

球磨机隔声罩技术的研究与应用

孙俊兰 姜大志

(盐城工学院机械工程系, 盐城, 224003)

摘要 对球磨机噪声进行测试与分析, 结合隔声技术的原理, 提出如何利用隔声技术降低球磨机噪声的方法, 以及设计和使用中应该考虑的问题。通过在试验磨机上进行的实际试验, 效果较为理想。

关键词 噪声 声压 隔声

分类号 TQ172

球磨机是建材、冶金等许多工业部门应用较为广泛的一种大型设备, 主要用于矿物的粉磨。球磨机在使用中最为突出的问题是噪声对环境的污染。球磨机的噪声主要来源于研磨体(钢球、钢棒及钢锻)对筒体的冲击和研磨, 噪声量级远超出国家规定的标准。我国《工业企业噪声设计标准》(草案)规定生产车间不宜超过 85dBA, 最多不超过 90dBA, 而工业用球磨机噪声都在 110~120dBA 之间, 试验用磨机噪声在 105~110dBA 之间。经对 $\Phi 1.83 \times 7\text{m}$ 水泥磨和试验用 $\Phi 500 \times 500$ 球磨机噪声进行的测试, 球磨机噪声 A 声级和倍频程声压级分布如表 1:

表 1 球磨机 A 声级和倍频程声压级分布表

规格	A 声级	31.5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K	16K
$\Phi 1.83$	116	83.5	87	94	107	109	111	108	103	89	75
$\Phi 500$	107	71	76.3	86	88.5	98	103	100	81	76.5	

从表 1 中可以看出球磨机的噪声主要分布以 1kHz 为中心, 并分别向两边衰减。

目前对噪声治理主要有三种途径, 一是从声源上治理, 二是从声波传播的路径上治理, 三是在接受点或接受者方面防止噪声入耳。第一种方法要求球磨机不发声或发出的声音很小, 这将影响球磨机的粉磨机理或粉磨效果, 目前难以实现。第三种方案容易实施, 但还是不能解决噪声对环境的污染。比较可行的是第二种方案, 在噪声传播的路径上治理, 可采用吸声和隔声的办法来解决, 隔声罩技术就是吸声和隔声两种技术的综合应用。隔声罩是一个密闭的罩壳, 内壁附有阻尼材料和吸声材料, 应用适当可起到较好的效果。

1 隔声罩原理及其特性

1.1 隔声原理及隔声量

如图 1 所示, 隔声介质 2 两侧为空气介质 1, 它们的密度分别为 ρ_1, ρ_2 , 声波在其中传播的速度分别为 C_1, C_2 , 当声波垂直入射穿透隔声介质层, 必须通过两个界面, 一是从空气到固体, 另一个是从固体进入空气的界面, 由于这两个界面都出现特性阻抗的骤变, 声波将两次反射,

• 收稿日期: 1996-02-01

所以透射过介质的声波就会衰减,这就是介质隔声的基本原理。两种介质阻抗特性分别为:

$$R_1 = \rho_1 C_1 \quad R_2 = \rho_2 C_2$$

透射声波在 $X=D$ 界面上的声压与入射声波在 $X=0$ 界面上的声压之比为:

$$t_p = \frac{P_{ta}}{P_{ia}} = \frac{2}{[4\cos^2 K_2 D + (R_{12} + R_{21})^2 \sin^2 K_2 D]^{1/2}}$$

$$\text{式中: } R_{12} = \frac{R_1}{R_2}, R_{21} = \frac{R_2}{R_1}, K_2 = \frac{\omega}{C_2}$$

ω : 为声波的角频率

透射声波声强与入射声波声强之比称为透声系数:

$$\tau = \frac{|P_{ta}|^2/R_1}{|P_{ia}|^2/R_1} = \frac{4}{4\cos^2 K_2 D + (R_{12} + R_{21})^2 \sin^2 K_2 D}$$

τ 越小表明隔声性能越好,且与 R_1, R_2, K_2, D 有关。一般固体材料 R_2 比空气特性阻抗 R_1 大得多,当一声波以某一入射角 θ_i 穿透介质层时,透射系数 τ_{θ_i} 可简化为:

$$\tau_{\theta_i} = \frac{4}{4 + [\omega M_2 \cos \theta_i / \rho_1 C_1]^2}$$

其中: $M_2 = \rho_2 D$ 为介质面密度。

固体介质的隔声量 P_{θ_i} 定义为:

$$P_{\theta_i} = 101g \frac{1}{\tau_{\theta_i}} \approx 101g \left(\frac{\omega M_2 \cos \theta_i}{2\rho_1 C_1} \right)^2$$

从隔声量计算公式中可以看出当 M_2 加倍时即介质面密度提高一倍,隔声量也增加 6dB,声波频率提高一倍,隔声量也增加 6dB,这就是隔声质量定律。上述隔声量公式是声波垂直于介质表面的情况,对于无规则入射声波取 $0^\circ \sim 90^\circ$ 变化时隔声量的平均值为:

$$R_M = R_0 - 10\lg(0.23R_0)$$

R_0 : 为声波垂直入射时介质的隔声量。

该式可简化为:

$$R = 20\lg(Mf) - 48$$

式中 M 为隔声介质面密度,单位: kg/m^2 ; f 为声波频率单位 Hz。

1.2 隔声频率特性

上述隔声量的讨论是在忽略了介质自身的弹性和阻尼的情况下进行的。介质本身也是一个弹性体,在声波的激振下也会产生振动,因此隔声介质本身的特性直接影响着介质的隔声性能,在不同的频率范围内介质的隔声性能可分为如图 2 所示的三个区域:

(1) 刚度阻尼控制区 这一区域隔声量随声波频率上升而下降,直至第一个共振点,隔声量为最小。在刚度控制区的末端有一个共振区,共振作用越强隔声性能越差。但介质的阻尼越大,越能限制共振作用,而获得较好的隔声效果,因此共振区又称为阻尼控制区。

(2) 质量控制区 随着声波频率的提高,共振影响逐渐消失,介质的振动速度开始受介质惯性质量(单位面积质量)的影响。在这一区域介质面密度越大,隔声量越大;频率越高,隔声量也越大。隔声罩的应用就是发挥质量控制的作用,使其在相当的频率范围内取得有效的隔声效

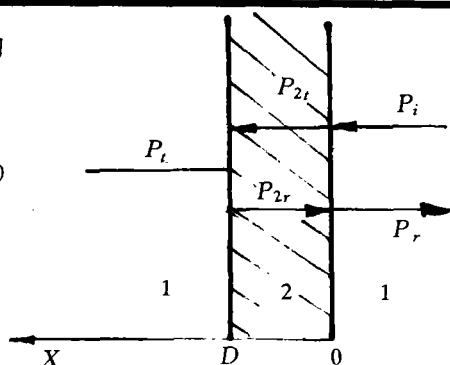


图1 声波通过介质时的透射与反射

果。

(3) 吻合效应和质量控制延续区 如图 2 所示, 在质量控制区后隔声量随声波频率继续上升, 而隔声量大幅度下降。隔声量开始下降的频率为质量控制区的上限频率, 这个频率也称为临界频率, 这种效应称为吻合效应。所谓的吻合效应就是当某一频率的声波以一定的角度投射到介质上, 使入射声波的波长在介质上的投影刚好等于介质的固有弯曲波长, 即空气中声波在介质上的投影与介质的弯曲波吻合, 从而激发介质的固有振动, 同时向另一侧辐射与入射声波相同声强的透射声波。产生吻合效应的临界频率为:

$$f_c = \frac{2 \times 10^4}{h} \sqrt{\frac{\rho}{E}} \quad (\text{Hz})$$

其中: h 为介质材料的厚度, 单位: m ; ρ 为介质材料的容重, 单位: kg/m^3 ; E 为介质材料的静态弹性模量, 单位: kgf/m^2 。

1.3 吸声材料

吸声材料的吸声性能是用吸声系数 α 来表示的, 它的大小为:

$$\alpha = \frac{E_{\text{吸收}}}{E_{\text{入射}}} = \frac{E_{\text{入射}} - E_{\text{反射}}}{E_{\text{入射}}}$$

式中: $E_{\text{入射}}$ 为入射声波能量; $E_{\text{反射}}$ 为反射声波能量。

对材料的吸声系数的测量有两种方法, 一种是混响室法, 另一种是驻波管法。一般采用驻波管法测量值表示。

2 隔声罩的设计

隔声罩阻碍声波传播主要有两方面的作用, 一方面是内层吸声材料的吸声作用, 另一方面是罩体的隔声作用。

2.1 隔声罩体的设计及材料的选用

隔声罩体是一个密闭的壳体, 结构上尽量减少声音的泄漏, 同时要满足强度和刚度的要求, 还必须便于操作、维修、倒磨。对试验磨机采用剖分式结构, 生产用磨机采用块状组合结构, 便于拆装, 方便移动, 又能密封。隔声罩一般有三层: 外层(罩体)采用金属板材, 对球磨机一般采用 $1 \sim 2\text{mm}$ 的钢板, 钢板越厚, 低频隔声效果越好, 但吻合效应频率(即临界频率)越低。对生产用磨机还需要金属骨架支承; 中间层是阻尼材料, 这主要是用于削弱低频共振区和高频吻合区的透射声强, 阻尼材料一般采用沥青和麻丝粘附在罩体内壁上; 内层是吸声材料, 球磨机噪声频域较广, 罩体的临界频率以上仍有较强的噪声, 这就要求吸声材料在高频区有较好的吸声效果, 同时还要求吸声材料对环境的适应。超细玻璃纤维棉是一种较为理想的吸声材料, 它不仅有良好的高频吸声效果, 而且有耐腐蚀、耐高温、容重小、防蛀、隔热等优点。一般采用容重为 $12 \sim 24\text{kg}/\text{m}^3$, 厚度在 $5 \sim 15\text{cm}$ 之间的超细玻璃纤维棉。容重越大, 厚度越大, 低频吸声效果越好, 高频吸声效果也越弱, 这种材料的吸声系数在不同的频域范围内为 $0.1 \sim 0.98$ 之间。

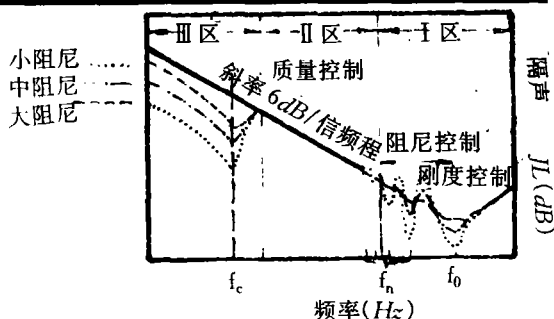


图 2 不同频率范围内介质的隔声性能分布

例如对 $\Phi 500 \times 500$ 的球磨机隔声罩的设计, 采用上、下剖分的结构, 外层选用 1mm 厚的钢板, 内壁涂有 1.5~2mm 厚的麻丝沥青, 内层附着容重 $20\text{kg}/\text{m}^3$ 、厚度为 5cm 的超细玻璃纤维棉。其结构示意图见图 3 所示。

2.2 参数计算

对隔声罩性能参数的计算, 以 $\Phi 500 \times 500$ 的试验磨机为例:

(1) 罩体的隔声量 罩体在质量控制区隔声的近似计算公式为:

$$R = 20\lg(Mf) - 48$$

当钢板厚度为 1mm 时, 其面密度为: $M = 7.8\text{kg}/\text{m}^2$ 。不同频率下 1mm 厚度钢板隔声罩的隔声量计算结果如表 2。

从公式与表中数据可见, 在质量控制区频率越高, 隔声量越大; 钢板越厚, 面密度越大, 隔声量越大。

表 2 不同频率下 1mm 厚度钢板隔声罩的隔声量

频率 f	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000
R (dB)	4.5	9.8	15.2	20.6	26.5	31.5	36.9	42.5	47.7

(2) 共振频率、临界频率 1~2mm 钢板的第一个共振点的频率都在 20Hz 以下, 高阶共振主要依赖于阻尼衰减。共振频率越高, 阻尼的衰减作用越大。临界频率(吻合频率)的计算公式为:

$$f_c = \frac{2 \times 10^4}{h} (\rho/E)^{1/2}$$

式中: $\rho/E = 0.38 \times 10^{-4}$; h 为钢板厚度, 单位: m。

当 $h = 1\text{mm}$ 时, $f_c = 12000\text{Hz}$; $h = 2\text{mm}$ 时, $f_c = 6000\text{Hz}$ 。

(3) 吸声材料的吸声系数 超细玻璃纤维的吸声系数与其本身的容重、厚度、噪声的频率有关, 几个常用的超细玻璃纤维的吸声系数情况见表 3。

3 试验结果测试

为试验磨机设计的隔声罩采用的剖分结构, 罩体选用 1mm 钢板, 厚度为 1.5mm 左右的沥青麻丝作为阻尼材料, 吸声材料选用的是容重 $20\text{kg}/\text{m}^3$ 厚度为 5cm 的超细玻璃纤维棉, 加了隔声罩前后的噪声分布测试情况见表 4。从表 4 测试结果来看, 这种隔声罩在频率为 500~4000Hz 范围内隔声效果较为理想, 在低频段隔声效果并不明显。一方面是由于低频段噪声声压本身就很低, 另一方面是由于隔声罩的隔声量和吸声材料的吸声系数都较低, 再加之低频段也是隔声罩壳体的高阶共振区。特别是在频率为 31.5Hz 时加罩后的噪声声压级反而有点增加, 这就是共振的影响, 但由于这一区域的噪声本来就很低, 并不影响最终的隔振效果, 加罩后的综合效果为 A 声级 84dB。

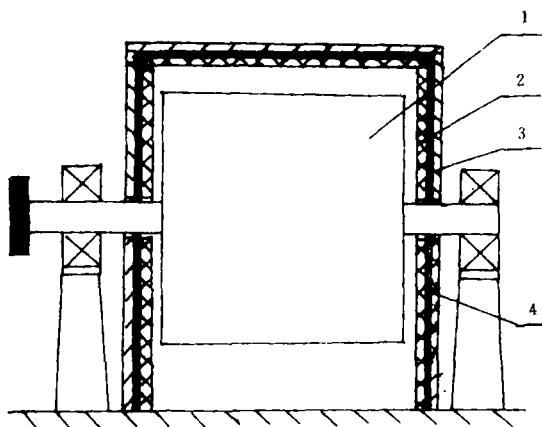


图 3 球磨机隔声罩结构示意图

1-球磨机, 2-玻璃纤维层,
3-金属外罩, 4-沥青涂层

表 3 几种常用超细玻璃纤维棉各频率下的吸声系数特性表

厚度 cm	容重 kg/m ³	各频率下的吸声系数					
		125	250	500	1000	2000	4000
2.5		0.1	0.14	0.3	0.5	0.9	0.7
5	12	0.06	0.16	0.68	0.98	0.93	0.90
5	17	0.06	0.19	0.71	0.98	0.91	0.90
5	20	0.1	0.35	0.85	0.85	0.86	0.86
5	24	0.10	0.30	0.85	0.85	0.85	0.85
10	20	0.25	0.60	0.85	0.87	0.87	0.85
15	20	0.50	0.80	0.85	0.85	0.86	0.80

表 4 安装隔声罩前后试验磨机频率噪声分布表

	A 声级 dB	倍频程频率噪声分布情况 (频率单位 Hz 噪声单位 dB)								
		31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
加罩前	107	71	76.3	86	88.5	98	103	100	89	70.5
加罩后	84	71.5	75	76	79	81	82	79	75.5	60

4 综合分析

从计算分析和试验结果来看,利用隔声罩来改善球磨机的工作环境是有一定效果的。但如何充分利用隔声罩来提高隔声效果,就需要综合分析,统筹考虑。球磨机噪声的频域分布较宽,尤其是生产用球磨机在 80dB 以上的频率范围在 31.5~12000Hz。为了提高低频段的隔声量,可通过增加罩壳的厚度来增加面密度,以提高低频段的隔声系数。增加罩壳厚度的同时,它的临界频率也随之降低,降低了高频带的隔声量。这时高频噪声一方面通过增加阻尼来降低透射声强,更主要的是要选择性能合适的吸声材料,对超细玻璃纤维来说应选择合适的容重和厚度,以提高高频段吸声效果。另外理论计算与实际效果会有一定差距,一部分是由于计算隔声是在质量控制区,忽略了低频共振和高频吻合的影响;另一部分是由于结构上的原因,隔声罩在结构上虽然尽量做到密封,但实际上很难做到完全封闭,泄漏量越大,理论计算量误差越大。只要设计、选材合适,采用本文所述的隔声技术,完全可以将各种类型的球磨机噪声控制在国家规定的标准范围以内。

参考文献

- 1 Lewis H. Bell. Industrial Noise Control. MARCEL DEKKER, INC. New York 1982
- 2 方丹群等,王文奇,孙家麒编著. 噪声控制. 北京出版社. 1986

(上接第 5 页)

参考文献

- 1 管荣法主编. 凸轮与凸轮机构. 北京:国防工业出版社. 1993
- 2 陆金贵主编. 凸轮制造技术. 北京:机械工业出版社. 1986
- 3 王文博主编. 机构和机械零部件优化设计. 北京:机械工业出版社. 1990
- 4 Chen F. Y, Mechanics and Design of Cam Mechanics Pergamon Press, New York, 1982
- 5 Kawasaki, S., et al, Lift Error on Grinding Cam Profile, Annals of the CIRP. Vol 24. 1, 1975