

文章编号: 1000-8055(2004) 03-0424-05

滚动轴承振动与噪声关系的灰色研究

夏新涛¹, 王中宇², 孙立明³, 赵联春⁴

- (1. 河南科技大学, 河南 洛阳 471003;
2. 北京航空航天大学 仪器科学与光电工程学院, 北京 100083;
3. 洛阳轴承研究所, 河南 洛阳 471039;
4. 人本集团有限公司, 浙江 温州 325011)

摘要: 以灰色系统理论为基础, 通过实验, 研究 6201 和 6203 轴承振动与噪声的关系。振动用加速度有效值描述, 噪声以声压级表示。实验数据处理结果表明, 轴承振动与噪声的关系不明显, 并具有很大的不确定性。因此, 不宜用轴承的振动代替轴承的噪声, 应单独研究轴承的噪声问题, 制订轴承噪声标准和相应的工艺标准。

关键词: 航空、航天推进系统; 滚动轴承; 振动; 噪声; 关系; 灰色系统理论

中图分类号: TH133.33

文献标识码: A

On Relationship between Vibration and Noise of Rolling Bearing Using Grey System Theory

XIA Xin-tao¹, WANG Zhong-yu², SUN Li-ming³, ZHAO Lian-chun⁴

- (1. He'nan University of Science and Technology, Luoyang 471003, China;
2. Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100083, China;
3. Luoyang Bearing Research Institute, Luoyang, He'nan 471039, China;
4. C&U Group Co., LTD, Wenzhou 325011, China)

Abstract: Based on grey system theory, the relationship of the vibration and noise of rolling bearings is studied. Two types of rolling bearing, 6201 and 6203, were used in experimentation. The vibration is characterized by the virtual value of acceleration, and the noise is indicated by the sound-pressure-level. The results of data processing demonstrate that, the relationship between vibration and noise of rolling bearings is not obvious, and it has significant uncertainty. Therefore, the vibration can not be in stead of the noise. The problem of the noise of rolling bearings must be studied independently, the standards of the noise and the corresponding technology of rolling bearings must be established.

Key words: aerospace propulsion system; rolling bearing; vibration; noise; relationship; grey system theory

运转噪声是滚动轴承的重要性能指标, 一直受到国内外轴承工程界的关注。20 世纪 60 年代

收稿日期: 2003- 06- 09; 修订日期: 2003- 10- 10

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(50375011); 北京市自然科学基金资助项目(3043019);
河南科技大学重大科技前期预研专项基金资助项目(2003ZD03)

作者简介: 夏新涛(1957-), 男, 湖南衡东人, 河南科技大学机电工程学院教授, 主要从事滚动轴承、精密测量与计算机应用等方面的教学与研究工作。

前后,中国、德国、日本、瑞典等国家^[1~4]已开始将滚动轴承的运转噪声列入质量控制标准,相关的产品被称为“低噪声轴承”。考虑到噪声测量受测量环境的限制,通常是通过测量径向振动加速度或速度来间接评价轴承产品噪声的^[2,4],而不直接测量噪声。随着超静音机械技术的迅猛发展及其新产品的不断涌现,工作主机对滚动轴承噪声指标的要求越来越高,人们开始聚焦噪声的直接控制问题^[4~8],希望能够分析出振动与噪声的关系,进而判断能否通过控制振动来解决噪声问题。

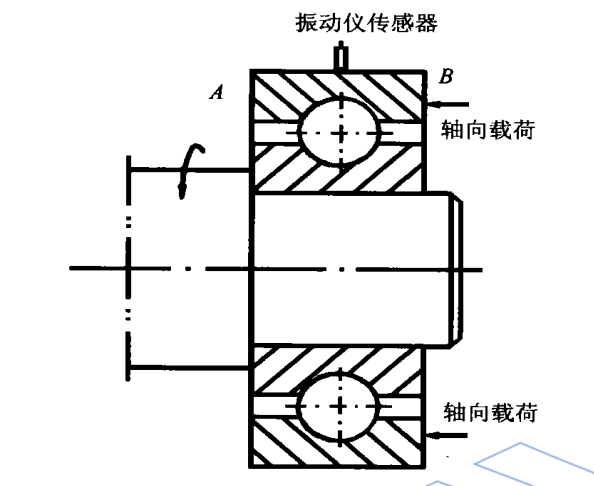


图 1 振动测量
Fig. 1 Measurement of vibration

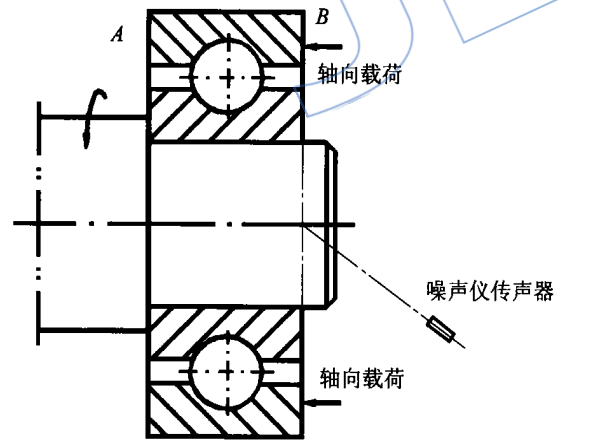


图 2 噪声测量
Fig. 2 Measurement of noise

从噪声理论上讲,一般地,振动越大,噪声也越大;振动越小,噪声也越小。但是,对滚动轴承来说,实际情况并非如此。图1和图2分别给出国际通用的轴承振动与噪声的标准测量方法(我国尚无滚动轴承噪声测量的国家标准)。不难看出,轴

承的噪声与振动是有区别的,原因之一是振动的测量方法仅可以测量径向振动,不能全面反映轴承的实际振动状态。例如,轴承的纯轴向跳动,用图1轴承振动仪测量不出来,因此,纯轴向跳动不影响振动值的大小,但能影响图2所示的轴承噪声仪测量出的噪声值大小。另外,振动仪喇叭发出的声音实质上属于轴承径向振动的时域信号^[9,10],而并非轴承真正的噪声^[6]。

在现有的测量标准要求下,轴承振动与噪声是否呈现正比例关系的问题,是判断能否方便地通过控制振动来间接地控制轴承噪声的关键。本文以6201和6203轴承为例,用灰色系统理论中绝对关联度的概念研究轴承振动与噪声的关系问题,并主要涉及振动加速度有效值和噪声声压级。

1 测量方法与实验数据

表1列出本文使用的符号及其含义,实验得到的数据见表2。在测量振动和噪声时,轴承内圈转动,转速为1 500 r/min,轴向载荷为10 N,作用在外圈端面上,无径向载荷。在消声室测量噪声时,传声器与轴承端面中心的距离为50 mm,传声器与轴承轴线的夹角为45°。规定外圈端面标有一点的为轴承的正面(即图1和图2中的B面),另一面为反面(即图1和图2中的A面)。要求正面和反面均按顺时针120°分别测量1、2和3三点,最终数据取三点数据的算术平均值。噪声指标采用常用的声压级。加速度有效值按国家标准换算成无量纲dB值,即振动值为:

$$X_i = 20 \log(a/g/1\,000) \tag{1}$$

式中: X_i /dB 为轴承加速度振动值; $a/(m/s^2)$ 为测量点处振动加速度有效值; $g/(m/s^2)$ 为重力加速度。

表 1 符号
Table 1 Symbol

序号	数据序列/dB	含 义
1	X_1	6201 轴承正面加速度振动值
2	X_2	6201 轴承反面加速度振动值
3	X_3	6203 轴承正面加速度振动值
4	X_4	6203 轴承反面加速度振动值
5	Y_1	6201 轴承正面噪声声压级
6	Y_2	6201 轴承反面噪声声压级
7	Y_3	6203 轴承正面噪声声压级
8	Y_4	6203 轴承反面噪声声压级

表 2 实验数据序列(单位: dB)
Table 2 Data of experiment (unit: dB)

<i>k</i>	<i>Y</i> ₁	<i>Y</i> ₂	<i>Y</i> ₃	<i>Y</i> ₄	<i>X</i> ₁	<i>X</i> ₂	<i>X</i> ₃	<i>X</i> ₄
1	30.00	30.17	32.33	35.17	27.50	25.83	29.67	31.00
2	33.17	37.33	32.50	33.33	31.50	27.00	31.17	28.50
3	32.67	34.67	32.33	31.67	29.00	30.17	27.83	27.33
4	31.00	31.00	35.17	34.00	26.83	26.50	35.17	33.33
5	30.83	34.00	33.50	33.17	27.00	27.00	29.83	29.50
6	32.50	32.00	35.67	33.33	25.00	28.67	32.33	28.50
7	30.67	30.83	30.67	33.67	25.33	25.50	28.50	27.83
8	32.17	33.17	40.67	34.83	27.50	28.33	35.00	35.00
9	32.67	34.33	33.33	33.50	28.17	31.83	27.33	29.17
10	34.17	34.83	31.33	33.17	32.83	32.83	29.00	32.17
11	33.87	32.67	27.33	28.33	26.67	25.67	31.67	32.50
12	33.00	32.67	28.67	28.67	28.33	31.50	30.33	28.67
13	34.00	33.75	30.67	29.00	35.83	36.33	31.00	28.33
14	34.00	33.50	29.00	30.00	28.33	27.50	28.67	31.17
15	33.00	32.17	31.50	31.00	30.83	28.00	32.33	30.50
16	31.67	32.33	29.00	32.67	26.17	27.50	31.17	30.50
17	32.67	31.67	29.50	33.83	25.50	26.83	29.83	29.33
18	32.17	31.33	29.83	29.00	27.67	26.00	28.67	29.17
19	31.67	31.83	30.67	31.83	28.33	28.33	28.33	29.00
20	32.33	32.67	34.50	33.33	27.67	27.83	33.00	31.83
21	34.33	36.00	27.33	27.67	33.17	32.33	29.67	29.83
22	34.67	33.67	29.00	28.00	28.67	29.00	29.67	28.83
23	37.33	36.33	34.67	34.00	29.50	29.67	29.33	32.67
24	34.50	35.50	28.17	29.83	28.00	27.33	30.00	28.33
25	32.67	33.67	35.33	34.33	27.67	29.17	33.50	35.67
26	34.00	36.33	30.00	28.67	37.17	34.67	30.83	30.83
27	35.67	34.83	29.83	47.17	29.00	29.83	34.00	30.83
28	35.00	33.50	28.83	30.67	25.33	28.00	31.00	43.50
29	32.33	32.83	28.83	28.00	29.50	30.33	31.00	31.83
30	37.67	39.67	31.33	30.33	24.83	23.33	30.50	32.17

2关系的判断准则

目前对滚动轴承振动,尤其是噪声的概率分布问题研究很少,另外,受测量成本限制,噪声测量数据一般比较少。这样用统计理论分析轴承振动与噪声的关系就有较大难度。而灰色系统理论^[11]允许采样数据和样本的个数很少,对数据的概率分布也无严格要求^[12],比较适合本问题的研究。用灰色系统理论中绝对关联度的概念分析轴承振动与噪声的关系^[12,13]。设研究对象 *X_i* 和 *Y_j* 的原始数据序列分别为:

$$X_i = [x_i(1), x_i(2), \cdots, x_i(k), \cdots, x_i(n)]$$

(2)

$$Y_j = [y_j(1), y_j(2), \cdots, y_j(k), \cdots, y_j(n)]$$

(3)

式中: *k* 为数据序号, *k* = 1, 2, ⋯, *n*。
经初始化处理, *X_i* 和 *Y_j* 的序列分别变为:

$$X_i^0 = [x_i^0(1), x_i^0(2), \cdots, x_i^0(k), \cdots, x_i^0(n)]$$

(4)

$$Y_j^0 = [y_j^0(1), y_j^0(2), \cdots, y_j^0(k), \cdots, y_j^0(n)]$$

(5)

式中:

$$x_i^0(k) = x_i(k) - x_i(1)$$

$$y_j^0(k) = y_j(k) - y_j(1)$$

X_i 和 Y_j 的灰色绝对关联度被定义为:

$$e_{ij} = \frac{1 + |s_i| + |s_j|}{1 + |s_i| + |s_j| + |s_i - s_j|} \quad (6)$$

式中:

$$|s_j| = \left| \sum_{k=2}^{n-1} y_j^0(k) + 0.5y_j^0(1) \right|$$

$$|s_i| = \left| \sum_{k=2}^{n-1} x_i^0(k) + 0.5x_i^0(1) \right|$$

$$|s_i - s_j| = \left| \sum_{k=2}^{n-1} [x_i^0(k) - y_j^0(k)] + 0.5[x_i^0(n) - y_j^0(n)] \right|$$

灰色绝对关联度 e_{ij} 具有下列性质: $0 < e_{ij} \leq 1$; e_{ij} 恒不为零, 表明任何两个序列都不是绝对无关联的; e_{ij} 越小, X_i 和 Y_j 的相似程度越小, 联系性越不密切; e_{ij} 越大, X_i 和 Y_j 的相似程度越大, 联系性越密切; 特别地, $e_{ij} = 1$ 表明 X_i 和 Y_j 完全一样, 无任何区别。

一般, 由于各种误差的干扰, 因此, $e_{ij} = 1$ 的情况是很罕见的。在研究轴承振动与噪声的关系时, e_{ij} 越大, 表明轴承振动对噪声的关联度越大, 亦即可以通过控制振动来间接解决噪声问题的可靠性和可行性越高, 否则越低。如果用数值 0.5 描述轴承振动与噪声的有无关系的分界线, 那么: 当 e_{ij} 远小于 0.5 时, 轴承振动对噪声的关联度很小; 当 e_{ij} 在 0.5 附近时, 轴承振动对噪声的关联度不明显, 难以确定; 当 e_{ij} 远大于 0.5 时, 轴承振动对噪声的关联度很大。

3 轴承振动与噪声关系的讨论

将表 2 数据带入式 (2) 至式 (6), 可以得到 6201 和 6203 两种轴承振动与噪声之间灰色绝对关联度的计算结果。

对 6201 轴承而言, X_1 和 Y_1 的灰色绝对关联度(正面测量)为: $e_{11} = 0.692$; X_2 和 Y_2 的灰色绝对关联度(反面测量)为: $e_{22} = 0.949$ 。

由关系的判断准则可以知道: 正面测量时, 振动与噪声之间灰色绝对关联度比 0.5 大些, 因此振动对噪声有一定的关联度, 但不是很明显; 反面测量时, 灰色绝对关联度远大于 0.5, 因此振动对噪声有很大的关联度。这种结果表明轴承振动与噪声关系的不确定性很大。

对 6203 轴承而言, X_3 和 Y_3 的灰色绝对关联度(正面测量)为: $e_{33} = 0.504$; X_4 和 Y_4 的灰色绝

对关联度(反面测量)为: $e_{44} = 0.518$ 。

由关系的判断准则可以知道: 振动与噪声之间的灰色绝对关联度约为 0.5, 因此振动与噪声的关系不明显, 难以确定。

可以看出, 6201 轴承反面测量的振动与噪声的关系很密切, 6201 轴承正面测量的以及 6203 轴承的振动与噪声关系不明显。因此, 很难证明轴承振动与噪声密切相关, 振动与噪声是有差异的, 一般不能用振动来描述噪声, 也不能通过控制振动来有效地控制噪声。

对于一般的机械而言, 噪声与振动是密切相关的。但是, 对于滚动轴承则不同。这并不意味着振动对噪声没有影响。一个主要原因是, 目前轴承振动的测量方法不能全面反映轴承振动, 仅能反映轴承在径向自由度的振动。实际上, 噪声不仅包含在径向自由度的振动, 还应包含在其它许多自由度的振动。只有当噪声源是以径向振动为主时, 轴承噪声与径向振动的关系才变得很明显; 而当噪声源不是以径向振动为主时, 轴承噪声与径向振动的关系会不明显。

对于滚动轴承, 噪声不仅包含轴承在各个自由度的振动和冲击, 还包含轴承零件在运动、润滑、滚动摩擦、滑动摩擦以及弹性滞后的能量释放等情况下产生的声强和频率, 这是目前振动测量仪难以测量出的。即使可以制定全面反映在各自自由度振动的振动测量标准, 但实施起来不会比直接测量和控制噪声更简单有效, 因此, 应单独研究轴承噪声问题, 制订国内轴承噪声标准。

必须指出, 本文研究结论并不是对现有振动测量方法与标准的否定, 而是说明: 现行的振动测量方法可以测量轴承的径向振动, 但所测振动值不能全面反映轴承的振动状态, 也不能全面反映轴承的噪声状态。当需要控制轴承径向振动时, 可以用现行的振动测量方法; 当需要控制轴承噪声时, 必须使用噪声仪。当然, 噪声测量也不能完全代替振动测量。

4 结 论

在现有的标准测量条件下, 滚动轴承振动与噪声的关系是不明显的, 并具有很大的不确定性。因此, 很难证明轴承振动与噪声密切相关, 一般不能用振动来描述噪声, 也不能通过控制振动来有效地控制噪声。当需要控制轴承噪声时, 应单独研究轴承的噪声, 制订国内轴承噪声标准, 直接解决噪声问题。

参考文献:

- [1] Tallian L D, Gustafsson O G. Progress in Rolling Bearing Vibration Research and Tontrol[J]. ASLE Trans, 1965, 8(3): 195– 207.
- [2] 杨晓蔚. 国外低噪声轴承技术发展[J]. 轴承, 2002, (4): 31 – 34.
- [3] Oswald B. Noise and Vibrational Behaviour of Rolling Bearing, Ball and Roller Engineering[J]. Industrial Engineering (FAG), 1989, 28(2): 4– 11.
- [4] 夏新涛, 颀谭成, 邓四二, 等. 滚动轴承噪声的谐波控制原理[J]. 声学学报, 2003, 3(28): 255– 261.
- [5] 付刚, 夏新涛, 孙立明. 基于结构振动的滚动轴承声压数学模型[J]. 机械制造, 2003, 5(41): 17– 19.
- [6] 邓四二, 夏新涛, 颀谭成, 等. 高品质低噪音滚动轴承[J]. 洛阳工学院学报, 2000, 21(1): 29– 31.
- [7] Tandon N, Choudhury A. A Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings[J]. Tribology International, 1999, 32(1): 469– 480.
- [8] 夏新涛, 颀谭成, 邓四二, 等. 基于谐波控制理论的滚动轴承噪声声压级函数[J]. 中国机械工程, 2002, 13(15): 1277– 1280.
- [9] Zandbergen T, Nijen G. Less Noise & Vibration by Proper Rolling Bearing Accuracy, Design and Installation[J]. Shock and Vibration Digest, 2000, 32(1): 40– 44.
- [10] Tandon N, Choudhury A. Theoretical Model to Predict the Vibration Response of Rolling Bearings in a Rotor Bearing System to Distributed Defects under Radial Load[J]. Journal of Tribology, Transactions of the ASME, 2000, 122(3): 609 – 615.
- [11] Deng Julong. Introduction to Grey System Theory[J]. The Journal of Grey System. 1989, 1(1): 1– 24.
- [12] 邓聚龙. 灰理论基础[M]. 武汉: 华中科技大学出版社, 2002.
- [13] 刘思峰, 郭天榜. 灰色系统理论及应用[M]. 开封: 河南大学出版社, 1991.