

Fuzzy cluster analysis of tapered roller bearing vibration

Liu Jinjun^{1,2}, Xia Xintao^{1,3}, Zhang Lihong⁴

(1. Electromechanical Department of Henan Science and Technology University, Luoyang, Henan 471003, China; 2. Luoyang Mining Machinery Engineering Design Institute, Luoyang, Henan 471003, China; 3. Shanghai University, Shanghai 200072, China; 4. Luoyang Dongsheng Bearing Co., Ltd, Luoyang, Henan 471003, China)

[Abstract] By using the fuzzy cluster analysis of grey system theory to analysis the test data of type-30204 tapered roller bearing, the parameters can be classed into three groups by their effects on the vibration. The parameters in the first group have big effect on the vibration; this group is composed of the convexity of the roller, deviation of the roller diameter, etc. The parameters in the second group have less effect on the vibration, include: the roundness of the inner race, the linearity of the inner ring, etc. The parameters in the last group have the least effect on the vibration of the tapered roller bearing, including the waviness of the inner race, the angle deviation of the inner ring. It can be concluded in this paper that, most parameters of tapered roller bearing have big effect on the vibration.

[Key words] tapered roller bearing; vibration; fuzzy cluster analysis