

制动器摩擦尖叫的时变性与不确定性统计分析*

张立军^{1,2}, 庞明^{1,2}, 孟德建^{1,2}, 刁坤^{1,2}, 余卓平^{1,2}

(1. 同济大学汽车学院 上海, 201804) (2. 同济大学新能源汽车工程中心 上海, 201804)

摘要 为了研究制动器摩擦尖叫的时变性与不确定性特征,对某型号汽车用鼓式制动器在制动器声-振综合试验台架上进行了制动尖叫台架试验,并对尖叫信号进行了统计分析。建立了摩擦尖叫不确定性统计分析流程及一套尖叫频率与声压级的统计特性评价指标,并考察了摩擦工况对尖叫时变性和不确定性的影响。分析发现:摩擦尖叫的频率成分及数量、时间持续特征以及声压级水平呈现明显的时变性和随机性;尖叫频率近似服从正态分布,而各频率下的声压级也接近于均值为 60 dB 的正态分布,且不同频率水平尖叫统计特性评价指标差别较大。

关键词 统计分析; 汽车制动器; 摩擦尖叫; 台架试验; 时变性; 不确定性

中图分类号 U463.51

引言

摩擦振动和噪声是机械学领域中具有较大学科深度与难度的课题^[1],也是机械工程学科的研究前沿与重大科学问题之一^[2]。汽车制动器的摩擦尖叫作为一种典型的摩擦振动和噪声现象,频率高(1 000~16 000 Hz),强度大(60~120 dB),倍受关注。虽然最早的汽车制动器摩擦尖叫研究可以追溯到 20 世纪 30 年代,但目前仍未弄清制动尖叫的发生机理,亦未形成完善的控制手段^[3-19]。

在很多制动器摩擦尖叫的综述性文献中,制动尖叫的“不可捉摸性”被屡屡提及,诸如不可重复性(non-repeatable)、随机性(random, stochastic)、时变性(time-varying)、瞬时性(transient)、间歇性(intermittent)和不确定性(uncertain)等^[3-19]。这充分说明了制动器摩擦尖叫具有显著的时变性、随机性和不确定性特征,也完全符合摩擦系统的基本特性^[20]。目前,制动器尖叫研究正在日益朝着摩擦学和动力学紧密结合的方向发展,但是确定性研究仍然占据绝对的主导地位,摩擦尖叫所固有的时变性、随机性和不确定性特征尚未引起足够的重视。笔者认为,应以从摩擦动力学系统的系统性、时变性和随机性切入,从不确定性的假设条件出发,系统开展摩擦噪声的不确定性研究,力求突破。

制动尖叫试验研究方面,传统的试验测试手段

及数据处理方法往往只关注尖叫发生与否以及具体的尖叫频率与声压级水平,尚未从概率论与数理统计的角度研究制动尖叫的不确定性统计特征。目前,仅澳洲 New South Wales 大学的 Oberst S 等^[21]对采用 4 种开槽方式制动块的制动器的摩擦尖叫进行了声压级测量与统计分析,包括声压级范围以及不同声压级的发生频次,但是完全没有涉及尖叫频率的分析。笔者带领的课题组曾开展了乘用车鼓式制动器和盘式制动器的制动尖叫台架试验,发现了制动摩擦尖叫的时变性和不确定性^[22-23]。

在此背景下,笔者以某型号鼓式制动器的摩擦尖叫为例,考察摩擦尖叫的时变性和不确定性特征,尝试性地建立起基于统计学计算的评价方法与评价指标体系,包括总体分析流程和关键注意环节、尖叫频率与声压级的统计特性指标等,并基于这些评价指标进行摩擦尖叫不确定性的影响因素分析。

1 制动尖叫的台架试验方法

针对某型号乘用车用鼓式制动器,在制动器声-振综合试验台架上进行制动尖叫惯性台架试验^[22],试验台架如图 1(a)所示。

试验中,以声学探头采集噪声信号,同时用压力变送器、扭矩/转速仪和红外测温仪分别测量制动压力、制动鼓转速及表面初始温度,用于工况的控制,采样频率为 102 400 Hz。声学探头的布置参照

* 国家自然科学基金资助项目(51175380);中央高校基本科研业务费专项资金资助项目
收稿日期:2013-05-24;修回日期:2013-07-01

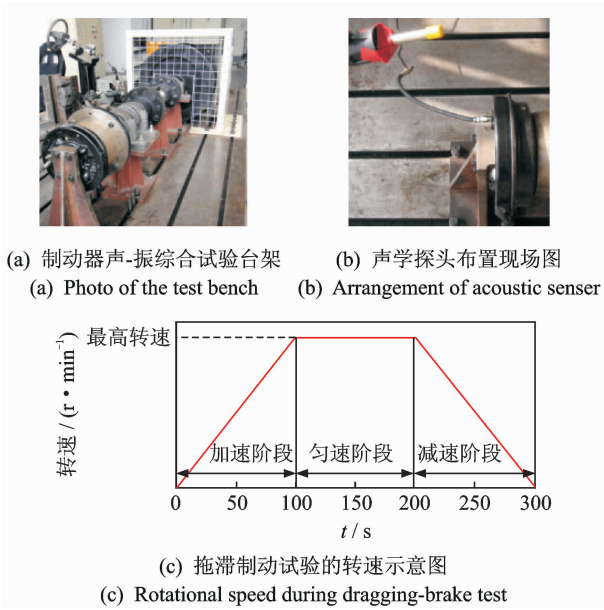


图 1 试验装置及工况设置

Fig. 1 The photo of the test equipment and the figure of rotational speed during dragging-brake test

SAE J2521 标准^[24], 安装在垂直于制动器轴线 50 cm 且沿制动底板轴线 10 cm 处, 如图 1(b) 所示。红外测温仪监测制动鼓外表面与领蹄接触区处的初始温度作为制动鼓表面初始温度。

在完成制动器磨合试验和摩擦尖叫试探性试验后, 参考 SAE 相关标准^[24] 设置组合试验工况, 如图 1(c) 和表 1 所示。需要说明的是, 试验采用拖滞制动模式, 将 300 s 拖滞过程分为加速、恒速及减速三个阶段。试验时, 环境温度为室温, 背景噪声控制在 50 dB 以下, 环境湿度控制在 20%~90%。详细的试验装置设置以及具体试验过程参见文献^[22]。

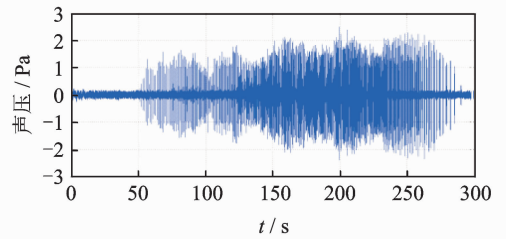
表 1 制动尖叫试验工况设置表

Tab. 1 Test conditions

工况序号	最高转速 / (r · min ⁻¹)	制动压力 / 10 ⁵ Pa	初始温度 / °C
I	100	4	125
II	100	8	125
III	50	4	125
IV	200	4	125
V	300	4	125
VI	100	4	25
VII	100	4	75

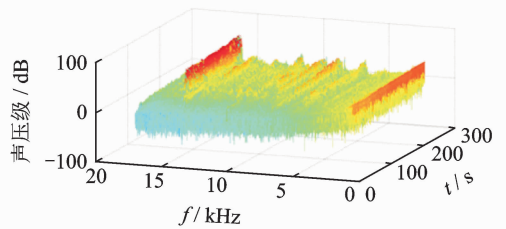
2 摩擦尖叫时间域和频率域提取方法

图 2 为在工况 I 条件下实测的摩擦尖叫时间历程和时频分析结果, 显然, 制动摩擦尖叫具有明显的



(a) 制动尖叫信号的时间历程

(a) Time history of sound pressure



(b) 制动尖叫信号的时频分析结果

(b) Time-frequency analysis result of brake squeal

图 2 制动尖叫时域信号及时频分析结果

Fig. 2 Time history and time-frequency analysis result of brake squeal

时变性和不确定性, 尖叫声压级和尖叫频率都随时间进程不断变化。若按照传统的方法, 将尖叫时域信号中大于一定声压的某段连续信号认定为是一次尖叫, 则在工况 I 条件下仅存在 1 次持续性摩擦尖叫。这种方法存在明显的缺陷: a. 不能反映尖叫在持续时间上的差别; b. 不能反映尖叫信号中频率成分及其贡献量。

针对上述不足, 也为了深入讨论摩擦尖叫的时变性和不确定性, 笔者探索出一种基于噪声时频分析结果, 同时在时间域和频率域进行尖叫判定和计数的新方法。具体过程是: 首先对噪声信号进行时频分析, 然后将每个大于一定声压级基准值的点都记为一次尖叫。这种摩擦尖叫提取方式既能完整体现摩擦尖叫的不同频率成分, 而且由于每个尖叫点对应的时长相同(都等于选定的时间分辨率), 故尖叫总点数就反映了尖叫的持续时间。根据试验的背景噪声水平, 并参照 SAE 相关标准^[25], 文中将 60 dB 作为判定尖叫的声压级基准值。

3 制动尖叫的时变性分析

限于篇幅, 仅以工况 I 和工况 II 为例, 分析制动尖叫的频率时变性与声压级时变性。

3.1 频率时变性

图 3 为工况 I 和工况 II 的摩擦尖叫频率-时间

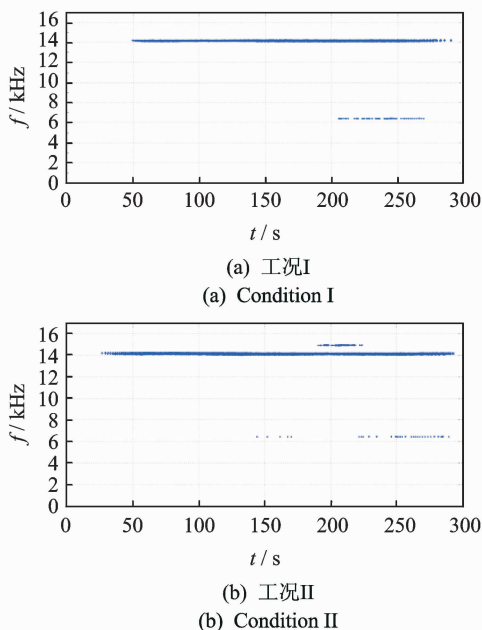


图3 制动尖叫的频率-时间散点图

Fig. 3 Scatter diagram of squeal frequency versus time

散点图。由图3可以看出:a.摩擦尖叫的频率成分在不同的时间段内不同,而且频率数会受到制动工况的影响(工况II增加了14 949 Hz频率成分);b.不同频率尖叫成分的时间特征不同,可以分为持续性尖叫(工况I和工况II的14 100 Hz尖叫)和间歇性尖叫(工况II下的6 500 Hz尖叫),而且持续的时间和间断的特征也存在不同;c.频率的时变性会受到工况的显著影响。

3.2 声压级时变性

图4为工况I和II的尖叫声压级-时间散点图。

由图4可以看出:a.各频率成分的尖叫声压级随时间进程存在明显的波动性,波动量高达32 dB;b.不同频率成分的噪声声压级波动程度也不同;c.声压级的时变性受到工况的显著影响。

4 制动尖叫的不确定性分析

4.1 制动摩擦尖叫的不确定性

图5(a)为所有工况下的尖叫频率-声压级散点图,不同颜色点代表不同工况的试验结果(工况V未发生尖叫),图5(b)是发生次数最多,声压级最高的14 100 Hz左右尖叫的散点图放大图。由图5定性分析可知:a.制动器摩擦尖叫主要包括有限的几个频率成分;b.频率成分的数量和声压级的范围受

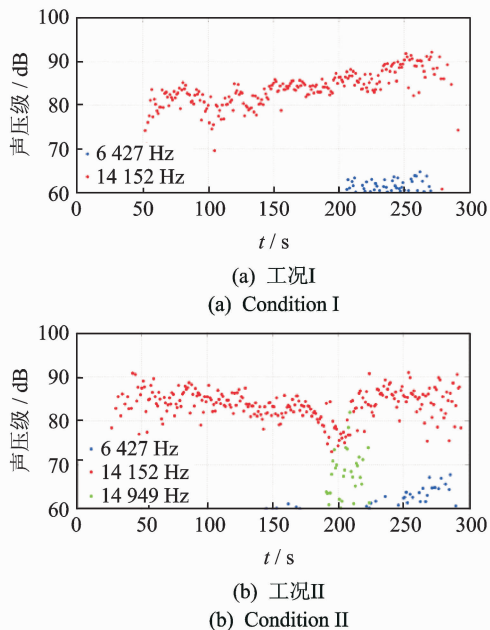
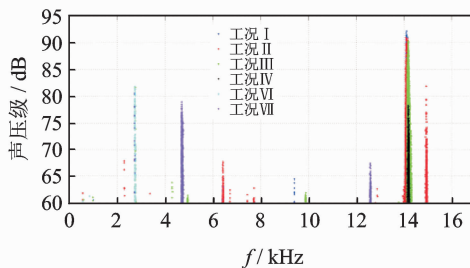
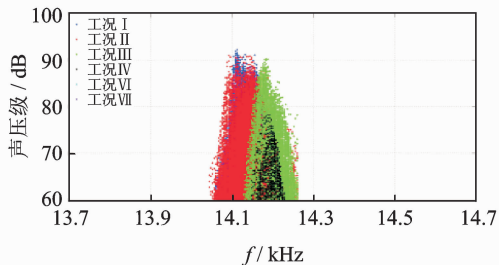


图4 制动尖叫的声压级-时间散点图

Fig. 4 Scatter diagram of sound pressure level (SPL) versus time



(a) Scatter diagram of SPL versus frequency in all the test conditions



(b) Scatter diagram of SPL versus frequency at about 14 100 Hz

图5 制动尖叫频率-声压级散点图

Fig. 5 Scatter diagram of SPL versus frequency

到工况的显著影响;c.各频率成分尖叫的频率和声压级实际上呈带状分布(图5(b)),即频率和声压级具有明显的随机性和不确定性。

4.2 不确定性统计分析与评价流程

为了规范化描述摩擦尖叫的不确定性,非常有

必要建立统计分析的流程和评价指标,分析尖叫的统计学特征,为揭示摩擦尖叫的随机性和不确定性规律奠定基础。为此,笔者探索出了一种从尖叫频率-声压级散点图出发的不确定统计分析流程和评价指标体系,如图 6 所示。

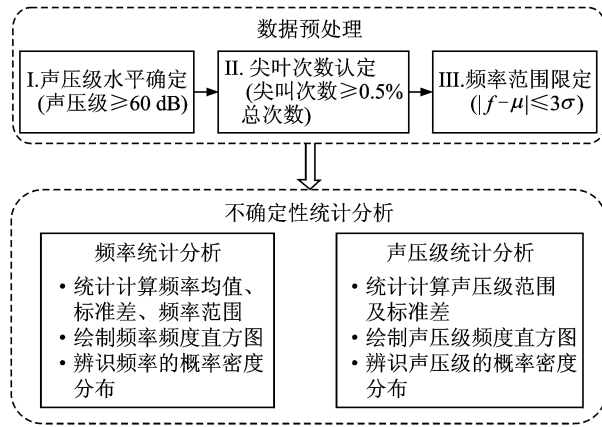


图 6 不确定性统计分析流程

Fig. 6 Flow chart of squeal uncertainty statistical analysis

数据预处理阶段,包括声压级水平确定、尖叫次数认定和频率范围限定 3 个环节,不确定性统计分析则包括尖叫频率和声压级的统计分析 2 个环节。各环节的要点阐述如下:a. 声压级水平确定:仅统计声压级大于 60 dB 的数据点(共 68 672 个);b. 尖叫次数认定:仅考虑尖叫次数占总尖叫次数 0.5% 以上的频率成分的数据点;c. 频率范围限定:对每个频率成分进行均值(和标准差)的计算,剔除超出 $\mu \pm 3\sigma$ 的数据;d. 频率不确定性统计分析:计算频率均值、频率标准差、频率范围,绘制频率频度直方图,辨识概率密度分布;e. 声压级不确定性统计分析:计算声压级范围及标准差,绘制声压级频度直方图,辨识概率密度分布。

4.3 尖叫频率不确定性的统计分析

图 7 所示为经过预处理后得到的制动器尖叫频率-声压级散点图,每个频率水平上的数字表示该频率下尖叫点的个数。由图 7 可知:该鼓式制动器在所有的拖滞制动工况中共存在 6 个尖叫频率成分,并以高于 12 kHz 的高频尖叫成分和低于 6 kHz 的低频尖叫成分为主;另外,14.1 kHz 左右的摩擦尖叫次数最多,最高声压级最大。

对每个频率成分进行频率统计分析,计算得到摩擦尖叫各个频率成分的不确定性统计数字特征,包括频率均值、频率标准差、发生次数、频带范围以及频带宽度,如表 2 所示。由表 2 可以看出:a. 不同

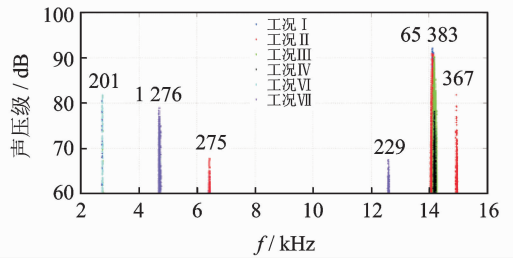


图 7 预处理后得到的频率-声压级散点图

Fig. 7 Scatter diagram of SPL versus frequency after preprocessing

的尖叫频率成分都表现出明显的统计特性,频率值存在随机性和不确定性;b. 不同频率的统计性指标存在较大的差别,离散性程度不同。这种摩擦尖叫频率的不确定性可能既来源于摩擦接触条件、材料属性以及不断变化的运行工况等因素,也受到很多宏观及微观摩擦特性参数的统计性和时变性的影响。

表 2 各频带尖叫频率的统计特性评价指标

Tab. 2 Statistical indicators of squeal frequencies at different frequency ranges

序号	均值/Hz	标准差/Hz	次数	频带与频宽/Hz	频宽均值/%
1	2 743	8.2	201	2 720~2 780,60	2.2
2	4 708	12.0	1 276	4 688~4 764,76	1.6
3	6 427	7.4	275	6 400~6 452,52	0.8
4	12 603	11.0	229	12 572~12 628,56	0.4
5	14 152	36.2	65 383	14 044~14 260,216	1.5
6	14 949	13.1	367	14 908~14 980,72	0.5

限于篇幅,以尖叫次数最多的 4 708 Hz 与 14 152 Hz 尖叫频率为例,进行尖叫频率直方图和频率概率密度分布特性的分析,结果如图 8 所示。图 8 中,蓝框为尖叫频率的频度直方图,黑色线条为概率密度分布曲线,红色线条则为按照其均值和标准差绘制的正态分布曲线。

由图 8 可以看出:a. 各尖叫频率大都近似于服从正态分布;b. 14 152 Hz 频率尖叫次数多,概率密度分布与正态分布极为接近(图 8(b)),而 4 708 Hz 分布曲线与正态分布存在一定的偏差,可能是由于样本数量较少造成的。

4.4 尖叫声压级不确定性的统计分析

对每一个频率成分的尖叫进行声压级的统计分析,计算各频率成分的声压级范围并计算声压级标准差,结果如表 3 所示。由表 3 可知:a. 不同频率尖叫的声压级最大值不同,反映了不同频率下尖叫的最大强度不同;b. 不同频率尖叫的声压级标准差不

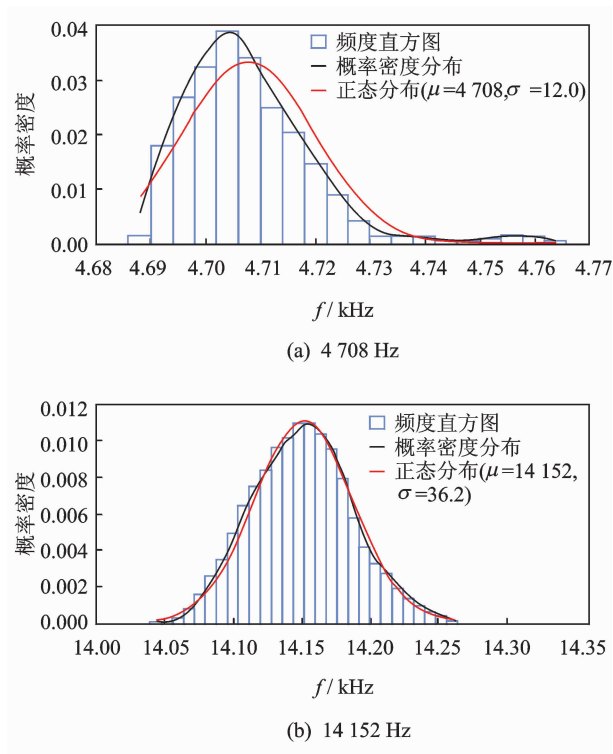


图8 尖叫频率的概率密度分布图

Fig. 8 Probability density distribution of squeal frequency

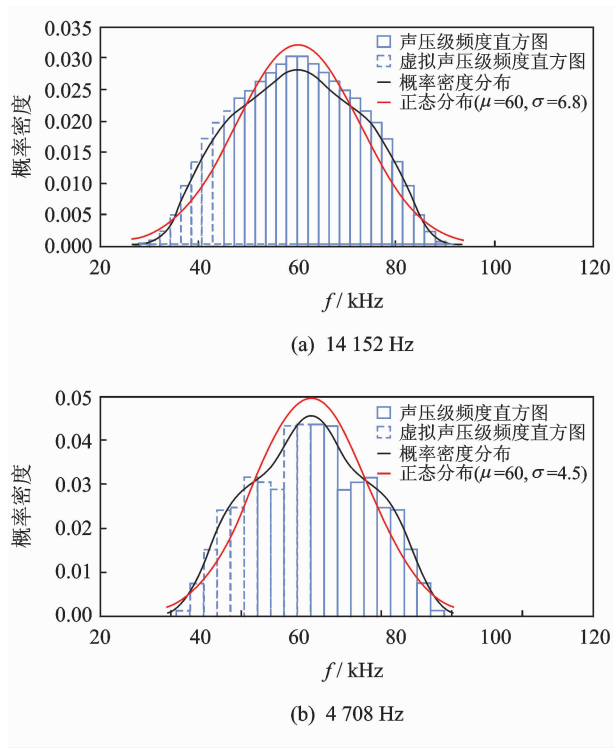


图9 各频率的尖叫声压级的概率密度分布

Fig. 9 Probability density distribution of SPL

同,显示了声压级的离散程度也存在差别;c. 平均频率为14 152 Hz的尖叫声压级最大,是需要加以关注的摩擦尖叫。

表3 各频带尖叫声压级的统计特性评价指标

Tab. 3 Statistical indicators of the SPL at different frequencies

序号	频率均值/Hz	声压级范围/dB	标准差/dB
1	2 743	60~82	6.4
2	4 708	60~79	4.5
3	6 427	60~68	1.6
4	12 603	60~67	1.7
5	14 152	60~92	6.8
6	14 949	60~82	4.2

图9(a)所示为平均频率为14 152 Hz的摩擦尖叫的声压级频度统计直方图,图中同时也假设存在以60 dB为对称轴,镜像得到的虚拟声压级分布,以虚线蓝框线表示。对构建的声压级频度分布进行概率密度分布的分析,得到黑色线表示的声压级的概率密度分布曲线,红色线为均值为60 dB、标准差为声压级标准差的正常分布曲线。显然,声压级的概率密度分布与均值为60 dB的正常分布曲线非常接近。类似的,4 708 Hz尖叫声压级的概率密度分布曲线(如图9(b))也与正常分布比较类似。

5 工况对制动尖叫不确定性的影响

图10是对拖滞制动的3个阶段(加速阶段、恒速阶段和减速阶段)不同频率的摩擦尖叫的发生次数进行归一化统计分析的结果。

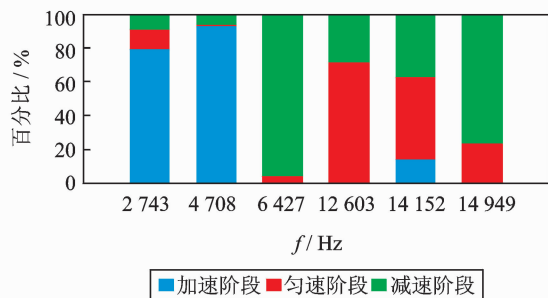


图10 不同频率尖叫在拖滞阶段的分布统计

Fig. 10 Statistics of the normalized absolute frequency of squeal occurrence at different stages of dragging-brake

由图10可以看出,不同频率的尖叫在不同工况阶段的分布差别很大:加速拖滞阶段以低频尖叫为主要成分;匀速拖滞阶段包括了所有的尖叫频率成分,但是以高于12 kHz的高频尖叫为主;减速拖滞阶段以高频尖叫为主,但6 427 Hz的尖叫也比较显著。

表4则是对各个工况阶段不同频率下尖叫的频

表 4 不同摩擦工况下制动尖叫统计特性评价指标对比
Tab. 4 Statistical indicators of brake squeal at different stages of dragging-brake

f/Hz	指标	加速阶段	匀速阶段	减速阶段
2 743	频带与频宽/Hz	2 744~2 752,8	2 744~2 756,12	2 724~2 732,8
	次数	161	23	17
	均值与标准差/Hz	2 744,6.1	2 752,4.8	2 726,4.3
	最高声压/dB	82	82	80
4 708	频带与频宽/Hz	4 688~4 728,40	4 708~4 716,8	4 716~4 764,48
	次数	1 195	8	73
	均值与标准差/Hz	4 709,8.9	4 711,2.8	4 739,13.7
	最高声压/dB	79	63	75
6 427	频带与频宽/Hz		6 412~6 428,16	6 406~6 449,43
	次数		12	263
	均值与标准差/Hz		6 419,5.4	6 428,7.3
	最高声压/dB		61	68
12 603	频带与频宽/Hz		12 577~12 628,51	12 576~12 620,44
	次数		166	63
	均值与标准差/Hz		12 607,10.0	12 594,7.6
	最高声压/dB		67	67
14 152	频带与频宽/Hz	14 076~14 260,184	14 048~14 252,204	14 044~14 258,214
	次数	9 463	32 174	23 746
	均值与标准差/Hz	14 170,36.8	14 150,33.9	14 148,36.8
	最高声压/dB	91	88	92
14 949	频带与频宽/Hz		14 932~14 976,44	14 923~14 980,57
	次数		86	281
	均值与标准差/Hz		14 952,9.7	14 949,13.9
	最高声压/dB		73	82

率和声压级进行不确定性统计分析的结果。由表 4 可以看出:在不同摩擦工况下,尖叫频率和声压级的统计值都存在一定的差别,但是差别不大。这说明,不同的摩擦工况下存在的细微摩擦接触状态的变化会引起摩擦尖叫特性的时变性和不确定性。

6 结 论

- 1) 尖叫的频率与声压级都呈现明显的时变性、不确定性,并受到摩擦工况的显著影响;
- 2) 尖叫时变性主要表现为尖叫频率成分数量、时间持续特征和声压级随时间的变化,尖叫不确定性主要表现为尖叫频率和声压级的随机性;
- 3) 不同频率下尖叫的统计特性评价指标差别较大,且尖叫频率大都近似服从正态分布,各频率下声压级的概率密度分布与均值为 60 dB 的正态分布曲线非常接近;
- 4) 该鼓式制动器共存在 6 个主要尖叫频率成分,并以高于 12 kHz 的高频尖叫成分和低于 6 kHz 的低频尖叫成分为主,且加速拖滞阶段以低频尖叫

为主,匀速和减速拖滞阶段以高频尖叫为主。

本文尚存在以下不足:

- 1) 试验中不同工况下转速的变化和压力的变化耦合到一起,不利于进行不确定性分析,今后要设计更合理的试验工况,使转速和压力单独变化;
- 2) 进行不确定性研究需要大量的样本容量,今后应设置多组试验工况及多次重复试验,使结论更加完善。

参 考 文 献

- [1] 周仲荣,雷源忠,张嗣伟. 摩擦学发展前沿[M]. 北京:科学出版社,2006:1-208.
- [2] 国家自然科学基金委员会工程与材料科学部. 机械工程学学科发展战略报告(2011-2020)[M]. 北京:科学出版社,2010:1-351.
- [3] Kinkaid N M, O' Reilly O M, Papadopoulos P. Review of automotive disc brake squeal[J]. Journal of Sound and Vibration, 2003,267(1):105-166.
- [4] Hoffmann N P, Gaul L. Friction induced vibrations of brakes: research fields and activities[C]//Proceedings

- of 26th Annual Brake Colloquium & Exhibition. Warrendale, USA; SAE International, 2008.
- [5] Adnan A. Acoustics of friction[J]. Journal of Acoustical Society of America, 2002,111(4):1525-1548.
- [6] Papinniemi A, Lai J C S, Zhao J Y, et al. Brake squeal: a literature review[J]. Applied Acoustics, 2002,63(4):391-400.
- [7] Ioannidis P, Brooks P C, Barton D C. Brake system noise and vibration- a review [C] // Proceedings of BRAKING 2002. Leeds, United Kingdom: John Wiley, 2002;53-73.
- [8] Chen F, Quaglia R L, Tan C A. On automotive disc brake squeal Part I: mechanisms and causes[C]//Proceedings of 2003 SAE World Congress. Warrendale, USA; SAE International, 2003.
- [9] Dessouki O, Drake G, Lowe B, et al. Disc brake squeal: diagnosis and prevention[C]//Proceedings of Noise & Vibration Conference and Exhibition, Noise & Vibration Conference and Exhibition. Warrendale, USA; SAE International, 2003.
- [10] Huajiang Ouyang, Wayne Nack, Yongbin Yuan, et al. On automotive disc brake squeal Part II: simulation and analysis[C]//Proceedings of 2003 SAE World Congress. Warrendale, Pennsylvania, USA; SAE International, 2003.
- [11] Chen F, Abdelhamid M K, Blaschke P, et al. On automotive disc brake squeal part III: test and evaluation [C] // Proceedings of Noise & Vibration Conference and Exhibition. Warrendale, USA; SAE International, 2003.
- [12] Chen F, Tong H, Chen S E, et al. On automotive disc brake squeal part IV: reduction and prevention[C] // Proceedings of 21st Annual Brake Colloquium and Exhibition. Warrendale, USA; SAE International, 2003.
- [13] Ouyang Huajiang, Wayne Nack, Yuan Yongbin, et al. Numerical analysis of automotive disc brake squeal: a review[J]. International Journal of Vehicle Noise and Vibration, 2005,1(3):207-231.
- [14] Yue Yan, Allgaier R, Jaber N A, et al. Noise study (part i)-low frequency squeal [C] // Proceedings of 2006 SAE World Congress. Warrendale, USA; SAE International, 2006.
- [15] Jaber N A, Wang A, Yue Yan, et al. Brake noise study (Part II)-high frequency squeal [C] // Proceedings of 2006 SAE World Congress. Warrendale, USA; SAE International, 2006.
- [16] Sergienko V P, Bukharov S N, Kupreev A V. Noise and vibration in brake systems of vehicles Part 1: experimental procedures [J]. Journal of Friction and Wear, 2008,29(3):234-241.
- [17] Sergienko V P, Bukharov S N. Vibration and noise in brake systems of vehicles Part 2: theoretical investigation techniques [J]. Journal of Friction and Wear, 2009,30(3):216-226.
- [18] Cantoni C, Cesarini R, Mastinu G, et al. Brake comfort-a review[J]. Vehicle System Dynamics, 2009,47(8):901-947.
- [19] 吕红明,张立军,余卓平. 汽车盘式制动器尖叫研究进展[J]. 振动与冲击,2011,30(4):1-7.
Lü Hongming, Zhang Lijun, Yu Zhuoping. A review of automotive disc brake squeal[J]. Journal of Vibration and Shock, 2011,30(4):1-7. (in Chinese)
- [20] 谢友柏. 摩擦学的三个公理[J]. 摩擦学学报,2011,21(3):161-166.
Xie Youbai. Three axioms in tribology[J]. Tribology, 2011,21(3):161-166. (in Chinese)
- [21] Oberst S, Lai J C S. Statistics analysis of brake squeal noise[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011,330:2978-2994.
- [22] 王瑞. 接触状态对汽车鼓式制动器制动尖叫的影响研究[D]. 上海:同济大学,2011.
- [23] 唐扬扬. 热机耦合效应对盘式制动器尖叫的影响分析[D]. 上海:同济大学,2011.
- [24] SAE Working Group. SAE J2521-2006 disc and drum brake dynamometer squeal noise matrix[S]. Warrendale, Pennsylvania, USA; SAE International, 2006.
- [25] Thompson J K. Brake NVH: testing and measurements[M]. Warrendale, USA; SAE International, 2011:1-135.



第一作者简介:张立军,男,1972年3月生,博士、教授、博士研究生导师。主要研究方向为汽车振动与噪声的分析及控制。曾发表《汽车盘式制动器摩擦-振动耦合特性试验研究》(《摩擦学学报》2008年第28卷第5期)等论文。

E-mail: tjedu_zhanglijun@tongji.edu.cn

通信作者简介:孟德建,男,1982年3月生,博士,博士后。主要研究方向为车辆系统动力学、振动和噪声控制。

E-mail: mdj0218@163.com