

菠萝叶刮麻机的噪声分析及其控制

邓干然, 张 劲^{*}, 欧忠庆, 李明福, 连文伟

(中国热带农业科学院农业机械研究所, 国家重要热带作物工程技术研究中心, 湛江 524091)

摘 要: 针对菠萝叶刮麻机噪声过高的问题, 基于噪声频谱分析技术, 对分别拆除机罩、凹板、排渣板 3 个相关部件后的刮麻机噪声进行了测试分析。结果表明, 对刮麻机空气动力性噪声影响依次为凹板、机罩、排渣板; 对机罩采取了增大与刀片间隙、机罩两侧增设消声孔的措施, 刮麻机噪声从 93.7 dB (A) 下降到 87.8 dB (A), 满足了保护操作者听力的要求。

关键词: 噪声降低, 频谱分析, 机械设计, 纤维

doi: 10.3969/j.issn.1002-6819.2009.08.018

中图分类号: S226.7⁺9

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2009)-8-0099-06

邓干然, 张 劲, 欧忠庆, 等. 菠萝叶刮麻机的噪声分析及其控制[J]. 农业工程学报, 2009, 25(8): 99—104.

Deng Ganran, Zhang Jin, Ou Zhongqing, et al. Noise analysis and control of pineapple leaf fiber extractor[J]. Transactions of the CSAE, 2009, 25(8): 99—104. (in Chinese with English abstract)

0 引 言

菠萝叶是一种具有很高综合开发价值的农业废弃物。目前菠萝种植只收获果实, 每年中国有将近 1 000 万 t 菠萝叶被焚烧或丢弃在田间地头, 造成了严重的资源浪费。从菠萝叶中可以提取一种具有天然杀菌特性的纤维, 特别适合开发抗菌纺织产品, 提取纤维后的叶渣还可以作为饲料、沼气或有机肥原料。世界上研究菠萝叶刮麻机的国家主要有法国和印度。法国研制的小型刮麻机曾在非洲菠萝种植国家进行叶片纤维提取加工作业, 但该机工作效率低, 纤维提取率低, 含杂率高, 因此未能得到商业化应用。印度研制了大型罗拉式连续自动菠萝叶刮麻机, 但在实际应用中也存在较多问题; 印度的 Paul D 等人也研制由喂料床、可调整的棘齿刮麻刀和滚筒等组成的菠萝叶刮麻机, 也未见有商业应用的报道。

作者从 20 世纪 90 年代开始研究高速刮削与高频振动相结合的新型刮麻技术, 并研制了性能优越的专利产品—菠萝叶刮麻机^[1], 目前已在中国华南菠萝种植区推广应用。由于这种刮麻机转动速度高, 工作时噪声高达 93.7 dB (A), 尚未满足国家职业噪声暴露标准要求 (8 h 等效连续 A 声级不大于 90 dB (A))^[2-3]。本文研究菠萝叶刮麻机的噪声特性, 探讨了噪声产生的原因, 并对其采取降噪改进措施, 使其满足国家规定的噪声要求。

1 菠萝叶刮麻机的噪声特性

1.1 刮麻机的结构

菠萝叶刮麻机主要由刀轮、机罩、排渣板、凹板、电动机、机架、V 带传动机构、皮带罩等组成, 其结构示意图如图 1 所示。

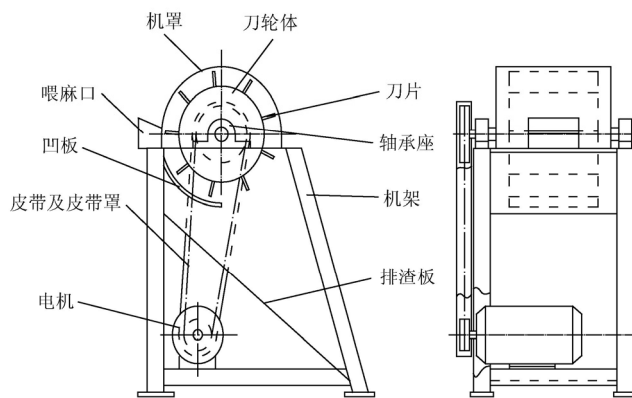


图 1 刮麻机结构简图

Fig.1 Construction of fiber extractor

刮麻机的主要技术参数: 刀轮转速, 2 470 r/min; 刀轮直径, 266 mm; 刀片数, 9 把; 凹板包角, 90°; 电机功率, 单相 2.2 kW。机器整体尺寸: 长 600 mm, 宽 400 mm, 高 1 000 mm。机罩为半圆壳形, 材料为厚度 2 mm 的 45 钢板折弯焊接而成。

1.2 测试分析方法

依据《GB/T 3768—1996 声学 声压法测定噪声源声功率级 反射面上方采用包络测量表面的简易法》, 采用平行六面体测量表面法^[4], 利用丹麦 B&K 公司生产的 2260 型噪声分析仪, 现场测试采集噪声信号, 数据传输到电脑后利用 BZ7210 version 2.0 噪声分析软件进行数据处理和分析。仪器设置为: 测量范围 40~120 dB (A),

收稿日期: 2009-03-07 修订日期: 2009-08-08

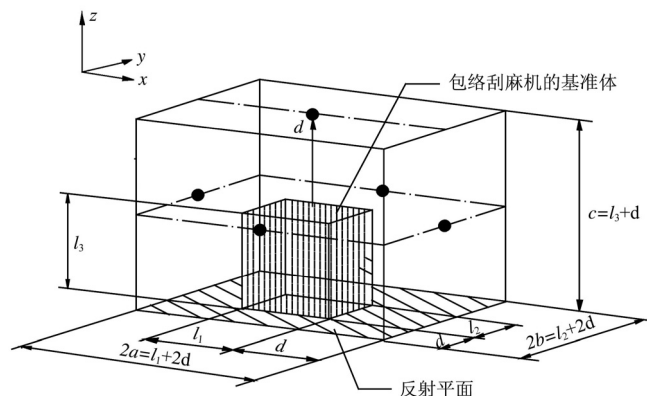
基金项目: 科技部科研院所社会公益研究专项“热带农业废弃物资源综合利用技术的研究”(2004DIB4J140)

作者简介: 邓干然 (1972—), 男, 副研究员, 从事热带农业机械研究。湛江 中国热带农业科学院农业机械研究所, 524091。Email: ganran@tom.com
通信作者: 张 劲 (1958—), 男, 研究员, 博士生导师, 从事热带农业机械研究。湛江 中国热带农业科学院农业机械研究所, 524091。

Email: Zj1204@tom.com

带宽 1/3 倍频程, 过载峰值 140 dB (A), A-计权网络, 快档 (检波器时间常数为 125 ms), 测定时间 30 s。

各测试点相对于刮麻机的位置如图 2 所示 (文中所有频谱图均在刮麻机操作者作业位置所处的测试点测试获得)。



注: $d=1$ m, l_1 、 l_2 、 l_3 为机器的长、宽、高

图 2 刮麻机测量表面与测点位置

Fig.2 Noise explorer position on the enveloping measurement surface

由于刮麻机刀轮体整体加工完成后, 对其进行了静平衡处理, 工作时机体振动较小。用该噪声分析仪测试刮麻机机罩、排渣板两个大面积振动部件的机械振动情况, 得到振动速度的频谱, 机罩、排渣板的振动速度峰值频率分别为 140 Hz、93.8 Hz。根据频域相干原理, 与刮麻机噪声频谱进行比较, 振动速度频谱的峰值与噪声频谱的峰值 (1 600 Hz) 不处于同一频率范围上, 说明机械振动噪声并不是主要噪声源^[5]。

1.3 刮麻机的噪声分类

菠萝叶刮麻机工作时由电机带动刀轮作高速旋转, 刀轮旋转速度为 2 470 r/min。其噪声包括机械性噪声和空气动力性噪声, 机械性噪声主要由刀轮体机械振动噪声、机罩振动噪声、轴承噪声及电机噪声等组成, 空气动力性噪声主要由旋转噪声、涡流噪声组成。在此转速下, 菠萝叶刮麻机的噪声频谱和时域波形分别如图 3 和图 4 所示。在负荷状态下, 刮麻为间歇式作业, 而且由于叶片大小、厚度、软硬、喂叶速度等不同, 刮麻动作发出的随机噪声也是变化的 (如图 5 所示), 因此刮麻动作发出的噪声在本研究中不予考虑, 仅研究刮麻机空转时的噪声。

从图 3 可以看出, 菠萝叶刮麻机噪声频谱呈明显的宽频特征, 频率范围在 63~16 000 Hz 之间, 声压级在 70 dB (A) 以上的噪声较高峰值均集中在 315~3 150 Hz 的范围内, 第一高峰中心频率为 1 600 Hz, 峰值 Leq 为 88.3 dB (A); 第二高峰有两个, 中心频率分别为 400 Hz、1 000 Hz, 峰值 Leq 为 85.1 dB (A)。刮麻机 5 个测点 (前、后、左、右、上) Leq 值分别为 92.9、91.4、95.6、94.7、95.2 dB (A), 最大值与最小值之间差 4.2 dB (A), 刮麻机的噪声表现出一定的指向性, 即在刮麻机后侧噪声较

强 (刀片的负压力面), 刮麻机前侧较弱 (刀片的正压力面), 这与鼓风机等旋转叶片机械的旋转噪声特性类似^[6-7]; 各测点的最大 Leq 峰值中心频率均为 1 600 Hz, 峰值 Leq 分别为 88.3、85.8、93.7、92.6、92.0 dB (A), 最大值与最小值之间差 7.9 dB (A)。

从图 4 时域波形图中可以看出, 刮麻机达到稳定转速后, 声压稳定, 没有冲击噪声成份, 同时频域图噪声峰值均处于中、高频, 说明菠萝叶刮麻机高噪声的原因并非由机械性噪声引起, 而是由空气动力性噪声引起。下面分析空气动力性噪声。

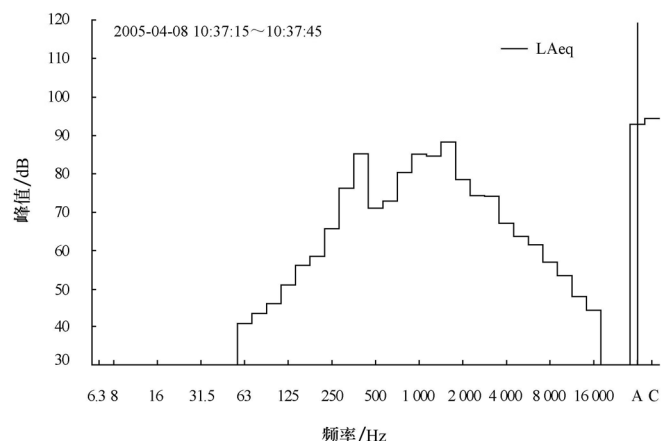


图 3 刮麻机初始噪声频谱

Fig.3 Initial noise spectrum of fiber extractor

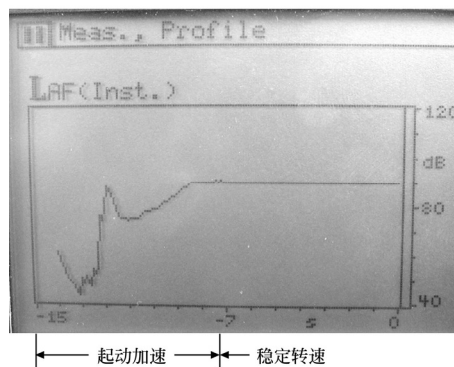


图 4 启动及稳定转速的噪声时域波形

Fig.4 Time domain waveform of noise at starting and idle load stage

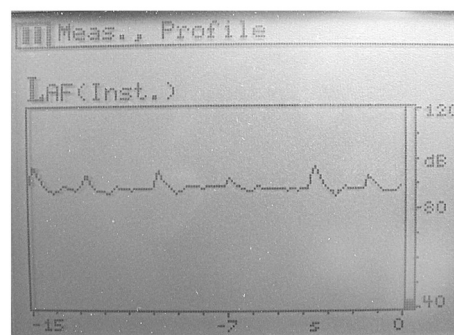


图 5 工作噪声时域波形

Fig.5 Time domain waveform of noise at operation stage

1.3.1 旋转噪声

刮麻机旋转噪声是由刮麻刀轮旋转时产生的空气压力场和压力脉动与机罩、侧板、排渣板等固体壁面的相互作用引起的。刮麻机的旋转噪声是离散噪声，以某个频率的基频和谐波的形式出现，在频谱中表示为在适当的频率处的直线和峰值。刮麻机旋转噪声的频率 f_i 是刀片每秒打击空气质点的次数^[8]，它与刀片数和刀轮转速有关，由式(1)求得

$$f_i = \frac{NZi}{60} \quad (\text{Hz}) \quad (1)$$

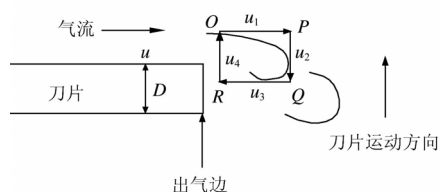
式中： N ——刀轮转速，r/min； Z ——刀片数； i ——1, 2, 3, ……，谐波序号。

刮麻机旋转噪声的声功率随着刀片刃尖速度的六次方增加，并随刀片与机罩、凹板等静止部件间距的减小而增加得十分剧烈^[9]。刮麻机的设计工作转速为 2 470 r/min，刀片数为 9，当 $I=1$ 时，旋转噪声的基频 $f_1=370.5$ Hz，二次谐波 $f_2=2f_1=741$ Hz，三次谐波 $f_3=3f_1=1\,111.5$ Hz，四次谐波 $f_4=4f_1=1\,482$ Hz，……，总的趋势是随着谐波次数的增大，噪声强度也逐渐减弱。在初始状态的噪声频谱图中，可以明显看出，在 400 Hz 的频段处有一噪声峰值，此处峰值即旋转噪声的基频噪声。

1.3.2 涡流噪声

刮麻机的涡流噪声属宽带噪声，主要由边界层中的紊流度、来自固体表面的涡流脱落和紊流来流在固体上的撞击所引起^[9,10]，通常涡流噪声的最大声级值是在脱落涡频率处^[11]。

参照 T.Fukano 等人的理论，沿刮麻机刀片尾缘脱落涡的环量如图 6 所示。



注： u ——气流速度； D ——特征尺寸；
 u_1 、 u_2 、 u_3 、 u_4 ——气流相对速度

图 6 沿刀片尾缘脱落的涡环量

Fig.6 Vortex-ring on the leading blade edge

刮麻机涡流噪声的频率为

$$f_i = \frac{S_h u i}{D} \quad (\text{Hz}) \quad (2)$$

式中： S_h ——斯特劳哈耳数，其值在 0.14~0.20 之间，一般取 0.185； u ——气体与刀片的相对速度，m/s； D ——特征尺寸，0.004 m； i ——1, 2, 3, ……，谐波序号。

涡流噪声的频率取决于气体与刀片的相对速度 u ，而 u 是沿刀片径向的函数，故刀轮旋转所产生的涡流噪声呈宽频带连续谱。在脱落涡处，气体与刀片的相对速度 u 可近似等于刀片刃尖的线速度 V_t ，而特征尺寸近似等于刀片厚度(0.004 m)。

$$V_t = \frac{2\pi RN}{60} \quad (\text{m/s}) \quad (3)$$

式中： R ——刀轮半径，0.133 m； N ——刀轮转速，2 470 r/min。

根据上述计算，刮麻机刀片产生的涡流噪声的基频为 1 591 Hz。观察初始状态的噪声频谱图，噪声最大峰值频率位于 1 600 Hz 的频段，而涡流噪声的基频恰好处于该频段内，由此说明在初始状态下刀片涡流噪声对菠萝叶刮麻机的噪声影响最大。

1.3.3 相关部件对空气动力性噪声的影响

为研究各相关部件对空气动力性噪声的影响关系，分别拆除机罩、凹板和排渣板不同部件后^[12]，测定刮麻机的噪声信号，根据噪声值变化情况和噪声频谱图分析刮麻机的噪声。

不同部件拆解的噪声频谱如图 7 所示，噪声主要指标如表 1。

表 1 各部件对噪声特性的影响

Table 1 Influence of different parts on noise characteristics

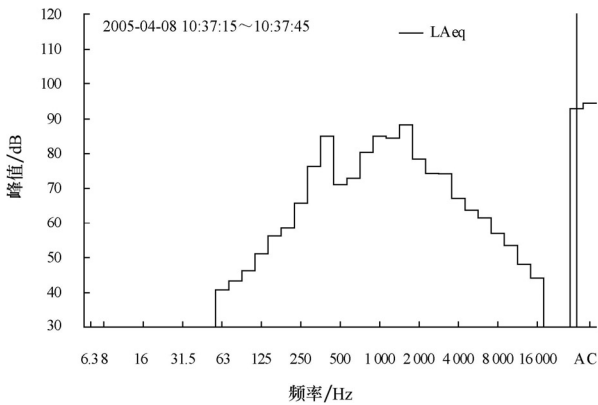
拆除形式	Leq/dB(A)	最大 Leq 峰值频率/Hz	峰值 Leq/dB(A)
初始状态	92.9	1 600	88.3
拆除机罩	90.2	1 600	84.6
拆除凹板	84.7	400	79.5
拆除排渣板	94.0	1 600	89.5

表 1 数据说明，在刀轮速度不变的情况下，分别拆除机罩、凹板、排渣板 3 个部件后，噪声变化情况分别为 -2.7、-8.2、+1.1 dB(A)，由此确定对刮麻机空气动力性噪声贡献最大的是凹板，其次是机罩、排渣板。由图 7 噪声频谱图中看出，拆除凹板后，刮麻机的噪声最大峰值频率为 400 Hz，前后差异显著。

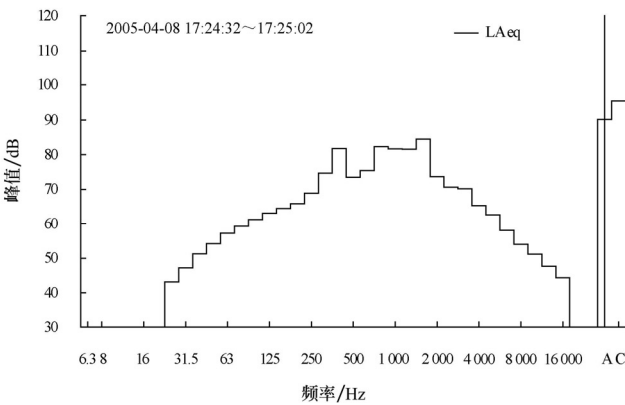
拆除凹板后，噪声的最大峰值随即出现在旋转噪声基频所在的中心频率 400 Hz 频段内，Leq 下降了 8.2 dB(A)，此时涡流噪声小于旋转噪声。由此说明凹板对刀片产生的涡流噪声具有明显的相关作用。产生这种相关作用的原因，按照离心式鼓风机噪声的产生机理，在一定的范围内，机壳与叶片间的间隙越小，产生的噪声越大^[11]。凹板与刀片尾缘的间隙很小，约 1.5 mm，而机罩与刀片尾缘的间隙约 20 mm，在刮麻机高速旋转时，刀片正面(旋转方向)为正压力，刀片背侧处的气压为负压，气流由压力面向叶尖运动，到达叶尖时在吸力面的作用下绕刀片叶尖尾迹形成强烈的涡流，随着刀片的旋转，涡流不断的形成、脱落。当旋转气流遭遇凹板时，气流通道突然变窄，从机罩与刀片尾缘间隙(20 mm)突然变化为凹板与刀片尾缘间隙(1.5 mm)，大部分涡旋无法通过这么小的间隙，从而被凹板阻挡、切割，形成新的涡流，并被强制加速脱离刀片尾缘，因此极大地增加了空气压力脉动而加强了涡流噪声(类似离心式鼓风机的蜗舌)。根据以上试验分析，菠萝叶刮麻机产生强噪声的主要原因是紧贴刀轮的凹板阻挡、切割由刀片旋转

产生的空气涡流，并强制涡流脱落引起的强烈空气压力

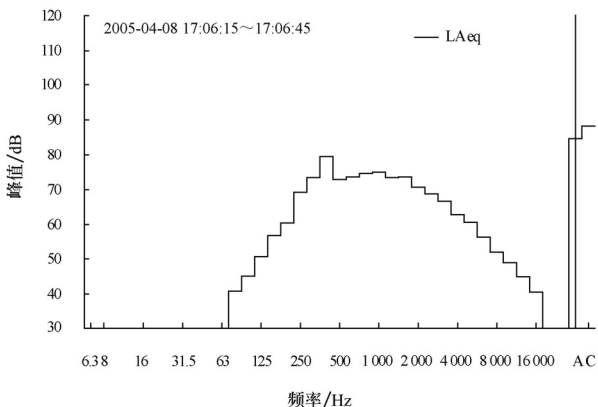
脉动所产生的涡流噪声。



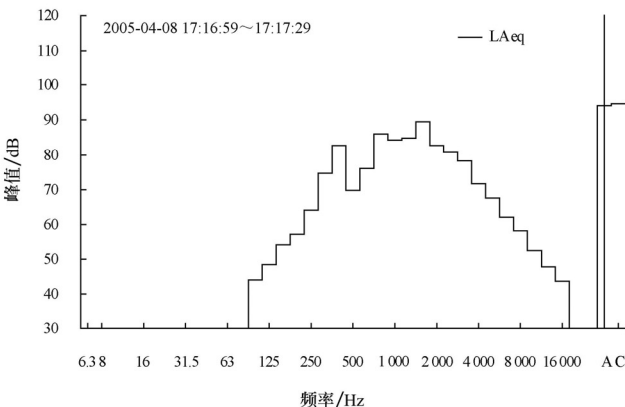
a. 初始状态



b. 拆除机罩



c. 拆除凹板



d. 拆除排渣板

图 7 拆除不同部件的噪声频谱
Fig.7 Noise spectrum with disassembly different parts

2 菠萝叶刮麻机的噪声控制

2.1 噪声控制方法

根据以上分析，对刮麻机涡流噪声影响最大的部件是凹板，对机罩内气流有影响关系的部件还有机罩、排渣板，此几个部件同时对旋转噪声也有较大的影响，对凹板、机罩分别进行降噪探讨。

凹板对噪声的贡献最大，特别是越小的凹板间隙，对增加涡流噪声的作用越明显。但凹板间隙是决定刮麻性能的关键因素，间隙从 1~2 mm 调整为 3~4 mm 后，虽然噪声降低了 4.6 dB (A)，但刮麻性能下降，所以降噪措施没有考虑调整凹板间隙。

受到离心风机噪声机噪声控制理论的启发^[13]，降低机罩所引起的旋转噪声，可以通过增加机罩与刀轮之间的间隙而获得。由于机罩与刀轮之间的间隙大小并不影响刮麻机的刮麻质量，因此降刮麻机的噪声可以从机罩尝试。

机罩由厚度为 2 mm 的 45 钢板制作，用 M8 螺栓紧固在机架上。在在机罩两个端面开设消音孔^[14-15]，孔径为 $\phi 10$ mm 圆孔，矩形均布，孔中心距 20 mm。

针对机罩采取的降噪措施为：

- 1) 加大机罩与刀轮的间隙，由原先的 20 mm 增大到

40 mm；

- 2) 加大机罩与刀轮的间隙，由原先的 20 mm 增大到 60 mm；

- 3) 在 40 mm 机罩两端面钻系列消声孔，钻孔面积约 占端面面积的 20%；

- 4) 在 60 mm 机罩两端面钻系列消声孔，钻孔面积约 占端面面积的 20%。

2.2 措施评价

以上措施的刮麻机噪声频谱图分别如图 8 所示，各措施的试验结果如表 2 所示。

表 2 不同措施的降噪效果
Table 2 Noise reduction effects of different methods

降噪措施	Leq/dB(A)	降噪量/dB(A)
初始状态	93.7	0
1) 40 mm 间隙机罩	89.3	4.4
2) 60 mm 间隙机罩	90.3	3.4
3) 40 mm 间隙机罩钻孔	87.8	5.9
4) 60 mm 间隙机罩钻孔	89.1	4.6

根据降噪试验结果，采取 40 mm 机罩并在机罩两端钻孔对刮麻机降噪效果最明显。降噪后刮麻机噪声为 87.8 dB (A)，比降噪前 93.7 dB (A) 下降了 5.9 dB (A)。

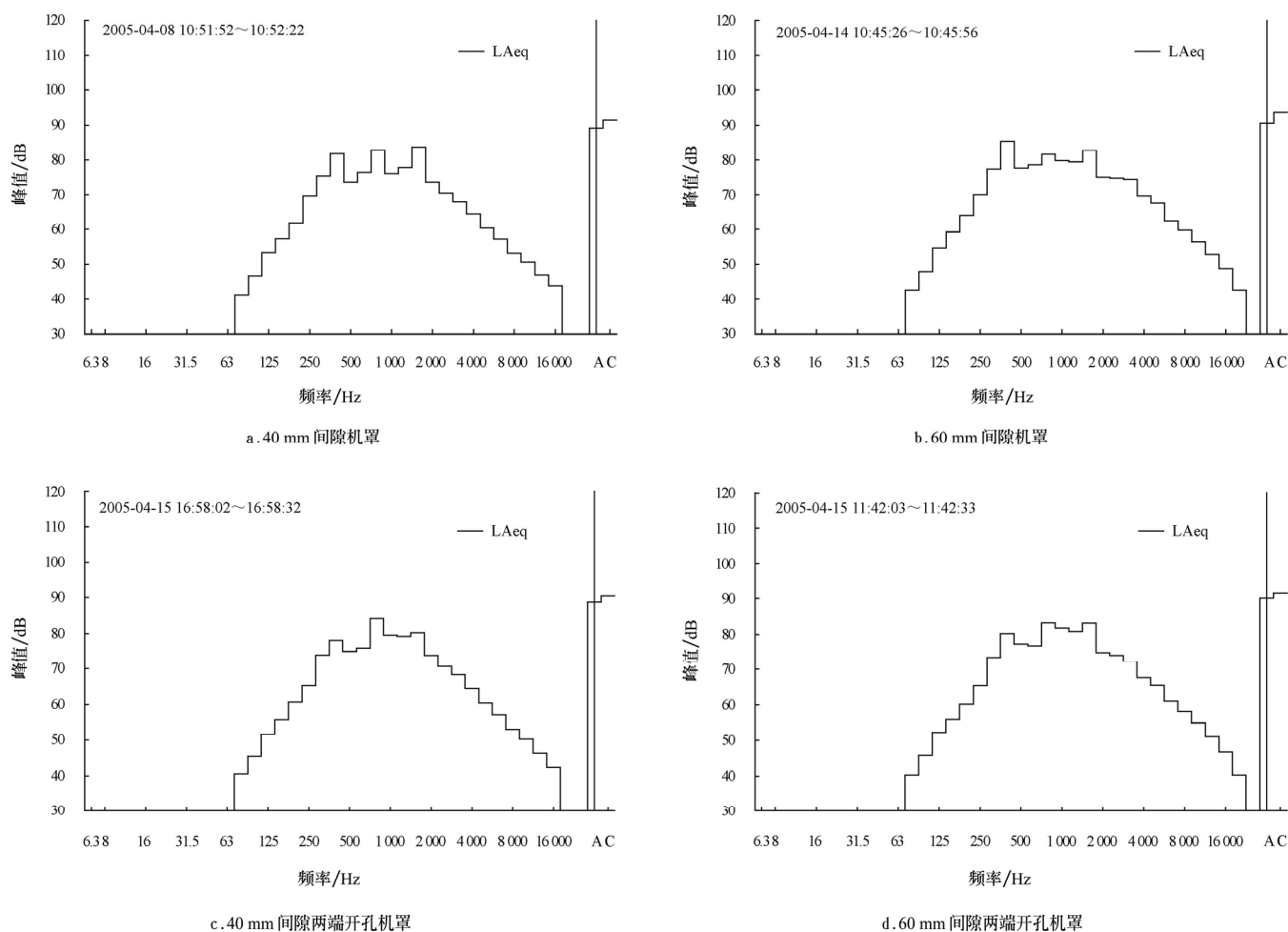


图 8 采取不同降噪措施的噪声频谱

Fig.8 Noise spectrum with different noise reduction methods

3 结 论

在菠萝叶刮麻机噪声源中, 空气动力性噪声是刮麻机的主要噪声源, 而涡流噪声比旋转噪声对空气动力性噪声贡献要大。在机罩、凹板、排渣板 3 个部件中, 凹板对刮麻机空气动力性噪声影响最大, 原因是在凹板的切割作用下加速了涡脱落而增加涡流噪声。将机罩与刀片的间隙由原来的 20 mm 增加到 40 mm, 并在机罩两端钻孔面积约 20%, 可降低刮麻机噪声约 5.9 dB (A), 降噪后的刮麻机噪声指标满足使用要求。

[参 考 文 献]

- [1] 张劲, 姚欣茂, 李明福, 等. 菠萝叶纤维提取与工艺设备的研究[J]. 农业工程学报, 2000, 16(6): 99—103.
Zhang Jing, Yao Xinmao, Li Mingfu, et al. Research on pineapple leaf fiber extraction and processing equipment[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2000, 16(6): 99—103. (in Chinese with English abstract)
- [2] 邵宗安. 现代声学噪声测量技术[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1994: 46—47.
- [3] 杨玉致. 机械噪声测量和控制原理[M]. 北京: 轻工业出版社, 1984: 56—57.
- [4] GB/T 3768—1996, 声学 声压法测定噪声源 声功率级 反射面上方采用包络测量表面的简易法[S].
- [5] 王睿, 李宏坤, 陈养毅. 基于相干分析的离心式压缩机噪声源识别[J]. 风机技术, 2008, (1): 7—9, 15.
Wang Rui, Li Hongkun, Chen Yangyi. Identification for noise of centrifugal Compressor Based on Coherent Analysis[J]. Compressor Blower & Fan Technology, 2008, (1): 7—9, 15. (in Chinese with English abstract)
- [6] 方丹群, 王文奇, 孙家麒. 噪声控制[M]. 北京: 北京出版社, 1986: 394—400, 894—895.
- [7] 杨炳渊. CZR-8 和 CZT-8 离心式风机噪声频谱分析与降噪设计[J]. 噪声与振动控制, 1988, (1): 29—32.
- [8] 黄晶晶, 吴志真, 雷勇. 涡喷、涡扇发动机试车台噪声分析[J]. 电子测量技术, 2006, 29(3): 10—14.
Huang Jingjing, Wu Zhizhen, Lei Yong. Analysis of turbojet and turbofan jet noise in aero engine test[J]. Electronic Measurement Technology, 2006, 29(3): 10—14. (in Chinese with English abstract)
- [9] Venkatrayulu N, Prithvi Raj D, Arumugham S. 离心风机中气流的气动和噪声研究[M]//叶片机械气动声学译文集. 北京: 机械工业出版社, 1987: 361—369.
- [10] 宋大勇, 王淑芹, 潘景龙. 风机入口噪声过大原因分析[J]. 东北电力技术, 2008, (3): 9—11.

- Song Dayong, Wang Shuqin, Pan Jinglong. Cause Analysis of Big Noise at the Fan Inlet[J]. Northeast Electric Power Technology, 2008, (3): 9—11. (in Chinese)
- [11] Fukano T, Kodama Y, Senoo Y. 低压轴流风机产生的噪声之一紊流噪声模型[M]//叶片机械气动声学译文集. 北京: 机械工业出版社, 1987: 113—122.
- [12] 曾国军, 李小昱, 王为, 等. 基于虚拟仪器技术的声强法识别拖拉机噪声源[J]. 农业工程学报, 2006, 22(10): 117—121.
- Zeng Guojun, Li Xiaoyu, Wang Wei, et al. Detection and recognition of the main source of tractors using sound intensity based on virtual instrument[J]. Transactions of the CSAE, 2006, 22(10): 117—121. (in Chinese with English abstract)
- [13] Morland J B. 机壳对离心风机噪声的影响[M]//叶片机械气动声学译文集. 北京: 机械工业出版社, 1987: 432—443.
- [14] [日]福田基一, 奥田襄介. 噪声控制与消声设计[M]. 北京: 国防工业出版社, 1982: 61—62.
- [15] 高树宽. 木工平压刨床噪声治理初试[J]. 噪声与振动控制, 1984, (1): 30—32.

Noise analysis and control of pineapple leaf fiber extractor

Deng Ganran, Zhang Jin^{*}, Ou Zhongqing, Li Mingfu, Lian Wenwei

(Aro-machinery Research Institute of Chinese Academic of Tropical Argicultural Sciences,
State Engineering and Technology Research Center for Key Tropical Crops, Zhanjiang 524091, China)

Abstract: Measuring and analysis technology based on fast fourier transform was implemented for the problem of noise signal of pineapple leaf fiber extractor by disassembling the hood, concave board and residue discharge sheet, respectively. The main factors that increased aerodynamic noise were in sequence of concave board, the hood and residue discharge sheet. To control the noise level, the gap between the blades and the hood was increased from 20 mm to 40 mm and some holes were drilled on both sides of the hood. The extractor noise was decreased from 93.7 dB(A) to 87.8 dB(A), and the methods meet the requirements of hearing protection of operators.

Key words: noise abatement, spectrum analysis, machine design, fibers