

噪声控制工程学

(下册)

方丹群 张 斌 编著
孙家麒 卢伟健



科学出版社

噪声控制工程学

(下册)

方丹群 张 斌 孙家麒 卢伟健 编著

科学出版社

北 京

内 容 简 介

本书包括绪论、16章和4个附录,从基础理论到技术应用都作了详细的介绍,总结了噪声控制工程学发展的历程,对当前热议的噪声伤害、声源识别、噪声地图、声景观等技术也作了详细的论述。第十六章的工程实例代表了当前噪声控制工程技术的应用精华,为读者的学习研究提供了经验素材。本书建立了噪声控制工程学学科理论,完成了噪声控制工程学学科体系的建立,具有较高的科学性、综合性、新颖性、实用性和权威性。

本书可作为声学、环境、机械、建筑等相关专业的高年级本科生、研究生的教材使用,也可作为相关专业科研工作者和工程师的参考书。

图书在版编目(CIP)数据

噪声控制工程学(上、下册)/方丹群等编著. —北京:科学出版社,2013.4
ISBN 978-7-03-036816-4

I. ①噪… II. ①方… III. ①噪声控制 IV. ①TB535

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2013)第 038099 号

责任编辑:刘凤娟 尹彦芳/责任校对:郭瑞芝

责任印制:钱玉芬/封面设计:耕者设计

科学出版社 出版

北京东黄城根北街16号

邮政编码:100717

<http://www.sciencep.com>

北京天时彩色印刷有限公司 印刷

科学出版社发行 各地新华书店经销

*

2013年4月第一版 开本:B5(720×1000)

2013年4月第一次印刷 印张:76

字数:1 462 000

定价:298.00元(含上、下册)

(如有印装质量问题,我社负责调换)

编 著 委 员 会

主 编：方丹群 张 斌

副主编：孙家麒 卢伟健

编 委：李林凌 邵 斌 朱亦丹 吕玉恒 户文成
魏志勇 宋瑞祥 王世强 秦 勤 徐 欣
李孝宽 刘 磊 丁永华 李宪同 蒋从双
杨 洁 苏宏兵 耿晓音 吴 瑞 贾智博
张丽娟 姚 琨 李贤徽 肖伟民 徐 民

前 言

《噪声控制工程学》全书共分为绪论和 16 章:在绪论中,介绍了噪声控制工程学的诞生和发展,简述了噪声控制工程学的发展史;第 1 章系统讲述了噪声控制的基础理论——振动与声波;第 2 章全面介绍人的听觉生理与噪声评价;第 3 章根据作者的调查资料和研究成果,结合国内外最新进展,论述了噪声与振动的生理效应与危害,并用大量事实证明,噪声振动将对人体构成伤害;第 4 章介绍了目前噪声与振动测量系统及相关的测量技术;第 5 章较为完整地叙述了噪声源的特点,为从源头控制噪声提供了理论依据;第 6 章简单介绍了噪声控制的原则与常规控制技术,以及“声景观”的概念;第 7 章集中介绍了噪声源识别原理与技术,其中有些是当前最新发展并正在成为“热门”的技术,以及正在完善中的技术;第 8 章根据国内外最新的研究成果,介绍了噪声预测与评价技术以及中国和其他多国噪声地图的成果和状况,并深入探讨了城市噪声地图的技术和应用,为城市声环境管理和规划提供了依据;第 9 章是在第 5 章的基础上从产品结构优化、材料选型、新的设计理念等方面叙述声源降噪技术与方法;第 10 章介绍了吸声的理论和计算方法,以及各种吸声材料和吸声结构;第 11 章介绍了隔声原理、方法和计算,给出了各种隔声材料和构件;第 12 章介绍了各种消声器的原理、结构、理论计算和设计方法,并给出应用范例;第 13 章介绍了振动控制的一般原理和常规技术,主要讨论了隔振技术及其应用;第 14 章全面地介绍了噪声环境下的听力保护技术,为听力保护计划的实施提供了理论依据;第 15 章介绍了有关噪声测量、控制和管理方面的国家规范及标准;第 16 章介绍了国内有代表性的 19 个噪声和振动控制工程实例,其中部分实例为国内首创。

本书总结了噪声控制工程学的研究成果,给出了噪声发生、传播、评价、测量、生理心理病理效应、标准规范以及各类噪声控制工程技术方法,噪声控制工程化、产业化的具体内容,完善了噪声控制工程学的学科体系,具有科学性、综合性、新颖性、实用性和权威性。这是继《噪声控制》之后,又一部较完整、系统的著作。

本书在撰写过程中,得到作者所在单位北京市劳动保护科学研究所和国家环境保护城市噪声与振动控制工程技术中心和同行专家的大力支持和帮助。特此表示衷心的感谢。

本书内容涉及噪声与振动控制领域各个方面,篇幅较长,在内容上不免存在一些术语及文字纰漏,望读者提出宝贵意见,供作者及时进行修正。

编著者

2012年5月21日

目 录

(上册)

绪论 噪声控制工程学的诞生和发展	1
第 1 章 振动与声波	17
第 2 章 听觉生理和噪声评价	117
第 3 章 噪声振动的生理效应及危害	154
第 4 章 噪声与振动测量技术	221
第 5 章 噪声源	276
第 6 章 噪声控制方法和原则	365
第 7 章 噪声源识别	388
第 8 章 噪声预测与噪声地图	417
第 9 章 声源降噪	463
第 10 章 室内声学 and 吸声减噪	540

(下册)

第 11 章 隔声降噪	609
11.1 隔声基本原理和计算	609
11.2 隔声性能的测量	624
11.3 工程中常用的隔声材料、构件、墙体的隔声性能	633
11.4 隔声门	640
11.5 隔声窗	645
11.6 隔声罩	648
11.7 隔声屏	654
11.8 隔声室	659
11.9 撞击声	660
11.10 隔声设计	666
参考文献	674

第 12 章 消声器	675
12.1 消声器的种类与性能评价	675
12.2 阻性消声器	684
12.3 扩张室抗性消声器	713
12.4 共振腔抗性消声器	732
12.5 阻抗复合消声器	745
12.6 微穿孔板消声器	756
12.7 小孔喷注消声和多孔扩散消声器	778
12.8 通风空调消声器及其设计	805
12.9 汽车消声器及其设计	826
参考文献	846
第 13 章 振动控制技术	848
13.1 振动标准	848
13.2 振动控制的基本方法与阻尼减振	852
13.3 隔振原理及技术	863
13.4 隔振设计	869
参考文献	942
第 14 章 听力保护技术	943
14.1 噪声暴露基本概念	943
14.2 听力损失机理和听力曲线图	947
14.3 听力测试	950
14.4 国内外噪声暴露现状	953
14.5 听力保护措施	971
14.6 护听器的选择	980
14.7 听力保护计划	990
参考文献	994
第 15 章 噪声标准规范	997
15.1 噪声标准的历史	997
15.2 环境噪声标准	1003
15.3 交通运输噪声标准	1009
15.4 家用电器噪声标准	1021
15.5 噪声控制标准	1022

15.6	听力卫生标准	1030
15.7	中国噪声标准规范索引	1031
第 16 章	噪声与振动控制工程实例	1037
16.1	浙江兰溪电厂冷却塔消声降噪工程	1037
16.2	地铁站通风系统噪声控制工程实例	1040
16.3	国家大剧院空调系统噪声振动控制工程	1046
16.4	飞机发动机试车台消声降噪工程	1057
16.5	北京太阳宫燃气电厂噪声控制工程	1059
16.6	某发电厂设备主要噪声控制工程	1066
16.7	宝山钢铁三热轧区域噪声治理工程	1069
16.8	世贸天阶大型冷水塔噪声综合治理工程	1081
16.9	炼铁厂球团车间鼓风机噪声控制	1084
16.10	苏州桥隔声屏障的设计与实施	1089
16.11	室内声屏障的应用实例	1093
16.12	发电厂厂界隔声屏障(降低居民区噪声)工程实例	1096
16.13	16 吨电液锻锤隔振	1099
16.14	阻尼弹簧浮置板隔振道床工程国产化研发	1101
16.15	减振板式无碴轨道结构的应用	1112
16.16	某发电厂锅炉风机噪声治理	1117
16.17	微穿孔板消声器降低大型冷却塔噪声	1123
16.18	汽车试车场环境噪声治理工程——隔声屏障	1129
16.19	高架道路全封闭声屏障	1136
附录 1	中华人民共和国环境噪声污染防治法	1143
附录 2	工业企业噪声控制设计规范	1150
附录 3	声环境质量标准	1170
附录 4	地面交通噪声污染防治技术政策	1183
附录 5	关于加强环境噪声污染防治工作改善城乡声环境质量的指导意见	1186
索引		1191

第 11 章 隔 声 降 噪

声波在传播过程中遇到障碍物时,在分界面处将会产生反射与透射,如果透射的声能与入射声能相比很低,则称该障碍物具有隔声性能。隔声与吸声是完全不同的概念,吸声性能强的材料不一定具有良好的隔声能力,但是工程实践中,一个好的隔声工程设计,往往是隔声材料与吸声材料的复合应用,组成隔声构件,如隔声门、隔声窗、隔声墙体、隔声吊顶、隔声屏障等。本章重点在于阐述隔声的基本原理,以及介绍常见的隔声材料和隔声构件的性质与应用。

11.1 隔声基本原理和计算

11.1.1 单层均匀介质的隔声

1. 边界条件和透射声波与入射声波声压比

假设一层均匀各向同性的固体介质在空间中无限延伸,将大气分成左右两部分,平面声波从左向右传播,传播方向垂直于介质层,如图 11.1 所示。

声波穿透介质层必须通过两个界面,一个是 从空气到固体的界面,另一个是从固体到空气的界面。由于界面特性阻抗的骤然变化,声波将产生两次反射。

设介质厚度为 D ,空气的特性阻抗为 $R_1 = \rho_1 c_1$, 介质特性阻抗为 $R_2 = \rho_2 c_2$, 入射声波和透射声波的声压和质点振动速度分别由 p_i 、 v_i 和 p_t 、 v_t 表示,反射声波由 p_{1r} 和 v_{1r} 表示,固体介质中的入射波与反射波分别由 p_{2t} 、 v_{2t} 和 p_{2r} 、 v_{2r} 表示。

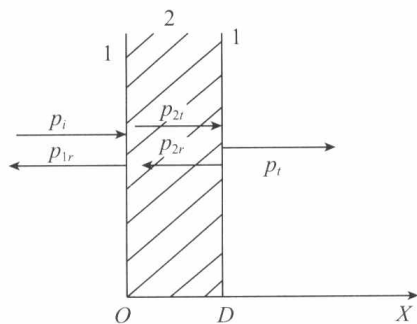


图 11.1 穿透介质过程中的各列平面波

如按图 11.1 选取坐标,则上述各列声波可表示为

$$\begin{aligned} p_i &= p_{iA} e^{j(\omega t - k_1 x)} & p_{1r} &= p_{1rA} e^{j(\omega t + k_1 x)} \\ v_i &= v_{iA} e^{j(\omega t - k_1 x)} & v_{1r} &= v_{1rA} e^{j(\omega t + k_1 x)} \\ p_{2t} &= p_{2tA} e^{j(\omega t - k_2 x)} & v_{2t} &= v_{2tA} e^{j(\omega t - k_2 x)} \\ p_{2r} &= p_{2rA} e^{j(\omega t + k_2 x)} & v_{2r} &= v_{2rA} e^{j(\omega t + k_2 x)} \end{aligned}$$

$$p_t = p_{tA} e^{j[\omega t - k_1(x-D)]} \quad v_t = v_{tA} e^{j[\omega t - k_1(x-D)]}$$

式中, $k_1 = \frac{\omega}{c_1}, k_2 = \frac{\omega}{c_2}$ 。

因为各列声波均为平面波, 所以有

$$\begin{aligned} v_{iA} &= \frac{p_{iA}}{R_1} & v_{1rA} &= -\frac{p_{1rA}}{R_1} & v_{2tA} &= \frac{p_{2tA}}{R_2} \\ v_{2rA} &= -\frac{p_{2rA}}{R_2} & v_{tA} &= \frac{p_{tA}}{R_1} \end{aligned}$$

应用声波在界面的声压与法向质点速度连续条件可以得到如下两个方程组:

$$\begin{cases} p_{iA} + p_{1rA} = p_{2tA} + p_{2rA} \\ p_{iA} - p_{1rA} = \frac{R_1}{R_2} (p_{2tA} - p_{2rA}) \end{cases}$$

$$\begin{cases} p_{2tA} e^{-jk_2 D} + p_{2rA} e^{jk_2 D} = p_{tA} \\ p_{2tA} e^{-jk_2 D} - p_{2rA} e^{jk_2 D} = \frac{R_2}{R_1} p_{tA} \end{cases}$$

通过上述两个方程组可以求得透射声波在 $X=D$ 界面上的声压与入射声波在 $X=O$ 界面上的声压之比为

$$t_p = \frac{p_{tA}}{p_{iA}} = \frac{2}{[4 \cos^2 k_2 D + (R_{12} + R_{21})^2 \sin^2 k_2 D]^{\frac{1}{2}}} \quad (11.1)$$

式中, $R_{12} = \frac{R_2}{R_1}, R_{21} = \frac{R_1}{R_2}$ 。

2. 透声系数

透射波声强与入射波声强之比, 即固体介质层的声强透射系数, 又称透声系数。

$$\tau = \frac{I_t}{I_i} = \frac{|p_{tA}|^2 / R_1}{|p_{iA}|^2 / R_1} = \frac{4}{4 \cos^2 k_2 D + (R_{12} + R_{21})^2 \sin^2 k_2 D} \quad (11.2)$$

透声系数表征介质层的隔声特性, 透声系数越低隔声性能越好。从式(11.2)可以看到, 透声系数大小与 $\frac{R_1}{R_2}$ 有关, 隔声性能还与介质层的厚度 D 和声波波长 λ 之比有关。式(11.2)可改写为

$$\tau = \frac{8}{4 + (R_{12} + R_{21})^2 + [4 - (R_{12} + R_{21})^2] \cos 2k_2 D} \quad (11.3)$$

因此, 若介质厚度 D 为 $1/4$ 波长的偶数倍时, 即 $2k_2 D$ 为 π 的偶数倍时, 两次反射波同相, 透射系数有最小值, 透射过介质的声波就很微弱。若介质厚度 D 为 $1/4$ 波长的奇数倍时, 即 $2k_2 D$ 为 π 的奇数倍时, 两次的反射波反相, 透射系数有最大值, 介质的隔声能力很低。

如果声波以某一入射角度 θ 穿透介质层, 导出其透声系数为

$$\tau_{\theta_i} = \frac{4}{4 \cos^2 k'_2 D + \left(\frac{z_2}{z_1} + \frac{z_1}{z_2} \right)^2 \sin^2 k'_2 D} \quad (11.4)$$

式中, $z_1 = \frac{R_1}{\cos \theta_i}$, 为空气的法向声阻抗率; $z_2 = \frac{R_2}{\cos \theta_{2i}}$, 为介质的法向声阻抗率; θ_{2i} 为介质层中的折射角; $k'_2 = k_2 \cos \theta_{2i}$, 为波矢量在 x 方向的分量。

一般常用固体材料的特性阻抗 R_2 比空气特性阻抗 R_1 大得多, 所以式(11.4)中的 $\frac{z_1}{z_2} \ll 1$ 可以忽略不计。假设介质厚度 D 远远小于入射声波波长 λ , 即满足 $k'_2 D < 0.5$, 则有 $\sin k'_2 D \approx k'_2 D$ 和 $\cos k'_2 D \approx 1$, 此时式(11.4)可以写为

$$\tau_{\theta_i} = \frac{4}{4 + \left(\frac{z_2}{z_1} k'_2 D \right)^2} \quad (11.5)$$

又

$$\frac{z_2}{z_1} k'_2 D = \frac{\omega M_2}{\rho_1 c_1} \cos \theta_i$$

式中, $M_2 = \rho_2 D$ 为介质层的面密度 (kg/m^2), 所以

$$\tau_{\theta_i} = \frac{4}{4 + \left(\frac{\omega M_2}{\rho_1 c_1} \cos \theta_i \right)^2} \quad (11.6)$$

3. 隔声量

表征隔声本领的另一个常用量是隔声量 R 。隔声量是介质前后表面声强级之差。

$$R_{\theta_i} = L_{li} - L_{lt} = 10 \lg \frac{I_i}{I_t} \quad (11.7)$$

利用透射系数的定义, 可得

$$R_{\theta_i} = 10 \lg \frac{1}{\tau_{\theta_i}} = 10 \lg \left[1 + \left(\frac{\omega M_2}{2 \rho_1 c_1} \cos \theta_i \right)^2 \right] \quad (11.8)$$

对于一般常用的固体隔声材料, 如钢板、木板、砖墙、玻璃等, 常能满足 $\frac{\omega M_2 \cos \theta_i}{2 \rho_1 c_1} \gg 1$ 的条件, 因此, 隔声量可以写为

$$R_{\theta_i} = 10 \lg \left(\frac{\omega M_2}{2 \rho_1 c_1} \cos \theta_i \right)^2 \quad (11.9)$$

上式说明介质面密度加倍, 隔声量提高 6dB; 频率升高一倍, 隔声量也增加 6dB, 这就是著名的隔声质量定律。

对于无规入射声波, 声能均匀地从各个方向入射, 介质对声能的总的透射系数

应是各个方向透射系数的加权平均值,而加权指数与入射角有关,因此,有

$$\begin{aligned}\bar{\tau} &= \frac{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \tau(\theta) \cos\theta \sin\theta d\theta}{\int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos\theta \sin\theta d\theta} = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \tau(\theta) \cos\theta \sin\theta d\theta = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{\cos\theta \sin\theta}{1 + \left(\frac{\omega M_2}{2\rho_1 c_1} \cos\theta\right)^2} d\theta \\ &= \left(\frac{2\rho_1 c_1}{\omega M_2}\right)^2 \ln \left[1 + \left(\frac{\omega M_2}{2\rho_1 c_1}\right)^2 \right]\end{aligned}$$

则无规入射的隔声量为

$$R_M = 10 \lg \frac{1}{\bar{\tau}} = 20 \lg \left(\frac{\omega M_2}{2\rho_1 c_1} \right) - 10 \lg \left\{ \ln \left[1 + \left(\frac{\omega M_2}{2\rho_1 c_1} \right)^2 \right] \right\} \quad (11.10)$$

同样地,常有 $\frac{\omega M_2 \cos\theta_i}{2\rho_1 c_1} \gg 1$, 所以式(11.10)可简化为

$$R_M \approx R_0 - 10 \lg(0.23R_0) \quad (11.11)$$

式中, $R_0 = 20 \lg \left(\frac{\omega M_2}{2\rho_1 c_1} \right)$ 为正入射声波介质层的隔声量。上式还利用了数学关系

$$\ln x = \frac{\lg x}{\lg e} \approx 2.3 \lg x$$

介质层的理论隔声曲线如图 11.2 所示。

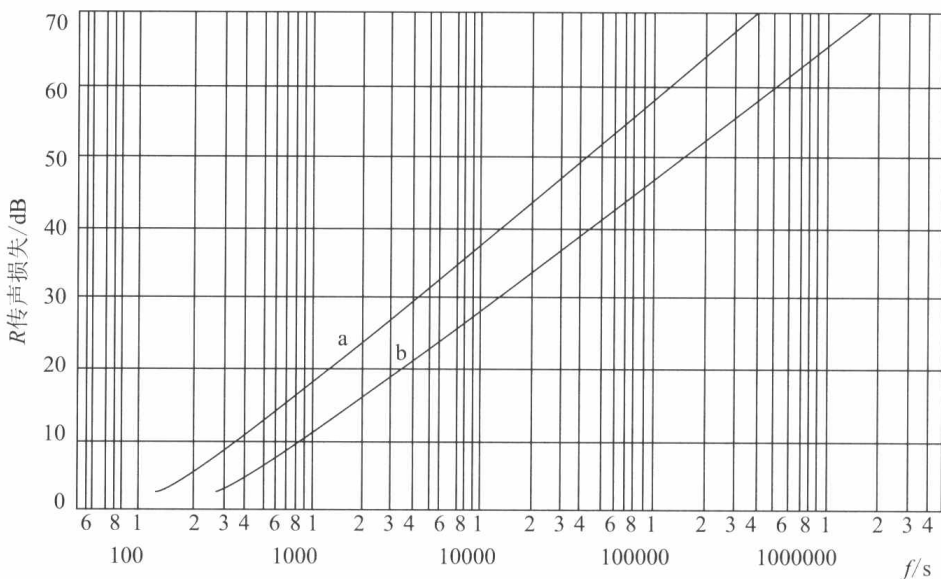


图 11.2 介质层的理论隔声曲线

a. 介质层对垂直入射声波的隔声特性; b. 介质层对无规入射声波的隔声特性

在工程实践中,常把要隔绝的噪声近似视为无规入射声波,所以式(11.11)具有一定的实用价值。但是,用这个公式计算隔声量较为复杂,为实用方便往往采用较简单的近似计算公式。下面给出两个不同出处的近似公式,以供参考。

$$R = 18\lg(Mf) - 44 \tag{11.12}$$

或 $R = 20\lg(Mf) - 47 \tag{11.13}$

式中, M 为介质层的面密度; f 为声波频率。

实际上,板不可能像推导理论计算公式那样,是无限大柔性障板。由于受到劲度、吻合效应、阻尼和边界条件的影响,板实际的隔声量达不到理论公式计算的结果。大量实验表明,面密度增加一倍时,或提高一个倍频程,隔声量增加 4~5dB。

实际工程中,需要估算单层墙对各频率的平均隔声量,在 100~3200Hz 范围内求平均,用平均隔声量表示,则

$$\bar{R} = 13.5\lg M + 14 \quad M \leq 200\text{kg/m}^2 \tag{11.14}$$

$$\bar{R} = 16\lg M + 8 \quad M > 200\text{kg/m}^2 \tag{11.15}$$

4. 吻合效应

上述对介质隔声量的讨论忽略了介质自身弹性与声波之间的相互作用,实际上,隔声板材表面受入射声波作用可能会产生弯曲振动,从而起到振动传播的作用,有利于声波的透射。当声波的频率达到一定的临界频率时,这种弯曲振动最为强烈,这时,透射声波能力最强,出现所谓的吻合效应,如图 11.3 所示。

如图 11.3,平面声波以角度 ϕ_0 入射板材,其波前与板材表面也有一夹角 ϕ_0 。任取波前中的一段(如图 11.3 中的 AC),那么,最下方的 A 点将首先到达板材表面。由于声波的作用,点 A 处产生的弯曲振动开始向点 B 处传播,当弯曲波与波前最上方的点 C 同时到达点 B 时,点 B 处的振动将达到最大值。根据图中的几何关系,可以求得吻合效应发生的条件:

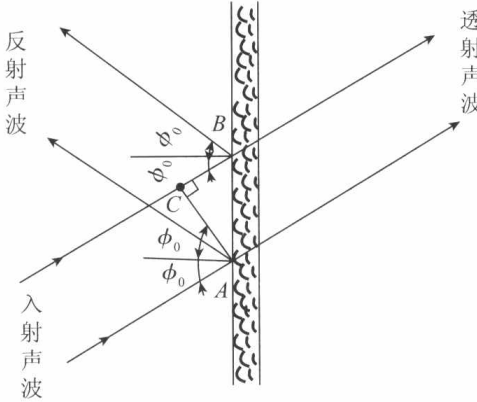


图 11.3 吻合效应示意图

$$\frac{AB}{c_b} = \frac{BC}{c_0} = \frac{AB}{c_0} \sin \phi_0$$

即 $\sin \phi_0 = \frac{c_0}{c_b} \tag{11.16}$

式中, c_b 为弯曲波的传播速度。

由于是从声波波前中任意选取的一段,因此,在声波作用的范围内,板材将受激产生较强的振动。这样,入射声波将通过这种振动透射到介质背面,从而增强了透声,降低了板材的隔声能力,这种现象就称为吻合效应。当然,受限于板材本身

的阻尼作用,这种受迫振动不会被无限地加强,但在一定条件下,吻合效应对板材在某些频率点或频率范围内的隔声能力会产生严重的影响。

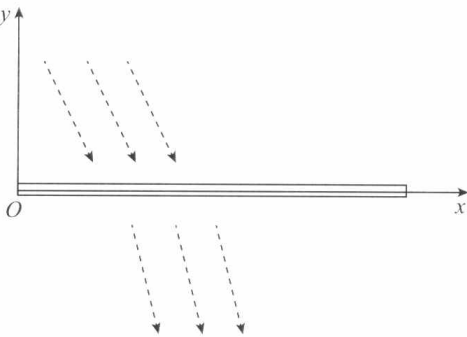


图 11.4 一维梁弯曲振动

从式(11.16)可以看出,当 $c_b < c_0$ 时, $\sin\phi_0 > 1$, 式(11.16)不成立,也就是说,当弯曲波的速度低于声波速度时,吻合效应将不会发生。只有在 $c_b \geq c_0$ 的条件下,吻合效应才会出现。因此, c_b 的大小决定了吻合效应是否可能出现。下面,利用梁的弯曲振动理论分析一下弯曲波波速 c_b 与哪些因素有关。

如图 11.4 所示,考虑简单的一维弯曲振动,利用梁的弯曲理论进行分析。假设弯曲刚度为 D ,那么,声波对板材的作用可用下面的运动方程进行描述:

$$\frac{m}{S} \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \frac{D}{S} \frac{\partial^4 x}{\partial y^4} = 2(p_i - p_t) \tag{11.17}$$

式中, m 为板材的质量; S 为板材的表面积。

求解此方程,可得到,板材的声阻抗率为

$$z_a = j(\omega M - B\omega^3 \frac{\sin^4 \phi_0}{c_0^2}) \tag{11.18}$$

式中, M 为板材面密度; $B = \frac{D}{S}$ 为单位面积的弯曲刚度。

当 $z_a = 0$ 时, 声波完全透射到介质另一边,有

$$f = \frac{c_0^2}{2\pi} \sqrt{\frac{M}{B}} \frac{1}{\sin^2 \phi_0} \tag{11.19}$$

当 $\phi_0 = \frac{\pi}{2}$ 时, f 具有最小值,因此,可能发生吻合效应的最低频率,即临界频率为

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{M}{B}} \tag{11.20}$$

对于大多数材料来说,一般有

$$B \approx \frac{Eh^2}{12}$$

式中, E 为板材的弹性模量; h 为板材的厚度。

因此,有

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi h} \sqrt{\frac{12\rho}{E}} \approx \frac{c^2}{1.8h} \sqrt{\frac{\rho}{E}} \tag{11.21}$$

f_c 是发生吻合效应的临界频率,当声波频率 f 高于 f_c 时,总存在一定的角 ϕ_0 使式(11.16)成立,这个角度 ϕ_0 即为与 f 相应的临界角。从上面的推导过程可以看到, f_c 是掠入射($\phi_0 = \frac{\pi}{2}$)时的吻合频率;随着入射角度的减少,吻合频率向高频方向移动;而当 $\phi_0 = 0$ 时,声波垂直入射,式(11.16)中的频率趋向无穷大,也就是说,垂直入射的声波不会与板材产生吻合效应。对于隔声设计来说,吻合效应是必须尽量避免的。由式 11.21 可见,又厚又坚实的介质,如混凝土、砖墙等构件弯曲刚度比较大,临界吻合频率往往出现在低频段,容易出现吻合效应;柔顺而薄的构件,如各种金属或非金属薄板,临界吻合频率则出现在高频段,吻合效应反而较弱。常用材料吻合效应临界频率计算所需基本参数如表 11.1 所示。

表 11.1 常用隔声材料的密度和弹性模量

材料名称	密度/(kg/m ³)	弹性模量/(N/m ²)	材料名称	密度/(kg/m ³)	弹性模量/(N/m ²)
钢铁	7900	2.1×10^{11}	硬质板	800	2.1×10^9
铸铁	7900	1.5×10^{11}	颗粒板	1000	3.0×10^9
铜	9000	1.3×10^{11}	软质纤维板 A	400	1.2×10^9
铝	2700	7.0×10^{10}	软质纤维板 B	500	7.0×10^8
铅	11200	1.6×10^{10}	石膏板	800	1.9×10^9
玻璃	2500	7.1×10^{10}	石棉板	1900	2.4×10^{10}
普通钢筋混凝土	2300	2.4×10^{10}	石棉水泥平板	1800	1.8×10^{10}
轻质混凝土	1300	4.5×10^9	柔质板	1900	1.5×10^{10}
泡沫混凝土	600	1.5×10^9	石棉珍珠岩板	1500	4.0×10^9
砖	1900	1.6×10^{10}	水泥木丝板	600	2.0×10^8
砂岩	2300	1.7×10^{10}	玻璃纤维增强塑料板	1500	1.0×10^{10}
花岗岩	2700	5.2×10^{10}	氯化乙烯板	1400	3.0×10^9
大理石	2600	7.7×10^{10}	乙烯基纤维	43	1.7×10^7
橡木	850	1.3×10^{10}	氯乙炔泡沫	77	1.7×10^7
杉木	400	5×10^9	氨基甲酸乙酯泡沫	45	4.0×10^6
胶合板	600	$(4.3 \sim 6.3) \times 10^9$	苯烯泡沫	15	2.5×10^6
弹性橡胶	950	$(1.5 \sim 5.0) \times 10^6$	尿素泡沫	15	7.0×10^5

5. 材料隔声的频率特性

从以上的讨论可见,介质的隔声性能在整个频谱上来看,并不完全符合质量定律的描述,较为明显的是在频率 f_c 附近由于吻合效应而发生隔声量的骤降。事实上,由于介质的弹性和阻尼特性,介质的隔声性能在全频域内也不是完全符合质量定律的。质量定律只是一个近似的理想隔声规律,只在一定的频域内适用。单层密实均匀介质的隔声性能实际上主要由它的面密度、刚度和阻尼所决定。图 11.5

是单层均质材料的典型隔声特性曲线,大致可以分为三个区域:刚度阻尼控制区(Ⅰ);质量控制区(Ⅱ);吻合效应区和质量控制延续区(Ⅲ)。

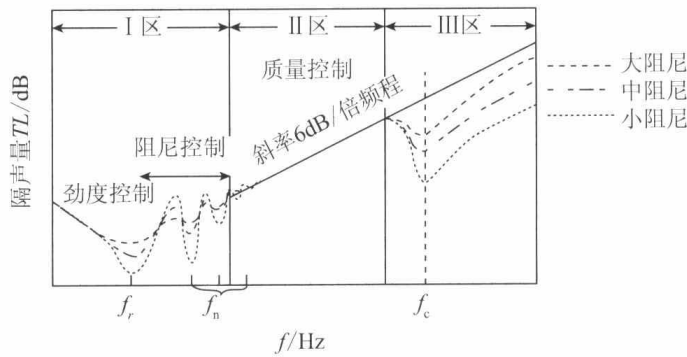


图 11.5 单层均质材料的隔声特性曲线

当声波频率低于介质共振频率时,介质层的特征尺寸远小于声波波长,此时介质层对声波作用的反应就象一个弹簧,其振动速度反比于 k/f , k 为介质的刚度, f 是声波频率。板材的隔声量与刚度成正比,而且受质量和阻尼的影响很小,所以称这个范围为刚度控制区。在这个区域,介质的隔声量随频率的增加,以 6dB/倍频程的斜率下降。当频率等于第一共振频率时,隔声量达到最小值。此后,频率继续增加,声波波长缩小,与介质层的特征尺寸可相互比拟,质量和阻尼对隔声量的影响逐渐显现,在刚度阻尼控制区的后半段形成一个共振区,隔声量随频率的增大,在一系列共振频率 f_n 之间起伏变化,呈振荡态势,其中影响最大的是第一共振频率。对于隔声材料,人们总是希望它的这个区域越小越好,实际共振区的宽度取决于介质的材质、形状、支撑方式和介质自身的阻尼大小。从图 11.5 可以看出机械阻尼越大对共振的振幅抑制作用越强,从图形上看,即共振区的范围缩小了。

随着声波频率进一步的提高,声波波长远小于介质层特征尺寸,共振的影响逐渐消失,板材的振动速度开始受板材惯性质量(单位面积质量)的影响,即进入质量控制区。在质量控制区,板材面密度愈大,受声波激发的振动速度愈小,隔声量愈大;频率愈高,隔声量也愈大。通常采用隔声结构降低噪声,一般应根据噪声的频率特性和降噪需要选择隔声材料或结构,以发挥质量控制作用,使其在相当的频率范围内取得有效的隔声效果。此时,频率特性曲线上升的斜率为 6dB/倍频程;同样,当面密度(质量)增加一倍时,特性曲线向上方平移 6dB。

图 11.5 中 f_c 处的低谷是由于在某个频率上隔声板材与声波产生吻合效应而形成的隔声量大幅度下陷区,又称吻合谷。介质层的阻尼大小影响着吻合谷的深浅,阻尼大则谷较浅,阻尼小则谷较深,因此,增加板材的阻尼可使隔声量下降的趋势得到减缓。经过吻合谷后,隔声量频率特性曲线又逐渐恢复到与质量定律相符的情况,因此,该区域称为质量控制延续区。