主编　马大猷

噪声与振动控制工程手册

机械工业出版社
China Machine Press

ISBN 7-111-10830-2/TB·335

封面设计/电脑制作：姚毅

ISBN 7-111-10830-2

9 787111 108306 >

定价：96.00元

地址：北京市百万庄大街22号　邮政编码：100037
联系电话：(010) 68326294　网址：http://www.cmpbook.com
E-mail:online@cmpbook.com

噪声与振动控制工程手册

主　编　　马大猷

副主编　孙家麒　程明昆　章奎生　吕玉恒　方庆川

编　　委

（按姓氏笔划排列）

丁国强　　马大猷　　方庆川　　吕玉恒

孙家麒　　张向慧　　沈　嵘　　陈克安

金志春　　战嘉恺　　胡俊民　　章奎生

程明昆　　董金英　　辜小安

机 械 工 业 出 版 社

随着物质文化生活水平的提高，人们追求安静、舒适、文明、温馨的环境，迫切要求解决噪声与振动的影响控制问题。

本手册从噪声与振动控制技术的基本理论着手，系统地阐述了隔声、吸声、消声、隔振、阻尼抑振以及最新的有源噪声振动控制技术与数字技术，汇集了大量的噪声与振动控制标准规范、测试方法、声源特性、控制设备、产品材料以及工程实例等，是一部具有科学性、综合性、新颖性、实用性、权威性的大型工具书，也是作者们几十年来在此领域工作实践的成果汇编，体现了当前国内噪声与振动控制技术水平，能满足各类噪声与振动控制设计计算、测量分析、设备选型、施工安装、工程配套等需要。

本手册可供工程设计、环境保护、劳动保护、安全卫生等领域从事设计、生产制造、监测评价、工程管理等的工程技术人员以及有关专业师生使用、参考。

图书在版编目（CIP）数据

噪声与振动控制工程手册/马大猷主编. —北京：机械工业出版社，2002.9

ISBN 7-111-10830-2

Ⅰ.噪… Ⅱ.马… Ⅲ.①噪声控制②振动控制 Ⅳ.TB53

中国版本图书馆 CIP 数据核字（2002）第 063468 号

机械工业出版社（北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037）

责任编辑：曾 红 武 江

封面设计：姚 毅 责任印制：何企君

中国建筑工业出版社密云印刷厂印刷·新华书店北京发行所发行

2002 年 9 月第 1 版第 1 次印刷

1 000mm×1 400mm B5 ·37 印张 ·5 插页 ·1890 千字

0 001—5 000 册

定价：96.00 元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

本社购书热线电话（010）68993821、68326677-2527

封面无防伪标均为盗版

前　言

20 世纪 50 年代起，噪声已成为一种主要的环境污染源。它不仅影响人们正常的工作、学习和休息，而且危害到人的身体健康。为消除噪声污染，20 世纪下半叶，广大声学科技工作者经过长期不懈的努力，在噪声控制研究和工程实践中，做出了令人瞩目的成绩，不仅使噪声污染得到有效的控制，同时促进了工业的发展和产品的进步，令飞机和汽车的性能得到很大的改进，喷气客机的噪声由过去的 120 多分贝降低到目前的 80 多分贝，几乎每十年降低 10 分贝；使家用电器变得更安静，冰箱和空调噪声已降低到 40 分贝甚至 30 分贝……。

进入 21 世纪，随着人们环保意识的加强和生活环境的改善，声质量已成为共同关注的问题。人们不仅要求工作和生活环境更安静、舒适，同时希望声音变得和谐，听起来不再令人讨厌。然而新世纪新形势，已使过去出版的一些噪声控制技术的书籍和工程手册，不能满足广大从事噪声控制和环保工作的工程技术人员的需要。本手册编写的目的，正是试图为广大读者提供一册知识更新、内容更全面的噪声控制工程技术的参考用书。

本手册的编写人员都是多年从事噪声控制的声学工作者，具有丰富的工程实践经验，手册中许多内容是他们实践经验的结晶；同时也广泛吸收了国外研究成果和先进技术。手册共分 13 篇，涉及噪声控制的各个方面。第 1 篇是基础知识的介绍，第 2 篇叙述了日常遇到的各类噪声源及它们的特性；第 3 篇列出了我国至今颁布的有关噪声的各种标准，便于读者查阅；第 4 篇介绍了有关噪声和振动测量的方法和仪器设备；第 5 篇至第 7 篇主要论述噪声控制通常采用的技术措施，即隔声、吸声和消声器；第 8 篇讲述的是振动控制技术；第 9 篇是环境噪声，着重介绍噪声的评价方法、声屏障的设计原理和噪声的环境影响评价方法及步骤；第 10 篇系统介绍了近年来受到重视的有源噪声与振动控制新技术；第 11 篇是声源的降噪技术；第 12 篇给出了若干噪声控制工程的实例；第 13 篇详细介绍了我国市场上能够提供的各种噪声与振动控制产品及测试设备，便于工程技术人员的选用。

由于噪声与振动控制工程技术发展迅速，肯定会有一些新的控制原理和新技术未能纳入手册之中，编写过程中也难免会出现错误，欢迎广大读者提出宝贵意见，以便在第 2 版中加以补充和纠正。出版社编辑人员在编辑过程中认真审核，付出了艰辛的劳动，有关公司为手册提供了详实的资料和财力支持，在此对他们表示诚挚的谢意。

马大猷

2002 年 7 月于北京

目　录

前言

第1篇　基础知识

第1章　术语 …… 3
1.1　声波及其传播 …… 3
1.2　振动与冲击 …… 4
1.3　生理和心理声学 …… 5
1.4　建筑声学 …… 6
1.5　噪声及其控制 …… 7
1.6　噪声测量 …… 9
第2章　单位、级 …… 11
2.1　国际单位制（SI） …… 11
2.2　声学单位 …… 12
2.3　级和分贝 …… 13
第3章　常用符号和常数 …… 16
3.1　常用符号 …… 16
3.1.1　拉丁字母
（按汉语拼音方案发音） …… 16
3.1.2　希腊字母
（括号内为汉语拼音） …… 16
3.2　工程计算用声学常数 …… 17
第4章　声波的物理性质 …… 18
4.1　振动与声波 …… 18
4.2　声波的特性 …… 19
4.3　声波的传播 …… 21
4.4　声波的反射、折射、散射和
衍射 …… 23
4.5　复杂声波的干涉和共振 …… 25
4.6　声波方程 …… 26
4.7　平面声波 …… 27
4.8　球面声波 …… 27
4.9　柱面声波 …… 28
第5章　声波在大气中的传播 …… 29
5.1　声波的发散衰减 …… 29
5.2　空气的物理特性 …… 30
5.3　声屏障的衰减 …… 31
5.4　地面的吸收影响 …… 32
5.5　气象条件对声波传播的影响 …… 32
第6章　管道中的声波 …… 34
6.1　刚性管中的驻波和共振 …… 34
6.2　均匀有限长管道中的声场 …… 35
6.3　非均匀有限长管道中的声场 …… 36
6.4　管道的输入阻抗 …… 38
6.5　管道中高次波的传播 …… 39
6.6　非刚性管道中的声场 …… 40
6.7　管道中声学测量技术的进展 …… 40
第7章　房间内的声波 …… 43
7.1　室内声场的分析方法 …… 43
7.2　大房间内的声场 …… 43
7.3　小房间内的声场 …… 45
7.4　狭长房间内的平面波声场 …… 47
7.5　耦合房间内的声场 …… 48
7.6　室内几何声学 …… 49
第8章　听觉心理和语言清晰度 …… 51
8.1　听觉器官 …… 51
8.2　听觉的基本特性 …… 53
8.3　响度与响度级 …… 54
8.4　掩蔽效应 …… 55
8.5　听觉反射 …… 56
8.6　房间内声音的主观感觉 …… 56
8.7　噪声引起的听力损失 …… 59
8.8　强噪声引起的损伤 …… 59
8.9　语音清晰度 …… 60
第9章　声学试验室及设备 …… 62
9.1　自由声场和消声室 …… 62
9.2　混响声场和混响室 …… 62
9.3　高噪声室 …… 63

9.4 声学模型试验 …… 63
第 10 章 噪声控制中的数字技术 …… 65
10.1 数字信号 …… 65
10.2 噪声信号的实时频率分析 …… 65
10.3 声强的测量 …… 66
10.4 脉冲测量 …… 66
10.5 厅堂内声场模拟 …… 67
10.6 扩声系统的音质模拟 …… 67
10.7 自适应有源噪声控制 …… 68
10.8 大型厂房内外噪声的预测 …… 68
10.9 噪声源的识别 …… 68
参考文献 …… 69

第 2 篇 噪 声 源

第 1 章 概述及简单声源 …… 73
1.1 单极声源的辐射 …… 73
1.2 偶极声源的辐射 …… 74
1.3 四极声源的辐射 …… 75
第 2 章 机械噪声源 …… 76
2.1 机械噪声 …… 76
2.1.1 撞击噪声 …… 76
2.1.2 周期作用力激发的噪声 …… 77
2.1.3 摩擦噪声 …… 77
2.1.4 结构振动辐射的结构噪声 …… 77
2.1.5 转动系统的振动 …… 79
2.2 齿轮噪声 …… 80
2.3 轴承噪声 …… 81
2.4 电磁噪声 …… 81
2.4.1 直流电机的电磁噪声 …… 81
2.4.2 交流电机的电磁噪声 …… 82
2.4.3 变压器的电磁噪声 …… 83
2.5 液压泵与管路系统的噪声 …… 83
2.5.1 液压泵噪声 …… 83
2.5.2 阀门噪声 …… 84
2.5.3 管路噪声 …… 84
2.6 建筑施工机械噪声 …… 86
2.6.1 建筑施工机械噪声分类 …… 86
2.6.2 建筑施工机械噪声频谱 …… 89
第 3 章 空气动力性噪声 …… 90
3.1 波动方程 …… 90
3.2 喷射噪声 …… 91
3.3 涡流噪声 …… 93
3.4 旋转噪声 …… 94
3.5 周期性进排气噪声 …… 96
3.6 燃烧噪声 …… 97
3.6.1 燃烧吼声 …… 97
3.6.2 振荡燃烧噪声 …… 98
3.6.3 工业燃烧系统的噪声 …… 98
3.7 激波噪声 …… 100
3.7.1 冲击波 …… 100
3.7.2 激波轰声 …… 100
3.7.3 阀门激波噪声 …… 101
第 4 章 交通运输工具噪声 …… 103
4.1 汽车噪声 …… 103
4.1.1 汽车噪声的构成 …… 103
4.1.2 汽车总体噪声 …… 105
4.2 铁路噪声 …… 106
4.2.1 线路噪声 …… 107
4.2.2 站场噪声 …… 111
4.2.3 工厂噪声 …… 112
4.3 地铁噪声 …… 112
4.3.1 车辆噪声 …… 112
4.3.2 高架结构噪声 …… 116
4.3.3 车辆内部噪声 …… 118
4.3.4 车站噪声 …… 119
4.3.5 地基噪声和振动 …… 121
4.3.6 车辆段和修理厂噪声 …… 124
4.3.7 其他噪声 …… 124
4.4 飞机噪声 …… 124
第 5 章 社会活动噪声源 …… 128
5.1 家用电器及用具噪声 …… 128
5.2 公寓楼内生活噪声 …… 129
5.3 社会噪声（集会、舞会、OK 音乐等） …… 130
参考文献 …… 130

第 3 篇　标准规范篇

第 1 章　标准目录 …… *133*

第 2 章　标准限值及适用范围 …… *136*

2.1　环境噪声限值标准 …… *136*

2.2　交通运输噪声限值标准 …… *137*

2.3　通用机械设备噪声限值标准 …… *143*

2.4　家用电器噪声限值标准 …… *144*

2.5　噪声控制限值标准 …… *144*

2.6　环境振动限值标准 …… *146*

2.7　人体振动限值标准 …… *146*

2.8　交通运输振动限值标准 …… *148*

2.9　家用电器振动限值标准 …… *149*

第 4 篇　测　　量

第 1 章　噪声和振动测量概述 …… *153*

1.1　噪声和振动测量目的 …… *153*

1.2　测量注意事项 …… *154*

1.3　附件的选用 …… *157*

第 2 章　噪声测量仪器 …… *160*

2.1　噪声测量基本系统 …… *160*

2.2　传声器 …… *161*

2.3　声级计 …… *166*

2.4　积分声级计和个人声暴露计 …… *169*

2.5　噪声统计分析仪 …… *172*

2.6　滤波器和频率分析仪 …… *174*

2.7　实时分析和数字信号处理 …… *177*

2.8　声强测量 …… *182*

2.9　声校准器 …… *187*

第 3 章　振动测量仪器 …… *193*

3.1　振动传感器 …… *193*

3.1.1　位移传感器 …… *194*

3.1.2　速度传感器 …… *196*

3.1.3　加速度传感器 …… *198*

3.1.4　振动传感器的选择与安装 …… *201*

3.2　振动前置放大器 …… *204*

3.2.1　电荷放大器 …… *204*

3.2.2　电压前置放大器 …… *205*

3.2.3　NEXUS 系列适调放大器 …… *207*

3.3　通用振动计 …… *207*

3.4　振动测量用滤波器 …… *208*

3.5　振动分析仪 …… *208*

3.6　机器的振动监测 …… *210*

3.7　激振器与激振技术 …… *210*

3.8　人体响应振动计和环境振级计 …… *214*

3.9　振动测量的校准 …… *218*

3.9.1　激光干涉技术 …… *218*

3.9.2　其他的绝对方法 …… *219*

3.9.3　背靠背比较校准方法 …… *219*

3.9.4　应用校准激励器进行校准 …… *219*

3.10　频率响应的测量 …… *220*

第 4 章　噪声测量方法 …… *221*

4.1　噪声测量的准备工作和注意事项 …… *221*

4.1.1　名词术语 …… *221*

4.1.2　测量条件 …… *221*

4.1.3　背景值修正 …… *222*

4.1.4　测量过程 …… *222*

4.2　边界排放噪声测量 …… *223*

4.2.1　工业企业厂界噪声测量方法 … *223*

4.2.2　建筑施工场界噪声测量方法 … *223*

4.2.3　铁路边界噪声测量方法 …… *224*

4.2.4　道路交通噪声测量方法 …… *224*

4.3　区域环境噪声测量 …… *224*

4.3.1　城市区域环境噪声普查方法 …… *225*

4.3.2　城市区域环境噪声（五类功能区）测量方法 …… *225*

4.3.3　城市港口及江河两岸区域环境噪声测量方法 …… *226*

4.3.4　机场周围飞机噪声测量方法 …… *226*

附录 A …… *229*

附录 B …… *230*

附录 C …… *230*

附录 D …… *230*

附录 E …… 231
附录 F …… 231
附录 G …… 231
4.4 工业产品噪声测量 …… 232
4.4.1 风机和罗茨鼓风机 …… 232
4.4.2 容积式压缩机噪声测量 …… 235
4.4.3 冷却塔噪声测量 …… 237
4.5 工业企业噪声测量 …… 238
4.5.1 机器设备噪声测量 …… 238
4.5.2 生产环境（车间）噪声测量 …… 239
4.6 交通工具噪声测量 …… 239
4.6.1 机动车辆噪声测量 …… 240
4.6.2 铁路车辆噪声测量 …… 245
4.6.3 城市轨道交通车辆噪声测量 …… 247
4.6.4 船舶噪声测量 …… 249
4.6.5 飞机噪声测量 …… 251
参考文献 …… 252

第5篇 隔 声

第1章 空气声隔声 …… 255
1.1 隔声的定义 …… 255
1.2 单层匀质薄板的隔声性能 …… 255
1.3 单层复合结构的隔声 …… 261
1.4 双层板结构的隔声 …… 266
1.5 各类轻型构造的隔声特性 …… 270
1.6 高隔声量结构 …… 271
1.7 孔洞缝隙对构件隔声性能的影响 … 276
1.8 构件的空气声隔声性能实验室测定和单值评价 …… 277
1.9 部分板、墙隔声性能实测结果 … 281
1.10 门窗隔声 …… 314
1.10.1 门的隔声 …… 314
1.10.2 窗的隔声 …… 333
1.11 不同构件的组合隔声量 …… 358
1.12 管道隔声和管道包扎 …… 360
1.13 隔声罩 …… 363
1.14 隔声间与测听室 …… 368
1.15 隔声屏 …… 372
1.16 隔声设计 …… 373
第2章 撞击声隔声 …… 383
2.1 楼板撞击声的特性 …… 383
2.2 楼板撞击声隔声 …… 384
参考文献 …… 391

第6篇 吸 声

第1章 吸声材料（结构）及其基本类型 … 395
1.1 吸声和吸声材料 …… 395
1.2 吸声机理 …… 395
1.3 吸声材料（结构）的基本类型 …… 395
1.4 吸声材料的作用 …… 395
1.5 综合性能要求 …… 395
1.6 表示材料吸声性能的量 …… 396
1.6.1 吸声系数 …… 396
1.6.2 声阻抗 …… 397
1.7 吸声系数和声阻抗率的测量 …… 399
1.7.1 混响室法吸声系数和单个物体吸声量的测量（详见GBJ 47—1983《混响室法吸声系数测量规范》） …… 399
1.7.2 驻波管法吸声系数和声阻抗的测量（详见GBJ 88—1985《驻波管法吸声系数与声阻抗率测量规范》） …… 400
第2章 多孔吸声材料 …… 403
2.1 构造特征和吸声特性 …… 403
2.1.1 构造特征 …… 403
2.1.2 吸声特性 …… 403
2.2 多孔吸声材料吸声性能的影响因素 …… 403
2.2.1 流阻 …… 404
2.2.2 孔隙率 …… 406
2.2.3 结构因子 …… 407
2.2.4 厚度 …… 408

2.2.5 体积密度 …… 409
2.2.6 背后空气层的影响 …… 410
2.2.7 面层的影响 …… 410
2.2.8 温度和吸水、吸湿的影响 …… 413
2.3 多孔吸声材料的基本类型 …… 413
2.3.1 纤维材料 …… 413
2.3.2 颗粒材料 …… 422
2.3.3 泡沫材料 …… 423
2.3.4 帘幕、植绒 …… 424
第 3 章 共振吸声结构 …… 426
3.1 单个共振器 …… 426
3.1.1 结构形式 …… 426
3.1.2 吸声原理 …… 426
3.1.3 共振频率 …… 426
3.1.4 设计要点 …… 426
3.2 穿孔板共振吸声结构 …… 427
3.2.1 结构形式 …… 427
3.2.2 吸声原理 …… 427
3.2.3 吸声性能的影响因素 …… 427
3.2.4 共振频率计算 …… 427
3.2.5 穿孔板穿孔率 …… 430
3.2.6 共振时的吸声系数 …… 431
3.2.7 共振吸声频带宽度 …… 432
3.2.8 板后空腔设计 …… 433
3.2.9 双层穿孔板结构 …… 433
3.2.10 施工注意事项 …… 434
3.3 微穿孔板共振吸声结构 …… 434
3.4 狭缝共振吸声结构 …… 436
3.4.1 结构形式 …… 436
3.4.2 吸声原理 …… 436
3.4.3 共振频率计算 …… 436
3.5 薄板共振吸声结构 …… 438
3.5.1 结构形式 …… 438
3.5.2 吸声原理 …… 438
3.5.3 共振频率计算 …… 438
3.6 膜状材料 …… 440
3.7 特殊吸声结构 …… 441
3.7.1 空间吸声体 …… 441
3.7.2 吸声尖劈 …… 443
第 4 章 吸声降噪 …… 446
4.1 吸声降噪适用条件的分析 …… 446
4.2 室内任意点的吸声降噪量 …… 446
4.2.1 计算公式 …… 446
4.2.2 设计程序 …… 447
4.3 室内平均降噪量 …… 448
4.4 A 声级吸声降噪量 …… 449
4.5 扁平房间的吸声降噪 …… 450
附录 吸声材料（结构）吸声系数表 …… 451
参考文献 …… 466

第 7 篇 消 声 篇

第 1 章 消声器的分类、原理与特性 … 469
1.1 消声器的分类及形式 …… 469
1.1.1 消声器的定义与用途 …… 469
1.1.2 消声器的分类及形式 …… 469
1.2 消声器的原理与特性 …… 471
1.2.1 阻性消声器 …… 471
1.2.2 抗性消声器 …… 489
1.2.3 复合式消声器 …… 494
1.2.4 排气放空消声器 …… 498
第 2 章 消声器性能的评价与测量 …… 502
2.1 消声器性能的评价指标 …… 502
2.1.1 声学性能的评价 …… 502
2.1.2 空气动力性能的评价 …… 502
2.1.3 气流再生噪声特性的评价 …… 503
2.2 消声器性能的测量 …… 503
第 3 章 消声器的设计与计算 …… 506
3.1 消声性能的设计计算方法 …… 506
3.1.1 阻性消声器的计算方法 …… 506
3.1.2 抗性消声器的计算方法 …… 508
3.1.3 共振性消声器的计算方法 …… 511
3.1.4 排气放空消声器的计算方法 …… 512
3.2 消声器压力损失的计算方法 …… 515
3.2.1 摩擦压力损失的计算 …… 515
3.2.2 局部压力损失的计算 …… 515

3.3 气流对消声器性能的影响 …… 518
3.3.1 气流对消声器内声衰减规律的影响 …… 518
3.3.2 气流再生噪声对消声性能的影响 …… 518
3.3.3 气流对消声器空气动力性能的影响 …… 520
3.4 消声器的设计技术要点 …… 520
3.4.1 影响消声器性能的主要因素 … 520
3.4.2 各类消声器的设计技术要点 … 520
第 4 章 通风空调系统的消声设计 …… 524
4.1 风机噪声的计算 …… 524
4.1.1 风机声功率级的估算 …… 525
4.1.2 风机频带声功率级的计算 …… 526
4.1.3 轴流风机声功率级估算 …… 527
4.2 管道系统的噪声自然衰减 …… 527
4.2.1 直管道自然衰减 …… 527
4.2.2 弯头自然衰减 …… 527
4.2.3 三通自然衰减 …… 529
4.2.4 变径管自然衰减 …… 529
4.2.5 风口末端的反射损失 …… 530
4.2.6 房间声衰减 …… 531
4.3 风管系统的气流再生噪声 …… 532
4.3.1 直管道的气流再生噪声 …… 532
4.3.2 弯头气流再生噪声 …… 532
4.3.3 三通气流再生噪声 …… 533
4.3.4 变径管气流再生噪声 …… 534
4.3.5 阀门的气流再生噪声 …… 534
4.3.6 风口的气流再生噪声 …… 534
4.4 空调系统的消声设计 …… 536
4.4.1 空调用房室内噪声允许标准 … 536
4.4.2 空调系统设备的选择 …… 536
4.4.3 合理控制空调系统的气流速度 …… 537
4.4.4 消声器的选择与布置 …… 538
4.5 空调系统消声设计计算实例 …… 538
4.5.1 空调系统消声设计计算内容 … 538
4.5.2 空调系统消声设计计算实例 … 538
第 5 章 系列化消声器的设计 …… 541
5.1 系列化消声器的设计原则 …… 541
5.2 系列化消声器的设计实例 …… 542
5.2.1 T701—6 型通风空调系统消声器系列 …… 542
5.2.2 ZDL 型通风系统消声器系列 …… 543
5.2.3 DZ 型中低压离心风机消声器系列 …… 544
5.2.4 ZP_{100} 型通风空调系统消声器系列 …… 546
5.2.5 $ZWB_{50/100}$、$ZWA_{50/100}$ 型弯头消声器系列 …… 546
5.2.6 ZKS 型通风空调系统消声器系列 …… 559
5.2.7 LFS 型消声器系列（IAC 公司） …… 560
5.2.8 IAC 系列消声器 …… 563
5.2.9 P 型圆盘式消声器系列 …… 568
5.2.10 F 型高压离心风机消声器系列 …… 569
5.2.11 D 型罗茨鼓风机配套消声器系列 …… 570
参考文献 …… 572

第 8 篇 振 动 控 制

第 1 章 振动控制基本原则 …… 577
1.1 振动的环境影响 …… 577
1.2 振动控制的基本方法 …… 577
1.2.1 振源控制 …… 577
1.2.2 振动传递过程中的控制 …… 578
1.2.3 隔振措施 …… 578
1.2.4 对防振对象采取的振动控制措施 …… 579
1.2.5 其他振动控制方法 …… 579
第 2 章 振动危害和容许标准 …… 580
2.1 振动对人的危害或影响 …… 580
2.2 振动对建筑物的危害 …… 580

2.3 振动对精密仪器、设备的影响 … 580
2.4 振动产生噪声 …… 580
2.5 振动的容许标准 …… 580
2.5.1 对人体振动允许值 …… 581
2.5.2 对建筑物内人体的振动标准 … 586
2.5.3 我国城市区域环境振动标准 … 587
2.5.4 精密仪器、设备的允许振动标准 …… 587
2.5.5 对建筑物的允许振动标准 …… 589
第 3 章 地面振动衰减 …… 590
3.1 影响地面振动衰减的因素 …… 590
3.2 防振距离 …… 590
第 4 章 动力设备的扰力 …… 594
4.1 旋转运动设备 …… 594
4.1.1 风机、水泵和电机的扰力计算 …… 594
4.1.2 金属切削机床的扰力 …… 595
4.2 旋转往复运动设备 …… 596
4.2.1 扰力产生的机理 …… 596
4.2.2 扰力值资料 …… 599
4.3 锻锤 …… 607
4.4 压力机 …… 609
第 5 章 隔振设计与实施基本方法 …… 615
5.1 隔振设计资料 …… 615
5.2 隔振方式与设计原则 …… 615
5.2.1 隔振台座的设置 …… 615
5.2.2 隔振方式的选择 …… 615
5.2.3 在考虑隔振方式时，同时应考虑下列要求 …… 616
5.3 隔振参数选用的步骤 …… 617
5.4 隔振体系的固有频率 …… 618
5.4.1 耦合情况 …… 619
5.4.2 隔振体系的固有频率 …… 619
第 6 章 积极隔振 …… 625
6.1 旋转运动和往复运动对设备的积极隔振 …… 625
6.1.1 简谐干扰力作用下隔振台座振幅 …… 625
6.1.2 旋转运动和往复运动设备隔振设计步骤 …… 629
6.1.3 积极隔振工程的简易计算 …… 630
6.1.4 隔振设计举例 …… 631
6.2 建筑设备隔振 …… 646
6.2.1 空调设备的隔振设计 …… 646
6.2.2 管道隔振 …… 652
6.3 锻锤的隔振设计 …… 654
6.3.1 锻锤的隔振计算 …… 654
6.3.2 锻锤隔振基础的设计步骤 …… 657
6.3.3 设计举例
5t 模锻锤隔振基础设计 …… 658
6.3.4 有关锻锤隔振新理论、新观念介绍 …… 659
第 7 章 消极隔振 …… 661
7.1 振源——地面振动特性 …… 661
7.2 消极隔振设计方案 …… 662
7.2.1 支承式 …… 662
7.2.2 悬挂式 …… 663
7.3 支承式消极隔振体系的基本方程 …… 663
7.4 隔振体系计算公式 …… 664
7.4.1 单自由度体系隔振计算 …… 664
7.4.2 体系在正弦波作用下的水平振动计算 …… 664
7.5 消极隔振设计步骤 …… 668
7.6 消极隔振设计举例 …… 669
第 8 章 隔振器材和隔振器 …… 672
8.1 要求与分类 …… 672
8.1.1 一般要求 …… 672
8.1.2 分类 …… 672
8.1.3 设计与选型 …… 672
8.2 钢圆柱螺旋弹簧隔振器 …… 672
8.2.1 弹簧钢材的力学性能 …… 672
8.2.2 钢圆柱螺旋压缩弹簧的计算 …… 673
8.3 橡胶隔振器和橡胶隔振垫 …… 679
8.3.1 橡胶隔振器（垫）设计与选用原则 …… 679
8.3.2 压缩型橡胶隔振器的设计 …… 680
8.3.3 剪切型橡胶隔振器 …… 683
8.3.4 压剪型橡胶隔振器 …… 683

8.3.5 橡胶隔振垫 …… 685
8.4 机床隔振器 …… 686
8.5 全金属钢丝绳隔振器 …… 687
8.5.1 全金属钢丝绳隔振器的特点 …… 687
8.5.2 定型产品的结构与特性 …… 688
8.5.3 钢丝绳隔振器安装方式与特点 …… 689
8.6 空气弹簧 …… 690
8.6.1 空气弹簧的特点 …… 690
8.6.2 空气弹簧的结构与分类 …… 691
8.6.3 空气弹簧的应用 …… 692
8.6.4 部分国产空气弹簧性能简介 …… 693
8.7 海绵隔振垫 …… 693
8.7.1 普通乳胶海绵 …… 693
8.7.2 聚氯乙烯海绵 …… 695
8.8 软木板 …… 695
8.8.1 软木板的力学性能及设计要点 …… 695
8.8.2 设计举例 …… 695
8.9 玻璃纤维 …… 696
8.9.1 玻璃纤维的性能 …… 696
8.9.2 玻璃纤维在隔振工程中应用 …… 696
8.10 弹性吊架 …… 697
8.11 管道补偿软连接装置 …… 698
8.11.1 橡胶软连接管 …… 698
8.11.2 全金属补偿软连接管 …… 700
8.11.3 帆布、塑料类软接管 …… 703
第 9 章 隔振测量与评价 …… 704
9.1 隔振测量的目的和意义 …… 704
9.2 隔振器特性的测量 …… 704
9.2.1 隔振器的静刚度测量 …… 704
9.2.2 隔振器动态特性的测量方法 …… 705
9.3 隔振效果的测量与评价 …… 708
9.3.1 传递率、插入损失和振级落差定义 …… 709
9.3.2 插入损失和振级落差的测量 …… 709
参考文献 …… 711

第 9 篇 环 境 噪 声

第 1 章 噪声的评价方法 …… 715
1.1 响度级和响度 …… 715
1.2 噪度和感觉噪声级 …… 718
1.3 A 声级 …… 725
1.4 语言干扰级 …… 726
1.5 噪声评价标准 …… 726
1.6 噪声评价数 …… 727
1.7 D 声级 …… 728
1.8 等效声级 …… 728
1.9 昼夜等效声级 …… 728
1.10 累积分布声级（统计声级） …… 729
1.11 交通噪声指数 …… 729
1.12 噪声污染级 …… 729
1.13 有效感觉噪声级 …… 729
1.14 计权等效连续感觉噪声级 …… 731
1.15 噪声与次数指数 …… 732
1.16 复合噪声评价 …… 733
1.17 噪声暴露预报 …… 733
第 2 章 环境噪声限值规定 …… 734
2.1 指导性限值 …… 734
2.2 工业噪声 …… 734
2.3 道路交通噪声 …… 734
2.4 铁路噪声 …… 736
2.5 飞机和机场噪声 …… 737
2.5.1 飞机噪声 …… 737
2.5.2 机场噪声 …… 739
2.6 机动车辆噪声限值 …… 740
2.7 工作场所噪声暴露限值 …… 740
第 3 章 声屏障的声衰减计算 …… 742
3.1 一般计算方法 …… 742
3.1.1 声屏障声衰减的计算 …… 742
3.1.2 地面衰减的计算 …… 744

3.2 常用的计算方法 …… 745
3.2.1 绕射声衰减ΔL_d的计算 …… 745
3.2.2 透射降低量ΔL_t的计算 …… 746
3.2.3 反射降低量ΔL_r的计算 …… 747
3.2.4 障碍物的声衰减 …… 749
3.2.5 地面声吸收衰减 …… 749
第 4 章 噪声环境影响评价 …… 751
4.1 评价目的、意义 …… 751
4.2 噪声环境影响评价工作的程序及评价等级划分 …… 751
4.3 评价方法及步骤 …… 753
参考文献 …… 771

第 10 篇 噪声与振动有源控制

第 1 章 概述 …… 775
1.1 有源噪声与振动控制技术的发展历程 …… 775
1.1.1 有源噪声控制的提出与早期发展 …… 775
1.1.2 管道噪声有源控制 …… 776
1.1.3 自适应有源噪声控制 …… 777
1.1.4 有源声控制 …… 778
1.1.5 有源力控制 …… 778
1.1.6 有源振动控制 …… 779
1.1.7 有源声学结构 …… 779
1.2 有源控制系统概述 …… 780
1.2.1 有源控制系统 …… 780
1.2.2 决定控制效果的各种因素 …… 781
第 2 章 自由声场有源噪声控制 …… 782
2.1 有源噪声控制的理论基础 …… 782
2.1.1 惠更斯原理及其应用 …… 782
2.1.2 振动结构声辐射的集中参数模型 …… 783
2.2 基于单极子源的自由声场有源控制 …… 783
2.2.1 两单极子的最小声功率 …… 783
2.2.2 基于单极子源阵的自由声场有源控制 …… 784
2.2.3 单极子源阵控制平板声辐射 … 785
2.3 基于多极子源的自由声场有源控制 …… 786
2.3.1 用多极子源表示单极子源 …… 786
2.3.2 基于声功率最小化的有源控制 …… 787
2.4 自由声场中局部有源静区 …… 788
2.4.1 局部有源静区 …… 788
2.4.2 有源声屏障 …… 789
第 3 章 有界空间声场的有源控制 …… 790
3.1 管道声场的有源控制 …… 790
3.1.1 平面波的有源控制 …… 790
3.1.2 有限长管道中的有源噪声控制 …… 791
3.1.3 管道噪声有源控制物理机制 …… 792
3.2 三维封闭空间中简谐平稳声场的有源控制 …… 793
3.2.1 声势能的最小化 …… 793
3.2.2 低模态密度声场中的次级声源和误差传感器布放规律 …… 794
3.3 误差传感器布放 …… 794
3.3.1 误差传感策略 …… 794
3.3.2 全空间和局部空间有源控制中的虚拟误差传感 …… 796
第 4 章 结构声辐射有源控制 …… 798
4.1 结构声辐射功率的计算 …… 798
4.1.1 基于远场径向声强积分计算声功率 …… 798
4.1.2 基于结构振速空间傅里叶变换计算声功率 …… 798
4.1.3 基于结构振动模态响应计算声功率 …… 799
4.1.4 基于结构表面振速计算声功率 …… 799
4.2 利用声源进行声辐射有源控制 …… 799
4.2.1 利用点声源进行声辐射有源控制 …… 799

4.2.2 利用分布声源进行声辐射有源控制 …… 800
4.3 利用振动输入进行声辐射有源控制 …… 801
4.3.1 一般步骤 …… 801
4.3.2 算例 …… 801
4.3.3 物理机制 …… 802
4.4 误差传感策略及系统优化 …… 802
4.4.1 误差传感策略 …… 802
4.4.2 次级源及误差传感器布放优化 …… 803
4.5 进入封闭空间的透射声有源控制 …… 804
4.5.1 结构-声耦合封闭空间中声势能的有源最小化 …… 804
4.5.2 控制机理与结论 …… 805
4.5.3 封闭空间中双层平板声透射的有源控制 …… 806
第 5 章 有源振动控制 …… 807
5.1 结构模态有源控制 …… 807
5.1.1 有限结构振动动能的有源最小化 …… 807
5.1.2 算例 …… 808
5.2 弯曲波有源控制 …… 808
5.2.1 弯曲波的有源前馈控制 …… 809
5.2.2 弯曲波的有源反馈控制 …… 809
5.3 有源隔振 …… 810
5.3.1 单自由度系统周期振动的有源隔离 …… 810
5.3.2 接收结构振动的有源隔离 …… 811
5.3.3 随机外力激扰振动的有源隔离 …… 812
第 6 章 自适应有源控制结构与算法 …… 814
6.1 自适应有源前馈控制 …… 814
6.1.1 滤波-X LMS 算法及性能 …… 814
6.1.2 次级反馈的影响及滤波-U 算法 …… 816
6.1.3 次级通路建模 …… 817
6.2 多通道自适应有源前馈控制 …… 819
6.2.1 多通道滤波-X LMS 算法及性能分析 …… 819
6.2.2 多通道滤波-U 算法 …… 820
6.3 有源反馈控制系统 …… 821
6.3.1 模拟反馈控制 …… 821
6.3.2 基于内模型控制的自适应反馈有源控制 …… 822
6.4 自适应有源控制器的实现 …… 822
6.4.1 外围电路 …… 822
6.4.2 数字信号处理器 …… 824
第 7 章 工程应用实例 …… 825
7.1 有源控制技术的主要应用方向 …… 825
7.1.1 管道噪声有源控制及有源消声器 …… 825
7.1.2 有源抗噪声耳罩和受话器 …… 825
7.1.3 变压器、电站噪声有源控制 …… 826
7.1.4 车厢内部噪声有源控制 …… 826
7.1.5 飞机、直升机舱室噪声有源控制 …… 826
7.1.6 舰船辐射噪声的有源控制 …… 827
7.1.7 家电辐射噪声的有源控制 …… 827
7.1.8 有源吸声器 …… 827
7.1.9 有源声屏障 …… 827
7.1.10 有源减振基座 …… 827
7.1.11 声场主动控制 …… 827
7.2 管道噪声有源控制 …… 827
7.2.1 离心机风扇噪声的有源控制 …… 827
7.2.2 有源消声器应用于车辆排气噪声的有源控制 …… 828
7.3 有源耳机和有源头靠 …… 829
7.3.1 三种有源耳机的性能比较 …… 829
7.3.2 基于虚拟误差传感的有源头靠 …… 830
7.4 舱室噪声有源控制 …… 831
7.4.1 螺旋桨飞机舱室有源噪声控制 …… 831
7.4.2 车厢噪声有源控制 …… 833
7.5 讨论 …… 833

7.5.1 适合应用有源控制技术的环境 …… 833
7.5.2 进一步的研究 …… 833
参考文献 …… 834

第 11 篇 声源降噪技术

第 1 章 概述 …… 839
第 2 章 冷却塔降噪 …… 840
2.1 BLS 系列冷却塔 …… 840
2.2 BLSS 系列冷却塔 …… 842
2.3 BLSSS 系列静音型冷却塔 …… 842
2.4 FBLSSS 系列方形逆流式静音型冷却塔 …… 845
2.5 $DBNL_3$ 系列逆流式冷却塔 …… 845
2.6 $CDBNL_3$ 系列逆流式冷却塔 …… 848
2.7 DBHZ 系列横流式冷却塔 …… 848
2.8 CDBHZ 系列组装横流式玻璃钢冷却塔 …… 850
第 3 章 轴流风机降噪 …… 853
3.1 DZ 系列轴流风机 …… 853
3.2 BYG 型高效率低噪声可调式轴流通风机 …… 853
3.3 dZBY 系列隔爆低噪声轴流通风机 …… 859
3.4 DQ35—11 系列轴流通风机 …… 861
3.5 SF 系列节能低噪声轴流风机 …… 863
3.6 JT—LZ 系列冷却塔专用风机 …… 865
第 4 章 离心风机降噪 …… 868
4.1 11-62-02 系列离心风机 …… 868
4.2 ZDT9 型单进风轴向可变低噪声离心通风机 …… 869
4.3 DT9 型多翼式离心通风机 …… 872
第 5 章 DF3-90-1A 系列玻璃钢屋顶通风机降噪 …… 874
第 6 章 锅炉鼓风机引风机降噪 …… 876
6.1 G6—41 系列锅炉鼓风机和 Y6—41 系列锅炉引风机 …… 876
6.2 G4--59 和 G6—54 型锅炉鼓风机 …… 877
第 7 章 混流式通风机降噪 …… 879
7.1 SWF 系列高效低噪声混流式通风机 …… 879
7.2 HL_3-3A 系列节能型混流式通风机 …… 883
第 8 章 罗茨鼓风机降噪 …… 889
8.1 3LWD 型高效节能低噪声三叶罗茨鼓风机 …… 889
8.2 SSR 型低噪声三叶罗茨鼓风机 …… 889
第 9 章 空压机降噪 …… 897
第 10 章 木工机械降噪 …… 898
10.1 MB504B 型木工平刨 …… 898
10.2 MJ104—B 型木工圆锯机 …… 898
第 11 章 MT05—450 型切面机降噪 …… 900
第 12 章 DZG 系列滚筒机（球磨机）降噪 …… 901
第 13 章 小型电动机降噪 …… 902
13.1 YDFW 系列三相异步风机电动机 …… 902
13.2 YYWD 型外转子单相三速异步电动机 …… 902
参考文献 …… 903

第 12 篇 噪声控制工程实例

第 1 章 通风系统的噪声控制实例 …… 907
1.1 实例 1 微穿孔板消声器在通风空调系统中的应用 …… 907
1.2 实例 2 通风系统有调噪声消除 …… 909
1.3 实例 3 计算机世界新址空调系统噪声控制 …… 911
1.4 实例 4 上海第九丝织厂空调风机噪声治理 …… 911
第 2 章 热泵机组噪声治理实例 …… 913

2.1 热泵机组噪声源特性 …… 913
2.2 热泵机组噪声控制要点 …… 914
2.2.1 风机消声 …… 914
2.2.2 压缩机隔声处理 …… 914
2.2.3 隔声吸声消声装置 …… 914
2.2.4 隔振 …… 914
2.3 热泵机组噪声控制实例 …… 914
2.3.1 实例 1 保龄球馆热泵机组噪声治理 …… 914
2.3.2 实例 2 购物中心热泵机组噪声治理 …… 916
2.3.3 实例 3 热泵机组隔声间和隔声棚 …… 918
2.3.4 实例 4 上海假日别墅冷热源机组噪声治理 …… 919
2.3.5 实例 5 风冷机组噪声控制工程 …… 920
第 3 章 冷却塔噪声控制实例 …… 922
3.1 冷却塔噪声控制措施 …… 922
3.2 冷却塔噪声控制实例 …… 923
3.2.1 实例 1 上海金山石化有线电视台冷却塔噪声治理 …… 923
3.2.2 实例 2 新菱 SC-175 冷却塔噪声治理 …… 924
3.2.3 实例 3 龙都宾馆 150t（吨）冷却塔噪声控制 …… 925
第 4 章 发电机房噪声控制实例 …… 926
4.1 发电机组主要噪声源 …… 926
4.1.1 排气噪声 …… 926
4.1.2 进气噪声 …… 926
4.1.3 风扇噪声 …… 926
4.1.4 燃烧噪声 …… 926
4.1.5 机械噪声 …… 926
4.1.6 电磁噪声 …… 926
4.2 发电机组噪声治理要点 …… 926
4.2.1 降低内燃机进排气噪声 …… 926
4.2.2 降低冷却风扇噪声 …… 927
4.2.3 降低发电机组机械噪声、燃烧噪声和电磁噪声 …… 927
4.3 发电机组噪声控制实例 …… 927
4.3.1 实例 1 大功率柴油发电机组进气噪声控制 …… 927
4.3.2 实例 2 1250kW 柴油发电机组噪声治理 …… 929
4.3.3 实例 3 120kW 柴油发电机房噪声控制 …… 931
第 5 章 锅炉房噪声控制与节能实例 …… 934
5.1 锅炉房噪声源 …… 934
5.2 锅炉房特点 …… 935
5.3 治理措施 …… 935
5.4 噪声控制实例 …… 937
5.4.1 实例 1 锅炉房噪声综合治理 …… 937
5.4.2 实例 2 鼓引风机隔声罩独立通风降噪 …… 939
5.4.3 实例 3 鼓引风机隔声罩连通散热节能降噪 …… 939
5.4.4 实例 4 负压式冷却通风节能降噪 …… 940
5.4.5 实例 5 引射式通风降温降噪 …… 940
5.4.6 实例 6 移动式消声器降低燃油锅炉噪声 …… 941
5.4.7 实例 7 圆筒式消声器降低燃油锅炉噪声 …… 942
5.4.8 实例 8 可移动消声隔声箱治理燃油锅炉噪声 …… 942
第 6 章 风机噪声控制实例 …… 943
6.1 实例 1 回转鼓风机噪声控制 …… 943
6.2 实例 2 炼铁厂球团车间鼓风机噪声控制 …… 945
6.3 实例 3 排风机振动与噪声综合治理 …… 949
第 7 章 空气压缩机房噪声控制实例 …… 950
7.1 噪声源 …… 950
7.1.1 进气噪声 …… 950
7.1.2 排气、管道和储气罐噪声 …… 950
7.1.3 排气放空和阀门噪声 …… 950
7.1.4 机体噪声 …… 950
7.1.5 驱动机构噪声 …… 951

7.2 空气压缩机噪声控制途径 …… 951
7.3 噪声控制实例 …… 951
7.3.1 实例 1 制药厂空压机站噪声治理 …… 951
7.3.2 实例 2 用通风散热隔声结构降低空压机房噪声 …… 953
7.3.3 实例 3 新建（160m³/min）空压站噪声控制 …… 955
第 8 章 热力站水泵房振动噪声控制实例 …… 959
8.1 实例 1 热力站振动与噪声治理 …… 959
8.2 实例 2 水泵噪声与振动治理 … 960
第 9 章 几种隔声屏障的应用 …… 962
9.1 隔声屏障的作用及特点 …… 962
9.2 隔声屏障分类 …… 962
9.2.1 按应用场所不同分类 …… 962
9.2.2 按结构形式不同分类 …… 962
9.2.3 按材质不同分类 …… 963
9.2.4 按声学原理分类 …… 963
9.3 隔声屏障的材质结构和声学性能 …… 964
9.4 隔声屏障的应用实例 …… 965
9.4.1 实例 1 苏州桥隔声屏障的设计与实施 …… 965
9.4.2 实例 2 室内声屏障的应用 … 968
9.4.3 实例 3 发电厂噪声控制 …… 969
第 10 章 印刷行业噪声噩雾控制 …… 972
10.1 印刷行业噪声概况 …… 972
10.1.1 打版机噪声 …… 972
10.1.2 轮转印刷机噪声 …… 972
10.2 噪声控制实例 …… 973
10.2.1 实例 1 轮转印刷机车间噪声控制方法 …… 973
10.2.2 实例 2 轮转印刷机噪声、飞墨、高温综合治理 …… 976
10.2.3 实例 3 打版机噪声控制 …… 977
10.2.4 实例 4 磨板房噪声控制 …… 978
第 11 章 混凝土振动台噪声治理实例 …… 979
11.1 实例 1 铁道兵某厂混凝土轨枕制造车间噪声治理 …… 979
11.2 实例 2 北京第一构件厂混凝土短向圆孔板振动成形噪声控制 … 981
第 12 章 飞机发动机试车台噪声控制实例 …… 982
12.1 垂直进气消声板 …… 983
12.2 导流片 …… 983
12.3 水平进气消声板 …… 983
12.4 引射筒间消声板 …… 983
12.5 排气塔墙面消声板 …… 983
12.6 排气塔消声筒 …… 983

第 13 篇 噪声与振动控制设备

第 1 章 概述 …… 987
第 2 章 消声器 …… 988
2.1 消声器概述 …… 988
2.2 中低压离心通风机消声器 …… 988
2.2.1 ZP_{100} 型消声器系列 …… 989
2.2.2 ZP_{200} 型消声器系列 …… 989
2.2.3 ZP_{300} 型片式消声器 …… 989
2.2.4 T701—6 型通风空调风机配套消声器系列 …… 989
2.2.5 ZDL 型中低压离心通风机消声器系列 …… 993
2.2.6 Z02 型中低压离心风机消声器系列 …… 997
2.2.7 KZY 型双层阳性消声器 …… 999
2.3 高压离心通风机消声器 …… 1000
2.3.1 F 型高压离心通风机消声器系列 …… 1000
2.3.2 Z03 型中高压离心风机消声器系列 …… 1001
2.4 罗茨鼓风机消声器 …… 1003
2.4.1 D 型罗茨鼓风机配套消声器系列 …… 1003

2.4.2 YHZ 型罗茨鼓风机消声器…… 1004
2.5 轴流风机消声器 …… 1004
2.6 纳普（NAP）通风用 D、H 系列消声器 …… 1005
2.7 中雅 IAC 系列消声器 …… 1009
2.8 盘式消声器 …… 1010
2.9 消声弯头 …… 1011
2.9.1 ZWB50/100 和 ZWA50/100 型弯头消声器系列 …… 1011
2.9.2 VKT22 型消声弯头…… 1012
2.10 微穿孔板消声器 …… 1013
2.10.1 微穿孔板消声器简介 …… 1013
2.10.2 WG 型微穿孔板管式消声器系列 …… 1014
2.10.3 WX 型微孔板消声器 …… 1015
2.10.4 微穿孔板消声弯头 …… 1017
2.11 空压机消声器 …… 1018
2.11.1 空压机及其噪声简介 …… 1018
2.11.2 K 型空压机消声器系列 …… 1018
2.11.3 XL 型空压机消声器 …… 1019
2.11.4 ZKSG 型组合式空气消声过滤器 …… 1020
2.11.5 XW—05 型空压机微穿孔板消声器系列 …… 1021
2.12 排气喷流消声器 …… 1023
2.12.1 排气喷流噪声简介 …… 1023
2.12.2 Kx—P 型排气消声器系列和 Kx—A 型安全阀消声器系列 …… 1023
2.12.3 MM 型小孔排气消声器系列 …… 1023
2.13 柴油机排气消声器 …… 1023
2.13.1 柴油机排气噪声简介 …… 1023
2.13.2 195 柴油机排气消声器…… 1027
2.13.3 汽车、拖拉机、摩托车消声器 …… 1027
2.13.4 JX 型节油型汽车排气净化消声器 …… 1029
2.14 电动机消声器 …… 1029
2.15 其他消声器 …… 1030
2.15.1 蒸汽加热消声器 …… 1030
2.15.2 QX 型气动元件聚乙烯微孔排气消声器 …… 1031
第 3 章 吸声材料与吸声结构的应用 … 1032
3.1 吸声降噪简介 …… 1032
3.2 吸声材料和吸声结构种类…… 1032
3.3 常用的多孔性吸声材料性能…… 1032
3.3.1 防潮离心玻璃棉 …… 1033
3.3.2 岩棉 …… 1036
3.3.3 玻璃棉 …… 1038
3.3.4 矿棉 …… 1041
3.3.5 阻燃聚氨酯声学泡沫塑料 … 1041
3.3.6 纺织废纤维 …… 1045
3.3.7 吸声泡沫玻璃 …… 1045
3.4 常用的模压吸声板性能 …… 1046
3.4.1 矿棉吸声板 …… 1046
3.4.2 膨胀珍珠岩装饰吸声板 …… 1048
3.4.3 珍珠岩穿孔复合吸声板 …… 1049
3.4.4 软质纤维板 …… 1050
3.4.5 木丝板及其他材料压合板 … 1051
3.5 常用的薄板振动吸声结构性能 … 1051
3.6 常用的穿孔板吸声结构性能…… 1052
3.6.1 普通穿孔板吸声结构 …… 1052
3.6.2 微穿孔板吸声结构 …… 1052
3.7 产品化吸声结构 …… 1053
3.7.1 产品化吸声结构简介 …… 1053
3.7.2 龙牌岩棉空间吸声体 …… 1055
3.7.3 KX—B 型板状空间吸声体 … 1056
3.7.4 吸声尖劈 …… 1056
3.7.5 离心玻璃棉板空间吸声体 … 1060
3.7.6 HA 吸声板 …… 1060
3.7.7 金属穿孔饰面板 …… 1062
3.7.8 GHP 系列金属活动顶棚与隔墙…… 1062
3.7.9 中雅系列吸声板 …… 1063
3.7.10 永久型阻燃吸声装饰织物 … 1064
3.7.11 石膏纤维装饰吸声板 …… 1064
第 4 章 隔声材料与隔声构件的应用 … 1067
4.1 隔声降噪简介 …… 1067
4.2 隔声构件选用 …… 1067

4.3 隔声板材 …… 1068
4.3.1 FC 板 …… 1069
4.3.2 PC 板 …… 1069
4.3.3 WJ 板 …… 1071
4.3.4 彩钢夹芯板 …… 1071
4.4 金属复合隔声板 …… 1071
4.4.1 CH 型活动隔声板 …… 1071
4.4.2 82—1 型隔声板 …… 1073
4.5 隔声罩 …… 1074
4.5.1 组装式轻型钢质隔声罩 …… 1074
4.5.2 BHB 型风机隔声罩 …… 1074
4.5.3 SZE85—2 型大电动机系列隔声罩 …… 1074
4.5.4 FZ 系列多层复合结构隔声罩 …… 1075
4.5.5 ZK_4 型消声隔声箱 …… 1077
4.5.6 SHZ—GZ 型隔声罩系列 …… 1079
4.5.7 中雅系列工业用隔声罩 …… 1079
4.6 隔声室 …… 1080
4.6.1 SHS—GS 型组装式隔声室系列 …… 1080
4.6.2 CH 型组装式轻型隔声室 …… 1081
4.6.3 高速冲床隔声室 …… 1082
4.6.4 装配式球磨机隔声室 …… 1083
4.6.5 HBE—G 型系列隔声室 …… 1084
4.6.6 中雅系列广播电视、医学、艺术用隔声室 …… 1085
4.7 隔声屏障（简称声屏障） …… 1088
4.7.1 GP 系列隔声屏障 …… 1088
4.7.2 PZP 型防噪声屏系列 …… 1089
4.7.3 GYB 型声屏障 …… 1090
4.7.4 SHP—W 型微穿孔吸声屏障 … 1090
4.7.5 纳普隔声屏障（SOUND SNAP） …… 1091
4.7.6 中雅系列声屏障 …… 1093
4.8 隔声门 …… 1094
4.8.1 SHM—GM 型轻质高效装饰隔声门系列 …… 1094
4.8.2 ATD—30 型钢质隔声平开门 …… 1095
4.8.3 SHM—J649 型全国通用隔声门系列 …… 1095
4.8.4 SK 系列隔声门 …… 1096
4.8.5 纳普（NAP）公司 DYNA 隔声门 …… 1097
4.8.6 GM 型耐高温隔声门 …… 1098
4.8.7 中雅系列隔声门 …… 1098
4.9 隔声窗 …… 1100
4.9.1 SK 系列隔声窗 …… 1100
4.9.2 通风隔声窗 …… 1100
4.9.3 中雅系列隔声窗 …… 1101
4.9.4 消声通风百叶窗——IAC 系列声学百叶 …… 1102
4.10 其他隔声结构 …… 1105
4.10.1 测听室和电话亭 …… 1105
4.10.2 装配式消声室 …… 1105
4.10.3 船用机舱恒温隔声操纵室 …… 1106
4.10.4 钢球磨煤机（球磨机）隔声套 …… 1106
第 5 章 隔振与阻尼减振 …… 1108
5.1 概述 …… 1108
5.2 隔振器分类 …… 1108
5.3 隔振器的选用 …… 1108
5.4 金属弹簧隔振器 …… 1110
5.4.1 ST 型阻尼弹簧隔振器 …… 1111
5.4.2 ZT 系列阻尼弹簧隔振器 …… 1113
5.4.3 ZTG 型系列阻尼弹簧隔振器 …… 1118
5.4.4 DZTG 系列大载荷阻尼弹簧隔振器 …… 1122
5.5 橡胶隔振器 …… 1125
5.5.1 JG 型橡胶隔振器 …… 1125
5.5.2 BE 型橡胶隔振器 …… 1126
5.5.3 DJ 系列隔振器 …… 1128
5.5.4 ZA 系列隔振器 …… 1130
5.6 金属丝网隔振器 …… 1131
5.7 专用设备隔振器 …… 1132
5.7.1 JZQ 型系列机床隔振器 …… 1132
5.7.2 Ⅰ型冲床隔振器 …… 1132

5.8 弹性吊钩 …… 1133
5.8.1 VH 型隔振弹性吊钩 …… 1134
5.8.2 TD 系列弹性吊架 …… 1134
5.9 橡胶隔振垫 …… 1137
5.9.1 JD 型橡胶隔振垫 …… 1138
5.9.2 STB-1 型橡胶隔振垫 …… 1138
5.9.3 GD 系列橡胶隔振垫 …… 1139
5.10 软木、毛毡、玻璃纤维及矿棉等隔振材料 …… 1140
5.10.1 软木 …… 1140
5.10.2 毛毡 …… 1140
5.10.3 玻璃纤维毡与矿棉毡 …… 1140
5.11 柔性接管 …… 1141
5.11.1 可曲挠橡胶接头 …… 1141
5.11.2 橡胶挠性波形偏心（同心）异径管道接头（异径软接头） …… 1143
5.11.3 Su6 型橡胶补偿接管 …… 1145
5.11.4 不锈钢波纹膨胀节 …… 1146
5.11.5 SR 型金属软管（不锈钢波纹管） …… 1146
5.12 阻尼减振 …… 1147
5.12.1 30 系列和 90 系列阻尼板材 …… 1147
5.12.2 NYJ 系列阻尼板材 …… 1148
5.12.3 其他阻尼材料 …… 1148
5.12.4 阻尼涂料 …… 1148
参考文献 …… 1151
索引 …… 1152

第 1 篇

基 础 知 识

作　者　　沈　嵘



第1章 术 语

1.1 声波及其传播

声［波］——指弹性媒质中传播的压力、应力、质点位移、质点速度的变化或几种变化的综合。

声学——研究声波的产生、传播、接收和效应的科学。

平面声波——波阵面为与传播方向垂直的平行平面的波。平面波传播时，声压和质点速度同相位。

球面波——波阵面为同心球面的波。球面波传播时，声压与球面波半径成反比，当波阵面半径很大距离远时，局限性质接近平面波。

柱面波——波阵面为同轴柱面的波。柱面声波传播时，声压近似地与距离的平方根成反比。

声场——媒质中有声波存在的区域。声源向自由场辐射时，声源附近声压和质点速度不同相的声场，称为近场。在远处，声压与质点同相的声场称为远场。

驻波——由于频率相同的同类声波互相干涉而形成空间分布固定的周期波。

冲击波——由于物体高速运动或爆炸在媒质中引起强烈压缩，导致能量以超声速传播的过程。冲击波产生时，经过冲击面有空气压力、密度和温度的突变。物理量变化仍然是连续的，只是发生在很短距离内。飞行体产生的冲击波有飞行体前端产生的压缩冲击和尾端产生的消失冲击。

轰声——以超声速运动的物体所引起的冲击波噪声。轰声的压力扰动是一种首先突然压缩，然后缓慢膨胀，最后是另一个快速压缩的过程。超声速飞机前端和尾端产生的波具有N形，它传播到地面时听起来象爆炸声。

反射——当声波从一媒质入射到声学特性不同的另一媒质时，在两种媒质的界面处发生反射，使入射波的一部分能量返回第一种媒质、在斜入射时反射角等于入射角。在反射点处，反射波声压与入射波声压之比称为反射系数。

回声——大小和时差都足够大，在主观感觉上可以和直达声区别的反射声或因其他原因返回的声波。同一声源所发声音的一串可区别的回声，称为多重回声。由同一原始脉冲引起的一串紧跟着的反射脉冲，称为颤动回声，是多重回声的一种。在室内声学中回声有时可泛指由反射面传来的声波。

衰减——声波在媒质中传播，由于波阵面的几何扩展、吸收、散射和声能泄漏等原因所引起的声能损失。

衍射——由于媒质中的障碍物或其他不连续性而引起的传播方向改变的现象。波长和障碍物尺度的比值越大，衍射越明显。声衍射波是波阵面改变了的波，一般不计及反射和折射作用。

散射——声波向许多方向的不规则反射、折射或衍射。在声场内有比波长小的刚体障碍物则产生散射。在距障碍物较远处的散射波，其振幅与障碍物的体积成正比，与波长平方成反比，与障碍物到观察点的距离成反比。当媒质中存在弹性与密度不同的障碍物时声波也产生散射。

折射——声波在传播过程中，由一媒质进入另一媒质时传播方向发生改变的过程。声波折射满足折射定律，即入射角的正弦和折射角的正弦之比等于两媒质中声速的比值。折射也指在同类媒质中，由于媒质不均匀而使传播方向改变的现象。

透射——墙和间壁等构件透射声能的现象。透射声能与入射声能之比，称为声透射系

数，它是声波入射角的函数。

干涉——由两个或两个以上波源发出的具有相同频率、相同的振动方向和恒定的相位差的波在空间叠加时，在叠加区不同地点出现加强或减弱的现象。

多普勒效应——当波源和观察者有相对运动时，观察者接收到的波的频率和波源发出的频率不同的现象。两者互相接近时，观察者收到的频率升高；互相远离时，频率降低。由于多普勒效应而引起的频率变化数值称为多普勒频移。

1.2 振动与冲击

振动——一个物理量的值在观测时间内不停地经过平衡位置而往复变化的过程。完成一次振动所需的时间称为周期，单位时间内完成的振动数称为频率。振动是非常普遍的物理现象。

冲击——机械系统中的一种瞬态运动，随着有力、位移、速度和加速度的非周期性突然变化。

冲击脉冲——加速度在短时间内，由一恒值上升和衰变的重大扰动。冲击脉冲一般是加速度的时间函数。

撞击——动运质量与另一个运动或静止质量的单次冲击。

受迫振动——系统受外力作用而被强迫进行的振动。如果外加激励是周期性和连续的，则受迫振动就是稳态振动。

自激振动——机械系统中，由非周期性激励和反馈转换为周期性激励所形成的振动。维持自激振动的交变力由运动本身产生或控制。振动的频率称为系统的固有频率。

自由振动——又称固有振动。一个系统在不受外力作用，而阻尼又可忽略的情况下，自然进行的振动。其振幅决定于振动开始时系统所具有的能量，而振动频率则决定于系统本身的参量。

随机振动——对于任一给定时刻，其瞬时振动状态不能预先确定的振动。频率分量分布在较窄频带内的随机振动，称为窄带随机振动；频带宽度等于或大于一个倍频程的随机振动，称为宽带随机振动。

阻尼振动——系统振动时受到阻力作用，形成能量损失而使系统的振动幅值逐渐减小的振动。

自由度——在任何时候为了确定机械系统各部分运动状态所需要的最少数目的独立的广义位移数。

固有频率——系统自由振动时的频率。在多自由度系统中，它就是简正振动方式的频率。

共振——系统受迫振动时，如激励频率有任何微小的变化都会使系统响应减小的现象。如外加力的频率有任何微小改变都会引起策动点速度的降低，也就是激励频率恰使策动点阻抗的绝对值为极小，这时称为物体或系统与外加力发生速度共振。如外加力的频率有任何微小改变都会引起策动点位移振幅的减小，这时称为物体或系统与外加力发生位移共振。

反共振——系统作受迫振动时，如激励频率有任何微小变化都会使系统的响应增加的现象，如外加力的频率有任何微小改变都会引起策动点速度的增加，也就是频率恰使策动点阻抗的绝对值为极大时，这时称为物体或系统与外加力发生速度反共振。如外加力的频率有任何微小改变都会引起策动点位移振幅增加，这时就称为物体或系统与外加力发生位移反共振。

振型——在一个振动系统中，假定在某一特定频率下系统的每个质点的运动为简谐运动时，表征波峰和波节的特征图形，它在声学中称为振动方式。系统以某一固有频率振动时的振型，称为固有振型。系统的每个自由度都有一个固有振型。具有最低固有频率的振型，称为基本固有振型。如能量可以从一个振型转移到另一个振型，则这种互相影响的独立振型即为耦合振型。如从一个振型到另一个振型没有能量转移，则这种在一个系统中同时存在相互

无关的振型称为非耦合振型。

隔振——应用弹性材料和阻尼材料来减弱振动沿固体传播的一种措施。对于本身是振源的机器，为了减少它对周围设备及建筑的影响，将它与地基隔离，称为积极隔振。对于允许振动很小的精密仪器和设备，为了避免周围振源对它的影响，将它与地基隔离，称为消极隔振。两种隔振的原理是相似的，基本方法都是把需要隔离的设备和机器安装在合适的弹性装置上，使振动为弹性装置所减弱。

阻尼器——用损耗能量的方法减弱冲击和振动幅度的一种装置。它的结构简单，适用于减小共振时的振幅。

动力吸振器——又称共振阻尼器。可把能量转移到调谐在振动频率的附加共振系统上以降低原系统振动的一种设备。

隔振器——使系统与稳态激励隔离的一种弹性装置。常用的有橡胶隔振器、金属弹簧、空气弹簧、软木、泡沫橡胶和毛毡等。

白手指——常期使用手持振动工具而引起的手的疾病表现为手的感觉迟钝，严重时手指脱落。

1.3 生理和心理声学

生理声学——研究发声和听声生理过程的科学。它与心理声学密切相关，但着重听觉器官和发音器官的生理效应，因此涉及的范围较窄。其研究重点是防治发音器官和听觉器官的疾病。

心理声学——研究声音的主观感觉和物理量关系的科学。它讨论声音的主观评价，有助于人们对各种感觉系统的探讨。心理声学和生理声学密切相关，重点研究声刺激和反应的关系。它和语言声学的关系也很密切，因为两者都需要研究语言声的形声意关系，都要考察声刺激和主观评价问题。

听觉器官——听觉器官由外耳、中耳和内耳组成。外耳包括耳壳和一端由鼓膜封住的耳道。外耳道的直径为3～14mm，平均约7mm，长约27mm。在自由声场中，外耳道的共振是决定听力灵敏度的一个因素，共振频率约3000Hz。中耳包括耳膜、鼓室和通入内耳的两个开口，即卵形窗和圆形窗。耳膜的直径约7mm，是向内倾斜的圆锥膜，有较大的刚性，在低于2400Hz的声波振动下与相连的锤骨一起运动。鼓室内有三个小听骨：锤骨、砧骨和镫骨，它们组成一个杠杆机构，除特别强的声压外，总是一起运动的。中耳的部分作用是使外耳阻抗和内耳中流体阻抗匹配，使空气中声能更有效地传到内耳。中耳的空腔还和口腔有一欧氏管相连以保持平衡。内耳中听觉部分是耳蜗。它为蜗牛状螺旋形结构，其中听觉神经沿耳蜗长度方向伸展，形成螺旋形神经节。耳蜗的每一段相应于某一振动频率，是一个检频系统。此外，内耳中尚有位于半规管和前庭中掌管平衡机能的感觉器官。

响度——听觉判断声音强弱的属性，根据它可以把声音排列成由轻到响的序列。人耳感觉到的响度主要决定于声音的强度，但与声音的频率和波形也有关。响度的单位是宋。

音高——也称音调。听觉分辨声音高低的属性，根据音高可以把声音按高低排列成音阶。音高反映人耳对声音频率的感受，但它与频率不成正比关系，且还与声压及波形有关。音高的单位是美。

音色——人们在主观感觉上借以区别具有同样响度的音高的两个声音的特性。它是一种复杂的感觉，主要决定于声音的波形，但也同响度和音高有关。

听觉区域——听觉区域有两种意义：①大脑对声刺激有感觉的部分；②以频率为横坐标，声压级为纵坐标平面内，听阈曲线和痛阈曲线之间的区域；听觉区域的频率范围约为20～20000Hz，强度范围约为10^{-12}～1W/m^2。

等响曲线——许多典型听者认为听起来响度相同的纯音的声压级与频率的关系曲线。

听阈——指某信号在多次试验中能引起听觉的最小有效声压。通常指等响曲线族中最低

一条等方曲线，它是纯音的最低可听声压的频率响应。

痛阈——指某信号在多次试验中刺激人耳到有不舒适程度的极小有效声压。必要时可以区别人耳的感觉为不舒适、痒和痛等而相应地称为不适阈、痒阈和痛阈。

噪声剂量——与噪声强度和暴露时间有关的量，它等于两者的乘积。

掩蔽效应——一个声音的听阈因另一个声音的存在而上升的现象称为掩蔽。当一个复合声信号作用到人耳时，如果其中有响度较高的频率分量，则人不易觉察到那些低响度的频率分量。这种生理现象称为掩蔽效应。

临界带宽——一宽带连续噪声的一部分频带的宽度，这时频带内全部声功率等于在连续噪声中刚能听到，而频率为该频带中心频率的纯音功率，两个连续噪声互相掩蔽而频谱不同时，仍可用临界频带内的能量进行比较。

空气传导——指声音在空气中经过耳道传到内耳的过程。

骨传导——指声音经由头骨直接传到内耳的过程。在 800Hz 以下，刺激方式是听骨与耳蜗之间的相对运动，称为惯性骨传导；在较高的频率，头颅骨共振，刺激方式主要是耳蜗的压缩，称为压缩性骨传导。

阈上级——声音用听阈以上的分贝数来计量的声压级。这里听阈是受试者个人的听阈。

听力损失——也称聋度。人耳在某一频率的听力损失是它的听阈较正常听阈所提高的分贝数。

语言听力损失——达到同样可懂度所需语言声级较正常人耳所需语言声级提高的百分数。可懂度常任意取为 50%。语言听力损失的测量方法有三种：① 用纯音 500Hz、1000Hz、2000Hz 三个频率的听力损失的平均值表示；② 直接用语言测量，把记录下的语言信号通过耳机传给听众，每个词比前面一个低 5dB，听众有 50%时间听懂某一个词就可求出听力损失；③ 改变发音人和听众之间的距离　听力损失是听懂 50%的声压级减去 12dB。

听觉疲劳——因声音过度刺激而使听力减退的现象。听力减退可反应为听阈提高，同一声音的响度降低或双耳定位能力减弱。由听觉疲劳引起的听力损失经一定时期后能够恢复，故又称为暂时性听力损失。

听力图——表述听力损失或听阈作为频率的函数而画成的曲线。

老年性耳聋——随着年龄增长而增加的正常听力损失，高频率的听力损失随年龄增长比低频要迅速。

噪声性耳聋——由于职业性噪声引起的听力损失。噪声引起的听力损失有两类：① 噪声引起的暂时性听阈上移，充分休息后可以恢复；② 噪声引起永久性听阈上移，它是在噪声中重复暴露形成的听力损失，一般不能恢复。

病理性耳聋——由耳病引起的听力损失。

1.4 建筑声学

建筑声学——研究建筑物中和广场内声学问题的科学。它研究建筑物的声学特性，使建筑内有一个不受外界干扰的环境，以有利于语言清晰度和音乐的音质。由于大型建筑多是多用途的，用电声技术控制室内音质的方法，已成为建筑声学的重要辅助手段。

室内声学——建筑声学的一部分，它研究室内音质控制的科学技术，包含封闭空间内声波传播和音质评价标准问题。

音质设计——在建筑设计过程中，从音质上保证建筑符合要求所采取的措施。目的是使语言清晰、音乐动听。

混响——室内声源停止发声后，由于房间边界面或其中障碍物使声波多次反射或散射而产生声音延续的现象。混响现象可理解为简正振动方式的衰变，室内声能逐渐被吸收的过程，或者脉冲激发后入射到室内某点反射声总和。适当的混响有助于改善音质，但过量的混响会损害房间音质。

声聚焦——室内声能由于凹面聚焦而发生集中于某点（或某区域）以致声音过响的现

象。

声场模拟——模拟厅堂音质的技术，例如用光学模拟、超声模拟或采用计算机模拟等。

扩散声场——空间各点声能密度均匀，从各方向到达某一点声能流的概率相同，以及在各个传播方向声波的相位作无规分布的声场。

扩散度——表述声场扩散程度的概念。在稳态情况下，扩散使声压的空间分布均匀并改善房间内声音增长和衰变过程的均匀性。

扩散场距离——也称混响半径。指各方向平均的直达声均方声压与声源所在的有混响房间内混响声均方声压相等的点与声源声中心的距离。

声耦合——两室间的声耦合指两室互相连通交换声能的过程。在耦合房间内，声音不按简单的指数律下降，两个房间的混响过程互有影响。

哈斯效应——也称优先效应。是一种分辨来自不同声源的同样声音的听觉效应。它表明如果两个不同声源发出同样的声音，并在同一时刻以同样强度到达听者，则声音表现的方向大约在两个声源之间。如果其中一个略有延迟，约 5～35ms，则所有声音听起来似乎是来自未延迟声源，被延迟声源是否在工作就不明显。如果延迟在 35～50ms 之间，则延迟声源的存在可以被识别出来，但其方向仍在未延迟声源的方向。只有延迟时间超过大约 50ms 时，第二个声源听起来才象清晰的回声。

声锁——又称声阱。是具有大量声吸收的小室，用来使两房间连通，但其耦合很小。

侧向传声——空气声自声源室不经过共同墙壁而传到接收室的情况。

房间常数——房间内总吸声量以 1 减去平均吸声系数来除，所得的商。

空气声——建筑中经过空气传播而来的噪声。

固体声——建筑中经过固体（建筑结构）传播而来的机械振动引起的噪声。

电子吸声器——利用电子线路供给反相声音，以降低局部噪声的装置，适用于低频范围。

1.5 噪声及其控制

噪声——噪声有两种意义：① 在物理上指不规则的、间歇的或随机的声振动；② 在心理上指任何难听的、不谐和的声或干扰。有时也指在有用频带内任何不需要的干扰，这种噪声干扰不仅是由声音的物理性质决定，还与人们的心理状态有关。在电路中，噪声指由于电子持续的杂乱运动形成频率范围很宽的干扰，例如散粒噪声、热噪声等。在可能混淆时应该注明声噪声或电噪声。

无规噪声——也称随机噪声。瞬时值不能预先确定的噪声。它可以是幅值对时间分布满足正态（高斯）分布的声或电信号。无规噪声在很宽频率范围内具有连续的频谱，但不一定是均匀的。

白噪声——指频谱连续而均匀的噪声，但不一定是无规的。白噪声有两种含义：① 指加于声源上的电信号具有白噪声的特性；② 指声场具有白噪声的特性。

粉红噪声——指在很宽频率范围内用等比例频带宽度测量时，频谱连续而均匀的噪声。它相对白噪声具有较多的低频成分。粉红噪声有两种含义：① 指加于声源上的电信号具有粉红噪声的特性；② 指声场具有粉红噪声的特性。

噪声学——研究噪声的发生、测试、评价、作用和控制的学科。

环境声学——研究对人适宜的声学环境的科学。它包括噪声的发生、测试、评价、作用和控制等问题，还包含噪声污染规律、噪声对人体健康影响的机理等。

噪声控制——研究获得能为人所容忍的噪声环境的科学技术。它包含与噪声问题有关的政策、行政措施、社会措施，以及噪声防治技术等。它通过采用吸声、隔声、隔振、减振等方法，使各种环境下的噪声低于允许的噪声级标准。与噪声控制紧密相关的是振动控制技术，包括隔振、振动阻尼和冲击隔离等。

隔声——指利用间壁构件防止空气声传入

室内的措施。构件隔声性能可用传声损失、声压级差和隔声指数等描述。

隔声量——又称传声损失。墙或间壁等构件的隔声量是入射声能与透射声能相差的分贝数。

声压级差——建筑构件一侧声源室内的平均声压级和另一侧接收室内的平均声压级之差值。

降噪系数——建筑构件表面在噪声降低中所使用的吸收系数。它等于 250Hz、500Hz、1000Hz 和 2000Hz 四个频率的吸收系数的平均值。

噪声降低——在建筑物中利用吸声材料使室内噪声降低的过程。其降低程度用声级降低的分贝数表示。

质量定律——决定墙和间壁等构件隔声特性的基本定律，它表明墙和间壁的隔声量与其面密度成正比。

吻合效应——当墙壁的受迫弯曲波速度与自由弯曲波速度相吻合时发生的效应，此时墙失去了传声的阻力。应该注意吻合效应与共振效应有本质的差别。

声桥——双层或多层隔声结构中两层间的连接物。声能以振动形式通过它而在两层之间传播。

撞击声——由于撞击固体而在室内引起的一种噪声。脚步声是最常听到的撞击声。

空气动力声——指由于空气扰动、气体与物体相互作用而产生的噪声。从声源特性来说主要有单极声源、偶极子声源和四极子声源。

附面层噪声——当物体以高速通过气体时，气体的粘滞性在物体表面引起了压力起伏（即湍流）。这种湍流沿着运动物体产生一个起伏的压力场，迫使物体的壁面作类似于辐射声场那样形成的运动。

交通噪声——运载工具（如汽车等）经过时产生的噪声。

A 声级——用声级计的 A 计权网络测得的声压级。由于 A 声级能很好表述人们对噪声感到烦恼的程度，因此广泛用于噪声评价中。

等效［连续］噪声级——等效噪声级是在时间过程中 A 声级按能量平均。它客观地反映人们实际接受的噪声能量。

噪声响度　听觉判断噪声强弱的属性。计算复合噪声的响度有 Stevens 法和 Zwieker 法。

感觉噪声级——飞机噪声的评价参数，单位是 PNdB。

语言干扰级——中心频率为 500Hz、1000Hz、2000Hz 和 4000Hz 四个倍频带声压级的算术平均，单位为 dB。

噪声污染级——交通噪声的评价参数。用统计分布来描述。例如，交通噪声可用 L_{10}，L_{50}，L_{90} 来表述，它们分别是出现时间为 10%，50%，90%的噪声级。

环境噪声——在人们关心的场所出现的残余噪声的总和。它是所处环境中由多个不同位置声源产生的总噪声。当讨论的一个特定声源不起作用时，往往用背景噪声一词来描述环境噪声。

暴露声级——在某一规定时间内或对某一噪声事件，其 A 计权声压的平方的时间积分与基准声压的平方和基准持续时间（1s）的乘积的比以 10 为底的对数，即

$$L_{AE}=10\lg\left[\frac{1}{t_2-t_1}\int_{t_1}^{t_2}\frac{p_a^2(t)}{p_0^2}\mathrm{d}t\right]$$

式中 L_{AE}——暴露声级（dB）；

p_0——基准声压（=0，μPa）；

p_a——瞬时 A 计权声压（Pa）；

t_2-t_1——基准持续时间（=1s）。

噪声冲击——噪声对人类生活和社会环境的短期或长期的影响，可用总计权人数 TWP 描述。

$$\mathrm{TWP}=\sum_i W_i P_i$$

式中 P_i——全年昼夜平均声级范围（例如 60～85dB）内受冲击的人数；

W_i——在该声级范围内的计权因数。

噪声冲击指数—— 总计权人数除以总人数。

$$\mathrm{NII}=\frac{\mathrm{TWP}}{\sum_i P_i}$$

式中 NII —— 噪声冲击指数；

TWP —— 噪声冲击的总计权人数；

P_i —— 全年昼夜平均声压级范围内受冲击的人数。

噪声源鉴别—— 在同时有几个噪声源，或包含有许多振动发音的复杂情况下，为了确定各个噪声源或振动部件的声辐射，区别噪声源并根据它们对总声场所起作用加以分等的方法。

消声器—— 用于降低气流噪声的一种部件。它可看作是管道的一部分，在内部作声学处理后减弱噪声的传输或产生，但允许气流通过。

声失效—— 指电子器件或设备，在强噪声作用下，性能改变甚至不能工作，但当强噪声消失后，其性能仍然恢复的现象。

声疲劳—— 指在声场中交变负载反复作用下所引起的一种破坏现象，它使得金属板材产生裂纹，而且会发生突然的断裂。

包扎—— 指在管道、阀门、混合室等以及飞机机身壳体内，为降低管道辐射噪声和飞机舱内噪声所采取的措施。

1.6 噪声测量

声学测量—— 指用机电换能器把声学量（或振动量）转换成电量，然后用电子仪表放大到一定电压再进行测量和分析的技术。在进行声学测量时通常要求特殊的测量环境，常用的有消声室、混响室等用来提供测量用的行波声场和混响声场。

频率分析—— 分析复杂信号频谱的技术，在频率分析中求信号能量（或功率）分布与频率关系的基本方法是滤波，采用带通滤波器。常用的频率分析有两类：恒带宽与恒比例带宽频率分析。

数字滤波—— 一种用数学运算来实现滤波的方法，由于滤波器的频率特性 $H(\omega)$ 和其单位脉冲响应 $h(t)$ 之间存在着单一的对应关系，因此可采用下述算法。如果令被滤波的信号 $x(t)$ 与 $h(t)$ 作褶积，则得到一个新的时间函数 $y(t)$。

$$y(t)=\int_0^\infty x(t-\tau)h(\tau)\,\mathrm{d}\tau$$

另一方面，根据褶积定理可知，

$$Y(\omega)=X(\omega)H(\omega)$$

上式表明，$y(t)$ 相当于 $x(t)$ 通过频率特性为 $H(\omega)$ 的滤波器的输出。因此可以用褶积运算实现滤波。

相关函数—— 两个波形时间间隔的函数，用来描述两个波的相似性。相关分析有自相关和互相关两类，其本质也是一种线性滤波。随机信号是不确定的，但它的相关函数是确定的，因此可用相关函数表征一个平稳随机过程的统计特性。

快速傅里叶变换—— 一种计算离散傅里叶变换的有效方法。它利用 $W^N=1$ 的性质，把计算离散傅里叶变换系数所需的乘法运算次数从 N^2 次压缩到（$N/2$）$\log_a N$）次，其中 $W=e^{-j2\pi/N}$，a 为任取的正整数，一般取 $a=2$。采用计算机计算离散傅里叶变换，推动了相关函数、频谱、功率谱传递函数等的实际应用。

计权网络—— 声级计的测量需要反映人耳的响度感觉，因此声级计中配有三条频率响应曲线分别与 40、70 和 100 方等响曲线的反曲线相对应的电网络，分别称为 A、B、C 计权网络，IEC 对计权网络给出了标准响应曲线。近来国际上有人提出 D 网络和 E 网络。前者是与 40 呐等噪度曲线的反曲线对应的网络，用于航空噪声测量；后者是根据 Stevens 响度计算公式设计的网络。

标准偏差—— 实验中标准偏差是对同一被测量的 n 次测量中，表征测量结果分散的参数，

$$S=\sqrt{\sum_i (x_i-\bar{x})^2/(n-1)}$$

式中 S —— 标准偏差；

x_i ——第 i 次测量结果；

$\bar{x}$ ——所考虑的 n 个数值的平均。

置信度——利用置信限与置信概率结合起来说明测量的可信赖程度。

准确度——测量的准确度是被测量的结果与真值间的符合程度。

第 2 章　单位、级

我国的法定计量单位采用国际制的基本单位、国际制的辅助单位、国际制中具有专门名称的导出单位。因此在噪声控制技术中也相应地采用以国际单位制为基础的单位制。主单位为米、千克、秒；但是有些以厘米、克、秒为基础的单位可用作辅助单位。英制单位建议不再使用，但有些商品仍然标注英制单位，目前只能暂时兼容。

2.1　国际单位制（SI）

本手册采用国际单位制（SI）。按照国际单位制的规定，一个单位只有名称和符号。例如电流单位为安［培］，符号为 A；速度单位为米每秒，符号为 m/s。名称和符号不能混用，例如立方米，不用米^3；如果用符号应写成 m^3。关于倍数和分数，只有名称，如千、兆等，其符号为 k、M。SI 单位的名称和符号如表 1.2-1 所示。SI 单位的倍数和分数用单位前加词冠表示；常用拉丁词冠如表 1.2-2 所示，中文用兆、千或毫、微等数量词表示。但是质量仍然以克为主，另加词冠，例如克（g）、毫克（mg）等。平常使用普通的一些单位，可以与 SI 单位并用，例如分（min）、小时（h）、度（°）等，见表 1.2-3。

表 1.2-1　SI 单位的名称和符号

量的名称		单位名称	符号	等　值
基本单位	长度	米	m	
	质量	千克(公斤)	kg	
	时间	秒	s	
	电流强度	安[培]②	A	
	热力学温度①	开[尔文]	K	
	物质的量	摩[尔]（克分子）	mol	
	发光强度	坎［德拉］	cd	
辅助单位	平面角	弧度	rad	
	立体角	球面度	sr	
导出单位	频率	赫[兹]	Hz③	s^{-1}
	力	牛[顿]	N	$kg \cdot m/s^2$
	压力、应力、压强	帕[斯卡]	Pa	N/m^2
	能、功、热量	焦耳	J	$N \cdot m$
	功率、辐射通量	瓦[特]	W	J/s
	电动势、电压	伏[特]	V	W/A
	电量、电荷	库[仑]	C	$A \cdot s$
	电容	法[拉]	F	C/V
	电阻	欧[姆]	Ω	V/A
	电导	西[门子]	S	A/V
	磁通量	韦[伯]	Wb	$V \cdot s$
	磁感应强度	特[斯拉]	T	Wb/m^2
	电感	亨[利]	H	Wb/A
	光通量	流[明]	lm	$cd \cdot sr$
	光照度	勒[克斯]	lx	lm/m^2

① 也可以用摄氏温度，单位度，符号℃，t℃=(273.16+t) K，开尔文和摄氏度也用来表示温度差。

② 简称时，方括号内的字可以略去。

③ 单位名称来自人名时，符号的第一字母大写，否则为小写，其他单位同。

表 1.2-2　SI 单位的常用词冠

倍　数	名　称	拉丁词冠	符　号
10^6	兆	mega	M
10^3	千	kilo	k
10^2	百	hecto	h
10	十	deka	da
10^{-1}	分	deci	d
10^{-2}	厘	cetfi	c
10^{-3}	毫	milli	m
10^{-6}	微	micro	μ

表 1.2-3 与 SI 单位并用的单位

名 称	符 号	等 值
分	min	60s
小时	h	60min=3600s
度	(°)	(π/180)rad
分	(′)	1°/60=(π/10 800)rad
秒	(″)	1′/60=(π/648 000)rad
升	L,(l)	$10^{-3}m^3$
吨	t	10^3kg

2.2 声学单位

声学单位是以 SI 单位为基础，多数由基本单位表示，未另取名称。现有声学单位如表 1.2-4 所示。下面简单叙述几个常见声学单位和它们的定义。

表 1.2-4 声学单位

量的名称	符 号	单位名称	符 号
声压	p	帕[斯卡]	$Pa=N/m^2$
力	F	牛顿	N
质点速度	u 或 v	米每秒	m/s
振动位移	d	米	m
振动加速度	a	米每二次方秒	m/s^2
声强	I	瓦每平方米	W/m^2
声能通量	W	瓦[特]	W
声能密度	D	瓦每立方米	W/m^3
声源功率	W	瓦[特]	W
体积速度	U	立方米每秒	m^3/s
声阻抗	$Z_A=R_A+jX_A$	千克每四次方米秒	$kg/(m^4\cdot s)$
力阻抗	$Z_M=R_M+jX_M$	千克每秒	kg/s
声阻抗率	$Z_s=R_s+jX_s$	千克每平方米秒	$kg/(m^2\cdot s)$
频程		倍频程	oct
响度	N	宋	sone
音调		美	mel

(1) 牛顿

力的单位，符号为 N。使 1kg 质量的物体获得 $1m/s^2$ 的加速度所需的力。在 cgs 制中，力的单位是达因，符号为 dyne。$1N=10^5dyne$。

(2) 瓦特

简称瓦，是功率的单位，符号为 W。1W 是每秒作 1J 的功，或者指电压 1V 通过 1A 恒定电流的功率。

(3) 赫兹

简称赫，是频率的单位，符号为 Hz。频率的赫数等于每秒的周期。

(4) 力欧

力阻抗的单位，符号为Ω_M，是 1N 的力产生 1m/s 速度的力阻抗，它等于 N·s/m（或 kg/s）。

(5) 声欧

声阻抗的单位，符号为Ω_A，是 $1N/m^2$ 声压产生 $1m^3/s$ 体积速度的声阻抗，它等于 $N\cdot s/m^5$ [或 $kg/(m^4\cdot s)$]。

(6) 瑞利

声阻抗率的单位，符号为 Rayl，是 $1N/m^2$ 声压产生 1m/s 的质点速度的声阻抗率，它等于 $N\cdot s/m^3$ [或 $kg/(m^2\cdot s)$]。

(7) 微巴

声压的辅助单位，符号为 μb，它是 $1dyne/cm^2$，大约为大气压的百万分之一。$1\mu b=0.1Pa=0.1N/m^2$。

(8) 帕斯卡

简称帕，声压的单位，符号为 Pa，它等于 $1N/m^2$。$1Pa=1N/m^2=10\mu b$。

(9) 倍频程

频带的单位，符号为 oct，它等于两个声音的频率比（或音调比）的以 2 为底的对数，在音乐中常称为八度。比八度小的单位有半音和音分。半音等于 1/12 倍频程，音分等于 1/1200 倍频程。

(10) 分贝

表示两个功率之比的无量纲单位，分贝数等于功率比值的常用对数的十分之一。如果 p_1、p_2 分别是两个功率值，N 表示 p_1/p_2 的分贝数，则

$$N=10\lg\frac{p_1}{p_2} \qquad (1.2\text{-}1)$$

在声压的数值比等于功率比平方根的条件下，声压比的分贝数用下式表示：

$$N=20\lg\frac{p_1}{p_2} \qquad (1.2\text{-}2)$$

式中　$\frac{p_1}{p_2}$ —— 声压比。

在实际中常把这个用法推广。有时声压比的数值不等于功率比的平方时，上述两个公式也仍然使用着。

（11）方

响度级的单位，响度级的方数等于根据听力正常听音者判断为等响的 1000Hz 纯音的声压级分贝数，符号为 phon。

（12）宋

响度的单位，频率 1000Hz，声压级为 40dB 的纯音所产生的响度定义为 1 宋，符号为 sone。

（13）美

音调的单位，对于频率 1000Hz，声压级为 40dB 的纯音所感觉到的音调规定为 1000 美，符号为 mel。

（14）灵敏度

灵敏度单位，在 1Pa 声压作用下，接收器输出的电压伏数，符号为 V/Pa。

2.3　级和分贝

分贝是声学中最常用的级的单位。声功率级是声源的功率和基准功率之比的常用对数乘以 10，单位为分贝，它的数学表示式为

$$L_W = 10\lg\frac{W}{W_0} \qquad (1.2\text{-}3)$$

式中　W_0 —— 基准功率，一般取 10^{-12}W。

声压级是有效声压和基准声压 p_0 的比值的常用对数乘以 20，单位为分贝，它的数学表示式为

$$L_p = 20\lg\frac{p}{p_0} \qquad (1.2\text{-}4)$$

式中　p_0 —— 基准值，通常采用 2×10^{-4}Pa。

在某些声场中，声压比不等于声功率比的平方根，因此严格地说不能用分贝表示，但可以引伸地使用分贝。例如 1Pa 的声压为 94dB，听力正常的人在 1kHz 频率时的听阈大约是 20μPa，即零分贝。使用分贝可以压缩比例尺度，例如，可听声低达 0dB，高达 120dB，这个范围内的比值达 10^6:1。其计算简单，因为分贝是对数量，所以数值相乘就变成分贝相加，数值相除，则变为分贝相减。

为了避免误解，级的使用应该加注基准值，例如：

L_p=80dB　（0dB=20μPa）

它表示该声压比 20Pa 的声压高 10^4 倍，即声压为 0.4Pa。比值和分贝数的换算可以查对数表，也可以用电子计算器计算。表 1.2-5 给出比值和分贝的换算。0dB 相应的声压比和声功率比都为 1，10dB 相应于声功率比为 10，20dB 相应于声压比为 20。通常声压比（或声功率比）用 10 的幂数表示，求出对数乘以 20（或 10）即为分贝数。

分贝也用作电量的单位，例如计算电功率、电压和电流。它们的使用方法和声功率、声压和质点速度相同，但采用的基准值不同。表 1.2-6 给出声学中常用的级和基准值。

（1）噪声的相加、相减

多个不相关的噪声相加，或一个噪声的各频带声压级已知，求总声压级。例如有两个声压级 L_1 和 L_2 相加，其计算公式为

$$L_1 = 10\lg\ (W_1/W_0) \qquad (1.2\text{-}5)$$

$$L_2 = 10\lg\ (W_2/W_0) \qquad (1.2\text{-}6)$$

功率相加

$$L_p = 10\lg\left(\frac{W_1+W_2}{W_0}\right) = 10\lg(10^{\frac{L_1}{10}}+10^{\frac{L_2}{10}}) \qquad (1.2\text{-}7)$$

或者写成

$$L_p - L_1 = 10\lg\left(1+10^{\frac{L_1-L_2}{10}}\right) \qquad (1.2\text{-}8)$$

可见声级相加（或相减）的结果与基准量无关。

例如，已知各倍频带声压级，求总声压级，计算步骤如表 1.2-7 所示。

表 1.2-5　比值和分贝的换算

+dB	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
功率比	1	1.25	1.6	2	2.5	3.15	4	5	6.3	8	10
声压比	1	1.12	1.25	1.4	1.6	1.8	2	2.25	2.5	2.8	3.15
-dB	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
功率比	1	0.8	0.63	0.5	0.4	0.315	0.25	0.2	0.16	0.125	0.1
声压比	1	0.9	0.8	0.7	0.63	0.56	0.5	0.45	0.4	0.35	0.315

表 1.2-6　常用声学量的级和基准值

名　称	定　义	基 准 值
声压级	L_p=20lg（P/P_0）	P_0=20μPa
振动加速度级	L_a=20lg（a/a_0）	a_0=1μm/s^2
振动速度级	L_v=20lg（v/v_0）	v_0=1nm/s
振动位移级	L_d=20lg（d/d_0）	d_0=1pm
力级	L_F=20lg（F/F_0）	F_0=1μN
功率级	L_W=10lg（W/W_0）	W_0=1pW
强度级	L_I=10lg（I/I_0）	I_0=1pW/m^2
能量级	L_E=10lg（E/E_0）	E_0=1pJ
能量密度级	L_D=10lg（D/D_0）	D_0=1pJ/m^3
传声器灵敏度级	L_M=20lg（M/M_0）	M_0=1V/Pa
声源发送灵敏度级	L_S=20lg（S/S_0）	S_0=1Pa/V（声轴上离声源中心 1m 处）

表 1.2-7　总声压级的计算

倍频带中心频率 / Hz	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
已知倍频带声压级 / dB	90	95	100	93	82	75	70	70
与 100dB 的差数	-10	-5	0	-7	-18	-25	-30	-30
由表查出功率比	0.1	0.315	1.0	0.2	0.016	0.00315	0.001	0.001

比值的和为 1.636，查出分贝数为 2dB，故总声压级等于 100+2dB=102dB。

（2）两个声功率级相加

两个声功率级相加时，必须先取反对数，然后相加，再取对数。为了避免麻烦，可以利用图 1.2-1 的曲线来计算。若两个声功率级 L_{W_1}、L_{W_2}，设 $L_{W_2}=L_W-\Delta L_W$，则总声功率级为

$$\begin{aligned} L_W &= 10\lg(10^{\frac{L_{W_1}}{10}}+10^{\frac{L_{W_2}}{10}}) \\ &= L_{W_1}+10\lg(1+10^{-\frac{\Delta L_W}{10}}) \\ &= L_{W_1}+\delta \end{aligned} \qquad (1.2\text{-}9)$$

例如，若两个声功率级为 103dB、100dB

相加。103dB 与 100dB 相差 3dB，由图 1.2-1 可知，δ =1.8dB，它应该加于数值大的声功率级，获得的总声功率级为 103dB+1.8dB =104.8dB。若三个声功率级 100dB、103dB、109.8dB 相加，则应先求出 100dB 和 103dB 之和，为 104.8dB；然后求 109.8dB 和 104.8dB 相加，它们相差 5dB，由图 1.2-1 可知，δ =1.2dB，应该加于数值大的声功率级，获得总声功率级为：

109.8dB+1.2dB=111dB

一系列声功率级相加时也可以用上述方法，但应该从最小数值加起，以提高计算的准确度。

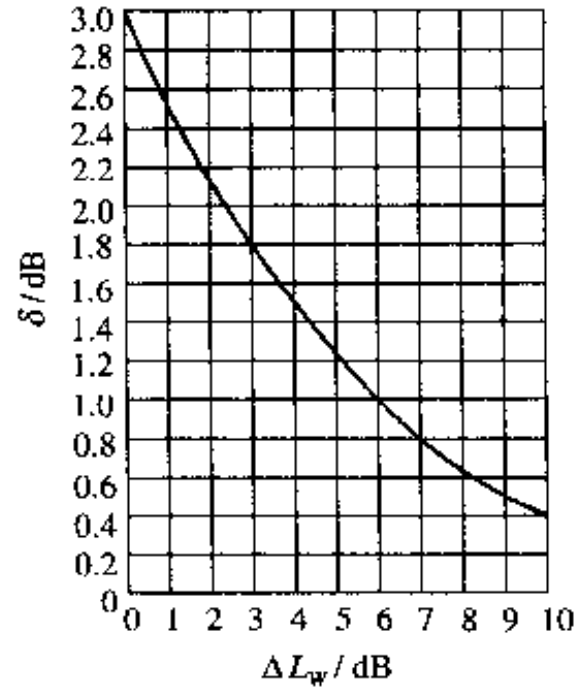


图 1.2-1　两个声功率级相加时ΔL_W与δ 的关系

第 3 章　常用符号和常数

3.1　常用符号

3.1.1　拉丁字母（按汉语拼音方案发音）

A	幅值；总吸声量；吸声面积
a	半径；加速度
B	磁通密度；B_a，声纳；B_m，力纳；宽度
b	宽度
C	电容；C_a，声顺；C_m，力顺
c	声速
D	声能密度；直径；清晰度
d	直径；距离；厚度；方向性扩散
E	电动势；电压；杨氏模量；能量；声能密度
e	电动势；电压
F	力；频率指数
f	力；频率；f_A，反共振频率；f_R，共振频率
G	切变弹性模量；电导；G_a，声导；G_m，力导
g	重力加速度
H	磁场强度；混响距离
h	高度；厚度
I	电流；声强；惯性矩
i	电流；虚数单位
K	耦合系数；磁致伸缩常数
k	波数；衰变常数；耦合因子
L	电感；电压级；响度级
l	长度；宽度
M	单位面积质量；M_a，声质量
m	质量；声强衰减常数，蜿蜒常数；m_a，声质量
N	响度；圈数
n	折光率；次数；比值
P	周长；压强；P_0 大气压强；功率

（续）

p	声压；p_a，平均声压；p_i，瞬时声压；p_m，最大声压
Q	声源强度；电荷；品质因数
q	电荷
R	房间常数；隔声量；半径；R_θ，指向性因数；电阻；R_a，声阻；R_m，力阻
r	半径；反射因数；到声源的距离
S	面积；力劲；响度；S_a，声劲
s	距离；力劲
T	热力学温度；周期；混响时间；力矩；传递比；动能
t	时间；厚度；温度
U	流量；体积速度
u	速度；质点速度
V	位能；体积；容积；速度
v	速度；质点速度
W	功率；W_A，声功率
w	宽度；声能密度
X	体积位移
x	位移；距离
Y	导纳；Y_a，声导纳；Y_m，力导纳；杨氏模量
Z	阻抗；Z_a，声阻抗；Z_m，力阻抗
Z	距离
lg	常用对数
ln	自然对数（底 e=2.71828）
$e^{j\omega t}$	正弦量，复值取其易于计算，瞬时值是它的实数部分

3.1.2　希腊字母（括号内为汉语拼音）

α（alfa）	能量吸声系数；衰减常数
β（beita）	损失因数，相位
γ（gama）	比热比，传播常数
Δ（deilta）	膨胀；磁致伸缩常数；衰变率

（续）

δ（deilta）	衰变常数
ε（epsilon）	介电常数；掠入角
ζ（Zeita）	阻尼比
η（cita）	损失因数；粘滞系数
θ（seita）	角度；温度
κ（kaPa）	热传导率；耦合系数
λ（lamda）	波长；衰变常数
μ（miu）	运动粘滞系数；摩擦系数
ν（niu）	运动粘滞系数
ξ（ksi）	位移
ρ（rou）	媒质密度；ρ_0，大气密度；电阻率
σ（sigma）	泊松比；穿孔率；标准偏差

（续）

τ（tau）	驰豫时间；能量传声系数；时间偏移；透射系数
Φ（fi）	磁通量；速度势幅值
ϕ（fi）	角位移；相角；速度势
χ（kai）	结构因子
Ω（Omeiga）	立体角；角函数
ω（Omeiga）	角频率；角速度；简正函数

3.2　工程计算用声学常数

密度　　$\rho_0=1.2\text{kg/m}^3$

大气压　　$P_0=10^5\text{Pa}$

温度　　$T_0=288\text{K}$（$t_0=15℃$）

声速　　$c=340\text{m/s}$

重力加速度　　$g=9.8\text{m/s}^2$

特性阻抗　　$Z_c=415\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$

注：工程计算中取$\rho c=400$。

第 4 章　声波的物理性质

4.1　振动与声波

声波与振动是紧密相关的，机械振动常常引起声辐射。物体振动时激励着它周围的空气质点振动，由于空气具有惯性和弹性，在空气质点的相互作用下，振动物体四周的空气就交替地产生压缩与膨胀，并且逐渐向外传播而形成声［波］。声也指作用到人耳引起的感觉。为了区别，前者称为声波，后者称为声音。人们能否听到声音，决定于声波的频率和强度。可听声的频率范围大约为 20～20000Hz，其强度范围大约为 0～130dB。

1. 振动

机械振动（简称振动）是指力学系统在观察时间内的一些物理量（例如，位移、速度或加速度）往复经过极大值和极小值变化的现象。每经过相同的时间间隔，其物理量能够重复出现的振动称为周期振动。完成一次振动所需的时间称为周期，每秒的振动次数称为频率。不是周期性出现的振动称为非周期性振动，最简单的周期振动是按正弦形规律变化的简谐振动。由频率不同的简谐振动合成的振动，称为复合振动。

2. 声波

当一个物体振动时，在它的周围就产生声波。这种振动的物体可以是人的声带、乐器的弦、膜片、鼓的振膜、管中的空气柱等。声波通常指空气媒质中的压强、应力、质点位移、质点速度等变化。声波在空气中传播时只能发生压缩与膨胀，空气质点的振动方向与声波的传播方向一致，所以空气中的声波是纵波。图 1.4-1 给出了鼓面在振动时，空气中声波的压缩和膨胀。一般说来，凡是弹性媒质，例如空气、液体和固体都能够传播声波。声波的频率很广，从 10^{-4}Hz 到 10^{12}Hz。按照频率范围，声波可以分为次声（10^{-4}～20Hz）、可听声（20～2×10^{4}Hz）、超声（2×10^{4}～5×10^{8}Hz）和特超声（5×10^{8}～10^{12}Hz）。电声（音响）技术中频率范围为 20～2×10^{4}Hz 以内的声波是噪声控制的主要对象。

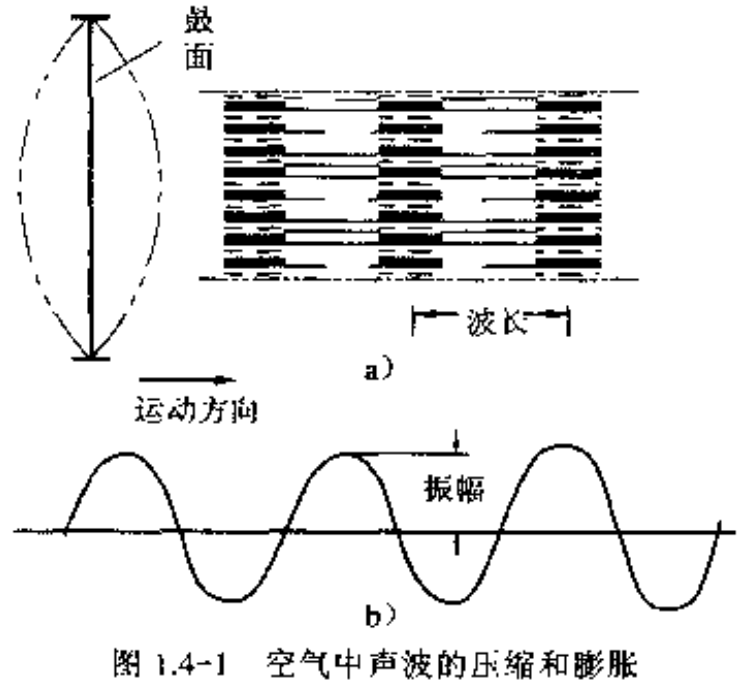


图 1.4-1　空气中声波的压缩和膨胀

a）声波的压强变化　b）等效的正弦波形

声波可以区分为周期性声波和非周期性声波。最简单的周期性声波是纯音，它是由简谐振动产生的频率固定、并按正弦形变化的声波。复杂声波是由一些频率不同的简单声波组成。对于周期性声波，其谐波频率是基频的倍数。用傅里叶分析方法，可以把任意周期性声波分解成一系列谐波。当声波作简谐振动时，其物理量随时间按正弦形式或余弦形规律变化。简谐声波可以用下述函数描述：

$$A\ (t)=A_p \sin\ (\omega t+\theta)$$

式中　A_p——幅值；

ω——角频率；

θ——初始相位。

图 1.4-2 给出不同参量表示的正弦信号，其中某些量定义为：① 幅值 A_p 是振动物理量偏离平衡位置的最大值；② A_{av} 是平均值；③ A_{pp} 是峰一峰值；④ 周期是函数值重复出现的

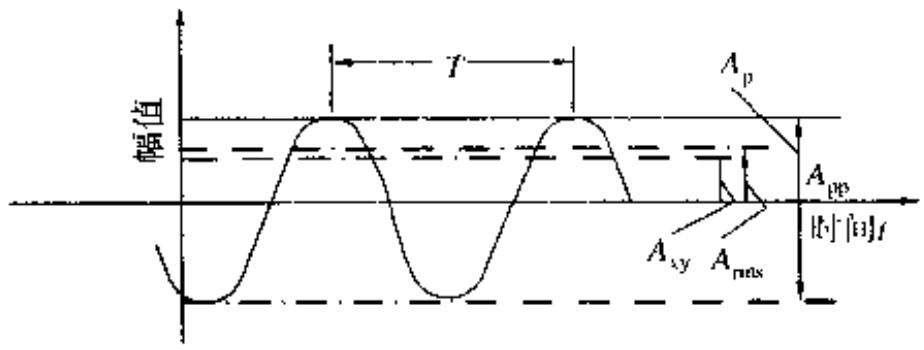


图 1.4-2　用不同参量表示的正弦信号

自变量的最小增量，如果自变量是时间，通常用 T 表示周期，即完成一周振动所需要的时间；

5）频率是周期的倒数，单位为赫［兹］（Hz），

$$f=\frac{1}{T} \qquad (1.4\text{-}1)$$

式中　T——周期（s）。

角频率 ω 等于

$$\omega=2\pi f \qquad (1.4\text{-}2)$$

声波在传播时有几个可测量的物理量。最常用的声压是大气静压强附近的变量，也可以测量质点振动的位移、质点振动速度等。声波传播的速度也是一个重要参量。下面给出声波的一些基本参数。

（1）波长

声波波长是周期波中两个相邻等声压点之间的距离，通常用 λ 表示，波长等于声速和频率之比，即

$$\lambda=\frac{c}{f} \qquad (1.4\text{-}3)$$

式中　c——空气中声速。

（2）波数

由于正弦函数是周期函数，其数量每增加 2π弧度，函数值就重复。根据周期条件可得

$$k\lambda=2\pi$$

或者说，波数 k 等于

$$k=\frac{2\pi}{\lambda} \qquad (1.4\text{-}4)$$

也可以写成另一形式

$$k=\frac{\omega}{c} \qquad (1.4\text{-}5)$$

（3）声速

空气中的声速等于

$$c=\sqrt{\frac{\gamma P_0}{\rho}} \qquad (1.4\text{-}6)$$

式中　P_0——大气静压强；

ρ——空气密度；

γ——比热比（对于空气，$\gamma=1.4$）。

假设空气为理想气体，则声速只与空气的绝对温度有关，故声速

$$c=20.5\sqrt{T} \qquad (1.4\text{-}7)$$

式中　$T=273.2+t$℃，其中 t 是摄氏温度。

例如，$t=21.1$℃，声速为 344m/s，则在室温时空气中声速大约为 340m/s。

4.2　声波的特性

1. 声压

当声波传播时，空气媒质各部分产生压缩与膨胀的周期性变化，压缩时压强增加，膨胀时压强减小。这变化部分的压强与静压强的差值称为声压。声压变化的平均值为零，因此平均声压是一个无用的量。通常用瞬时声压、峰值声压或有效声压（简称声压）。对于正弦形声波，峰值声压是声压的幅值，它等于有效声压的 1.414 倍。

2. 质点振动位移

声波的质点振动位移是媒质中的质点因声波通过而引起的相对于平衡位置的位移。振动质点的最大位移称为振动的振幅。空气中声波振动的幅度非常小，大约在 10^{-7}mm 到 1mm 之间。低限相应于听阈，高限相应于痛阈。

3. 质点振动速度

声波的质点振动速度是在一定时刻，媒质中某一无穷小部分由于声波存在而引起的相对于整个媒质的速度。瞬时质点速度、峰值质点

速度和有效质点速度的意义和声压中所用有关名词相似。

4. 声阻抗

媒质在一定表面上的声阻抗是该表面上的平均有效声压 p 对通过该表面上的有效体积速度 u 的比值：

$$Z_A = \frac{p}{u} \qquad (1.4\text{-}8)$$

声阻抗的实数部分为声阻，虚数部分为声抗。而声阻抗也可以用力阻抗表示，这时它等于力阻抗除以有关面积的平方。声阻抗率是媒质中某一点的有效声压对该点的有效质点速度 v 的比值，

$$Z_S = \frac{p}{v} \qquad (1.4\text{-}9)$$

在一自由平面声波中，某点的有效声压 p 对该点的有效质点速度 v 的比值称为特性阻抗。它等于媒质密度 ρ_0 和媒质中声速 c 的乘积，

$$Z_c = \frac{p}{v} = \rho_0 c$$

在温度为 20℃和标准大气压时，空气的特性阻抗大约为 400Pa·s/m。

5. 声强

在某点按指定方向测定的声强是该点上在单位时间内通过与指定方向垂直的单位面积的声能平均值。在自由平面声波或球面波的情况，声波在传播方向上的声强为

$$I = \frac{p^2}{\rho_0 c} \qquad (1.4\text{-}10)$$

式中 p —— 有效声压；

ρ_0 —— 空气密度；

c —— 空气中的声速。

6. 声能密度

声能密度是媒质中无穷小部分的声能与这部分媒质体积的比值。声能密度的瞬时值、最大值、峰值分别称为瞬时声能密度、最大声能密度和峰值声能密度。声场中某点总的平均声能密度为

$$D = \frac{p^2}{\rho_0 c^2} \qquad (1.4\text{-}11)$$

式中 p —— 有效声压；

ρ_0 —— 媒质密度；

c —— 声速。

平均声能密度必须说明是某一时刻的空间平均，还是在某一点的时间平均，以免混淆。

7. 声源的声功率

声功率是单位时间内垂直通过指定面积的声能。声源的声功率通常指在单位时间内声源向空间辐射的总能量。

8. 声谱

声音的频谱（简称声谱）是把各分量的幅值按照频率排列的图形。根据声音的不同特性，声谱可能是线状谱、连续谱或两者的混合。线状谱是频率离散分量所组成的频谱，也称离散谱；连续谱则是由频率在一定范围内连续变化的分量所组成。

图 1.4-3a 给出正弦信号的频谱，它在频谱图上是频率 f 处幅值为 A 的直线；图 1.4-3b 给出直流分量为零的复杂周期波和它的频谱，是一种线谱。矩形波的波形和频谱如图 1.4-3c 所示。典型的随机信号的波形和频谱如图 1.4-3d 所示。

对于具有线状谱的声音，可以测出个别频率的声压或声压级。但是对于具有连续谱的噪声，只能测出某一频带 Δf 内的声压或声强。显然 Δf 不同，所得声压或声强也不同，即通过滤波器可以得到不同的声谱图。为了描述连续谱中各频率所含能量大小，采用单位频带（即 Δf=1Hz）的声压均方值称为声谱密度。在实际测量中，测量在某频带 Δf 内的声压均方值 p^2，并假设在此频带内其频谱是平坦的，则得到谱密度

$$\omega(f) = p^2 / \Delta f \qquad (1.4\text{-}12)$$

某一频率的谱密度与基准密度之比取常用对数再乘以 10 称为谱［密度］级，单位 dB。声压谱级为

$$L_{ps} = L_p + 10\lg(\Delta f / \Delta f_0) \qquad (1.4\text{-}13)$$

式中 L_p —— Δf 频带内的声压级，使用时应该注明频带的中心频率与带宽，Δf_0=1Hz。

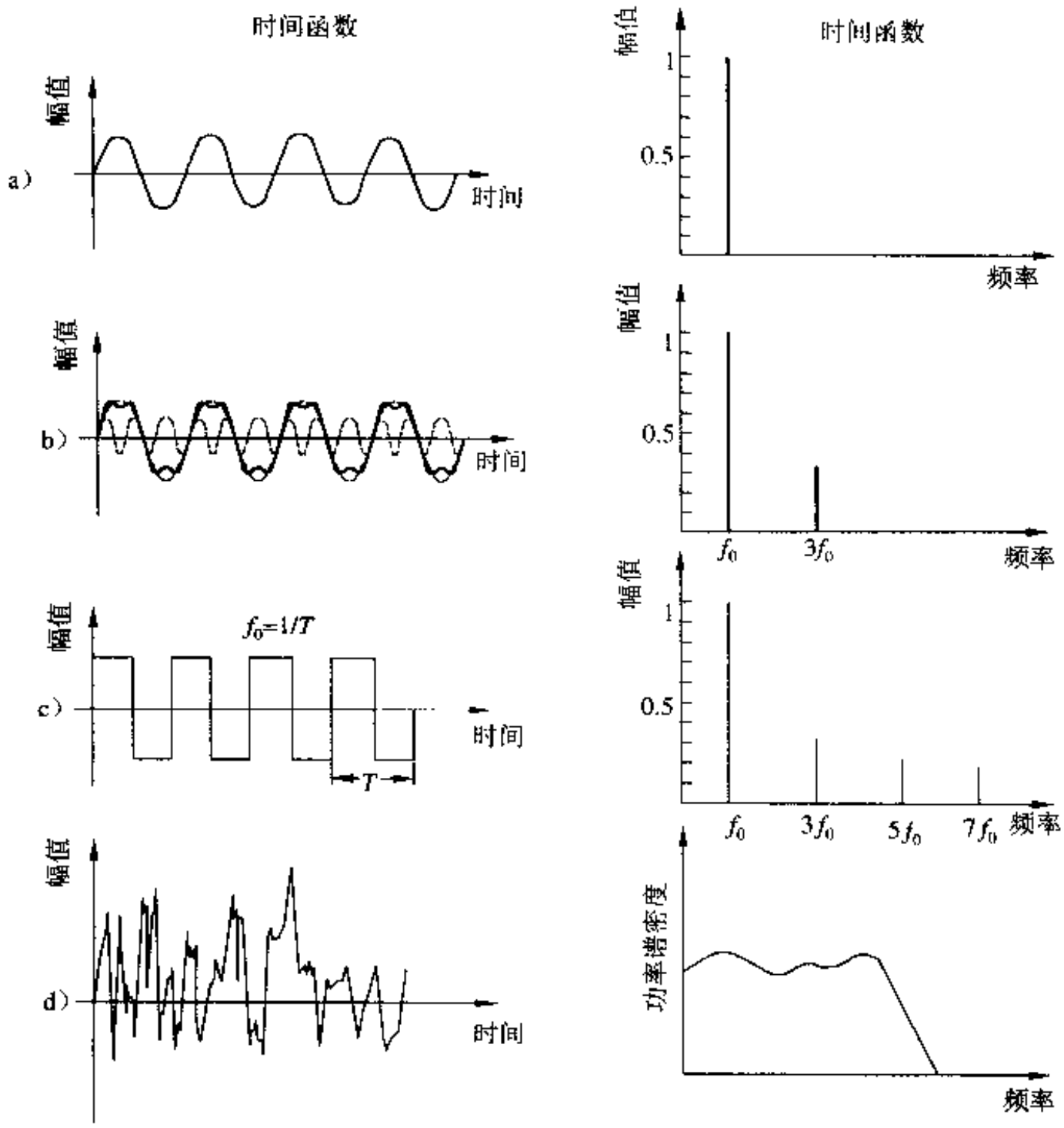


图 1.4-3　声信号及其频谱图

4.3　声波的传播

声波在自由空间中传播，如果它的波长比声源尺寸大得多时，声波就以球面波的形式均匀地向四面八方辐射，它没有方向性，如图 1.4-4a 所示。当声源辐射的声波，其波长比声源尺寸小得多的时候，这时声源辐射的声波就以略微发散的声束向正前方传播。当声波的波长与声源尺寸相比，其比值愈小，则辐射的声束发散角愈小，方向性愈强。当两者相比非常小时，声音几乎以不发散的声束成平面的形状由声源向外传播，如图 1.4-4b 所示。

1. 平面声波的传播

平面声波是波阵面具有与传播方向垂直的平行平面的声波。平面声波在空气中传播时，它的声压与质点速度同相位；而在理想媒质中，声压和质点速度不随距离而变化；声压与质点速度的比值，即空气的特性阻抗是常数。

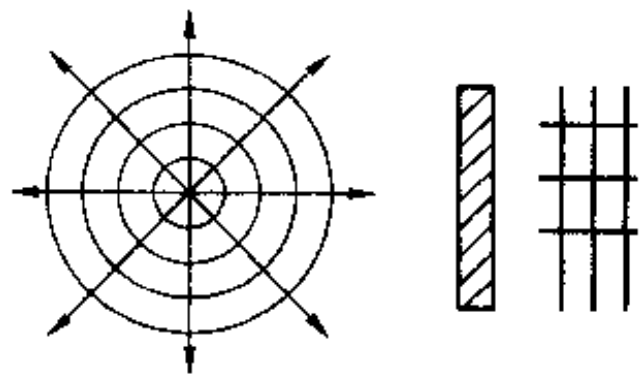


图 1.4-4　声波的辐射

a）球面声波　b）平面声波

2. 球面声波的传播

球面声波是波阵面为同心球面的声波。球面声波在空气中传播时，它的声压与质点速度之间的相位差与 r/λ 成反比。其中 r 是球面声波的半径；λ 是声波波长。在理想媒质中，声压与球面声波的半径成反比。媒质的声阻抗率是复数，当球面声波的半径很大时，纯抗分量可以忽略。

3. 声波在室外的传播

在室外，声源发出的声波可以沿着地面传播，也可以进入大气层后由于折射使声波返回地面传到接收点。声波的传播和接收器的特性有关。声波在空气中传播时，球面声波除了强度随距离平方减弱以外，还受到许多因素的影响。例如，声波的传播速度和大气温度形成梯度会改变声波传播的方向；风会使声波产生折射；与风向有关的扰动会使声场发生畸变；空气的粘滞性引起声能吸收等。空气对高频声波的吸收远大于低频的吸收，因此静止大气对声波的作用象一个低通滤波器，它衰减了高频分量，改变了声波的频谱，减弱其强度并改变它的传播特性。

当声源向自由空间辐射时，声源附近的声压和质点速度不同相的区域称为近场。在近场中由于声源不同部分辐射的声波达到观察点时其振幅和相位都不同，故声场较为复杂。当距离甚大于声源的尺度时（即在远场中），声压与距离成反比。明确远场与近场的概念对高保质放声是很重要的，例如测试扬声器的特性必须在远场进行。满足远场的条件是辐射器尺寸甚小于距离。而距离必须甚大于 $\lambda/6$；λ 是声波波长。在声学中，这种甚大于或甚小于的对比因数通常取 5～10。

4. 声波在室内的传播

当声源在室内辐射声波时，除了直达声以外，还有许多反射声。图 1.4-5a、1.4-5b、1.4-5c 分别给出声波在室外自由传播、声波在室内自由传播和反射、用声线表示的声波的传播和反射。因此室内声场可以看作自由空间的直达声和由许多反射声形成的混响声的叠加。由于直达声和混响声是不相干的，它们在空间的叠加表现为声能密度相加，而声源在室内辐射的声压级表示为

$$L_p = L_W + 10\lg\left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R}\right) \quad (1.4\text{-}14)$$

$$R = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}} \quad (1.4\text{-}15)$$

式中 L_W —— 声源的声功率级；

Q —— 声源的指向性因数；

r —— 接收点到声源的距离；

R —— 房间常数；

S —— 房间内总表面积；

$\bar{\alpha}$ —— 平均吸声系数。

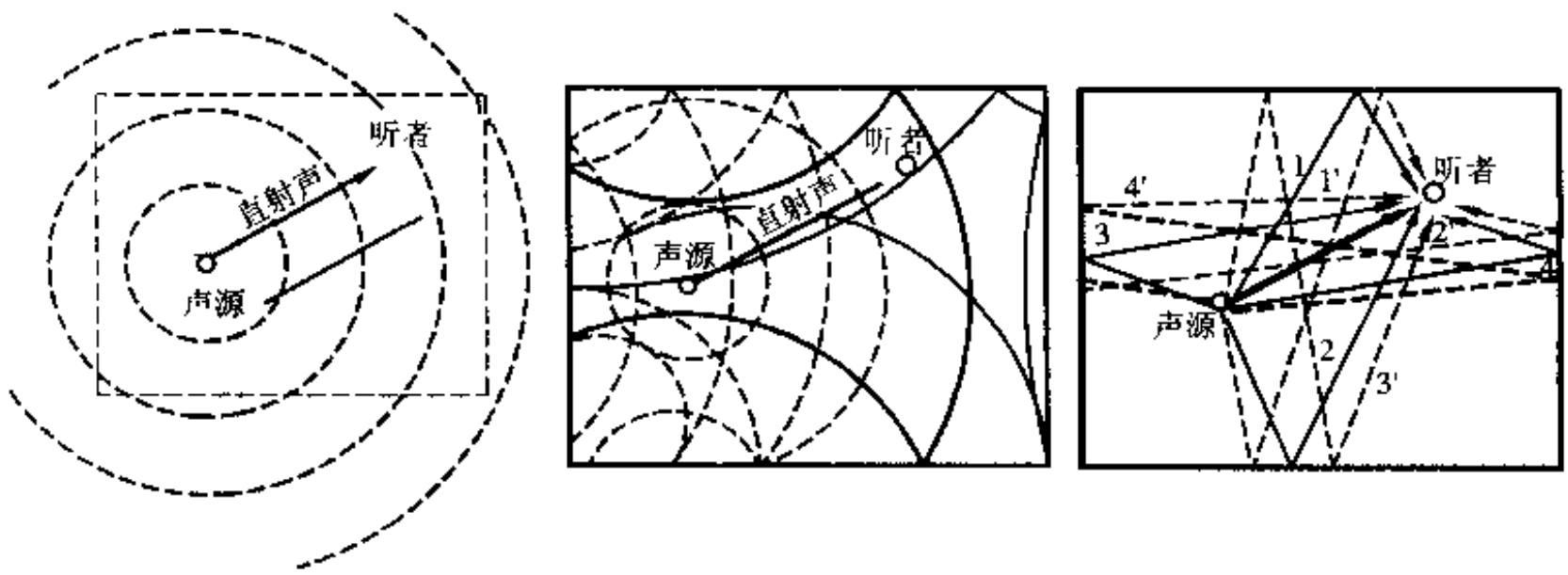


图 1.4-5 声波的传播

a）声波在室外自由传播 b）声波在室内的直达声和反射 c）用声线表示的声波的传播和反射

室内总声压级与离声源距离的关系和自由空间不一样。在靠近声源处，总声压级以直达声为主，混响声可以忽略。在这区域以外，总声压级以混响声为主，而直达声可以忽略，此时总声压级与离声源的距离无关。声波在房间内传播时，由于墙面吸收、空气吸收和室内家具及人员吸收，声能逐渐减弱。这种衰变过程是决定房间音质的一个重要因素，常常用混响时间来描述。

5. 多普勒效应

当声源和听者彼此相对运动时，会感到某一频率确定的声音的音调发生变化。例如火车开过来时听到的汽笛声是频率稍高的音调，反之火车离开时就听到频率稍低的音调。这种现象称为多普勒效应。频率的变化量称为多普勒频移。当声源以一定的速度运动而听者静止时，音调也有类似变化。

4.4　声波的反射、折射、散射和衍射

声波在传播过程中经常会遇到各种障碍，障碍物对声波传播的影响决定于障碍物本身的大小、形状和声波的波长。下面讨论声波传播时遇到障碍物出现的一些现象。

1. 声波的反射和折射

从几何学观点来看，波阵面远离任何声源时就近似于平面形状，因此通常仅限于讨论平面波的反射和折射。

设障碍物是另一种媒质 II，它与原来的媒质 I 之间的边界面是一个面积很大的光滑平面。当平面声波从媒质 I 以与界面法线成 θ_1 角入射到此界面时，一部分波以 θ_1' 的角度被反射回来，另一部分波以与界面法线成 θ_2 角的方向透射到媒质 II 中，如图 1.4-6 所示。这时入射波、反射波与透射波的方向应满足斯涅尔（Snell）定律，即

$$\frac{\sin\theta_1}{c_1}=\frac{\sin\theta_1'}{c_1}=\frac{\sin\theta_2}{c_2} \qquad (1.4\text{-}16)$$

式中　c_1、c_2 —— 分别为媒质 I 和 II 中的声速。

式（1.4-16）也可以写成反射定律与折射定律。

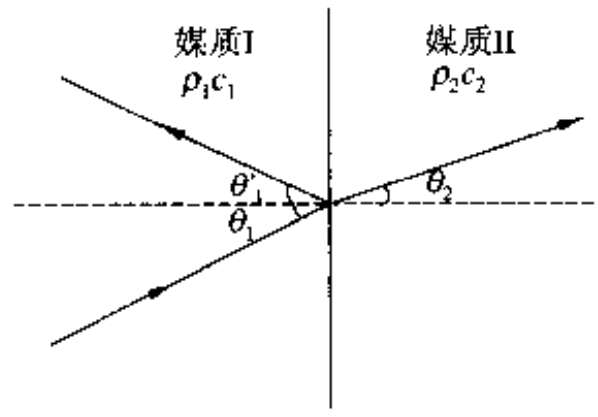


图 1.4-6　平面声波的入射、反射和折射

反射定律：入射角等于反射角。

$$\theta_1=\theta_1' \qquad (1.4\text{-}17)$$

折射定律：入射角的正弦与折射角的正弦之比等于两种媒质声速之比。

$$\frac{\sin\theta_1}{\sin\theta_2}=\frac{c_1}{c_2} \qquad (1.4\text{-}18)$$

它说明若两层媒质中声速不同，声波透射到媒质 II 中时，方向就要改变，或者靠近界面法线，或者远离界面法线。

关于入射声波、反射声波与折射声波（或透射声波）之间的振幅关系，可以根据界面上的边界条件求得。反射声波与入射声波振幅之比，称为声压反射系数 r，折射声波与入射声波之比称为声压透射系数 τ。

$$r=\frac{p_r}{p_i}=\frac{\left(\dfrac{\rho_2c_2}{\cos\theta_2}-\dfrac{\rho_1c_1}{\cos\theta_1}\right)}{\left(\dfrac{\rho_2c_2}{\cos\theta_2}+\dfrac{\rho_1c_1}{\cos\theta_1}\right)} \qquad (1.4\text{-}19)$$

$$\tau=\frac{p_t}{p_i}=\frac{2\dfrac{\rho_2c_2}{\cos\theta_2}}{\left(\dfrac{\rho_2c_2}{\cos\theta_2}+\dfrac{\rho_1c_1}{\cos\theta_1}\right)} \qquad (1.4\text{-}20)$$

式中　ρ_1、ρ_2 —— 分别为两种媒质的静态密度。

当声波垂直入射时，$\theta_1=\theta_1'=\theta_2=0$，上述两式可简化为

$$r=(\rho_2c_2-\rho_1c_1)/(\rho_2c_2+\rho_1c_1) \qquad (1.4\text{-}21)$$

$$\tau=2\rho_2c_2/(\rho_2c_2+\rho_1c_1) \qquad (1.4\text{-}22)$$

若两种媒质的特性阻抗相差很远，例如水的特性阻抗要比空气约大 4000 倍，这时 $r\approx1$，即当声波从空气入射到水面（或从水面入射到

空气）时，几乎百分之百被反射回来。

在界面上失去的声能（主要是透射到媒质Ⅱ中去的声能）与入射声能之比称为吸声系数 α，由于能量与声压平方成正比，因此

$$\alpha = 1 - |r|^2 \qquad (1.4\text{-}23)$$

r 的数值与入射方向有关，α 也与入射方向有关。因此给出界面的吸声系数时，需说明是垂直入射吸声系数或无限入射吸声系数。

若界面是一个大而光滑的曲面，则反射声波就会出现聚焦或发散现象。图 1.4-7 给出了在房间中可能出现的四种声音的反射的典型情况。图中 A 与 B 为平面反射，其不同处是离声源近的 A，由于入射角变化比较大，反射声的反射范围较大，离声源远的 B，各入射声线近于平行，反射声的方向也近于一致；C 与 D 是两种反射效果截然不同的曲面。凸曲面 C 使声线束扩散，凹曲面 D 则使声线集中于一个区域，形成声聚焦。

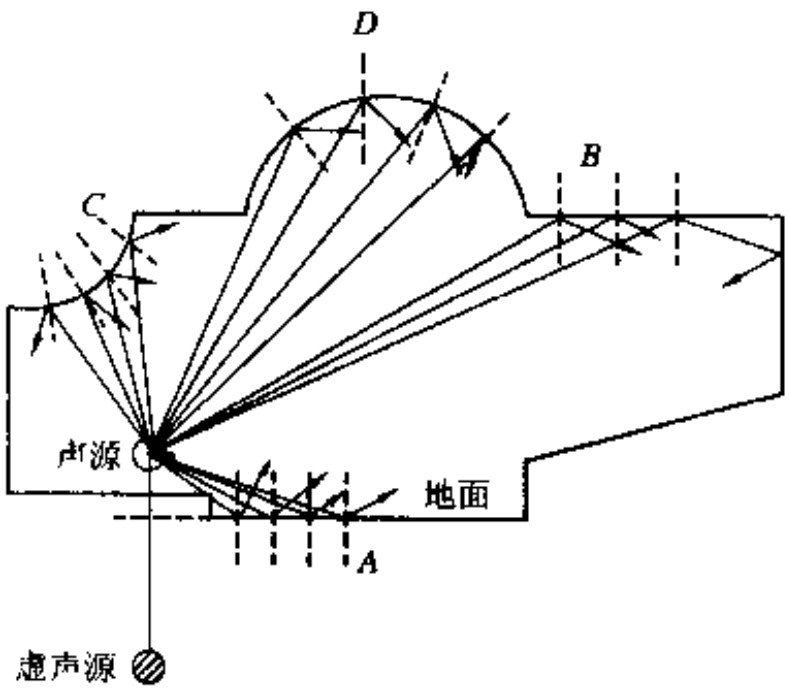


图 1.4-7　室内声音反射的几种典型情况

A、B—平面反射　C—凸曲面的发散作用

D—凹曲面的聚焦作用

2. 声波的散射和衍射

若障碍物表面很粗糙（指表面起伏比波长大）或者障碍物的大小与波长差不多，则声波入射时，就产生各处方向的散射。这时的声场由入射波和散射波叠加而成。这种散射波的图形十分复杂，随频率而改变。当波长很长时，散射波的功率与波长的四次方成反比，散射波很弱，而且大部分均匀地分布在对着入射的方向。当频率增加，波长变短，衍散峰出现并且向前移，角分布图形变得复杂，如图 1.4-8 所示。当波长更短时，在极限情况下，散射波能量的一半集中于入射波前进的方向，而另一半比较均匀地散布在其他方向，形成心脏形曲线再加上正前方一个尖峰。

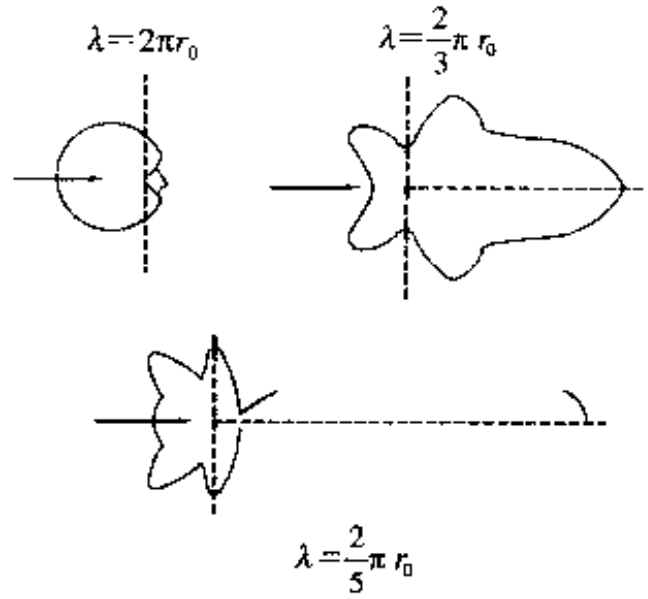


图 1.4-8　刚性球的散射声波强度的角分布图形

声波的衍射现象，不仅在障碍物比波长小时存在，即使障碍物很大，在障碍物边缘也会产生，如图 1.4-9 所示。波长愈长，这种现象愈明显，例如有了门缝、窗缝，隔声效果就大为下降，或者路边的屏障不能将噪声隔绝等就是由于衍射效应引起的。

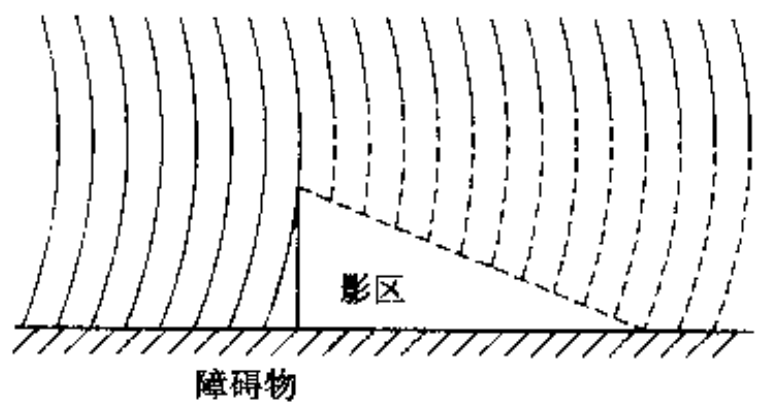


图 1.4-9　声波在障碍物边缘出现的衍射现象

当声波传播时，遇到障碍物、孔隙、棱角等时就可以绕过去，这就是衍射。图 1.4-10 是几个例子，图中箭头是声线，垂直于声线的是波阵面。

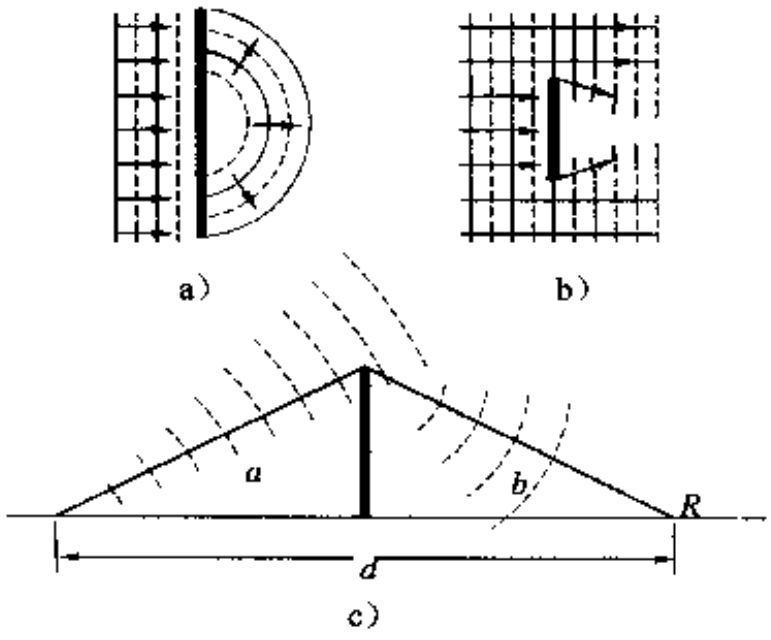


图 1.4-10　衍射现象

a）小孔　b）障碍物　c）屏障

4.5　复杂声波的干涉和共振

复杂声波的概念涉及声波的一些非常重要特性，这些特性是由于同时存在着一个以上频率的声波引起的。讲话、音乐都是由许多频率分量组成的，每个频率分量具有不同响度。正是这种复杂声波使音乐具有各种音色，这就是为什么没有两个人或者两件乐器能发出完全相同声音的原因。复杂声波指由同时存在许多个简单波所构成的波形复杂的波。图 1.4-11 给出了单频率波和复杂声波的形状，前者称为正弦波，语声和乐器声通常都是复杂声波。

当空间存在由两个以上的声源分别发出的声波时，每个声波不因其他声波的存在而改变其传播规律。这时空间任一点的物理量是各个声波分量在该点激发振动的矢量和，这种现象称为声波的叠加原理。当频率相同或接近的两个或两个以上的声波叠加时，在叠加区的不同位置会出现加强或减弱的现象，称为声波干涉。图 1.4-12 给出由两个振幅相同、频率几乎相等的声波的干涉现象。干涉结果形成差拍，图中以虚线表示。

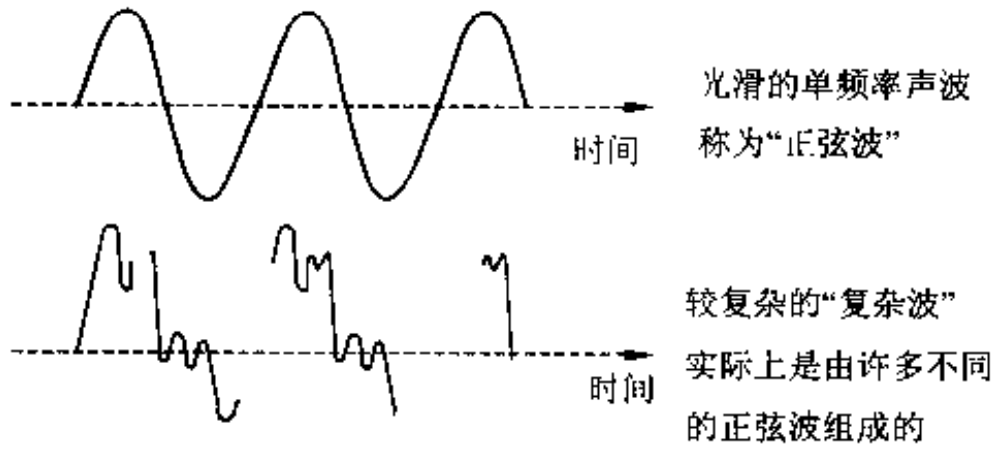


图 1.4-11　简单正弦波和复杂声波的比较

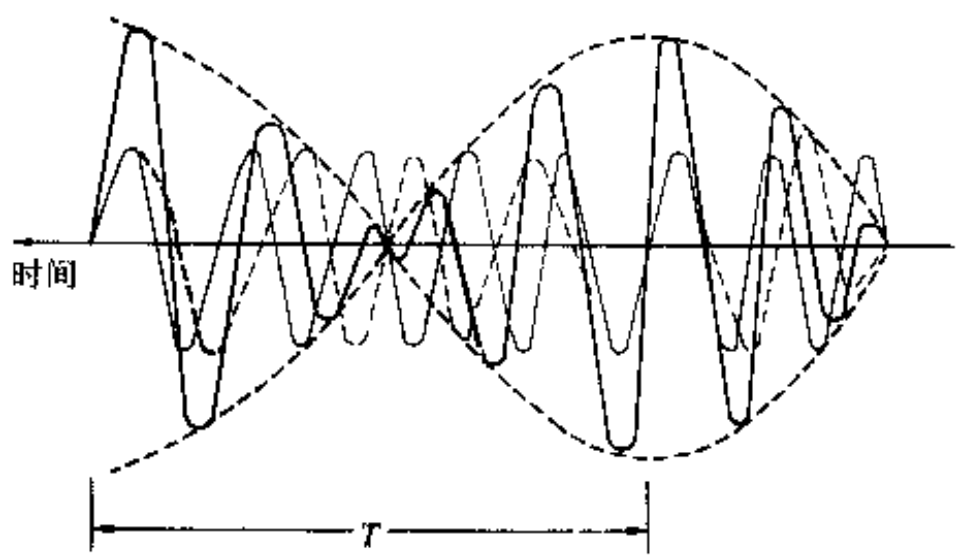


图 1.4-12　两个振幅相同、频率几乎相等的声波的干涉现象

两个声波传到媒质中的一点时，如果两声波在该点产生的振动是同相的，则这点的振动就会加强，称为相长干涉。如果两声波在该点产生的振动是反相的，则这点的振动就会彼此抵消而减弱，称为相消干涉。所以干涉是一种有趣的现象，它使声能在房间内重新分布，取走某些区域内（相消干涉）的能量加给另外的区域（相长干涉）。驻波是干涉的一种特例，它由两列振幅和频率相同的声波在同一直线上沿相反方向特性传播时叠加而成。合成波的一些点上静止不动，称为波节，在两波节的中点是最大振幅的点，称为腹点。波腹与波节每隔$\lambda/2$，驻波对室内声场的特性有很大的影响。

由于摩擦和阻尼使振动能量不断消耗，如要使物体持续地振动，就必须不断补充能量，常见的是给予振动的周期性变化的外力，在这种情况下，发生的振动称为强迫振动。强迫振动的特点是振动频率决定于策动力的频率。在声波与物体的相互作用中，当策动力变化的频率与物体的固有频率接近或相等时，能够将大部分能量转移给物体的现象称为共振。共振时，物体受迫振动的振幅最大，如图 1.4-13 所示。所有物体都有一个特定的频率称为固有频率或共振频率，物体很容易在这个频率上振动。如果一个物体的共振频率在 20～20000Hz 之间，那么振动就会产生一个听得到的声音，声音的频率等于共振频率。

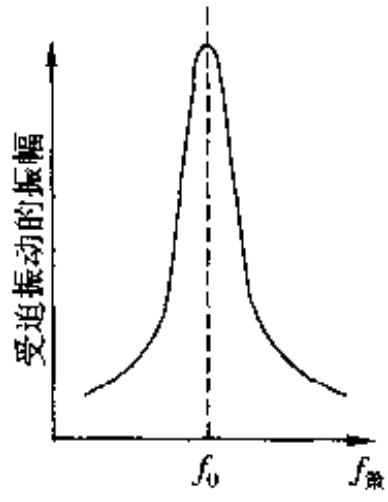


图 1.4-13 共振曲线

f_0—物体固有振动频率 $f_{策}$—策动力的频率

共振现象在一定的条件下是有利的，而在另一些条件下又是有害的，我们应该根据实际情况来利用它，或者避免它。由于物体都有固有振动频率，如果能从外部拾取合适的振动能量，则任何物体都可以共振。

4.6 声波方程

声波传播的一般情况涉及三维空间，下面给出三维空间内在理想流体媒质中声波传播的一般关系式，然后讨论它们的应用。声场的特征可以通过媒质中的声压、质点速度和密度的变化量来表征。为了使问题简化必须对媒质和声波方程作出一些假定，例如：① 媒质为理想流体，即媒质中不存在粘滞性，声波在这种理想媒质中传播时没有能量耗损；② 没有声扰动时，媒质在宏观上是静止的，同时媒质是均匀的，因此媒质中静态压强 P_0、静态密度ρ_0都是常数；③ 声波传播时，媒质中稠密和稀疏的过程是绝热的；④ 媒质中传播的是小振幅声波，各声学参量都是一级微量，即声压 P 甚小于媒质中静态压强 P_0；质点速度 v 甚小于声速 c_0，质点位移ξ 甚小于声波波长λ；媒质密度增量甚小于静态密度ρ_0。

1. 连续方程

连续方程是物质在媒质中不增也不减的数学描述，它说明进入一个小体积边界的物质量等于小体积内所增加的量，即

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\rho_0 \nabla \cdot \vec{v} \qquad (1.4\text{-}24)$$

2. 运动方程

运动方程是声压对于距离的梯度等于媒质密度和质点振动速度乘积的负值，即

$$\nabla p = -\rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} \qquad (1.4\text{-}25)$$

3. 物态方程

声波在理想媒质中传播时没有热交换，因此满足绝热定律，即

$p\nabla\gamma$=常数

由此求得物态方程为

$$\frac{\partial p}{\partial t} = \frac{\gamma p}{\rho_0}\frac{\partial \rho}{\partial t} \qquad (1.4\text{-}26)$$

4. 声速

$$c=\sqrt{\frac{\gamma p}{\rho_0}}=\sqrt{\gamma RT} \qquad (1.4\text{-}27)$$

代入数值，可得

$c=331.45+0.61t$

一般计算声速可取 340m/s（$t=15℃$）

在各种媒质中的声速参看表 1.4-1。

表 1.4-1　各种媒质中的声速

媒　质	声速/（m/s）	媒　质	声速/（m/s）
空气（15℃）	340	枞木	4700
氢	1270	橡木	4100
氨	415	白杨	4600
二氧化碳	258	枫木	4300
水	1410	胡桃木	4600
水蒸气（100℃）	405	醋酸纤维板	1000
铁	37007	纸、羊皮纸	2200
粘土岩	3400	硬橡皮	1400
混凝土	3100	软橡皮	70
玻璃	5000	羊皮	470
花岗岩	6000	虫胶化合物	1500
石灰石	3300	铝	5820
大理石	3800	钢	4905
瓷器	4200	铜	4500
松木	3600	铅	1260
桦木	3900	铁	4800
软木	500	锡	4900
榆木	4300	锌	3400

5. 波动方程

由上述三个基本方程，可以导出声波传播方程，即波动方程：

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2}=c^2\nabla^2 p \qquad (1.4\text{-}28)$$

式中拉普拉斯算符为

直角坐标：

$$\nabla^2=\frac{\partial^2}{\partial x^2}+\frac{\partial^2}{\partial y^2}+\frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

柱面坐标：

$$\nabla^2=\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2}{\partial \phi^2}+\frac{\partial^2}{\partial z^2}$$

球面坐标：

$$\nabla^2=\frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2\frac{\partial}{\partial r}\right)+\frac{1}{r^2\sin\theta}\frac{\partial}{\partial \theta}\left(\sin\theta\frac{\partial}{\partial \theta}\right)+\frac{1}{r^2\sin^2\theta}\frac{\partial^2}{\partial \phi^2}$$

4.7　平面声波

在平面声波情况下，ϕ 只与 x 有关，

$$\nabla^2 p=\partial^2 p/\partial x^2$$

故平面声波的波动方程为

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2}=c^2\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} \qquad (1.4\text{-}29)$$

其解为

$$p=Af\left(t\pm\frac{x}{c}\right)$$

式中　“+”号——反向行波；

“−”号——正向行波。声波在无限媒质中传播时不存在反向行波。

对于简谐振动，声压的形式为

$$p=A\sin\left[\omega\left(t\pm\frac{x}{c}\right)+\phi\right]$$

或者用复数形式表示

$$p=Re\left(Ae^{j\omega t}e^{\pm jkx}e^{j\phi}\right)$$

式中　k——波数，$k=\omega/c$。

平面声波的特性阻抗是

$$Z_c=\frac{p}{v}=\rho_0 c \qquad (1.4\text{-}30)$$

平面声波的声强是

$$I=pv=p_m/(2\rho_0 c) \qquad (1.4\text{-}31)$$

平面声波的声功率是

$$W_A=IS=p_m^2 S/(2\rho_0 c) \qquad (1.4\text{-}32)$$

4.8　球面声波

声波以球面声波传播时，p 只是和球面坐

标的 r 有关，其波动方程为

$$\frac{\partial^2}{\partial t^2}(rp)=c^2\frac{\partial^2}{\partial r^2}(rp) \quad (1.4\text{-}33)$$

其解为

$$rp=Af\left(t\pm\frac{r}{c}\right)$$

式中 “－”号——以速度 c 沿半径向外发散的球面波；

“＋”号——向球心汇聚的球面波（反射波），在无限空间条件下不存在反射波。

如果振动是简谐方式，则

$$p=\frac{\mathrm{j}\omega\rho}{r}Ae^{\mathrm{j}\omega t}e^{-\mathrm{j}kr}$$

$$v=\left(\frac{\mathrm{j}k}{r}+\frac{1}{r^2}\right)Ae^{\mathrm{j}\omega t}e^{-\mathrm{j}kr}$$

球面波的声阻抗率为

$$Z_s=\frac{p}{v}=\rho_0c\frac{\mathrm{j}kr}{1+\mathrm{j}kr}=\rho_0c\frac{\mathrm{j}2\pi\dfrac{r}{\lambda}}{1+\mathrm{j}2\pi\dfrac{r}{\lambda}}$$

辐射球面波时，媒质的声阻抗率是复数，它具有纯阻和纯抗两部分，并且与半径 r 和波长 λ 有关。因此声压与质点速度不同相。球面声波声阻抗率的幅值为 $\rho_0c\cos\theta$，它比平面声波的声阻抗率要小。当球面波半径很大时，纯抗分量可以忽略。在半径很大时，声强 $I=p_m^2/2\rho_0c$，$\phi_m=\omega\rho_0A/r$，声强与距离平方成反比，辐射的声功率 $W=(r\phi_m)^2 2\pi/(\rho_0c)$。

4.9 柱面声波

若声源为长圆柱面声波，这时 $S=2\pi rl$，其中 l 为圆柱体长度，柱面波的波动方程为

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2}=c^2\left(\frac{\partial^2 p}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial p}{\partial r}\right) \quad (1.4\text{-}34)$$

上述方程最简单的解为

$$p=Ae^{\mathrm{j}\omega t}[J_0(kr)\pm\mathrm{j}N_0(kr)]$$

式中 J_0、N_0——两种零阶贝塞尔函数；

“－”号——相当于向外传播的柱面波；

“＋”号——相当于向轴集中的柱面波。

当 kr 较大时，可以求出近似的行波解

$$p=\frac{A}{\sqrt{\pi kr/2}}e^{\mathrm{j}\omega t}e^{-\mathrm{j}kr\mathrm{j}\frac{\pi}{4}}$$

$$v=\frac{p}{\rho_0c}\left(\frac{1}{\mathrm{j}2kr}+1\right)$$

柱面波的声阻抗率在 $kr\gg1$ 时是

$$Z_s=\rho_0c$$

在距离较大时，柱面波的声强

$$I=\frac{1}{\pi kr}\frac{A}{\rho_0c}$$

声强与距离成反比，每单位长度辐射的声功率

$$W=2\pi rI=2Al/(k\rho_0c)$$

第 5 章　声波在大气中的传播

声波在大气中的传播是环境声学中普遍遇到的现象，如工厂中机器噪声向厂区周围传播，交通噪声沿道路两旁传播，飞机噪声从空中向地面传播等。声波的传播是从声源向四周发散性传播。对于孤立的声源，在距离甚大于声源尺寸时服从球面波的发散。对于一列火车或川流不息的汽车队，可以看作有限长或无限长的线声源来处理，它服从柱面波的发散规律。大气中声波的传播还受到多种复杂因素的影响。例如，空气对声波的吸收，各种气象条件的影响。当声波沿地面传播时，地面的高低、各种建筑物或人工的屏障对声波的传播也有不同程度的影响。下面讨论各种因素与声波衰减特性的关系。

5.1　声波的发散衰减

1. 声源在自由空间的辐射

假定声源辐射的声功率级为 L_W，如声源有指向性，则在某一θ角方向上距离 r 处的声压级 $L_{p\theta}$为

$$L_{p\theta}=L_W-20\lg r+DI_\theta-11 \qquad (1.5\text{-}1)$$

式中　DI_θ —— 声源的指向性指数。

2. 声源在半自由空间中的辐射

如果声源放在一个宽阔平坦的反射面上，如图 1.5-1 所示。声源中心与反射面的距离 h 比所讨论的声波波长小得多，或者相对于接收点 P 来说，反射波的声路径（r_1+r_2）与直达声路径 r 之差比 r 小得多，也比波长小得多，就可以认为声源在反射面上向半空间内辐射，这时某个方向上距离 r 处的声压级 $L_{p\theta}$为

$$L_{p\theta}=L_W+DI_\theta-20\lg r-8 \qquad (1.5\text{-}2)$$

式中　L_W —— 声源辐射的声功率级；

DI_θ —— 指向性指数。

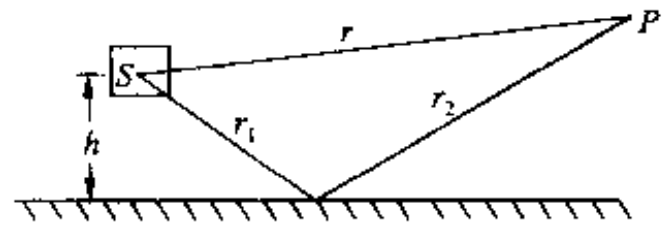


图 1.5-1　直达声和反射声

3. 有限长线声源

如果不相干声源分布在有限长度 d 上，总声功率为 W，如图 1.5-2 所示。在观察点产生的声压平方为

$$p^2=\frac{\rho_0 cW}{2\pi r_0}\int_{\theta_1}^{\theta_2}\mathrm{d}\theta=\frac{\rho_0 cW}{2\pi r_0 d}(\theta_2-\theta_1) \qquad (1.5\text{-}3)$$

当观察点离线声源中心较近时，线声源的视角（θ_2-θ_1）近似等于π，

$$p^2=\frac{W\rho_0 c}{2r_0 d} \qquad (1.5\text{-}4)$$

它与柱面波一样，声强随距离呈反比衰减。当观察点很远时，这时

$$p^2=\frac{\rho_0 cW}{2\pi r_0^2}\cos\theta \qquad (1.5\text{-}5)$$

它与点声源的辐射特性相同，声强随距离平方呈反比衰减。有限长线声源的衰减特性图 1.5-3 所示。从线声源到点声源的过渡距离 $r_0=d/\pi$。

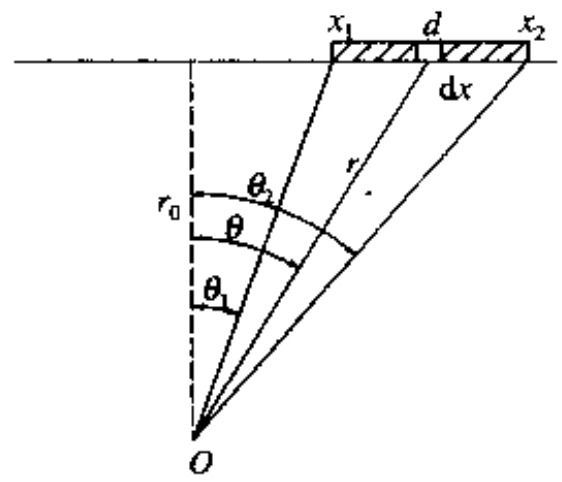


图 1.5-2　有限长线声源

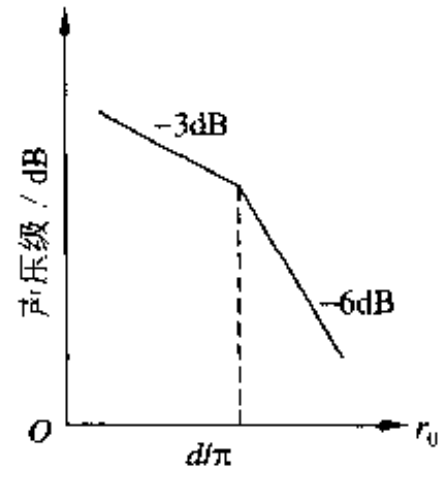


图 1.5-3 有限长线声源的衰减特性

4. 有限大平面声源

大型机器的壳体振动，或厂房、车间等有较大辐射面积的声源，可以近似简化为平面声源来讨论它们的辐射特性，以得到一些随距离衰减的规律。假设有一矩形平面声源，边长为 a 和 b，总声功率为 W，观察点 O 在声源中心的垂直线上，距离为 r_0，如图 1.5-4 所示。在观察点处由全部平面声源贡献的声压平方为

$$p^2=\frac{\rho_0 cW}{\pi ab}\int_{\alpha=0}^{\operatorname{tg}^{-1}\frac{b}{2r_0}}\int_{\beta=0}^{\operatorname{tg}^{-1}\frac{b\cos\alpha}{2r_0}}\frac{1}{\cos\alpha}\mathrm{d}\beta\,\mathrm{d}\alpha \tag{1.5-6}$$

在很靠近平面声源处，$r_0\ll a$，$r_0\ll b$，式（1.5-6）得不到简单的结果，在声源辐射的近场处，声场随距离的变化很复杂。若 $r_0\gg b$，$r_0\ll a$，则

$$p^2=\frac{\rho_0 cW}{4ar_0}$$

它表示声源比较长，宽度比较小，而观察点又靠得比较近时，可以把声源当作线声源处理。

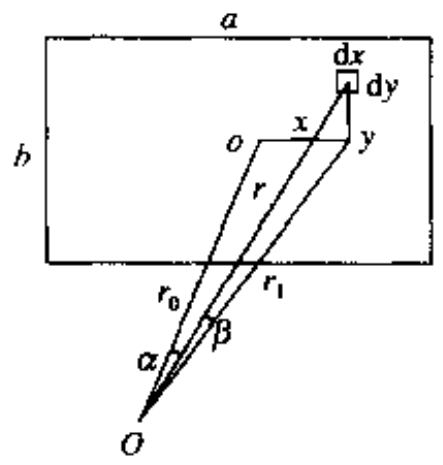


图 1.5-4 有限大平面声源的辐射

若 $r_0\gg a$，$r_0\gg b$，则

$$p^2=\frac{\rho_0 cW}{4\pi r^2}$$

它表示在距离很远处，可以把面声源当作点声源处理。

5.2 空气的物理特性

空气的许多物理特性对确定声波的特性很重要，例如密度、压强、温度、比热容和粘滞性系数等。

1. 空气的标准参数

大气压强、温度等都随地区、季节、时间而改变。根据中纬度地区一年的平均情况，国际民航组织（ICAO）以温度 t=15℃、气压 P=1.01325 × 10^5N/m^2 和重力加速度 g=9.80665m/s^2 为基础，求出标准大气压在海平面的参数，如表 1.5-1 所示。另外尚有国际空间委员会（COSPAR）根据平均实验数据提出的国际标准大气 CIRA 数值。

表 1.5-1 海平面干空气的标准参数

参数名称	ICAO	CIRA，1961	近似值
密度 ρ_0/kg · m^{-3}	1.2250	1.2251	1.2
大气压 P_0/N · m^{-2}	1.01325×10^5	1.017085×10^5	10^5
温度 T_0/ K	288.16	289.70	15℃
声速 c/m · s^{-1}	3.40294×10^2	3.4092×10^2	340
相对分子质量 M_r	28.966	28.966	29
加速度 g/m · s^{-2}	9.80665	9.80665	9 8

2. 空气密度

空气的密度为

$$\rho=1.29\frac{273.2}{T}\frac{P}{1.013\times10^5}$$

式中 T —— 热力学温度（K）；

P —— 大气压强（Pa）。

3. 空气吸收

声波在大气中传播时，因空气的粘滞性和热传导，在压缩与膨胀过程中，使一部分声能被转化为热能而损耗，从而会出现声波随距离而逐渐衰减，通常称为媒质中的声衰减或声波

的空气吸收。引起媒质对声波吸收的原因很多，例如，媒质的粘滞性、热传导以及驰豫效应。在非纯媒质中，例如空气中有灰尘粒子、雾滴，由于悬浮微粒对媒质的相对运动产生的摩擦耗散以及声波对粒子的散射引起的附加能量耗散，大气的吸收和温度、湿度、压强以及频率有关。大气中空气吸收引起的对 1/3 倍频带噪声的声衰减如表 1.5-2 所示。

表 1.5-2　标准大气压强下空气中的衰减

（单位：dB/100m）

温度/℃	湿度（%）	频率/Hz					
		125	250	500	1000	2000	4000
30	10	0.09	0.19	0.35	0.82	2.6	8.8
	20	0.06	0.18	0.37	0.64	1.4	4.5
	30	0.04	0.15	0.38	0.68	1.2	3.2
	50	0.03	0.10	0.33	0.75	1.3	2.5
	70	0.02	0.08	0.27	0.74	1.4	2.5
	90	0.02	0.06	0.24	0.70	1.5	2.6
20	10	0.08	0.15	0.38	1.21	4.0	10.9
	20	0.07	0.15	0.27	0.62	1.9	6.7
	30	0.05	0.14	0.27	0.51	1.3	4.4
	50	0.04	0.12	0.28	0.50	1.0	2.8
	70	0.03	0.10	0.27	0.54	0.96	2.3
	90	0.02	0.08	0.26	0.56	0.99	2.1
10	10	0.07	0.19	0.61	1.9	4.5	7.0
	20	0.06	0.11	0.29	0.94	3.2	9.0
	30	0.05	0.11	0.22	0.61	2.1	7.0
	50	0.04	0.11	0.20	0.41	1.2	4.2
	70	0.04	0.10	0.20	0.38	0.92	3.0
	90	0.03	0.10	0.21	0.38	0.81	2.5
0	10	0.1	0.30	0.89	1.8	2.3	2.6
	20	0.05	0.15	0.50	1.6	3.7	5.7
	30	0.04	0.10	0.31	1.08	3.3	7.4
	50	0.04	0.08	0.19	0.60	2.1	6.7
	70	0.04	0.08	0.16	0.42	1.4	5.1
	90	0.03	0.08	0.15	0.36	1.1	4.1

5.3　声屏障的衰减

在声源与接收点之间，插入一个有足够面密度的密实材料的板或墙（称为声屏障），可使声波传播有一个明显的附加衰减。声波遇到屏障时，产生反射、透射和衍射三种传播现象。屏障的作用是阻止直达声的传播，隔离透射声，并使衍射声可以忽略不计。如图 1.5-5 所示，当声源 S 和接收点 R 之间插入一个不透声的屏障时，原来直接传播距离为 D，现在最短衍射距离为（$A+B$）。屏障的附加衰减与声路程差（$d=A+B-D$）以及频率（或波长 λ）有关。对最简单的情况，设屏障为无限长，即可以不考虑屏障两侧的衍射，只计算从上面的衍射，并且不考虑由声路径差产生的由屏障引起的球面波发散衰减，引入参量 N，

$$N = 2(A+B-D)/\lambda = 2d/\lambda$$

应用声波的衍射理论和边缘的近场修正，可以求得屏障衰减的近似公式

$$A_b = 20\lg\frac{\sqrt{2\pi N}}{\tan h\sqrt{2\pi N}} + 5 \qquad (1.5\text{-}7)$$

式（1.5-7）表明，$N\to 0$ 时，A_b=5dB。也就是说当声波波长 λ 非常大，即频率很低时，或者声路径非常小，即屏障边缘接近声源到接收点的视线时，还有 5dB 的附加衰减。当 N 值逐渐增大时，屏障的附加衰减近似地成对数上升，实际中最大衰减大约为 24dB。

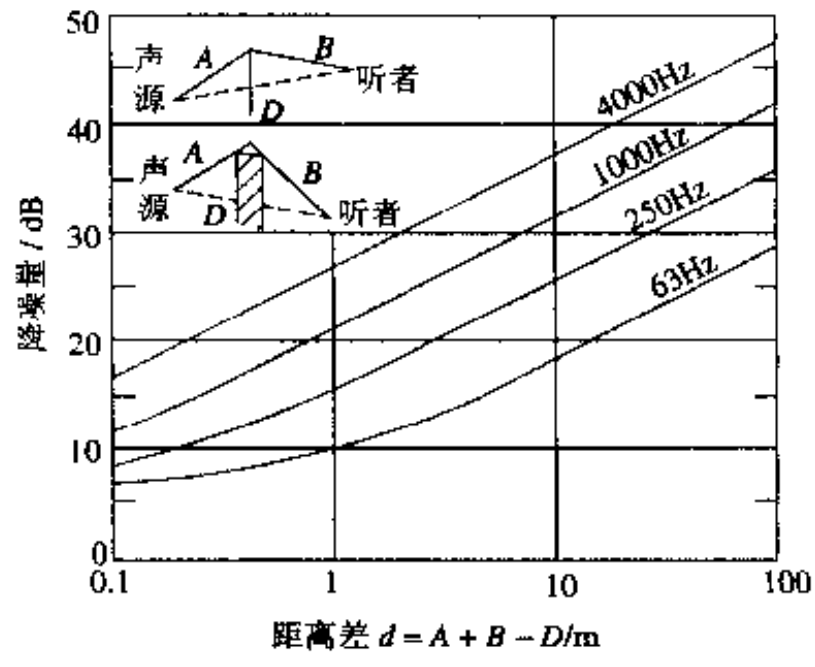


图 1.5-5　声屏障

声屏障对不同频率的衰减是不同的。在环境声学中经常用 A 计权声级来评价。把典型交通噪声的倍频带 L_{10} 声级转换为 A 声级，得到声屏障对交通噪声 A 声级的衰减与声路径差的关系，如图 1.5-6 所示。

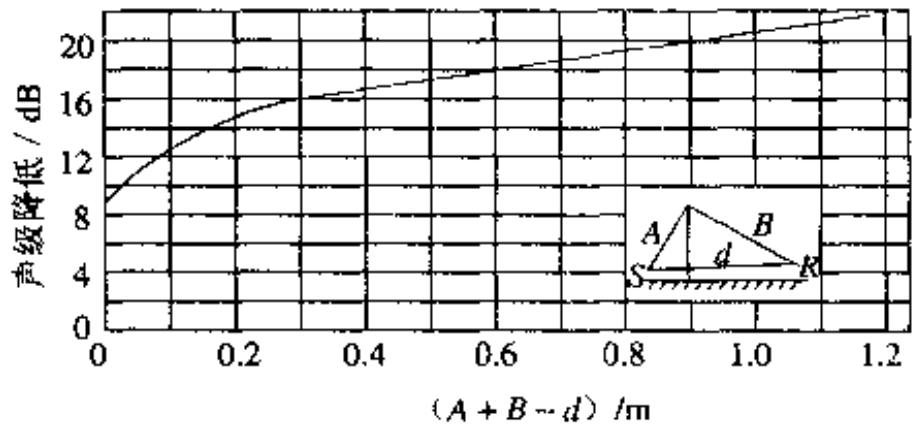


图 1.5-6 A 计权交通噪声的屏障衰减

5.4 地面的吸收影响

当声波沿地面传播较长距离时，地面的声阻抗对传播将有很大的影响。一方面是各种复杂的地面条件，如宽阔平坦的公路路面，大片的草地、灌木、树林，起伏的丘陵、河谷等有不同的影响。当地面是非刚性面时，会对声波传播有附加的衰减。但一般在较近距离内，衰减可以忽略，在较远处可以用单位（通常为100m）衰减的分贝数来表示。

厚草地和灌木林的逾量衰减在频率1000Hz 时约为 23dB/100m，它具有下述近似关系，

$$A_{e1}=(0.18\lg f-0.31)\,r \qquad (1.5\text{-}8)$$

式中 A_{e1} —— 厚草地和灌木林的逾量衰减；

r —— 经灌木林或草地的路程长度。

在树林区，当频率为 1000Hz 时，逾量衰减大约为 2.3～3dB/100m；而各种树林的平均逾量衰减为

$$Ae_2=0.01f^{1/3}r \qquad (1.5\text{-}9)$$

式中 r —— 树林区的路程长度。

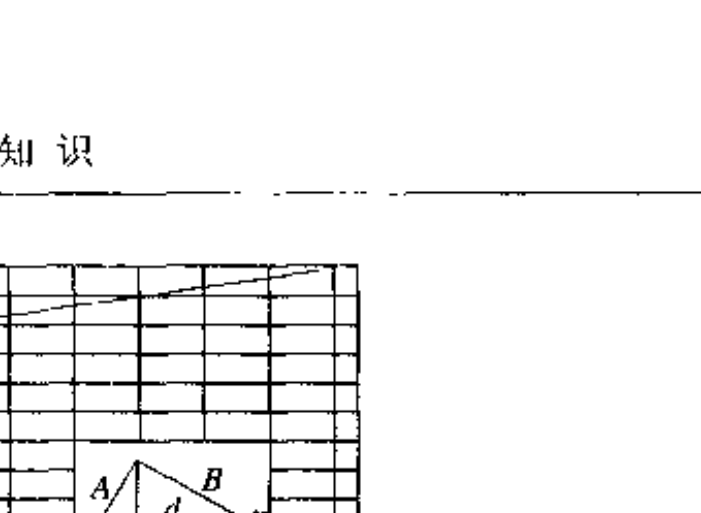
5.5 气象条件对声波传播的影响

1. 雨、雾、雪的影响

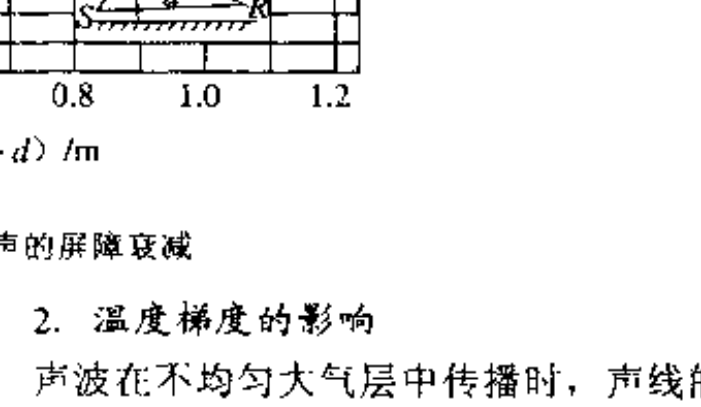
由于雨、雾或雪天的其他气候条件，如温度和风等有利于声音的传播，其综合效应引起的逾量衰减实际上可以忽略。实验表明，由于雨、雾、雪的影响引起的逾量衰减大约小于0.5dB/100m。

2. 温度梯度的影响

声波在不均匀大气层中传播时，声线的形状决定于声速的分布。在理想气体中，声速仅与温度有关。如果略去大气中水平方向的温度梯度，在温度随高度递减的分层大气中，除了垂直向上传播的声波以外，所有声线都向上弯曲，如图 1.5-7a 所示。如果分层大气中温度向上递增，则声线在一定高度上的入射角达到临界角，于是发生全反射，此后折向下方，如图 1.5-7b 所示。



a)



b)

图 1.5-7 温度梯度对声波的折射

a）温度随高度降低 b）温度随高度增加

3. 风场的影响

大气中气流的存在会影响声线的走向。若气流是水平的，它的速度保持恒定，则风场的影响不大。如果风速随高度向上增加，则声线向地面弯曲。如果声波有一个和风向相反的速度分量，则随着声波向上传播，声速向上而不返回地面。因此声波的传播在顺风方向比逆风方向更为有利。图 1.5-8 给出风速梯度的影响。

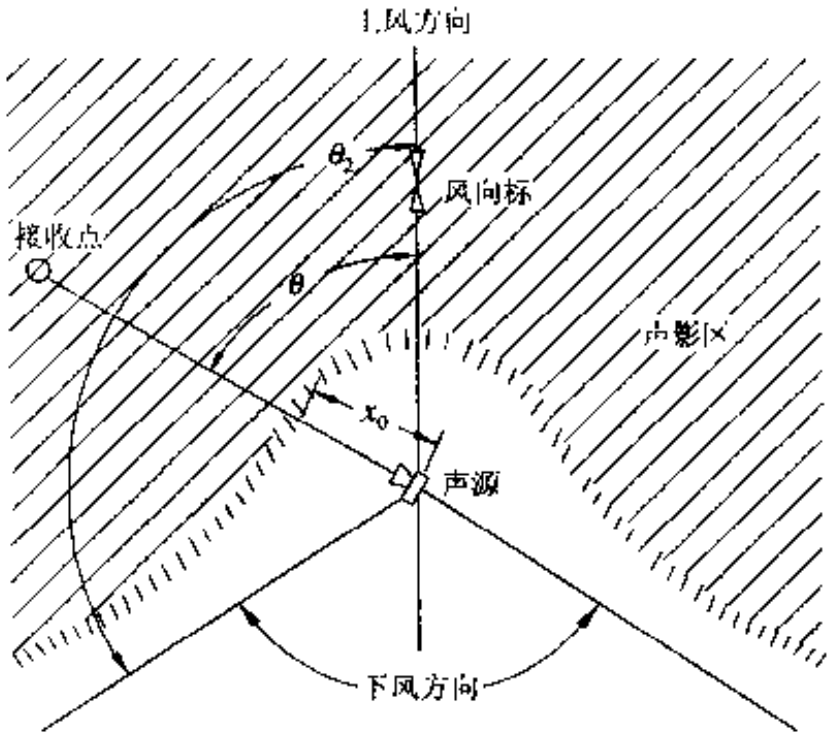


图 1.5-8　风速梯度引起的声波折射

如果同时考虑风和温度的作用，在午后时由于温度梯度使声源周围本当有对称的声影区，加入风的作用，就可利用图 1.5-9 的结果。令声源与接收点的连线与上风方向的交角为 ϕ。由温度梯度产生的向上折射与风力梯度产生的向下风方向的折射彼此抵消而使声影区刚好消失的方向称临界角 ϕ_c，而无影区范围，即下风部分是 $360° \sim \phi_c$。图中 x_0 是声源到声影区边缘的距离，可用表 1.5-3 来估计。

表 1.5-3　上风方向 x_0 的估计

气 象 情 况	风速/km · h^{-1}	x_0 / m
夜间、晴空、负温度梯度	3～6	700
白天、多云、无温度梯度	15～22	130
白天、晴朗、正温度梯度	15～27	80

注：声源高度 3～5m，接收点高度 1.5～2m。

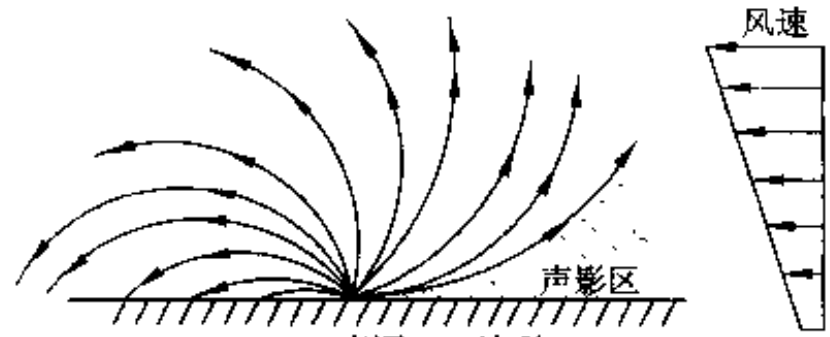


图 1.5-9　温度、风力梯度同时存在的声影区

第 6 章　管道中的声波

在噪声控制中常会遇到管道中声波传播问题，管道是平面声波传播的良好环境，使它获得许多应用，例如吸声材料的声阻抗和吸声系数的测量，传声器的灵敏度校正以及用消声器来消除或减弱进排气管道传播的强噪声。为此应该了解各类管道中的声波传播。

6.1　刚性管中的驻波和共振

设有一刚性管，由声源 $x=0$ 向右传播的声压是 $p_i(x,t)$，经 $x=1$ 刚性端反射后由右向左的声压是 $p_r(x,t)$，如图 1.6-1 所示。假设管壁和管端都是刚性的，管的横向尺寸比波长小得多，在管中只存在正负 x 方向传播的波。波在刚性管端上质点速度是零。反射与入射声压的振幅相等，相位相同。因此管内任一点的声压 $p(x,t)$ 是 p_i 和 p_r 的叠加，而质点速度则是 $u_i=p_i/\rho_0 c$ 和 $u_r=-p_r/\rho_0 c$ 的叠加，即

$$p(x,t)=2A\cos k(l-x)\,e^{j\omega t}$$
$$u(x,t)=j\frac{2A}{\rho c}\sin k(l-x)\,e^{j\omega t} \qquad (1.6\text{-}1)$$

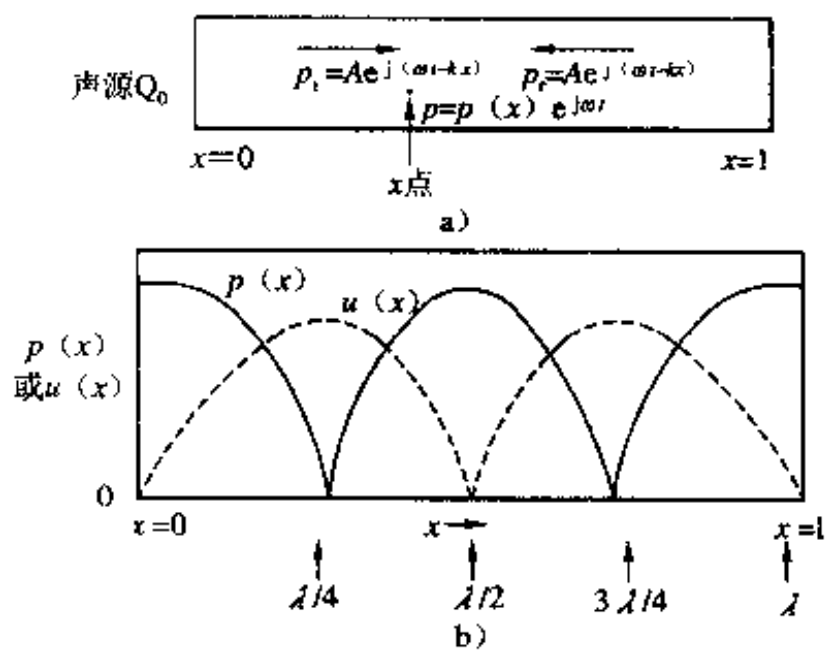


图 1.6-1　刚性管中的驻波

a）刚性封闭管中的入射声波和反射声波

b）合成的驻波声压和质点速度

要使声波能够在封闭的刚性管（$x=0$ 处也是刚性）中达到稳定状态，必须满足两端的边界条件，在 $x=0$，$x=l$ 处质点速度为零，因此

$$p(x,t)=2A\cos\left(\frac{n\pi}{l}x\right)e^{j\left(\frac{n\pi c}{l}\right)t}$$
$$u(x,t)=j\frac{2A}{\rho c}\sin\left(\frac{n\pi}{l}x\right)e^{j\left(\frac{n\pi c}{l}\right)t} \qquad (1.6\text{-}2)$$

式（1.6-2）表明，在两端封闭的刚性管中，声波振幅只是位置 x 的函数，与时间 t 无关。这种波称为驻波。驻波中声压和质点速度有 $\pi/2$ 的相位差，声压极大位置恰恰是质点速度极小的位置，图 1.6-1b 表示 $n=2$ 时的情形。声压和质点速度沿管轴 x 方向分别按 $\cos[(n\pi/l)x]$ 和 $\sin[(n\pi/l)x]$ 分布的，这种分布方式称为简正振动方式，相应的频率 $f_n=n_c/21$ 称简正频率。

现在讨论刚性壁长管，但管端不是刚性的情况。设在 $x=1$ 端装有声阻抗率为 Z_s 的吸声材料，在 $x=0$ 端有声源来激发管中的声场。设在管道左端（$x=0$）放置一声源强度为 $q=Q_0e^{j\omega t}$ 的恒速声源，管的右端安装相对声导纳为 $p=k+j\pi\delta$ 的吸声材料时，由声源所激发的管道中稳态声场的波动方程为：

$$\frac{\delta^2 p}{\partial x^2}-\frac{1}{c^2}\frac{\partial^2 p}{\partial t^2}=-\rho\frac{\partial q}{\partial c}$$

其解为

$$p=\sum_{n=0}A_n\cos k_n x e^{j\omega t} \qquad (1.6\text{-}3)$$

式中　k_n 满足

$$\mathrm{tg}k_n l=j\beta$$

当β甚小于 1 时，上式近似为

$$k_n l = n\pi + j\beta$$

而 A_n 为

$$A_n = \frac{\gamma p_0}{V} Q_0 \left[\frac{\omega^2}{4\omega_n^2 r_n^2 + (\omega^2 - \omega_n^2)^2} \right]^{1/2} \qquad (1.6\text{-}4)$$

式中　$\omega_n = (n-\delta)\pi c/l$；

ω_n　　简正角频率；

ω——声源激发的角频率；

r_n——阻尼因数，$r_n = kc/l$；

γ——比热比；

V——管道的容积 $V=Sl$；

S——管道的横截面积；

l——管长。

当$\omega \ll \omega_1$时，即$\omega \ll \dfrac{\pi c}{l}$时，$A_n$趋近于

$$A_n \approx \frac{\gamma p_0}{V} \frac{Q_0}{\omega} = \frac{Q_0}{\omega C_a} \qquad (1.6\text{-}5)$$

这时管道可作为声顺为 C_a 的集总元件的空腔。

当激发频率接近管道某一简正频率时，式（1.6-4）就达到极大值，称为共振。共振时，角频率为

$$\omega_r = \sqrt{\omega_n^2 + r_n^2} = \omega_n + \frac{1}{2}\frac{r_n^2}{\omega_n} \qquad (1.6\text{-}6)$$

幅值为：

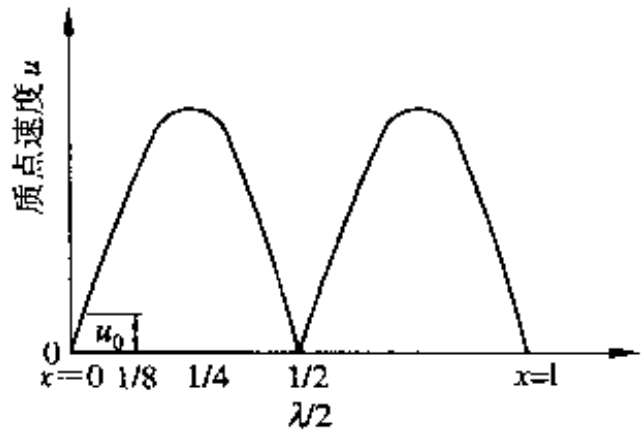
$$A_n = \frac{\gamma p_0}{V} Q_0 \frac{1}{2r_n} \left(\frac{\omega_n^2 + r_n^2}{\omega_n^2 + r_n^2/4} \right)^{1/2} \qquad (1.6\text{-}7)$$

只是 r_n 通常比ω_n小得多，所以可近似地认为

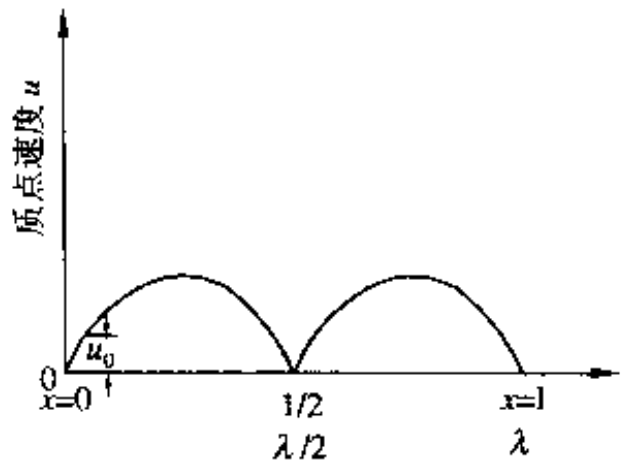
$$\omega_r = \omega_n$$

$$A_n = (\gamma p_0 / V)\frac{Q_0}{2r_n}$$

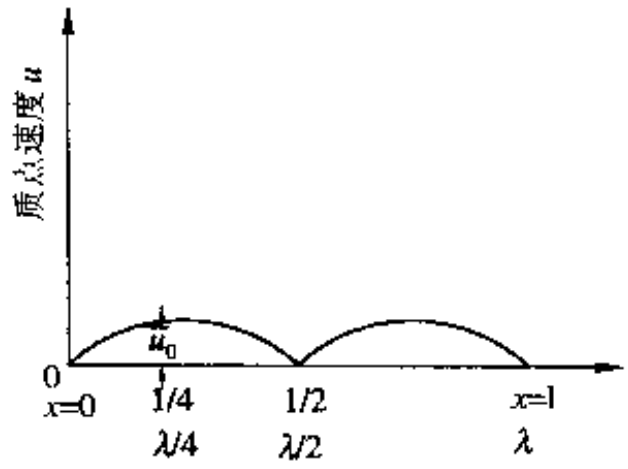
声源的位置将明显地影响共振建立的振幅。可以证明，如果声源不在 $x=0$，而位于 x_0 点上，当 $x_0=(n+1/2)(\lambda/2)$ 时，共振时振幅将是极小，因为声源假设是恒速源，当声源位于声压节点上时，建立不起很强的共振。图 1.6-2 表示声源在不同位置上管内共振时的振幅分布。



a）



b）



c）

图 1.6-2　声源位置对驻波振幅的影响

a）声源位于 $x=0$ 附近　b）声源位于 $x=l/2$ 处

c）声源位于 $x=1/4$ 处

6.2　均匀有限长管道中的声场

设有一平面声波在一条有限长、截面均匀的管道中传播，管的截面积为 S。管道末端有一任意声负载，它的表面法向声阻抗为 Z_a 或者法向声阻抗率为 $Z_s = SZ_a$，

$$Z_a = R_a + jX_a$$

$$Z_s = R_s + jX_s$$

式中 R_a——声阻；

X_a——声抗；

R_s——声阻率；

X_s——声抗率。

由于管端有声负载，一部分声波要受到反射；一部分声波要被负载所吸收。因此，管中的原始平面行波声场就要受到负载的影响。为了便于分析，把坐标原点取在管道末端接负载处，设入射波和反射波分别为

$$p_i = p_{Ai}e^{j(\omega t-kx)}$$

$$p_r = p_{Ar}e^{j(\omega t+kx)}$$

反射波的产生是由管端的声学负载引起的，这和入射波 p_{Ai} 之间有幅值与相位的差别，可表示为

$$\frac{p_{Ar}}{p_{Ai}} = |r_p|e^{j\sigma\pi} \qquad (1.6\text{-}8)$$

式中 $|r_p|=|p_{Ar}/p_{Ai}|$。

$|r_p|$——声压反射系数，$\sigma\pi$表示反射波与入射波在界面处的相位差。

管道中的总声压

$$p=p_i+p_r=|p_A|e^{j(\omega t+\phi)}$$

$$|p_A| = p_{Ai}\left|\sqrt{1+|r_p|^2+2|r_p|\cos 2k(x+\sigma\frac{\lambda}{4})}\right| \qquad (1.6\text{-}9)$$

为总声压振幅，ϕ 为引入的一个固定相位，它对声场的能量没有影响。由式（1.6-9）可知，当 $2k\left(x+\sigma\frac{x}{4}\right)=\pm(2n+1)\pi$，$n=0$，1，2…时，总声压有极小值；而当 $2k\left(x+\sigma\frac{\lambda}{4}\right)=2n\pi$，$n=0$，1，2…时，总声压有极大值。用 n 来表示声压极大值与极小值的比值，称为驻波比，可得

$$n=\frac{|p_A|_{max}}{|p_A|_{min}}=\frac{1+|r_p|}{1-|r_p|} \qquad (1.6\text{-}10)$$

或

$$|r_p|=\frac{n-1}{n+1} \qquad (1.6\text{-}11)$$

假定末端的声负载是全吸声体，把入射波全部吸收掉，则$|r_p|=0$，或$|p_A|=p_{Ai}$。这时管道中只存在入射的平面波，驻波比 $n=1$。如果声负载是一刚性反射面，把入射声波全部反射，则$|r_p|=1$，$\sigma=0$，于是$|p_A|=2p_{Ai}|\cos kx|$，这时管中出现了纯粹的驻波，即 $n=\infty$。对于一般负载，驻波比 n 在 1～∞之间。

6.3 非均匀有限长管道中的声场

对于刚性管壁的管道，当波长远大于管径时，管道中传播的声波与平面波相接近。如果管道截面突变，声波在截面突变处发生反射。下面分别讨论三种类型。

1. 声波在两根不同截面的管中传播

如图 1.6-3 所示，取管道轴线方向为 x 轴，并取管道突变处为原点。后面管道是前面管道的负载，因此在变截面处产生反射和透射，管道中入射声波、反射声波和透射声波的声压分别为

$$p_i = p_{mi}e^{j(\omega t-kx)}$$

$$p_r = p_{mr}e^{j(\omega t+kx)}$$

$$p_t = p_{mt}e^{j(\omega t-kx)} \qquad (1.6\text{-}12)$$

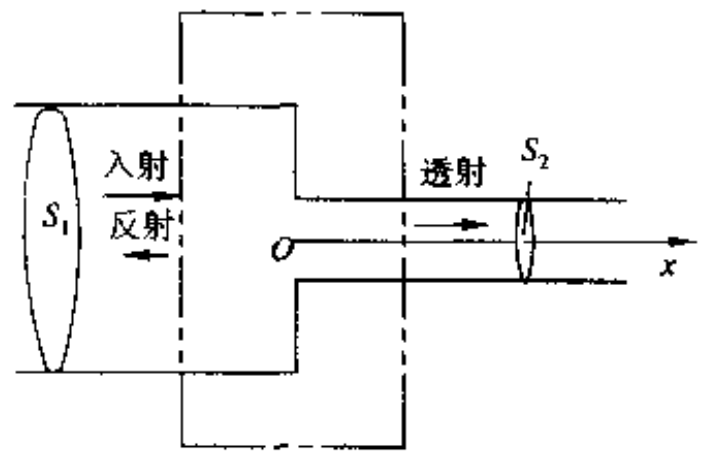


图 1.6-3 截面突变处声波的反射

相应的质点速度为

$$v_i = \frac{p_{mi}}{\rho_0 c_0} e^{j(\omega t - kx)}$$

$$v_r = -\frac{p_{mr}}{\rho_0 c_0} e^{j(\omega t + kx)}$$

$$v_t = \frac{p_{mt}}{\rho_0 c_0} e^{j(\omega t - kx)} \qquad (1.6\text{-}13)$$

对于沿 x 轴正向传播的入射声波与透射声波，质点振动速度与声压相同，而对于沿 x 轴负向传播的反射声波，质点振动速度与声压反相。

在截面突变处（$x=0$），左右两侧管道中的物理量必须满足下述边界条件：

1）声压连续，即

$$p_i = p_r + p_t$$

2）体积速度连续，即

$$S_1 (v_i + v_r) = S_2 v_t$$

或

$$S_1 (p_i - p_r) = S_2 p_t$$

令声压反射系数为 R，截面扩张比为 m，则

$$R = \frac{p_r}{p_i} = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2}$$

$$m = \frac{S_2}{S_1}$$

由此可得

$$R = \frac{1-m}{1+m} \qquad (1.6\text{-}14)$$

反射声波与入射声波声能通量之比称声能反射系数，记为 r。透射声波与入射声波声能通量之比称声能透射系数，记为 t，分别为

$$r = |R|^2 = \frac{(1-m)^2}{(1+m)^2} \qquad (1.6\text{-}15)$$

$$t = 1 - |R|^2 = \frac{4m}{(1+m)^2} \qquad (1.6\text{-}16)$$

当 $S_1 \gg S_2$ 时，即 $m \to 0$ 时，近似可得 $R=1$，$r=1$，$t=0$，也就是说，这时声波几乎全部反射。这相当于闭管的情况。反之，当 $S_1 \ll S_2$ 时，即 $m \to 0$ 时，近似可得 $R=-1$，$r=1$，$t=0$，也就是说，这时声波也几乎全部反射。这相当于开管的情况。实际上由于管口辐射，声波并不会全部反射，在管口的声压也并不真正等于零。

2. 中间有插管的管道中声传播

如果在传声主管中插入一根面积扩张管或收缩管，如图 1.6-4 所示。设主管的截面积为 S_1，中间插管的截面积为 S_2，长度为 D。这时声强透射系数为

$$t_I = \frac{4}{4\cos^2 kD + (m + 1/m)^2 \sin kD} \qquad (1.6\text{-}17)$$

声波经过中间插管的透射，不仅同主管与插管的截面积比值有关，而且还与插管的长度有关。当 $kD=(2n-1)\pi/2$，即 $D=(2n-1)\lambda/4$，$n=1$，2…时，透射系数最小并等于

$$(t_I)_{min} = \frac{4}{(m+1/m)^2}$$

这就是说，当中间插管的长度等于声波波长四分之一奇数倍时，声波透射能力最差，这就形成了对某些频率的滤波作用。

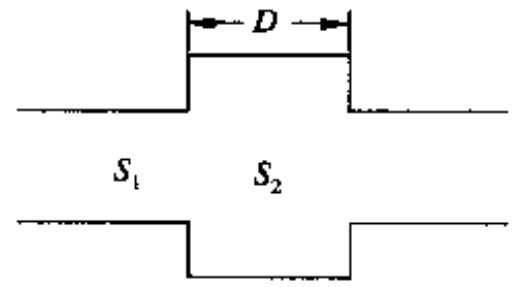


图 1.6-4　有中间插管的管道中声传播

3. 有旁支的管道中声传播

在某些声波传播的管道中常存在一些旁支，这种旁支的存在必然对声波的传播产生影响。图 1.6-5 表示一典型的有旁支的管道。设主管的截面积为 S，旁支管的截面积为 S_b。假定旁支管的声阻抗为 $Z_b=R_b+jX_b$。这时突变处的声压和质点速度分别为

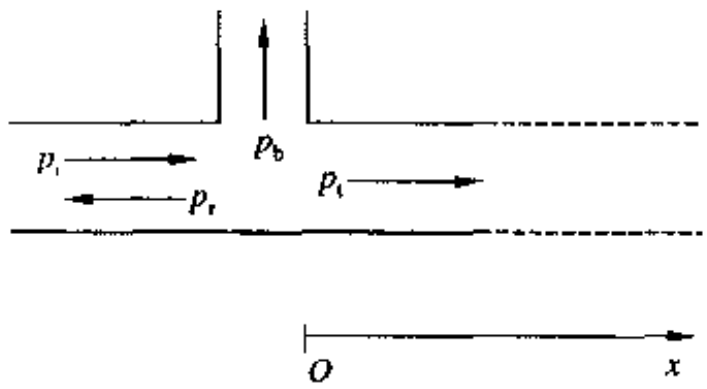


图 1.6-5 有旁支的管道

$$p_i = p_{mi} e^{j\omega t} \qquad (1.6\text{-}18)$$

$$p_r = p_{mr} e^{j\omega t}$$

$$p_t = p_{mt} e^{j\omega t}$$

$$p_b = p_{mb} e^{j\omega t}$$

$$S_i = p_i / \rho_0 c_0 \qquad (1.6\text{-}19)$$

$$v_r = -p_r / \rho_0 c_0$$

$$v_t = p_t / \rho_0 c_0$$

$$v_b = p_b / S_b z_b$$

在主管与旁支的连接处，应有声压连续条件，即

$$p_i + p_r = p_t = p_b$$

以及体积速度连续条件

$$U_i + U_r = U_t + U_b$$

由此求得声压反射系数和声强透射系数分别为

$$|r_p| = \frac{p_{mr}}{p_{mi}} = \left| \frac{\frac{-\rho_0 c_0}{2S}}{\frac{\rho_0 c_0}{2S + Z_b}} \right| \qquad (1.6\text{-}20)$$

$$t_I = |t_p|^2 = \frac{R_b^2 + X_b^2}{\left(\frac{\rho_0 c_0}{2S} + R_b\right)^2 + X_b^2} \qquad (1.6\text{-}21)$$

6.4 管道的输入阻抗

声波在管道中传播时，在截面突变处不适用质点振动速度连续的边界条件，但声压和体积速度仍保持连续变化。声压和体积速度都随入射声波而变化，由于声压与体积速度成正比，因此它们的比值并不随入射声波变化，因此声阻抗是反映管道本身声学特性的量，它沿着管道随距离连续地变化，即使在管道截面突变处仍能保持连续。

前面讨论了管道末端（或者中端）声负载对管道中声波传播的影响，这种影响必然会波及管道的入口（或输入端）。如果管口处有一声源，那么管的末端的负载甚至会对管口声源振动产生制约。如图 1.6-6 所示，设管口位于坐标原点，管长为 l，在末端 l 处有一声负载，其声阻抗为 Z_{al}（或声阻抗率 Z_{sl}）。在管道中存在入射波 p_i 与反射波 p_r，它们分别为

$$p_i = p_{mi} e^{j(\omega t - kx)}$$

$$p_r = p_{mr} e^{j(\omega t + kx)}$$

相应的质点速度为

$$v_i = v_{mi} e^{j(\omega t - kx)}$$

$$v_r = v_{mr} e^{j(\omega t + kx)}$$

式中 $v_{mi} = \frac{p_{mi}}{\rho_0 c_0}$，$v_{mr} = \frac{-p_{mr}}{\rho_0 c_0}$。

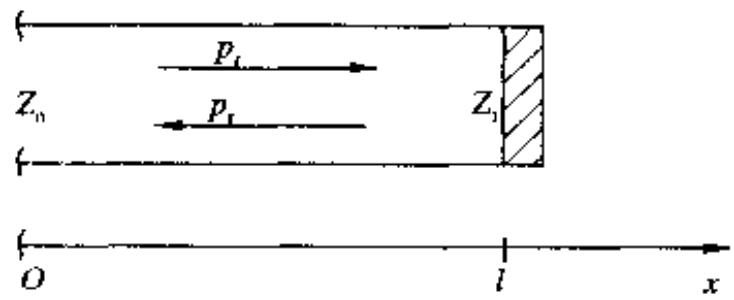


图 1.6-6 末端有声负载的管道中的声波传播

在管道中任一点的总声压为

$$p = p_i + p_r$$

总的质点速度为

$$v = v_i + v_r = \frac{p_i}{\rho_0 c_0} - \frac{p_r}{\rho_0 c_0}$$

所以管中任一点的声阻抗率为

$$Z_s = \frac{p}{v} = \rho_0 c_0 \frac{p_{mi} e^{-jkx} + p_{mr} e^{jkx}}{p_{mi} e^{-jkx} - p_{mr} e^{jkx}} \qquad (1.6\text{-}22)$$

因为已知 l 处的声阻抗率为 Z_{sl}，所以

$$Z_{sl}=\rho_0 c_0\frac{p_{mi}e^{-jkl}+p_{mr}e^{jkl}}{p_{mi}e^{-jkl}-p_{mr}e^{jkl}} \qquad (1.6\text{-}23)$$

将 $x=0$ 代入式（1.6-22）可求得管口的声阻抗率

$$Z_{so}=\rho_0 c_0\frac{p_{mi}+p_{mr}}{p_{mi}-p_{mr}} \qquad (1.6\text{-}24)$$

从式（1.6-23）和式（1.6-24）可求得

$$Z_{so}=\rho_0 c_0\frac{Z_{sl}+j\rho_0 c_0\tan kl}{\rho_0 c_0+jZ_{sl}\tan kl} \qquad (1.6\text{-}25)$$

或者用声阻抗表示

$$Z_{ao}=\frac{\rho_0 c_0}{S}\frac{Z_{al}+j\dfrac{\rho_0 c_0}{S}\tan kl}{\dfrac{\rho_0 c_0}{S}+jZ_{al}\tan kl} \qquad (1.6\text{-}26)$$

Z_{so} 与 Z_{ao} 分别称为管道的输入声阻抗率与输入声阻抗。显然，管道的输入阻抗不仅与管道末端的负载阻抗有关，并且也决定于管道的长度。

6.5　管道中高次波的传播

上面讨论的管道的横向尺寸小于半波长的情况，因此管道中只能传播平行于管轴方向的波，在管道的横截面上声压基本是等压面。但是当管道尺寸增大，或频率升高时，管道中就可以有高次振动波传播。在通风管道中噪声的传播就是这种情况，所以管道，特别是吸声衬管内高次波的传播和衰减是有实际意义的。

1. 管道中高次振动方式建立的条件

设声波在图 1.6-7 所示的两平行刚性板之间传播，入射到刚性壁上的入射角 θ。因为壁面是刚性的，其上法向质点速度为零，声压为极大。声波具有与式（1.6-22）中相似的因数，但指数项上有传播项，即

$$\begin{aligned}p&=2A\cos\left(\frac{n\pi x}{b}x\right)e^{j(\omega t-k_z z)}\\&=Ae^{j\left[\omega t-\left(k_z z+\frac{n\pi}{b}x\right)\right]}+Ae^{j\left[\omega t-\left(k_z z-\frac{n\pi}{b}x\right)\right]}\end{aligned} \qquad (1.6\text{-}27)$$

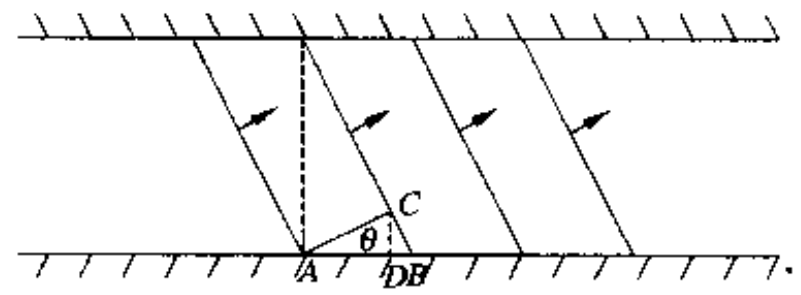


图 1.6-7　两平行刚性壁间的平面声波传播

式中　x 与两平行板垂直，b 是垂直距离，z 沿传播方向，且有关系式

$$k_z^2+\left(\frac{n\pi}{b}\right)^2=k^2$$

式（1.6-27）表明，在这种刚性壁间传播的振动方式，是由两个平面行波合成，其传播方向与 z 轴形成角度为

$$\theta=\pm\sin^{-1}\frac{n\lambda}{2b}$$

或者传播条件为

$$2b\sin\theta=\pm n\lambda \qquad (1.6\text{-}28)$$

图 1.6-8 表明 θ 波的波阵面传播情况，它由管道垂直方向的驻波和 z 方向的行波组成，式（1.6-28）就是形成垂直方向驻波的条件。

2. 矩形声波导管

设有如图 1.6-8 所示一矩形管，其宽度为 l_y，高为 l_x，管长用 z 表示。管道口取在 $z=0$ 处，另一端延伸到无限远。在这样的管道中一般说来声压在 x、y、z 方向是不均匀的。

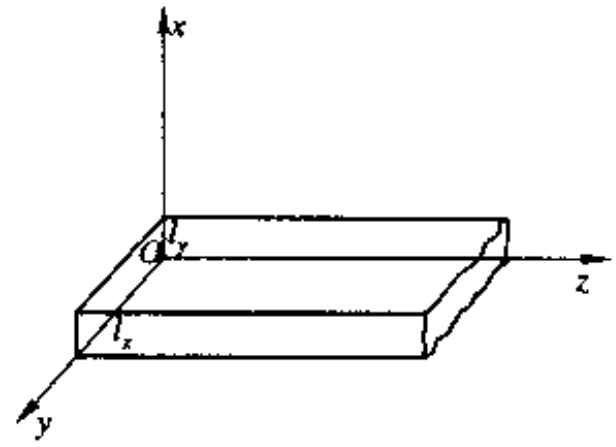


图 1.6-8　矩形声波导管

矩形管道中三维直角波动方程为

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 p}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 p}{\partial z^2}=\frac{1}{c_0^2}\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \qquad (1.6\text{-}29)$$

现令解为

$$p=p_A=(x,\ y,\ z)e^{j\omega t} \qquad (1.6\text{-}30)$$

根据刚性管壁的边界条件

$$(V_x)_{(x=0,\ l_x)}=0$$

$$(V_y)_{(y=0,\ l_y)}=0$$

式（1.6-30）解的形式为

$$p_{n_xn_y}=A_{n_x,n_y}\cos k_x x\cos k_y y e^{j(\omega t-k_z z)} \qquad (1.6\text{-}31)$$

这里 $p_{n_xn_y}$ 为与每一组（n_x，n_y）数值对应的方程（1.6-30）的一个特解，它表示了在声波导管中可能存在的沿 z 方向传播的一种声波。这种声波的角频率为ω，传播速度为

$$c_z=\frac{\omega}{k_z}$$

式中 仅当 k_z 为实数时，在 z 方向才有波传播。可以把管中产生沿 z 方向传播声波的条件归结为 $f>f_{n_x,\ n_y}$

这里

$$f_{n_x,n_y}=\frac{c_0}{2}\sqrt{(\frac{n_x}{l_x})^2+(\frac{n_y}{l_y})^2} \qquad (1.6\text{-}32)$$

上面讨论了管道几何尺寸对声波传播的影响。实际上，如果声源的振动状态不同，管内声波的传播方向也将随之变化，也就是说与管口的声学边界条件有关。

6.6 非刚性管道中的声场

前面讨论中都认为管壁是刚性的，现在考虑管壁非刚性对声波传播的影响，例如管道内壁敷上一层吸声材料，这时此吸声材料表面的法向质点速度就不等于零，声波在其中的传播与刚性管道是不同的。我们假定管道截面为矩形，坐标原点位于管道截面中心，而边界坐标则为 $x=\pm lx/2$，$y=\pm ly/2$。由于 x，y 的简正函数是偶函数或是奇函数，边界处的解具有对称或反对称性质。管道中声压可表示为

$$p=A\cos\frac{2\pi g_x}{lx}x\cos\frac{2\pi g_y}{ly}y e^{j(\omega t-k_z x)} \qquad (1.6\text{-}33)$$

原则上，只要管壁的声阻抗率知道，可由边界条件求得 g_x、g_y，下面对问题作些简化，重点讨论（0，0）次波，即主波的传播。

设 η_s 为法向声导纳率比，$\eta_s=\frac{\rho_0 c_0}{Z_s}$，$Z_s$ 为管壁的声阻抗率。假定 $(\frac{lx}{\lambda})\ \eta_s$ 和 $(\frac{ly}{\lambda})\ \eta_s$ 很小，可以求得（0，0）次波的声压表示式

$$p_{00}=A_{00}e^{-\frac{\sigma L}{2S}z}e^{j(\omega t-kz)} \qquad (1.6\text{-}34)$$

由于管壁非刚性，（0，0）次波将随 z 轴的传播而逐渐衰减，其衰减程度由衰减系数 $A_{00}=\frac{\sigma l}{2S}$ 来决定。在管的内壁敷上一层吸声材料会使管内声波衰减，这就是阻性消声器的理论依据。对于高次波，其衰减系数都大于（0，0）次波。因此在阻性消声器设计中，主要估计（0，0）次波的消声量。只要主波的消声量足够，其他高次波必将符合要求。假定敷有吸声材料的一段管子长为 l，可求得声波经 l 距离后的声强度衰减量，或称阻性消声器的消声量为

$$TL=4.34\frac{\sigma l L}{S} \qquad (1.6\text{-}35)$$

式中 σ —— 壁面声导纳率比的实数；

L —— 管道周长。

6.7 管道中声学测量技术的进展

在噪声控制中经常遇到管道中的声传播问题，借助声学测量技术对管道中的声学特性进行实验分析研究具有广泛应用的价值。在经典声学测量技术中，一般只测量声压有效值，从而把有关相位的信息丢失。由于信号处理技术的进步，突破了经典测量方法的限制，现介绍如下。

1. 双传声器法测量声阻抗

为了降低管道内噪声，加吸声内衬是主要措施之一，而声阻抗是决定降噪量的关键参数，所以用实验方法测定声阻抗是十分重要的。双传声器方法是目前较好的方法之一。其

原理是在内衬的孔壁上和底壁上分别安装传声器，如图 1.6-9 所示。假定内衬性质是点反应内衬，利用两传声器的声压级差和相位差可以求得声阻率和声抗率，由此得到声阻抗。

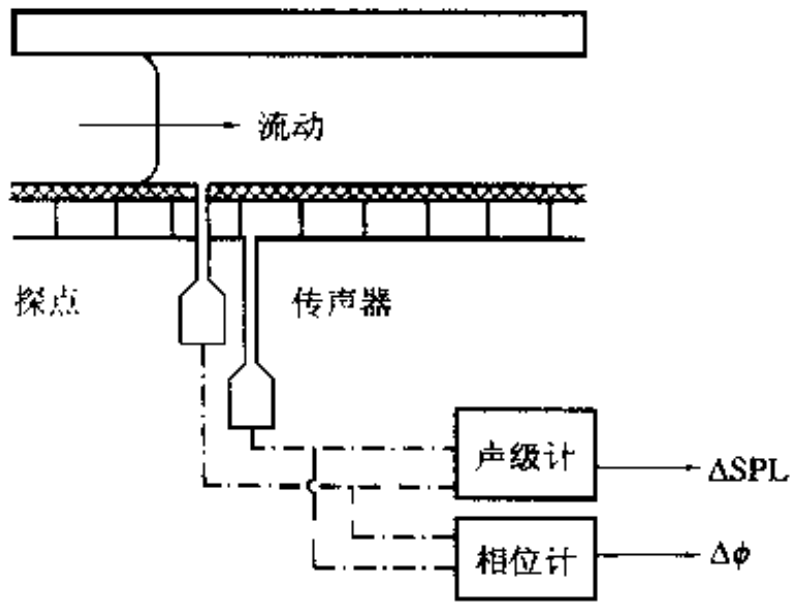


图 1.6-9　双传声器法测量框图

2. 传递函数法测量声阻抗

以白噪声激发，用两传声器在管道中测量试件的声学特性，其框图如图 1.6-10 所示。已经建立了完整理论导出频域内的传递函数 $H_{12}(f)$ 来确定试件表面的复反射系数 $R(f)$。

$$R(f)=\frac{H_{12}(f)-\mathrm{e}^{-\mathrm{j}ks}}{\mathrm{e}^{\mathrm{j}ks}-H_{12}(f)}\mathrm{e}^{\mathrm{j}k2l} \qquad (1.6\text{-}36)$$

式中　f——频率；

k——波数；

s——两传声器之间距离；

l——传声器到试件表面的距离。

实际测量时，两传声器测得在时域内的声压信号 $p_1(t)$ 和 $p_2(t)$，经傅里叶变换后得到频域内相应分量 $p_1(f)$ 和 $p_2(f)$，传递函数 $H_{12}(f)$ 为

$$H_{12}(f)=p_2(f)/p_1(f) \qquad (1.6\text{-}37)$$

声源以白噪声激发，借助快速傅里叶变换（FFT），可以求出在宽广频率范围内的复反射系数、声阻抗率、吸声系数等重要参数。

近年来，传递函数法有下述两方面进展。一是它推广到声波在管道中传播具有衰减的情况，这时在传递函数表达式中应该相应地引入包含有衰减常数的因子；另一是发展了一种用单个传声器来决定传递函数的技术。其原理是借助周期性的伪随机噪声源，用同一传声器先后在不同的两个位置上测量。这样，由于两个传声器声学特性不同引起的困难就可自动消除，从而可以提高测量精度。

3. 声强法测量管道消声器的声学性能

把管道系统中的消声器看成一个声学构件，它可与一个四端网络装置类比，其声学性能以一个具有 2×2 元素的传递矩阵来反映，如图 1.6-11 所示。设消声器出口端和进口端的声压分别为 p_1 和 p_2，质点速度分别为 v_1 和 v_2，可得矩阵关系为

$$\begin{bmatrix}p_2\\v_2\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}A & B\\C & D\end{bmatrix}\begin{bmatrix}p_1\\v_1\end{bmatrix} \qquad (1.6\text{-}38)$$

式中　A、B、C、D——传递矩阵的 4 个元素。

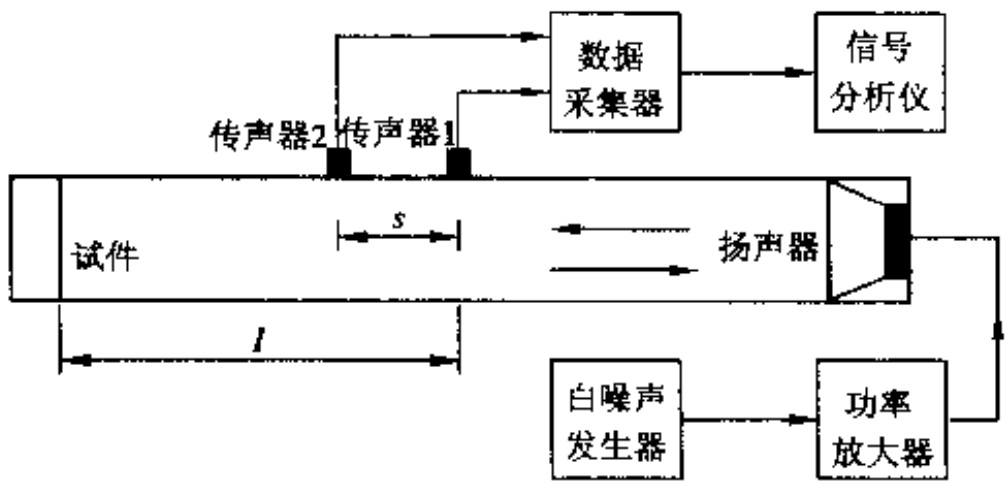


图 1.6-10　传递函数法测量框图

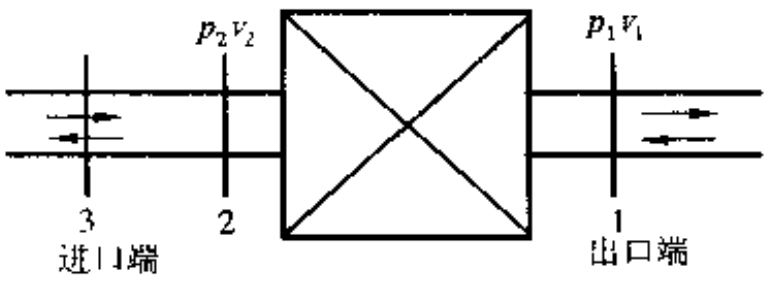


图 1.6-11 消声器类比四端网络

为了了解消声器的声阻抗和分析消声器单元传递矩阵的理论模型，发展了采用声强测量技术测量声阻抗方法，即测量一特定排气管系统中声压和质点速度的乘积计算出声源阻抗；或者在某一特定声源情况下，类似于四端网络分析方法，可以测量消声器单元的传递矩阵。在管道系统中，测定了声源和其他各个声学构件的声学参数，就可确定整个系统的声学特性。

第 7 章　房间内的声波

7.1　室内声场的分析方法

房间对声音的主要影响是引起反射声，改变房间的音质，由于简正方式的激发增加声能密度，并使声音在室内空间的分布发生变化。分析房间内声场的方法有几何声学方法、统计声学方法和波动声学方法。几何声学方法类似于光学分析法，利用声线图可以分析房间的特殊体形和反射面对房间音质的影响。实践中房间音质设计主要根据统计声学方法得出的一些公式。波动声学能揭示出室内声场的本质，虽然还不能导出指导房间音质设计的简单原则，但它可以阐述几何声学方法和统计声学方法适用的范围，以及解释一些不满足扩散声场条件出现的声学现象。

7.2　大房间内的声场

1. *房间内的稳态声场*

声源周围的物体对声波的传播有明显的影响。从声源向四周辐射的声波，在有限空间内多次反射，向各方向传播出去的声波与壁面上反射回来的声波叠加在一起形成复杂的声场。为了便于分析，通常把房间内的声场分成直达声场和混响声场。由声源直接到达听众的直达声形成的声场称为直达声场。经过壁面一次或多次反射后到达听众的反射声形成的声场称为混响声场，它们的特性归结如下。

（1）直达声场

直达声场是自由声场。设点声源的声功率是 W_A，在距声源声学中心距离为 r 处，与直达声场对应的声强 I_d 为

$$I_d = \frac{QW_A}{4\pi r^2}$$

式中　Q —— 声源的指向性因数。对于无指向性点声源，$Q=1$；点声源入射到刚性反射面上，$Q=2$；点声源放在两个刚性反射面相交的边上，$Q=4$；点声源放在三个刚性反射面组成的角上，则取 $Q=8$。

若点声源距离为 r 处的声压为 p_d，声能密度为 E_d，则

$$p_d^2 = \frac{\rho c Q W_A}{4\pi r^2} \qquad (1.7\text{-}1)$$

$$E_d = \frac{QW_A}{4\pi r^2} \qquad (1.7\text{-}2)$$

室内与直达声对应的声压级 L_{pd} 为

$$L_{pd} = L_W + 10\lg\left(\frac{Q}{4\pi r^2}\right)$$

式中　L_W —— 声源的声功率级。

（2）混响声场

设混响声场为扩散声场，在稳态时混响声场的声能密度为 E_R，房间的容积为 V，则房间内混响声场的总声能为 $E_R V$。在稳态时混响声场的全部能量由直达声场的声能补充，由能量关系可求得

$$E_R = \frac{4W_A(1-\bar{\alpha})}{cS\bar{\alpha}} \qquad (1.7\text{-}3)$$

上式可改写为　$$E_R = \frac{4W_A}{cR} \qquad (1.7\text{-}4)$$

式中　R —— 房间常数，$R=S\alpha/(1-\alpha)$，是反映房间声学特性的重要参数；

$\bar{\alpha}$ —— 室内总面积 S 的平均吸声系数。

与混响声对应的声压级 L_{pR} 为

$$L_{pR} = L_W + 10\lg\frac{4}{R} \qquad (1.7\text{-}5)$$

（3）房间内的总声场

把房间内的直达声场与混响声场叠加，可

得到实际的总声场，其声能密度和声压级分别为：

$$E=\frac{W_A}{c}\left(\frac{Q}{4\pi r^2}+\frac{4}{R}\right) \qquad (1.7\text{-}6)$$

$$L_p=L_W+10\lg\left(\frac{Q}{4\pi r^2}+\frac{4}{R}\right) \qquad (1.7\text{-}7)$$

由式（1.7-7）可以看出，由于声源的声功率级是给定的，因此房间内各处声压级的相对变化由 $10\lg\left(\frac{Q}{4\pi r^2}+\frac{4}{R}\right)$ 所决定。当房间壁面接近全反射时，$\bar{\alpha}$ 接近于零，房间常数 R 也接近于零，房间内声场主要为混响声场，这种房间称为混响室。反之，当房间壁面接近全吸声时，$\bar{\alpha}$ 接近于 1，房间常数接近于无限大，房间内声场主要为直达声场，这种房间称为消声室。对于一般房间，总是介于上述两种极端情况之间。室内声场离声源近时，直达声占主要成分；当离声源的距离逐渐增大时，房间的影响相对增强，在一定距离以外，房间内声场就以混响声场为主。在某一距离 r_0 时，直达声与混响声的影响相同，这时 r_0 称为混响半径，即

$$r_0=\frac{1}{4}\left(\frac{RQ}{\pi}\right)^{1/2}=0.14\sqrt{RQ} \qquad (1.7\text{-}8)$$

在室内有多个声源时，总声场是各个声源所产生的声场的叠加。这时应该注意到两种不同情况。若各个声源产生的是相干波，应该考虑声波的干涉现象，按照瞬时声压叠加。例如，多个声源是一组并联工作的扬声器，就属于这种情况。如果直达声和反射声也是相干的，可以看作由虚象辐射相干波。若各个声源辐射的声波是不相干的，应该按能量叠加。在实际场合中，由于直达声场的相对声级随距离迅速下降，可以认为在房间内一定位置上的直达声场只是由最近的一个或几个声源产生的。较远的声源仅对混响声场有影响。因此，房间内一定位置上的声场可以看作是最近声源的直达声场和所有声源的混响声场叠加而成。

2. 房间内声场的衰减

当房间内声场已达到稳态时，突然关闭声源，房间内的声音并不立即消失，而是延续一段时间，等到声音衰减到实际听不到为止。这种声音延续现象称为混响。

（1）平均自由路程

平均自由路程 d 是声波相邻两次反射所经过的平均距离

$$d=\frac{4V}{S} \qquad (1.7\text{-}9)$$

式中 V——房间的容积；

S——房间内总表面积。

最近用 Monte-Carlo 法计算平均自由路程所获得的结果与式（1.7-9）是一致的。声波传播平均自由路程所需的时间 t 为

$$t=\frac{d}{c_0}=\frac{4V}{c_0S} \qquad (1.7\text{-}10)$$

式中 c_0——为空气中声速。

单位时间内平均反射次数 n 为

$$n=\frac{1}{t}=\frac{c_0S}{4V} \qquad (1.7\text{-}11)$$

（2）平均吸声系数

平均吸声系数是在室内产生扩散条件下，房间内表面积对所有入射角进行平均的吸声系数，再对房间内具有不同吸声系数内表面进行平均而求得的数值。如果房间内表面是由具有吸声系数 α_1，$\alpha_2\cdots$ 的表面 S_1，$S_2\cdots$ 所组成，其中 $\bar{\alpha}_i$ 是对所有入射角平均的吸声系数，则房间内总吸声量 A 和平均吸声系数 $\bar{\alpha}$ 的关系为：

$$A=\sum_1^i d_iS_i=\bar{\alpha}S \qquad (1.7\text{-}12)$$

$$\bar{\alpha}=\frac{1}{S}\sum_1^i \alpha_iS_i \qquad (1.7\text{-}13)$$

$$S=\sum_1^i S_i \qquad (1.7\text{-}14)$$

式中　S —— 房间内的总表面积。

（3）混响时间

当声源在房间内突然停止时，房间内声能密度 $E(t)$ 按下述规律衰变

$$E(t)=E_0 e^{-cS\bar{\alpha}3t/4V}$$

单位时间内声能密度的对数衰变率 β 为

$$\beta=\frac{c\bar{\alpha}S}{4V} \qquad (1.7\text{-}15)$$

式中　E_0 —— 声源停止时房间内的声能密度。

混响时间 T 是当声源在房间内停止发声后，残余声能在房间内往复反射，经吸声材料吸收，其声能密度下降为原有数值百万分之一所需的时间，或者说房间内声能密度衰变 60dB 所需的时间

$$t=\frac{60}{4.434\beta}\approx\frac{13.8}{\beta} \qquad (1.7\text{-}16)$$

混响时间的计算有下述常用公式：

塞宾公式　$$T=\frac{0.163V}{\bar{\alpha}S} \qquad (1.7\text{-}17)$$

艾润公式　$$T=\frac{0.163V}{-S\ln(1-\bar{\alpha})} \qquad (1.7\text{-}18)$$

式中　T —— 混响时间；

S —— 房间内总表面积；

V —— 房间容积；

$\bar{\alpha}$ —— 房间内表面积的平均吸声系数。

在房间内，不但表面要吸收声能，空气本身也要吸声。对于大房间，平均自由路程较长，计算混响时间的公式中必须加上对空气吸收的校正，才可以得到准确的结果。空气吸收对 1000Hz 以上的高频声的混响时间特别重要。考虑空气吸收时，计算混响时间的相应公式为

塞宾-努特生公式

$$T=\frac{0.163V}{\bar{\alpha}S+4mV} \qquad (1.7\text{-}19)$$

艾润-努特生公式

$$T=\frac{0.163V}{-S\ln(1-\bar{\alpha})+4mV} \qquad (1.7\text{-}20)$$

式中　m —— 空气的声能衰减常数，它的数值如图 1.7-1 所示。

对于平均吸声系数很小的房间

$$-\ln(1-\bar{\alpha})=\bar{\alpha}+\frac{\bar{\alpha}^2}{2}+\cdots$$

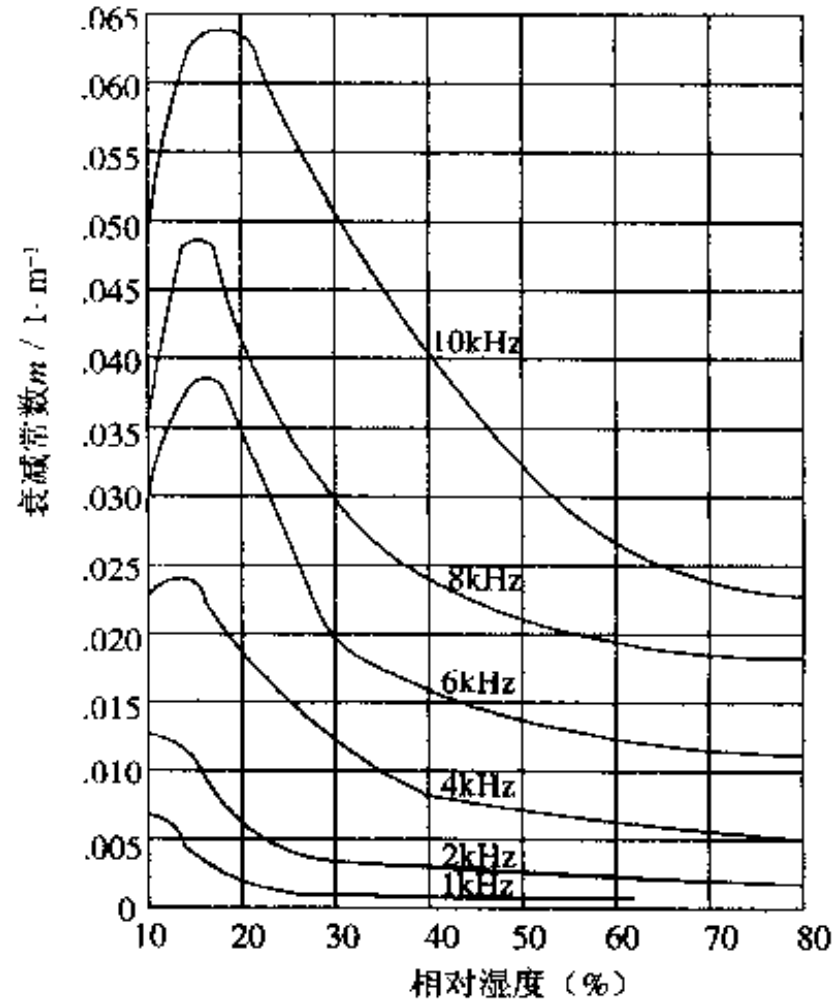


图 1.7-1　空气的声能衰减常数

略去高次项，即可由艾润公式导出塞宾公式。

7.3　小房间内的声场

小房间内的声波现象较复杂，尤其是墙面装不同吸声材料或不规则墙面时。这里用波动声学方法来分析刚性壁矩形小房间内的声场。

1. 矩形房间内的简正振动方式

假定房间内壁光滑并且是刚性的。设房间的长、宽、高分别为 l_x、l_y、l_z。在直角坐标中，波动方程是

$$\frac{\mathrm{d}^2p}{\mathrm{d}x^2}+\frac{\mathrm{d}^2p}{\mathrm{d}y^2}+\frac{\mathrm{d}^2p}{\mathrm{d}z^2}=\frac{1}{c^2}\frac{\mathrm{d}^2p}{\mathrm{d}t^2} \qquad (1.7\text{-}21)$$

如果把坐标原点取在房间的一角上，由于

刚性壁面上法向速度为零，即声压的法向导数为零，可以写出边界条件为：

$x=0$ 或 l_x 时，$\dfrac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}x}=0$

$y=0$ 或 l_y 时，$\dfrac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}y}=0$

$z=0$ 或 l_z 时，$\dfrac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}z}=0$

符合波动方程并满足边界条件的特解取下述形式：

$$p\sim\cos\left(\frac{n_x\pi x}{l_x}\right)\cos\left(\frac{n_y\pi y}{l_y}\right)\cos\left(\frac{n_z\pi z}{l_z}\right)\mathrm{e}^{\mathrm{j}\omega t} \tag{1.7-22}$$

式中 n_x、n_y、n_z 为正整数或零，并满足下述关系式

$$f_n=\frac{c}{2}\left[\left(\frac{n_x}{l_x}\right)^2+\left(\frac{n_y}{l_y}\right)^2+\left(\frac{n_z}{l_z}\right)^2\right]^{1/2} \tag{1.7-23}$$

式中 f_n 为对应于一组（n_x、n_y、n_z）数值的简正频率。一组（n_x、n_y、n_z）数值决定了一种振动方式，房间内相应地分区振动而形成驻波。根据 n_x、n_y、n_z 是否为零，可以把简正振动方式分成如下三类七种：第一类为轴向波，三个 n 中有两个为零。它是轴向两个自由行波组成的驻波。第二类为切向波，三个 n 中有一个为零。它是坐标面上四个自由行波组成的驻波，其中 yz 切向波（n_x=0）平行于 yz 平面，zx 切向波（n_y =0）平行于 zx 平面，xy 切向波（n_z=0）平行于 xy 平面。第三类是斜向波，三个 n 全不为零，它是空间八个自由行波组成的驻波。这些不同类型的简正方式，不仅有不同的自由行波的传播方向，不同的分布方式，而且具有不同的声学特性，它们对规则形状小房间中稳定声场的起伏和衰变过程的不规则性有重要意义。

2. 频率空间

各类简正波平均数的估算，可以从式（1.7-23）看出。如果把 f_n 看成一个空间矢量的幅值，那么它的三个分量就是（$n_xc/2l_x$）、（$n_yc/2l_y$）、（$n_zc/2l_z$）。用这三个分量作为坐标所构成的空间，称为频率空间，如图（1.7-2）所示。由图可计算各类简正方式在某一频率范围内或某个频带内的数量。所有轴向波在频率 f 以下的数量为：

$$N_{\text{轴向}}=\frac{fL}{2c}$$

式中 L —— 房间各棱之和，L=4（l_x+l_y+l_z）。

总的切向波在频率 f 以下的数量为

$$N_{\text{切向}}=\frac{\pi f^2S}{2c^2}-\frac{fL}{2c}$$

式中 S ——矩形房间的总表面积，S=2（l_xl_y+l_yl_z+l_zl_x）。

频率小于 f 的斜向波数量为

$$N_{\text{斜向}}=\frac{4\pi f^3V}{3c^3}-\frac{\pi f^2S}{4c^2}+\frac{fL}{8c}$$

式中 V —— 房间的容积。

由此可求出频率小于 f 的斜向波、切向波和轴向波的总数是

$$N=\frac{4\pi f^3V}{3c^3}+\frac{\pi f^2S}{4c^2}+\frac{fL}{8c} \tag{1.7-24}$$

由此可求出频率位于宽度为 $\mathrm{d}f$ 频率范围内各类简正波的数量分别为

$$\Delta N_{\text{轴向}}=\frac{L}{2c}\mathrm{d}f$$

$$\Delta N_{\text{切向}}=\left(\frac{\pi fS}{c^2}-\frac{L}{2c}\right)\mathrm{d}f$$

$$\Delta N_{\text{斜向}}=\left(\frac{4\pi f^2V}{c^2}-\frac{\pi fS}{2c^2}+\frac{L}{8c}\right)\mathrm{d}f$$

在频宽 $\mathrm{d}f$ 范围内总的简正波数为

$$\Delta N=\left(\frac{4\pi f^2V}{c^2}+\frac{\pi fS}{2c^2}+\frac{L}{8c}\right)\mathrm{d}f \tag{1.7-25}$$

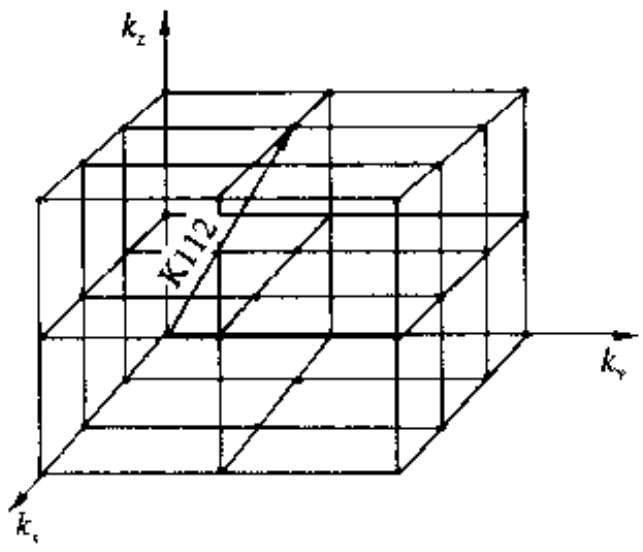


图 1.7-2　矩形房间的简正频率图

（箭头表明简正波的方向，其长度正比于特征值）

3. 室内声场的建立和衰变

上面讨论简正波时，假定房间的壁面都是刚性的。因此房间内的简正振动一旦建立就不再衰减，它相当于房间的无阻尼自由振动情况。实际上壁面不可能是完全刚性，这时声波在壁面上反射时，其能量被壁面部分吸收，房间内的驻波会随时间衰减以至消失，它相当于房间的阻尼振动情况。要使房间内驻波保持稳定，需要由声源不断补充能量。当声源的激发频率与房间的某些简正频率相接近时，相应的简正波就被强烈地激发。这相当于强迫振动时的共振情况。反之，当声源的激发频率与房间的简正频率相差较大时，相应的简正波就很微弱。激发简正波的强烈还与声源位置有关，当恒定声压的声源放置在某简正波的波节处，就不能有效地激发该简正波。但如放在波腹处，就可以强烈地激发该简正波。

在实际情况中，声源的激发频率并不是纯音，通常在一定范围内连续变化。因此，或多或少地总有若干简正波被激发。在高频时，或房间几何尺寸远大于波长时，房间的简正振动方式很多，大量与固有频率差不多的简正波被激发。因此声场分布比较均匀，当声源频率变化时，声场的起伏变化相应较小。反之，在低频时，或者房间几何尺寸与波长差不多时，房间的简正振动方式较少，声源只能有效地激发少数几个简正波。因此声场分布很不均匀，当声源频率变化时，声场也会有较大的起伏。因此，在高频时房间内的声场容易接近扩散状态，而低频时就不易实现。

当声源突然停止时，房间内各类简正波将在不同长短时间内消失。在一般情况下，斜向波衰减最快，切向波其次，而平行于吸收最强壁面的轴向波衰减最慢。假定房间内的声场分布原来是均匀的，各类简正波都被激发，从统计平均角度考虑，可以假设声能量按各个振动方式是均匀的。在衰变过程中，声场分布是在改变的，衰变后期剩下的将是平行于吸收最强壁面的轴向波。这时，声场中声压级随时间衰变的曲线将不再是直线而会出现明显的弯曲，这种现象应该尽可能避免。

从简正波的角度考虑，要使房间的声学特性良好，应该使简正振动方式要尽可能多，使各简正波的简正频率要尽可能均匀地分布在所需频率范围内，并避免简正频率的简并。此外，尚需使各类简正波的混响时间要尽可能相同。为了满足上述要求，通常要保证房间有较大的几何尺寸（与声波波长相比），长、宽、高比例应该避免成简单的整数比，房间内应具有散射声波的扩散体，吸声材料应分散布置在各个壁面上。

7.4　狭长房间内的平面波声场

所谓狭长房间是按房间长度方向的尺寸比其他两个方向尺寸大很多的狭长形房间，而且长度尺寸比声音的波长也要大得多，这是声波在房间中传播的特例。如果将声源放置在狭长房间的一端，并且产生平面波，如图 1.7-3 所示。假设房间平面是刚性，所有吸收只在房间的一个壁面上。

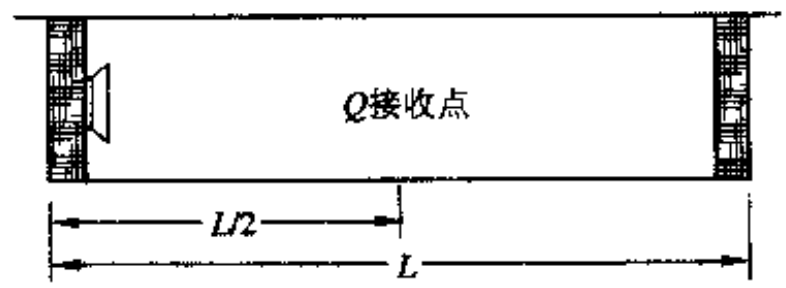


图 1.7-3　狭长房间中平面波传播

在时间 $t=0$ 时，声源辐射无规噪声，接收点收到声音的时间为 t_1，即声线到达接收点所

需的时间 $t_1=2L/c$，其中 L 为房间长度，c 为声速。此后，声线将继续向前传播，直到房间的吸收壁面，这时可能发生三种情况：

1）壁面将吸收投射到它上面的全部声能。室内形成自由声场，在房间内任何点的声能密度是恒定的。

2）壁面吸收部分声能。这时在 t_1 与 t_2 之间，接收点的声场与自由声场相同；这里 t_2 是声线从声源传播到终端壁面再返回到接收点的时间，$t_2=3L/2c$。但在 t_2 以后，接收点的声能密度将是入射声声能密度与反射声声能密度之和。在 t_2 之后，声线继续前进，然后碰撞声源处墙面，又产生部分吸收、部分反射。在接收点第 N 次反射后的声能密度为

$$D(N)=D_0\sum_0^{\infty}(1-\bar{\alpha})^N \qquad (1.7\text{-}26)$$

式中 D_0——直达声声能密度；

$\bar{\alpha}$——端部墙面的平均吸声系数；

N——反射次数。

当反射次数 N 增加到一定程度后，上式的极限为

$$D(\alpha)=D_0/\alpha \qquad (1.7\text{-}27)$$

式中 $D(\alpha)$——稳态声能密度。

由式（1.7-27）可知，当 $\alpha\neq1$ 时，稳态声能密度 $D(\alpha)$ 总是大于 D_0，即室内声能密度总是比室外的要高些。这说明一台机器放在室内时，室内声压级通常总要高于室外。

3）端部墙面将入射到它表面的声能全部反射。这时 $\alpha=0$，将得到一声强非常强的声场。由于实际上壁面和空气总存在一定的吸收，声强增强到一定程度后，会达到稳态。

7.5 耦合房间内的声场

实际上遇到的耦合房间有两种耦合方式，声学耦合和电声耦合，如图 1.7-4 所示，其中 a）是声学耦合，b）是电声耦合。第一种类型是房间建筑上分成两部分，通过公共开口相互交换声能，它们具有不同的混响时间。耦合房间中混响过程的特点是声能密度不按简单指数律衰变，且两个房间的混响过程相互影响。另一种类型是两个房间通过电声系统耦合。电声耦合房间内混响过程的特点是房间Ⅱ对房间Ⅰ没有影响，但房间Ⅱ内的混响过程不同于无耦合时的混响过程，声能密度也不按指数律衰变。耦合房间内的声场比较复杂，每个房间的声能密度衰变过程和两个房间的声学特性以及耦合方式有关。这里主要给出表述其声学过程的方程，并介绍由分析获得的一些结果。

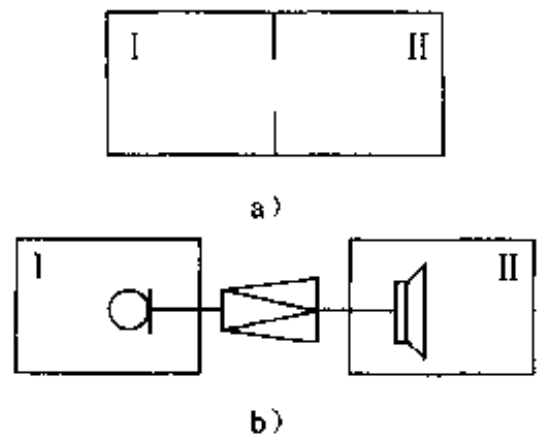


图 1.7-4 耦合房间

1. 耦合房间中的混响过程

如果房间在建筑上分成两部分，例如剧院中的舞台和正厅、楼座等，它们具有不同的混响时间和混响衰变曲线形状，但有公共开口可以交换声能。在耦合房间中，混响过程的特点是声音不按简单的指数律下降，在半对数坐标系统中，混响衰变曲线不是直线，并且两个房间的混响过程互相影响，这里衰变率不是常数而是时间和声能的函数，如图 1.7-5 所示。

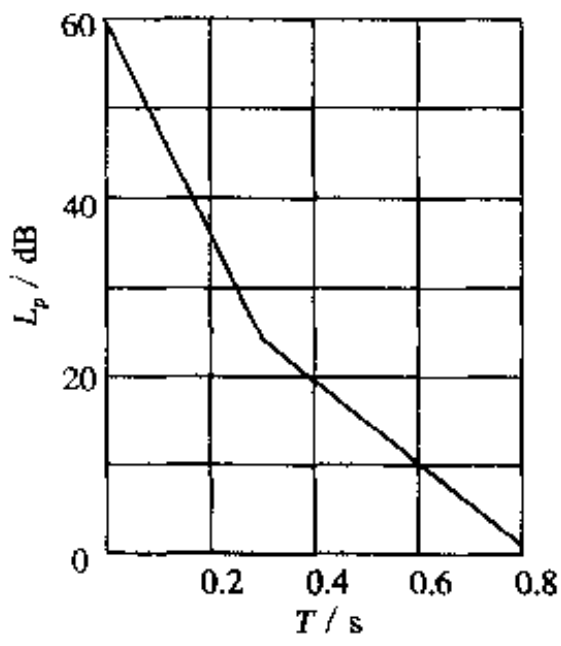


图 1.7-5 耦合房间内的混响过程

$$D_{01}=\frac{4Pa}{c_0(\alpha_1 S_1+S)\ \ (1-K_1K_2)}$$

$$D_{02}=E_{01}K_2$$

$$D_1(t)=\frac{E_{01}}{\frac{m_2}{m_1}-1}\left[\left(\frac{m_2}{m_1}\mathrm{e}^{-m_1 t}-\mathrm{e}^{-m_2 t}\right)-\frac{m_2}{m_1}(1-K_1K_2)\left(\mathrm{e}^{-m_1 t}-\mathrm{e}^{-m_2 t}\right)\right]$$

$$D_2(t)=\frac{E_{02}}{\frac{m_2}{m_1}-1}\left(\frac{m_2}{m_1}\mathrm{e}^{-m_1 t}-\mathrm{e}^{-m_2 t}\right)$$

$$K_1=\frac{S}{\alpha_1 S_1+S}$$

$$K_2=\frac{S}{\alpha_2 S_2+S}$$

式中　$D(t)$、$D_2(t)$——房间 I 和房间 II 内的声能密度；

D_{01}、D_{02}——相应的稳态声能密度；

m_1、m_2——与房间参数（α_1、S_1、V_1、α_2、S_2、V_2）以及耦合开口面积有关的量；

K_1、K_2——房间耦合系统；

S——两房间的耦合开口的面积。

图 1.7-6 给出一个吸声量较大的房间 II 和另一个容积小、吸声量也小的房间 I 耦合时，对室内衰变过程的影响，其中曲线 1 是无声耦合时房间 I 的衰变曲线，曲线 2 是有声耦合时房间 I 的衰变曲线。

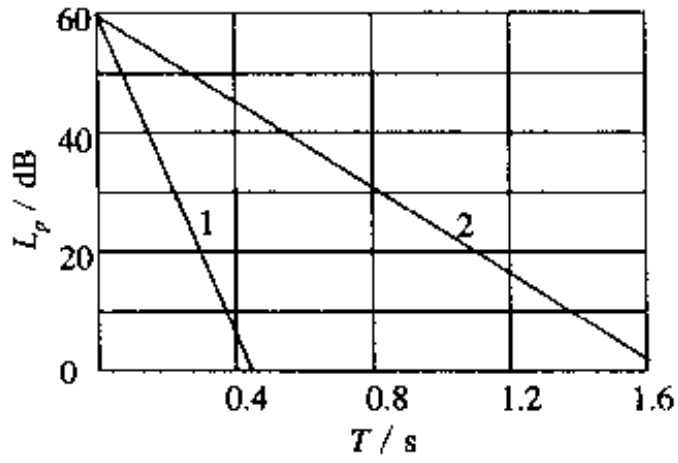


图 1.7-6　房间内无声耦合和有声耦合时的衰变曲线

1—无声耦合　2—有声耦合

2. 两个房间用电声系统耦合时的混响过程

两个房间经电声系统单向耦合是上述情况的一个特例。广播电台播音室和听众房间、电影制片厂录音棚和电影院就是这种单向电声系统耦合的房间。电声系统耦合房间内混响过程的特点是房间 II 受房间 I 的影响，混响过程不同于无耦合时的混响过程，衰变率也不是常数。

$$E_2(t)=\frac{E_{02}}{\beta_2-\beta_1}(\beta_2\mathrm{e}^{-\beta_1 t}-\beta_1\mathrm{e}^{-\beta_2 t})\qquad(1.7\text{-}28)$$

式中　E_{02}——房间 II 的稳态声能密度；

β_1、β_2——衰变率。

若 $\beta_1=\beta_2=\beta$，或 $T_1=T_2=T$，则两个房间耦合时，房间 II 的总混响时间 T_t 为

$$T_t=1.208T\qquad(1.7\text{-}29)$$

若 $T_1\neq T_2$，总混响时间可以用下述经验公式

$$T_t=(T_1^3+T_2^3)^{1/3}\qquad(1.7\text{-}30)$$

7.6　室内几何声学

当声波的频率较高，即声波的波长小于房间内反射面时，可以用几何光学中光线的概念把声波的传播看作沿声线传播的声能，它也忽略了声波的波动性能，这是几何声学的方法。几何声学方法在研究房间内各个反射面的作用时是非常有效的，用几何声学方法还可以检查房间内有无回声与声聚焦现象。几何声学方法使用的条件是反射面甚大于声波的波长，而反射面的粗糙度甚小于波长时才有效。这时声线满足反射角等于入射角的反射定律。

在几何声学中，并不考虑声波从一种媒质透射到另一种媒质引起的折射，也不考虑在不均匀媒质中声线的弯曲。同时衍射现象也是被忽略的。因为几何声学中的主要先决条件是直线传播。在几何声学中也不考虑声波的干涉，即声场中的几个分量叠加，不考虑它们的相位关系，而代之以它们的声能密度或声强之间的简单相加。在第 4 章图 1.4-13 中给出了房间

内可能出现的声音反射的典型情况。

在几何声学中，室内各接收点上，直达声和反射声的分布对听音有很大影响。利用几何作图法可以将各个界面对声音反射的情况进行分析，但经过多次反射后，情况也相当复杂，它已接近无规分布，所以通常只研究前 1、2 次反射声，并控制它们的分布来达到控制其音质与噪声的目的。

第 8 章　听觉心理和语言清晰度

听觉生理研究发声和听声生理过程，它与听觉心理密切相关，但着重研究发音器官和听觉器官的生理效应，因此涉及的范围较窄，研究重点是防治发音器官和听觉器官的疾病。听觉心理则是研究声音的主观感觉和物理量的关系，它不但对声音的评价很重要，而且有助于人们对其他感觉系统的研究。听觉心理与听觉生理密切相关，但它着重研究声刺激和反应的关系。它和语言清晰度的关系也很密切，因为它们都需要研究语言声的形、声、意关系，都要考察声刺激和主观评价问题。噪声妨碍人们的睡眠和休息，干扰交谈，降低人们的工作效率，强噪声还会对人体产生不良影响。基于本手册的特点和要求，重点讨论听觉实验心理学。

8.1　听觉器官

人们的听觉器官如图 1.8-1 所示，它可以分为 3 部分：外耳、中耳和内耳。外耳包括一直通到耳膜的耳道，耳廓由于贴近作为声障板的头部，因此其声学作用很小。外耳道的作用是声音从耳廓传到耳膜，并保护耳膜不受外界物体的机械损伤。外耳道的直径为 3～14mm，平均约为 7mm，长约 27mm。在自由声场中，外耳道的共振频率约为 3000Hz，其共振效应是决定听力灵敏度的一个重要因素。但在 1000Hz 以下，它的作用极小。

中耳包括耳膜、鼓室、耳膜内中耳部分的空气腔和通入内耳的两个封闭小窗：卵形窗和圆形窗。耳膜的直径约为 7mm，是向内倾斜的圆锥膜，有较大的刚性，在 2400Hz 以下，与相连的锤骨一起作刚性运动。但是在高频率时，耳膜将分片运动。在鼓膜与卵形窗之间有三块彼此衔接的听小骨：锤骨、砧骨和镫骨。锤骨与鼓膜相连，镫骨基底部则覆盖在卵形窗上。鼓室借欧氏管与鼻咽腔连通，以使鼓膜两侧压力平衡。三块听小骨组成一个杠杆机构，除特别强的声压外，总是一起运动。耳朵受到尖锐的声音刺激以后，锤骨柄就以 1300～1500Hz 的频率振动。低频时，人耳的响应主要比例于压强的变化而不是空气的质点振动速度。耳膜类似于弹性薄膜，膜片的位移与作用的声压成正比。中耳的部分作用是使外耳阻抗与内耳中流体阻抗匹配，使空气中声能更有效地传到内耳，减少了耳膜反射引起的损失。

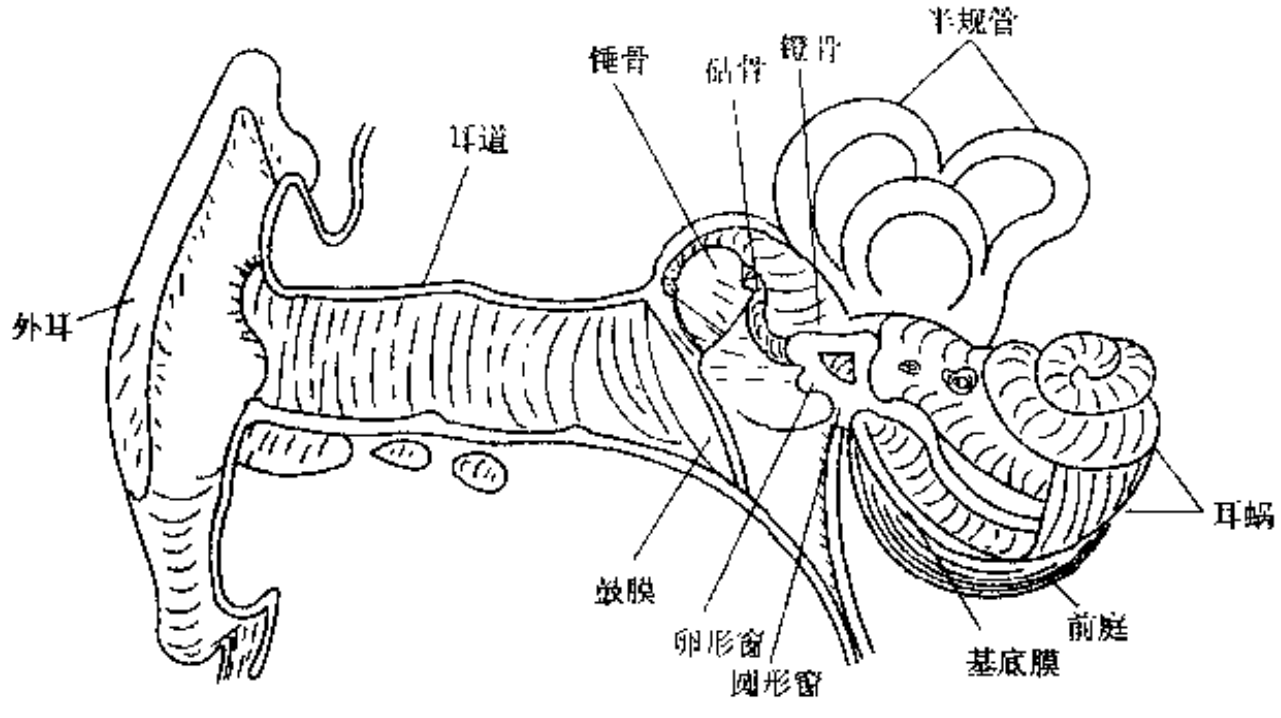


图 1.8-1　听觉器官

内耳由骨迷路和膜迷路组成，骨迷路为膜迷路的外壳，两迷路之间含有外淋巴。膜迷路内有内淋巴，骨迷路又分成三个彼此相连的空腔：前庭、半规管和耳蜗。前庭位于耳蜗的后上方和半规管的前下方。在前方它与耳蜗相连，在后方则与半规管相连。耳蜗与其中所包含的柯蒂氏器官，是将声能转变为神经兴奋能量的换能器的外周感受装置。它是一个围绕锥形骨轴旋行的螺旋骨管，听神经的小支经小孔进入其底部。此管长约 20～30mm，人的耳蜗绕旋约 2 圈半，其直径由蜗底部到蜗孔顶部逐渐减少。沿管道的全长，由中心伸出螺旋状盘绕的骨板。基底膜紧附于螺旋骨板的游离缘与管道侧壁之间。但基底膜的宽度与耳蜗管的横截面相反，其最窄部分位于耳蜗底部，即相当于卵形窗与圆形窗附近，最宽部分位于蜗顶部。基底膜将耳蜗分隔为两个阶，上面的称前庭阶，与前庭相连并通向蜗顶；下面的为鼓阶，起自蜗顶而终于圆形窗。两个阶在蜗顶部通过蜗孔相连。上阶被一层前庭膜分为两个不相等的腔。其中较小的一个称中间阶，即耳蜗管，中间阶经耳蜗全长而达蜗顶，并以一盲端而告终。耳蜗最重要的部分柯蒂氏器官即位于中间阶内。如果对耳蜗作一横切面，就可以看到各阶的内部结构，如图 1.8-2 所示。它仅显示了耳蜗的三个部分：前庭阶、中间阶与鼓阶；对于基底膜、盖膜和毛细胞未详细显示。

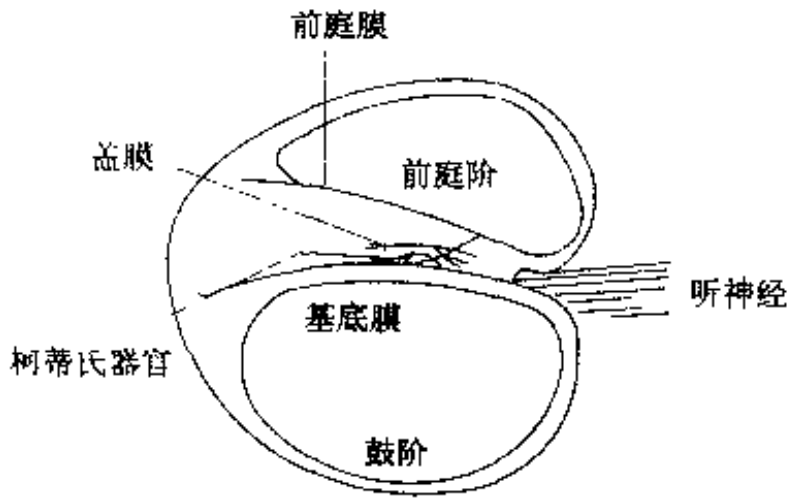


图 1.8-2 耳蜗横切面

柯蒂氏器官在结构上是一种复杂的表皮组织，包含内毛细胞和外毛细胞以及带细毛的听细胞，其结构如图 1.8-3 所示。听细胞的细毛突入内淋巴所充满的中间阶内，耳蜗盖膜悬于柯蒂氏器官之上，其一端固定在骨螺旋板的边缘，另一端则游离地浸在内淋巴中。在骨螺旋板基底部的一个很小螺旋管道中，有着耳蜗神经的外围神经节，它有许多双极细胞，其短突分布于内毛细胞和外毛细胞之部，长突则参与组成听神经。声分析器的外围部分借助于听神经通过一系列的中部神经元与位于大脑颞叶的分析器中枢部分——大脑皮层颞叶相联系。

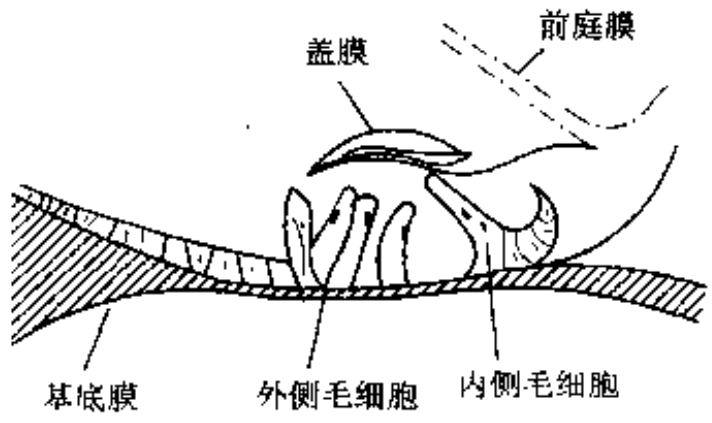


图 1.8-3 柯蒂氏器官示意图

当声音传入时，鼓膜振动经听力骨的杠杆作用，使镫骨的振动通过卵形窗激发耳蜗内淋巴液波动，波动传到蜗顶时又通过小孔传入鼓阶内，最后被卵形窗吸收。淋巴液中的波动使基底膜产生弯曲振动，从而激发毛细胞上的神经末梢，产生听觉。对应于每一种频率的声刺激，基底膜上有一最大共振区，高频声刺激靠近卵形窗，低频声刺激则靠近蜗顶。附在基底膜上的柯蒂氏器官是外围听觉系统的核心部分。起听觉感受作用的毛细胞成行地分布在呈三角形的柯氏隧道两侧。靠里一行是内毛细胞，外面是三行外毛细胞。在神经支配上，80%的神经纤维细胞支配着内毛细胞。在感受性上，外毛细胞高于内毛细胞。感觉到的音调，其频率决定于受激发神经的位置。声强越高，激发振动区越大，相应地有较多脉冲送出，大脑感觉的响度正比例于神经脉冲数。内耳对声波的分析首先是由基底膜的机械作用完成的。早期假设基底膜象琴弦一样，它的各部宽窄不同，分别对应于一定的频率。这种部位理论原则上已被大家接受，但实际情况不象上述假设那样简单。现代生理声学提出了行波理论。基底膜的振动不能局部调谐，而是沿整个基底膜

产生行波。但是，由于基底膜从基底到蜗孔的宽度和劲度不同，行波的最大振幅值随频率的不同而落在基底膜的不同部位。高频引起的最大位移在基底膜靠近卵形窗处，低频引起的最大位移在基底膜靠近蜗孔处。内耳对声波进行分析后将声能转变成神经脉冲传给大脑。听神经的信息在听觉中枢神经系统的不同水平上记录和加工。高级听觉皮层单位的反应和听神经的反应有很大的不同，它进一步对声音的响度和音高进行分析。听觉神经系统的解剖结构更为复杂，其机理还缺乏了解。

上述听声音的过程，即声波在空气中经过外耳、中耳传到内耳的过程称为空气传导。不通过外耳和中耳的途径，直接由头骨振动传到内耳的过程称为骨传导。一个人自己的口声是骨传导的一个重要声源。骨传导振动并不直接刺激听觉神经，但它激起的耳蜗内基底膜上的振动图案都完全和空气传导的作用相同，仅灵敏度较低。

8.2　听觉的基本特性

任何复杂声音都可以用声强（或声压）的三个物理量来表示：幅度、频率和相位。对于人们的感觉，声音用另外三个特性，即响度、音调和音色来描述。声音的响度与声波振动的幅度有关，音调高低决定于声音的频率，而复杂声音的谐波成分和它们的相对关系（即频谱）则决定了声音的音色。听觉能否感觉到声音，决定于它的频率和强度，正常听觉的频率范围为 20～20000Hz，强度范围为 0～130dB。图 1.8-4 是正常听觉能听到声音的区域，图中也给出了语言和音乐所占的区域。显然，音乐，特别是语言只占整个可听声区域很小的一部分。对频率在 15kHz 以上声音的灵敏度就明显降低。随着年龄的增长，频率感受的上限逐年下降。

使声音听得见的最低声压称为听阈，它和声音的频率有关。在良好的条件下，听力正常的青年人在自由声场中双耳听觉的听阈，在频率 800～5000Hz 范围内接近零分贝；5000Hz 以上听阈急剧上升，大约在 20000Hz 处和痛

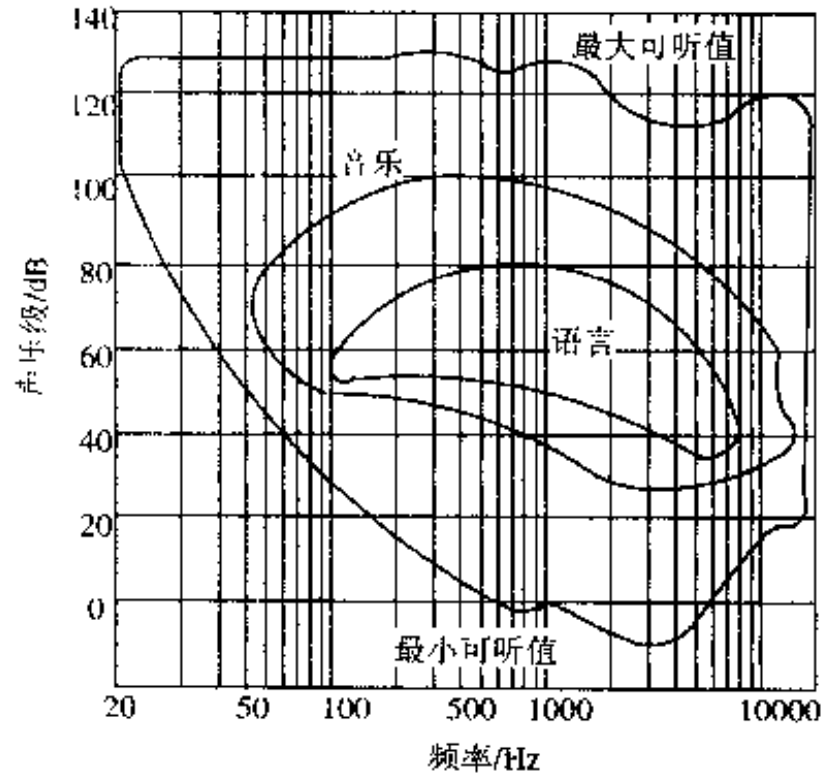


图 1.8-4　可听声的强度和频率范围

阈相交。通常左右两耳的听阈稍有差别。用双耳听声音时听阈主要决定于灵敏度大的那只耳朵。当两耳灵敏度完全相同时，双耳听阈应比左耳或右耳的听阈低 3dB。听觉区域的上限有时取在不舒适阈，它的声压级大约为 120dB，与频率无关。但更常用的是取 140dB 声压级的痛阈为极限。大于 140dB 的声音会使人感到疼痛。在 150～160dB 声场内会使人耳发生急性损伤。实验表明，声压级在 140dB 以上，一直到因为听觉疲劳或听觉损伤而使响度下降为止，声音的响度随声压增加而增加，痛觉和痒觉来自中耳。在 120dB 感到不舒服是一种听力感觉。听觉的频率下限是不太明显的，因为在低频率，听觉和振动感觉合并在一起了。从实用观点来看，频率下限大约在 20Hz 左右。

响度是判断声音强弱的属性，根据它可以把声音排成由轻到响的序列。人耳感觉的响度主要决定于声音的强度，但与声音的频率和波形也有关。声强相同的声音，在 1000～4000Hz 范围内听起来最响，在此范围以外，随着频率的降低或升高，响度感觉越来越弱，直到频率降低到 20Hz 或者升高到 20000Hz，人耳就不再能听到声音。音调也称音高，是听觉分辨声音高低的属性，根据音调可以把声音按高低排列成音阶。它反映人耳对声音频率的感觉。低频率的声音，音调低，高频率的声音，音调高。

但音调和频率不成正比关系，并且音调还与声压及波形有关。音色也称音品，是人们主观感觉上借以区别具有同样强度和音调的两个声音的特性，它是一种复杂的感觉，主要决定于声音的波形，但也和响度与音调有关。听觉的一些基本特性如下：

1. 听阈

听阈是某声信号在多次实验中能引起听觉的最小有效声压。听阈应根据许多正常青年的耳朵测试结果的平均。由实验求得的等响曲线中最低的一条零方曲线就是听阈曲线，它是纯音的最低可听声压的频率响应。自由场听阈代表平面行波在人进入声场前的最低声压级，这一声压的声音刚好能听到。声压听阈是在外耳道口或鼓膜上纯音声压的可听低限。自由场听阈是国际标准值，声压听阈则是测得的平均值。

2. 痛阈

痛阈是某声信号在多次实验中刺激人耳到有不舒适程度的极小有效声压。痛阈与频率无关，它用声压级表示。必要时可以区分人耳的感觉为不舒适、痒和痛等而相应地称为不舒适阈、痒阈和痛阈。感觉阈和习惯有关，未经受过强声的人，其痛阈较低；有经受强声经验的人，其感觉阈可提高 10dB。

3. 听觉适应

短期暴露在强噪声环境中，会感觉到声音刺耳、不适、耳鸣与听觉迟钝，检查时，听阈可提高 10～15dB。离开噪声环境数分钟可完全恢复，这种现象称为听觉适应，是一种保护性生理反应。

4. 听觉住留

看电影时，每秒放映 25 幅画面，本来是不连续的，这是视觉住留现象。听觉有积累和衰变过程，表明听觉也有住留现象。例如，一个短脉冲声，如果强度不变，长度由 1ms 变为 2ms，人听起来不是长度变了，而是更响了。也就是说人听到一个脉冲声不是和它的强度有关，而是和强度与时间的乘积有关，直到时间相当长（数十毫秒以上）才感觉到声音还是那样响，只是时间延长了。在国际上已根据这个现象规定了测量脉冲声的电表响应具有 35ms 时间常数。

5. 听力谐音

由于人耳的非线性和响应的不对称性，在听觉系统中产生的不存在于声刺激中的结合音。例如，若基频为 200Hz，谐音为 400Hz，600Hz，800Hz，1000Hz 信号滤去基频后，人耳能听到不存在的 200Hz 频率。这种听觉系统中重新产生的音，称为主观音。

8.3 响度与响度级

与声音强度有关的主观感觉可以用响度或响度级来表示。由于响度和响度级是分别定义的，有一定任意性，因此两者之间没有直接联系，必须通过听觉的实验来建立两者之间的关系。人们听到的声音的响度主要决定于声音的强度，但也与频率有关。描述等响条件下，声压级与频率的关系曲线称为等响曲线，它是重要的听觉特性之一。

声强超过听阈后，随着声强的增加，主观上产生由轻到响的不同程度的感觉。这里声强是客观量，而响度是听觉的主观心理量，通常以一定的声压级的 1000Hz 纯音为标准，用其他频率的纯音为比较声音。当听音人感觉到某一纯音和标准纯音的响度感觉相同时，标准纯音的声压级就规定为该纯音声压级的比较纯音的响度级。声音的频率不同，它和 1000Hz 纯音等响时声压级随频率变化的曲线称为等响曲线，如图 1.8-5 所示。例如，50dB 的 100Hz 纯音和 40dB 的 1000Hz 纯音等响，即两者位于同一条 40 方等响曲线上。图 1.8-5 中最下面的一条曲线（用虚线表示）是作为听阈的最小可听声场曲线。它可以认为是响度为零的等响曲线。但是应该注意，它的响度级不是零而是 4.2 方。等响曲线反映出人耳响度听觉的一些特性。响度主要决定于声强，提高声强，响度级也相应增加。但是声音的响度不是唯一地决定于声强的影响。不同频率的纯音有不同的响度增长率。低频纯音的响度增长率比中频纯音要快。

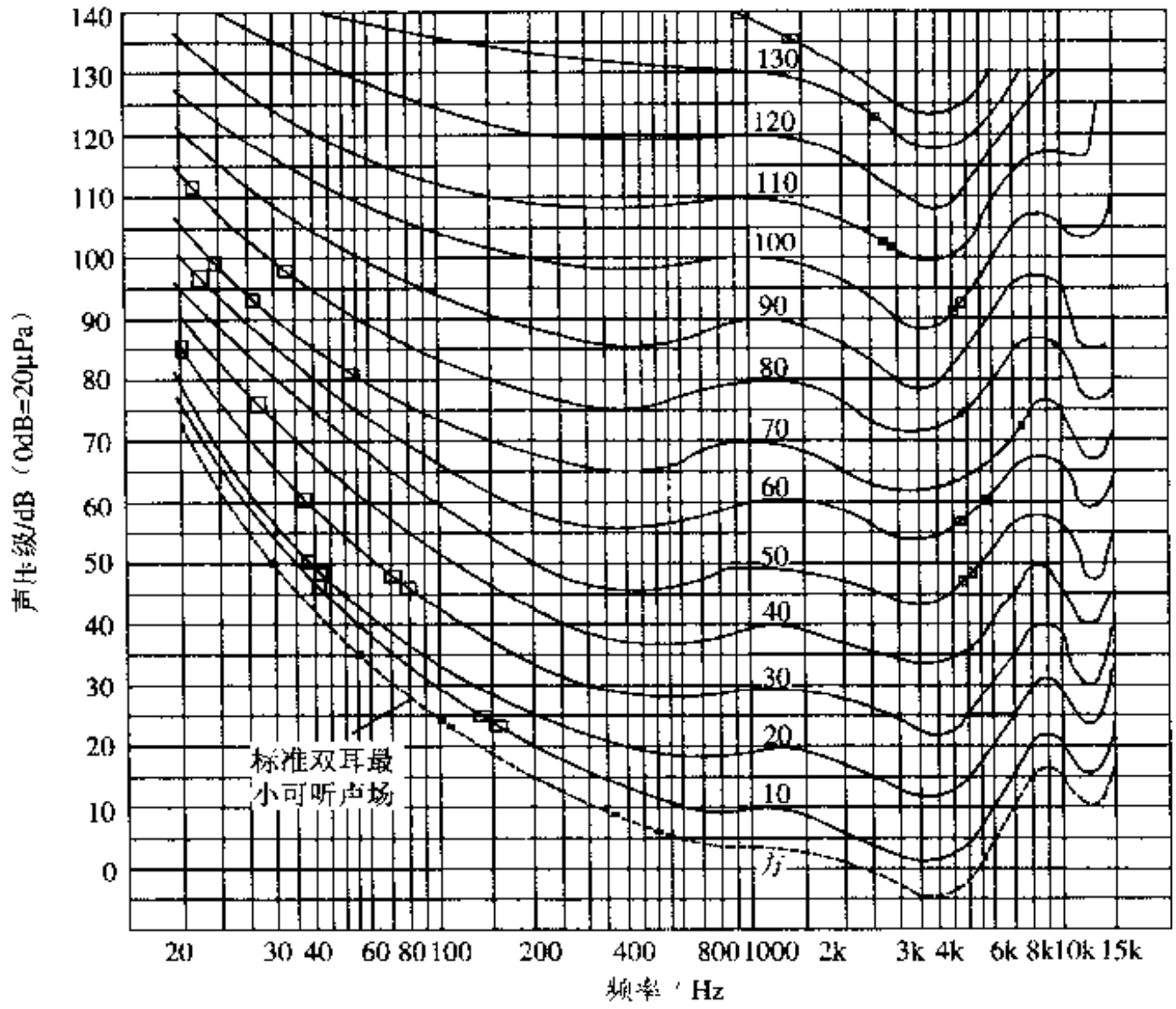


图 1.8-5　纯音标准等响曲线

应该注意，响度级的单位为方，它以 1000Hz 纯音的声压级作为方数。而响度是无量纲单位，正比于听音的主观量。在声学技术中常常只使用响度的相对计量，如响一倍、响两倍等。通常响度变化一倍时，对应的响度级相差 10 方，这个关系在 40～105 方范围内已为心理物理实验所证实。考虑强度关系时，取 40 方（或 40dB 的 1000Hz 纯音或窄带噪声）所产生的响度为标准，令其为 1 宋。用另一个声音和它作比较，听起来如果比它响两倍，则这个声音就是 2 宋。宋是响度的单位。这样就可以建立起响度的标度。它们的关系如表 1.8-1 所示，它给出了响度级 L_N 和响度 N 的关系。

表 1.8-1　L_N 与 N 的关系

名称	数			值			
L_N/方	40	45	50	55	60	65	70
N/宋	1.0	1.41	2.0	2.83	4.0	5.66	8.0
L_N/方	75	80	85	90	95	100	105
N/宋	11.3	16.0	22.6	32.0	45.3	64.0	90.5

8.4　掩蔽效应

当人们同时听两个声音时，其中一个声音的感受会因为另一个声音的干扰，使该声音的听阈提高，这种现象称为掩蔽效应。这是由于非线性产生的，使人们在噪声中谈话成为“准耳聋”。应该注意，掩蔽现象与听觉传导系统无关，它是神经系统判断的结果。假定对声音 A 的阈值已经确定为 50dB，若同时又听到声音 B，人们发现由于声音 B 的影响使声音 A 的阈值提高到譬如 64dB，即比原来阈值要提高 14dB 才能被听到。一个声音的阈值因另一个声音的出现而提高听阈的现象称为听觉掩蔽。在上述例子中，B 称为掩蔽声，A 称为被掩蔽声，14dB 称为掩蔽量。掩蔽是心理声学中很重要的效应，它不仅说明一个声音怎么影响另一个声音，透过它还有助于了解人耳的频率分辨力。

一个纯音引起的掩蔽大体上决定于它的强

度和频率，低频声能有效地掩蔽高频声，但高频声对低频声的掩蔽作用不大。用窄带噪声进行的掩蔽效应实验结果表明，最大的掩蔽量出现在掩蔽声频率附近，掩蔽量随掩蔽声的增强而加大。掩蔽曲线的形状决定于掩蔽声的强度和频率。在低频率时曲线近似是对称的，当声压级提高时，掩蔽曲线变得越来越不对称，最大掩蔽向高频扩展，而低频部分越来越小。通常低频声的掩蔽范围大于高频声的掩蔽范围。掩蔽量随掩蔽声声压级增加而提高，图 1.8-6 给出不同声压级的白噪声掩蔽时的听阈曲线。这些曲线大约在 500Hz 以下是平行的，随着频率升高，在 1～10kHz 内提升约 10dB。但是各组曲线是平行的，彼此相距大约为 10dB。它表明掩蔽声增加 10dB，掩蔽量也增加 10dB。这种线性关系不受频率的影响，既适用于纯音，也适用于语声。在宽带噪声背景下听纯音，只有纯音附近的一个窄带内的噪声掩蔽作用较明显。

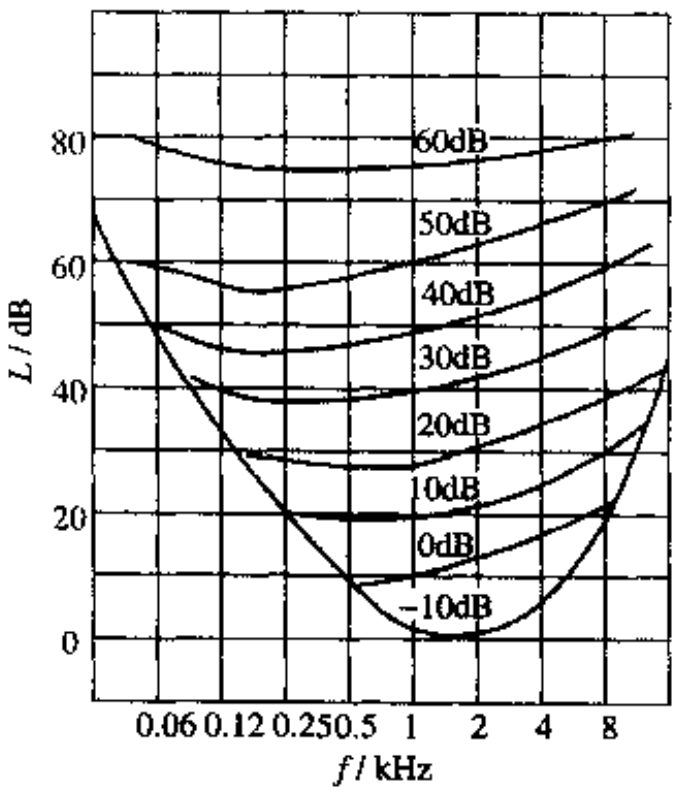


图 1.8-6 白噪声掩蔽时的听阈曲线

上述掩蔽现象都发生在掩蔽声和被掩蔽声同时作用的情况下，称为同时掩蔽。但是掩蔽效应也可以发生在两者不同时作用的条件。被掩蔽声作用于掩蔽声以前，称为后掩蔽。掩蔽声作用在前，被掩蔽声作用在后称为前掩蔽。前掩蔽和听觉疲劳有些相似。在实践中，后掩蔽更为重要。当被掩蔽声在时间上越接近掩蔽声，阈值提高就越大。掩蔽声和被掩蔽声时间上相距很近时，后掩蔽作用大于前掩蔽作用。掩蔽声的强度增加，并不产生掩蔽量的相应增加。例如，掩蔽声增加 10dB，掩蔽阈只提高 3dB。这和同时掩蔽的效果不同。在室内听声音时，存在着混响声的掩蔽作用。

8.5 听觉反射

中耳内的两块小肌肉：镫骨肌和鼓膜肌，它们依附于联接鼓膜与耳蜗的听骨上，其作用是传递所谓的听觉反射，从而在听力上，特别是在出现噪声时，起到非常重要的作用。听觉反射能在掩蔽、响度和听觉疲劳等方面影响噪声效应。当人耳暴露于阈级以上约 80dB 的声音时，镫骨肌和鼓膜肌收缩。如果声音非常强，一只耳内的声音也将在两只耳内触发反射，受到声音刺激的耳内收缩较未暴露于声音的耳内收缩更强烈些。总之，声音强度增大，收缩程度也随之增大。似乎反射对宽带声音比对纯音更敏感，对低频声比对高频声更敏感。

在强烈的稳态噪声作用约 15min 后出现连续刺激时，反射似乎才会适应或缓和下来，而肌肉并不疲劳，因为靠声音刺激的变化，反射能够活化。可以想象，为了补偿随着长时间的刺激而逐渐降低的声音响度，反射在连续不断的刺激中逐渐缓和。可以认为，听觉反射是用来防止耳朵受到耳鼓-耳蜗流体系的运动速率的强烈变化。防止耳朵不受这种外伤的方法是减小频率在 2000Hz 以下的传递。

8.6 房间内声音的主观感觉

这里主要讨论室内声场特性和听觉印象关联的问题。研究复杂声场的主观效应，主要使用两种方法，即在消声室内合成特性明确的声场，或对许多已建成大厅的音质直接评价，而这种大厅的客观特性已经测量过。下面简单讨论一些结果。

1. 回声感觉

单个反射声的延迟时间大于 50ms，就会

感觉到回声。回声信号被直达声信号掩蔽时的最大声压级和延时的关系，如图 1.8-7 所示。图中曲线是在自由声场中用语言信号获得的，其中直达声信号为 0dB。由图可知，当延迟时间在 3～30ms 范围内时，具有较高声压级的回声信号还能被直达声掩蔽。图中上面的曲线是回声掩蔽直达声，中间的曲线是等响曲线，下面的曲线是直达声掩蔽回声。

听到房间内反射声，在低声级时它只是增加总声信号的响度，改变其音质，或增大声源的视在尺度。但在高声级时，反射可以听到象一个单独的信号，即象一个原来声信号重复，或者在延时较小时可以偏移视在声源的位置。在有些情况下，强反射的存在可以使语言清晰度严重地变坏。图 1.8-8 给出了在给定相对声级的回声时，受试者感觉到干扰百分数随未延迟信号（直达声）和延迟信号（反射）间的时间延迟而变化，曲线附近的数字表明反射声级相对于直达声级的分贝数。

2. 混响感

在房间内可以听到许多反射声，它们具有不同延迟时间。对于许多不同延时的反射，主观感觉上有混响感觉。如果忽略某些细节，则可以得到一个表述声源停止后声能密度衰变率的参数，即混响时间。一般说来，混响时间太短，声音变得沉闷枯燥，混响时间太长会使声音混淆不清。图 1.8-9 是由实验得到的混响时间与语言清晰度的关系，它表明混响时间越短，语言清晰度越高。由图 1.8-9 可知，混响时间在 1s 左右时，清晰度已达最高，再短则对清晰度的提高就不太明显了。

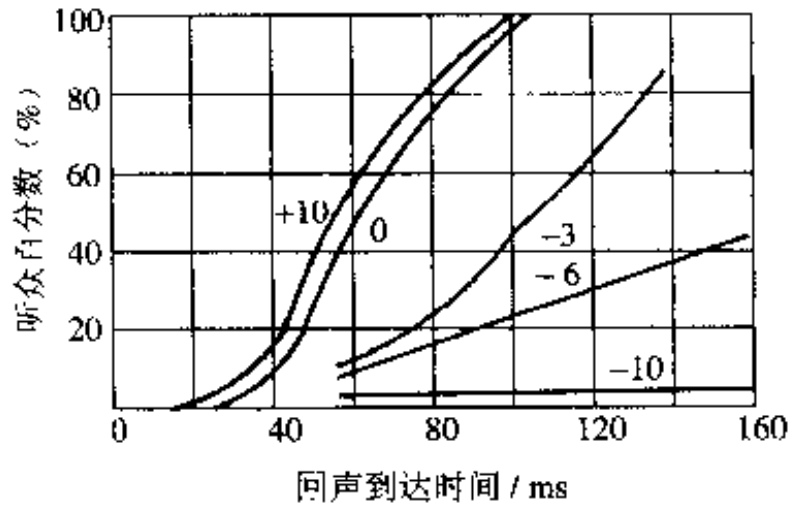


图 1.8-8　回声强度对语言干扰的听众百分数

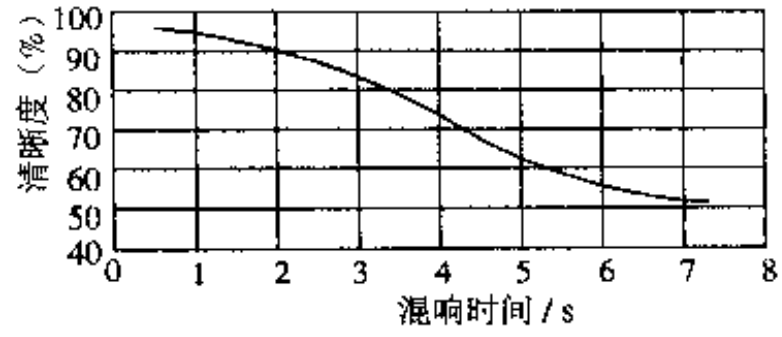


图 1.8-9　清晰度和混响时间的关系

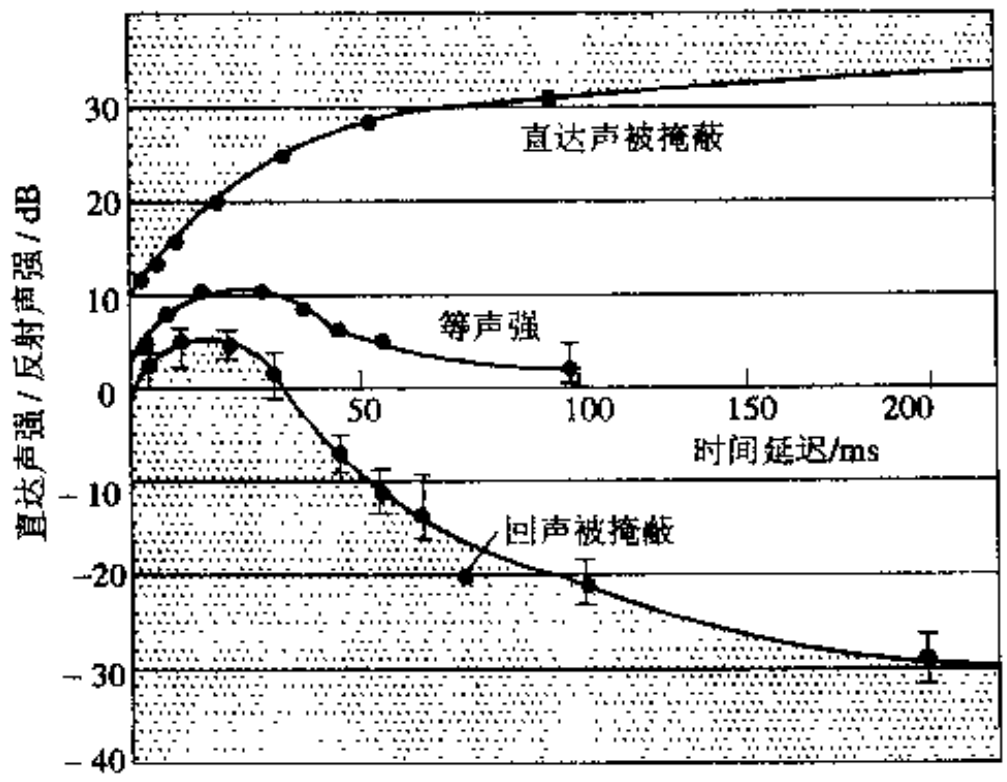


图 1.8-7　不同声压级时回声信号的掩蔽

对于语言及演出各种不同形式的音乐或戏剧的房间所要求的混响时间都不相同，最佳混响时间的选择和人们的主观感觉有关，并受民族风格及个人爱好的影响，通常可以给出一个范围，例如，对于语言为 0.5～1.2s，对于音乐厅为 1.6～2.1s，对于剧院为 1.2～1.5s，室内音乐为 1.4～1.6s 等。对语言合适的混响时间，对于音乐可能不合适。因为听语言时要求听清楚信号的每一个细节，以便容易理解讲些什么；但听音乐时则宁愿混响时间长一些，以掩蔽弓弦乐器的弓噪声或长笛的气流噪声等干扰。足够的混响使音乐融洽，增加响度和音乐的连贯性。此外，听众长期以来已习惯于在混响时间较长的环境中听音乐。关于混响时间的频率特性，通常认为低频混响时间可稍长些，相对于中频来说可以提升约 1.5 倍。对于房间最佳混响时间已经进行了大量实验研究，不同单位获得的结果有些差别。对于一般厅堂音质设计中选择最佳混响时间和它的频率特性可以参考图 1.8-10 和图 1.8-11，它们分别给出各类房间的中频最佳混响时间和要求的频率特性。但要注意，低频声压级对语言可懂度的贡献很小，因此对于语言信号减少低频混响时间是有利的。对于非指数衰变过程，衰变曲线是弯曲的，因此不能用混响时间来描述。通常可以用衰变过程中前面 160ms 或 15dB 的衰变率来描述，它可以反映人们对混响过程的主观印象。

3. 空间感

房间内的声音是从各个方向到达听众的。人们的听觉不能分辨这些方向，但是能够得到一个总的印象，即空间感。不可能由单个反射声获得空间感。空间感与声场中方向分布的均匀性有关。室内声场扩散越充分，空间感程度

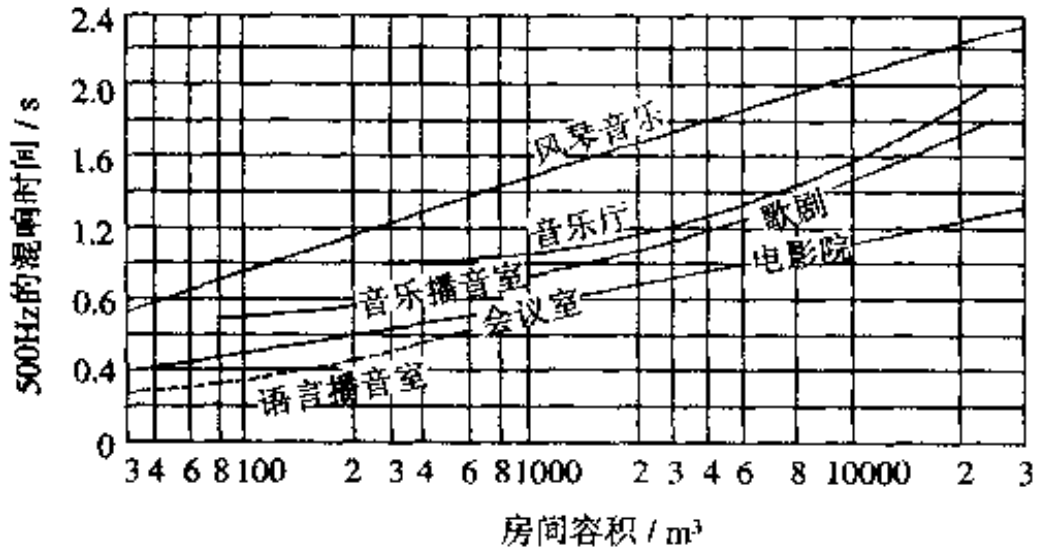


图 1.8-10 各类房间的中频最佳混响时间

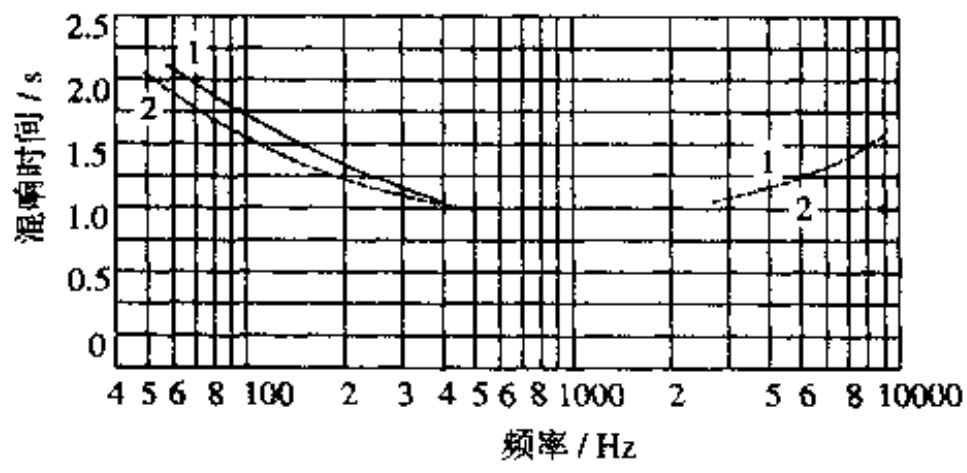


图 1.8-11 各类房间的最佳混响时间频率特性曲线（其中曲线 1、2 表示两种不同意见）

越高。实验表明，稳态方向分布的均匀性不是引起空间感的基本原因。如果反射声的强度超过定阈值，它们的相对延迟不超过 100ms，从侧向到达并且彼此是不相干的，那么只要用几个反射信号也能形成听音的空间感觉。这种特点对人工混响系统的设计是非常重要的。实验还表明，只有侧向反射声有助于空间感觉，因此可以用侧向初始声能和非侧向初始声能的比值来客观地量度空间感。这里非侧向初始声能应包含直达声。此外，还发现空间感与声音的强度密切相关。因此可以认为，影响空间感的两个主要因素是早期侧向反射声的存在和它的相对强度，以及音乐的总声压级。

8.7　噪声引起的听力损失

听觉器官暴露在噪声中，听觉引起暂时性听阈偏移，听力就变得迟钝，称为听觉疲劳。这是暂时性生理现象，内耳并未受损伤，经休息后可以恢复。如果听觉器官长期暴露在噪声环境中，听觉疲劳就不会消失，内耳听觉器官将发生病变，使暂时性听阈偏移变成永久性听力偏移或称听力损失，用和正常人听阈相差的分贝数表示。由于年龄关系而产生的听力损失称为老年性耳聋。由于社会环境噪声（不计年龄、职业性噪声、疾病等影响）所产生的听力损失称为社会性耳聋，例如近年来跳迪斯科舞、听声音很响的音乐等引起的现象。职业性噪声导致的听力和受伤情况有很大差别，一般指平均情况或大部分人的情况。关于耳聋标准，国际标准组织规定听力损失为 25dB，它是频率 500Hz、1000Hz、2000Hz 听力损失的平均值。用测听技术确定人们能觉察微弱声音的声压级，把它同正常人的听阈比较，就可求出听力损失。老年性耳聋是随着年龄增加而引起的听力损失，这是自然规律，日常生活中的噪声是老年性耳聋的一个主要因素。老年性耳聋引起的听力损失示于图 1.8-12，它不象对噪声暴露产生的听力损失曲线那样呈现凹谷。由图可知，频率越高，老年性听力损失越严重，因此对音乐中高音部分的感觉就不如年轻时灵敏了。

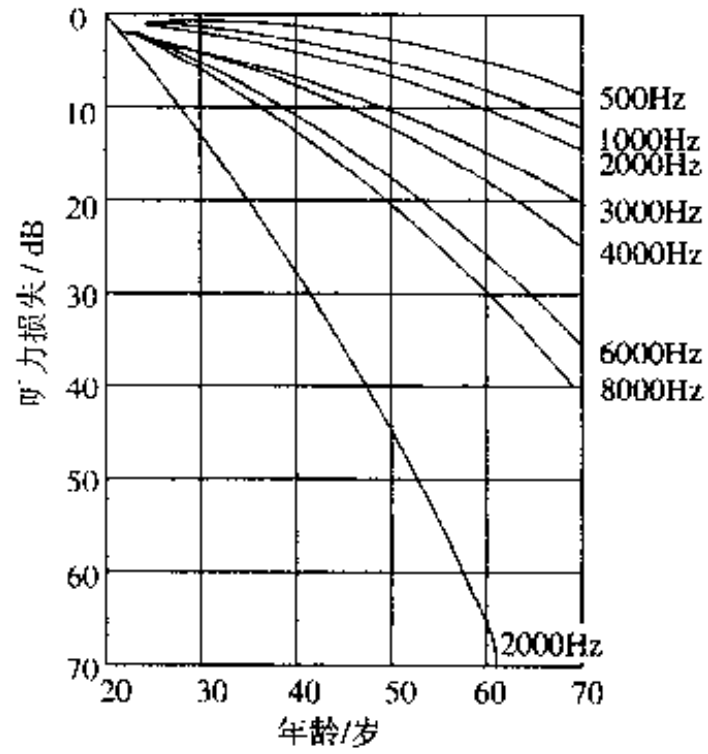


图 1.8-12　老年性耳聋引起的听力损失

8.8　强噪声引起的损伤

长期接触强噪声，听觉器官首先受到损害，它主要与噪声强度和暴露时间有关。听力损失也有一个由生理性反应到病理改变的发展过程。强噪声可以使耳蜗的毛细胞损伤，在冲击噪声作用下，鼓膜易于穿孔。目前耳蜗毛细胞的改性还不十分清楚，但是噪声引起的听力损失多是渐进性的。在听力锐度减低以前，外毛细胞即有一定比例的破坏。强噪声对内脏器官、神经系统和可能引起的昏迷或死亡机理还不了解，尚需进行探索。这里简单介绍豚鼠暴露在强噪声环境下引起的一些实验结果。

1. 强噪声对豚鼠中耳、圆窗膜的影响

在强噪声作用下，豚鼠的耳廓反射迅速消失，鼓室出血和鼓膜、圆窗膜出血的情况是一致的。耳蜗出血的出现比较分散，且极不规则，以蜗顶出血为主。

在强噪声作用下，豚鼠中耳的伤情与声压级以及作用时间密切相关，鼓膜极易穿孔，一般是三角形。强噪声使豚鼠中耳损伤的主要特点是无朝向性，双侧耳的伤情一致，内耳损失重于中耳。它与脉冲噪声引起的听觉器官损伤不同。在稳态噪声作用下，内耳损伤比中耳要严重；当豚鼠由于肺部受到严重损伤，呼吸功能丧失而死亡时，中耳仅为中度损伤。圆窗膜

的损伤则以出血为主，出血程度与中耳伤情一致。随着噪声加强和作用时间增长，豚鼠伤情趋于严重。豚鼠致伤的噪声剂量与中耳伤情的关系，如表 1.8-2 所示。

表 1.8-2 噪声剂量与豚鼠中耳伤情的关系

噪声剂量/(J/mm²)	伤 情
<1.2	无伤
1.8～1.9	微伤
3～7.2	微轻伤
10～20	中伤
20～30	中～重伤
>30	死亡

2. 强噪声暴露下豚鼠听力的永久性听阈偏移

有关 140dB 以上强噪声听觉效应还很少研究，近年来，在 140～145dB 强噪声场中用豚鼠进行的实验表明，使用噪声级 140～150dB、作用时间 5～20min 的强噪声条件引起豚鼠的听阈明显改变。实验表明，强噪声引起的听力损失是混合性的，引起的耳损伤十分广泛。在外耳、中耳和内耳都有严重损伤，传音系统和感音系统都遭到了破坏，相对来说，感音系统的破坏程度更严重些。强噪声引起的听力损失是永久性的，这是由于内耳毛细胞的不可逆损伤，从而形成永久性听力损失；且引起听力损失的频率范围很宽。通常工业噪声引起的听力损失，一般在低频不明显，而在 4～6kHz 高频区有较多损失。然而，对于强噪声，虽然作用时间仅 15～20min，但已在低频引起与高频同样明显的听阈改变。它表明强噪声较短时间的一次性作用，就可以达到通常工业噪声长年累月反复作用的结果。由实验可以认为，噪声剂量超过 0.06J/mm² 的强噪声可以产生轻度的耳聋，噪声剂量超过 0.95J/mm² 的强噪声可导致全聋。

3. 暴露在强噪声场中豚鼠的死亡

在声压级 158～171dB 的宽带噪声场中可以使豚鼠致死。死亡豚鼠的解剖表明，暴露在强噪声场中的、死亡的豚鼠呈现下述现象：豚鼠的心脏损伤与肺损伤相比较并不严重，心电图仪在呼吸即将停止时才开始出现心律紊乱。噪声作用下死亡的豚鼠，其肛温超过 41℃，但与单纯体温升高而死亡的豚鼠比较，其脏器损伤部位和程度完全不同。在不同声压级的噪声级中，对于作用时间相同的豚鼠，其内脏器官的损伤虽有差别，但其损伤的内脏部分和出血位置基本一致。实验中死亡的豚鼠，一般肺部损伤严重，存活的豚鼠肺部的损伤则较轻。因此强噪声场使豚鼠死亡的主要原因可以认为是肺急性瘀血。强弥漫性出血和严重的瘀血性水肿，使豚鼠在短时间内丧失呼吸功能而造成窒息而死。实验求出的不同强噪声作用下豚鼠的半数致死时间如表 1.8-3 所示。由表可得出豚鼠死亡阈曲线的关系式为

$$\lg t = 16.841 - 0.095L_p \qquad (1.8\text{-}1)$$

式中 t —— 噪声作用时间（min）；

L_p —— 声压级（dB）。

它表明，声压级每增加 3dB，t 大约相应减少一半，符合等能量定律。说明在强噪声作用下，引起豚鼠死亡的参数是噪声剂量，即声强与时间的乘积。引起豚鼠死亡的噪声剂量阈值近似为 33J/mm²。若噪声剂量超过此阈值，则豚鼠死亡的概率将大于 50%。

表 1.8-3 不同强噪声作用下豚鼠的半数致死时间

声压级/dB	165	168	170	173
作用时间/min	17.5	7.70	5.58	2.93

8.9 语音清晰度

可懂度是评价语言系统工作质量的最直接的测量。为了确定一个语言系统在给定工作条件下的语言可懂度，应该进行清晰度试验，但是也可以用语言系统的物理量来预测语音清晰度，例如语言传输指数（STI）或快速语言传输指数（RASTI）。它们的定义和测量方法规定在相应的国家标准中。

语音清晰度是最直接的评价指标，是能听懂的程度。它可以用下式表示：

语音清晰度=

$$\frac{\text{听众正确听清楚的语言单位}}{\text{测量用全部语言单位}}\times 100\% \tag{1.8-2}$$

为了评定语言系统的可懂度，常需进行专门的语言清晰度试验。若实验时采用的语言材料是无意义的语言单位，如语音、音节，则分别称为语音清晰度和音节清晰度；若实验材料是有意义的语言单位，如单词、单句，则分别称为单词可懂度和单句可懂度。对于包括汉语在内的各种语言，各种清晰度与可懂度之间有一定的关系，因此通过清晰度试验可以预测语言可懂度。

噪声的干扰常使语音清晰度降低。图 1.8-13 是语言声压级保持在 80dB 时，改变噪声级得到的不同信噪比与音节清晰度的关系。这时，音节清晰度是听音人通过传输系统正确收听到的音节数与发音人发送的独立音节总数的百分数。

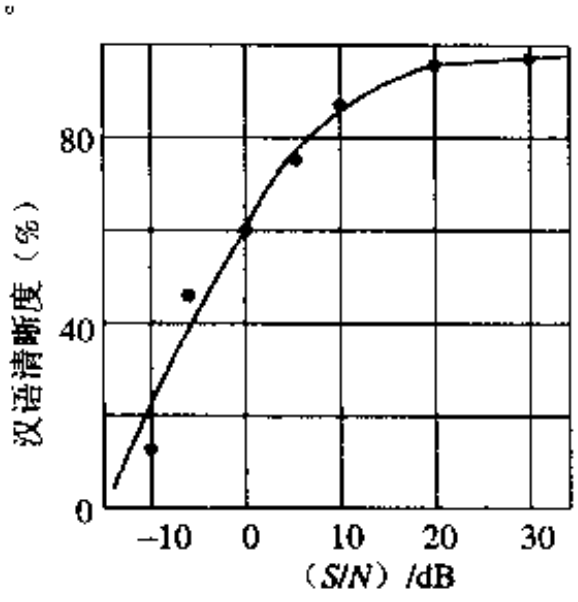


图 1.8-13　汉语音节清晰度与信噪比 *S/N* 的关系

语音清晰度也可以通过测量调制转移函数（MTF）后计算出语言传输指数（STI）或快速语言传输指数（RASTI）来进行评价。由于 STI（或 RASTI）与通过清晰度试验获得的结果具有单一对应关系，因此国际电工委员会（IEC）和我国电声标准委员会都建议用它来评价厅堂内使用或不使用扩声系统条件下的语音清晰度。STI 是分析 125～8000Hz 频率范围内七条 MTF 曲线，每条曲线在 0.63～12.5Hz 调制范围内计算 14 个间隔三分之一倍频程的调节频率的调制度降低。在实际应用中，通常将 MTF 分析简化成只用两个倍频带测量九个调制频率的调制度降低来计算 STI，称为 RASTI 法。由于已有 RASTI 专用的测量仪器，使用简单而快捷，因此不再进一步详细讨论。

汉语普通话音节清晰度和 STI 的关系如图 1.8-14 所示。通常音节清晰度在 85%以上可认为满意，要求 STI>0.6；音节清晰度在 60%～80%之间，听众需要集中注意力才能听清；而在 60%以下则感到费力难懂。在图 1.8-14 中，还给出英语的无意义单字清晰度实验得分和 STI 的关系（如图中虚线所示）。

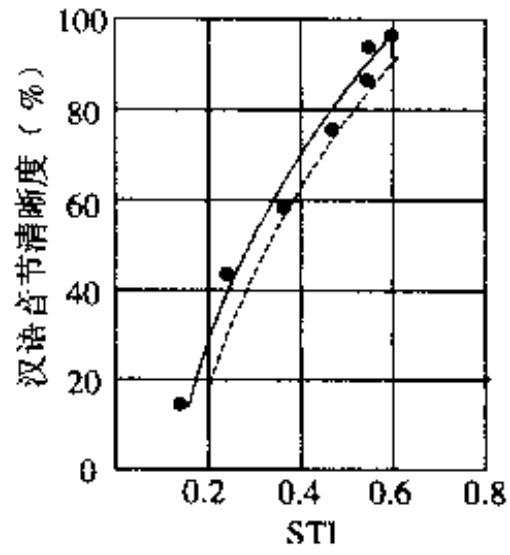


图 1.8-14　汉语音节清晰度和 STI 的关系
（其中虚线是英语数据）

第9章　声学试验室及设备

消声室和混响室用在声学测量过程中产生典型的声学环境，即自由声场和扩散声场。对于要求避免反射干扰的测量，必须在消声室内进行。在混响室内可以测量材料的吸声特性和进行噪声环境试验。有些测量则在消声室和混响室内都可以进行，例如声源的输出功率及其平均频谱等。一些安装在地面的大型设备的噪声特性可以用半消声室来测量。目前由于采用数字技术，用脉冲测量方法可以消除墙面反射的影响，因此一些测量也可以在普通大房间内进行。进行声学测量时要正确选择实验室，使测量工作又快又准确。例如扬声器的声功率和指向性的测量通常在消声室内进行，但如果只需知道声功率和频谱，则在混响室内测量比较快；又例如测量机器噪声功率，在混响室内也较省事。

9.1　自由声场和消声室

自由声场是只有直达声而没有反射声的声场。在实际中只能做到反射声尽可能小，和直达声相比可以忽略不计。消声室是指一个具有自由声场的房间，或者近似地是声吸收特别大的房间。在这种房间内，只有来自声源的直达声，没有各个障碍物的反射声，也没有来自室外的环境噪声。为了使室内情况接近自由声场，室内六个表面都应该敷设吸声系数特别高的吸声结构，在使用频率范围内吸声系数应该大于0.99。对于消声室内的吸声结构，最常用的是尖劈。铺在地面尖劈的上方应该装设水平的钢丝网，以便放置试件并可在房间内走动。

尖劈吸声体的使用已有数十年历史，但是还没有严格的设计方法，因此尖劈的尺寸、材料密度等是用实验方法确定的。在驻波管内测量尖劈的吸声特性，图 1.9-1 是尖劈的典型反射系数曲线，其截止频率(即反向系数小于10%的最低频率）大约为 90Hz。尖劈底板穿孔和共振腔设计也都需要经过实验验证。

在一般消声室的基础上，利用镜面反射原理，可以设计半消声室。例如在一个矩形房间内，只在五面用尖劈作吸声处理，另一面为镜面。通常是将地板用瓷砖或水磨石铺面以形成镜面，使该房间在结构上相当于高度增大一倍的消声室的一半，故称为半消声室。

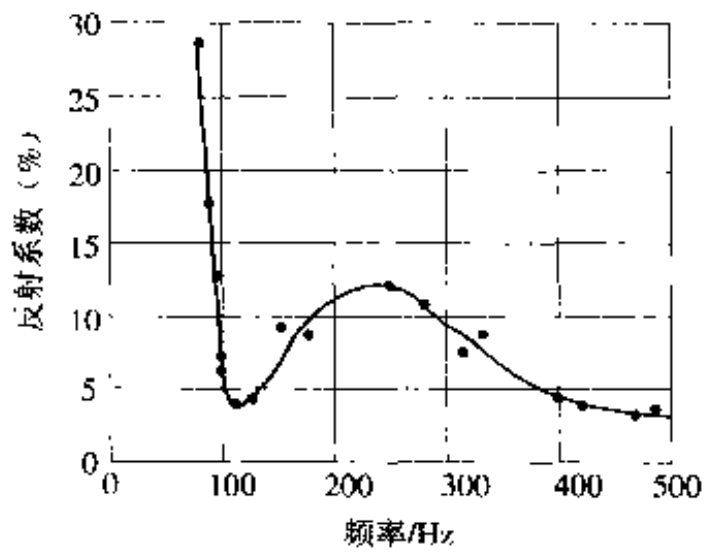


图 1.9-1　典型的尖劈反射系数曲线

消声室内自由声场的鉴定，除了测量房间内的背景噪声以外，主要是观察与理想自由声场接近的程度。一般用声压与点声源距离成反比的定律来检验。也就是说，距离增加一倍，声压级减小 6dB，允许偏差范围大约±0.5dB。

为了避免消声室外声源和振源对消声室内声学测试的影响，通常消声室需要采取一定的隔声和隔振措施。为了隔绝空气声的传递，通常消声室采用基础完全分离的双层墙结构，相应地消声室内外墙上的门也采用隔声门或双层门。为了隔绝固体声的传递，通常使消声室座落在隔振器上，隔振器系统的固有频率设计在5Hz 左右。

9.2　混响声场和混响室

混响声有两种含义，第一种是指扩散声

场；另一种是指声源在室内稳定地辐射声波时，室内声场在离声源某个距离外，混响声比较均匀的区域。扩散声场是指空间各点声能密度均匀，从各方向到达某一点的能流率相同，并且由各方向到达的声波相位是无规的。具有扩散声场的实验房间就是混响室。它是吸声很小，混响时间很长，室内声波经过多次反射形成声能分布均匀的房间。混响时间是指室内声源停止发音后，室内声能密度按指数规律衰变，降低 60dB 所需的时间。

混响室内测量采用下式：

$$T = \frac{0.163V}{A} \qquad (1.9\text{-}1)$$

$$\overline{p^2} = \frac{4\rho_0 c W_A}{A} \qquad (1.9\text{-}2)$$

$$A = S\overline{\alpha} + 4mV \qquad (1.9\text{-}3)$$

式中　T——混响时间（s）；

V——房间容积（m^3）；

A——室内总吸声面积（m^2）；

S——室内总表面积（m^2）；

$\overline{\alpha}$——各表面的平均吸声系数；

m——空气中声传播的声强衰减常数（m^{-1}）；

c——空气中声速（m/s）；

$\rho_0 c$——空气的声阻抗率（Pa^2）；

W_A——声源的声功率（W）；

$\overline{p^2}$——声压平方的平均值（Pa^2）。

混响室的设计要求尽量加长空房间的混响时间以保证室内声场扩散。混响时间的极限，在高频率决定于空气的分子吸收，在低频率则决定于墙、天花板和地板表面的吸收。常用的材料有瓷砖或水磨石等。混响室的体形常采用不规则形状房间或者边长成调和级数比的矩形房间。使混响室不规则的方法是把相对壁面做成不平行或者在壁面上装设凸出的圆柱面或者用 V 形墙，鉴定混响室的方法是测量声场的衰变曲线。室内混响声场在各点的混响时间应该相同，衰变曲线虽有起伏，但接近指数律；各点的声压接近，而混响室的混响时间越长越好。

使用两间紧邻的混响室，一间作声源室，另一间作接收室，可以用来测量位于公共墙面上的墙壁、门窗等结构对空气隔声特性，也可测量楼板的撞击声的隔声特性。在声源室的地板上和侧墙上各设置试件孔，以装置待测构件。两个开口的周围应该用双层混凝土结构以允许忽略透射声。目前在航空声学中研究轻结构的隔声特性也有使用紧邻的混响室和消声室进行隔声测试。

9.3　高噪声室

高噪声室是一种小型混响室，主要用来进行强噪声下的环境试验。为了提高室内声压级通常采用容积甚小的混响室。小型混响室的主要声学特点是低频响应起伏大，其扩散特性差。这时混响室采用不规则形状对房间简正方式分布影响不大，因此通常用长宽高比例为调和级数的矩形房间简化施工，其低频特性可以采取其他措施来改进。小混响室内声场的频谱，在低频段主要决定于房间特性，大约每倍频程 15dB 的斜率下降，高频特性决定于扬声器。但由于高声强的非线性效应，可以稍展宽其高频响应。

在小混响室设计中，往往需要同时考虑几个互相有联系又矛盾的因素。若允许的最大空间起伏大些，则使用的最低截止频率就可以低些，反之就要高些。而人们希望的是截止频率越低越好，同时声场的空间起伏也越小越好。能够使用的最低截止频率往往又决定于混响室容积的大小。体积大，最低截止频率就可以低些；反之，就要高些。而容积的大小又关系到所能达到的最大总声压级。容积过大，要得到较高的总声压级就比较困难，因为它涉及到声源所能提供的最大功率，涉及到实验室规模、经费等。因此高噪声室要合理选择各种参数，使它既不过高要求以免不必要的花费，同时又能满足使用要求并具有一定的技术水平。

9.4　声学模型试验

在厅堂初步设计完成以后，检查厅堂声场、评价可能出现的音质缺陷是很必要的。缩

尺模型试验是作为上述检查的一个简便方法。在室内音质设计中，混响时间已不是唯一参量，许多新的评价参数既不易在设计阶段加以估计，也不能像混响时间那样计算和完工后进行测量鉴定。因此声学模型试验可作为一种设计手段来适应它。超声模型试验已经可以在较宽频率范围内模拟室内声场。缩尺比例大约1/40～1/10。模型中的声波波长与房间内相应声波波长之比等于模型缩尺比例。房间内和模型中的表面吸声系数也应该与相应频率对应。这种方法具有造价低、房间形状和墙面材料都容易改变等优点，不但可以进行体形试验，如果保持两者吸声特性的相似性，还可以检查混响时间和室内声场分布。

在单频率声学模型中只考虑一个频率，其缩尺比例通常选取 40，因而 20kHz 的测量频率对应于实际房间中的中频 500Hz。模型和实际建筑物应具有相同的边界面阻抗。目前使用的模型材料为有机玻璃，因为它在 20kHz 时的吸声系数与实际建筑物中抹灰砖墙接近，而且加工方使，缺点是价格较贵。在模型中需放入相应的吸声材料，这些吸声材料可以预先在模型混响室中测量。当然声学模型试验只是一种近似关系，近似程度依赖于所要从模型试验中获得信息的类型。若所需的是前次反射的脉冲响应，在模型中使用两种类型的表面就够了，即反射面和吸声面。在这种情况下，空气的吸收可以忽略不计。模型中的声源可采用火花发生器或高频扬声器。接收可用小型电容传声器或探管。混响时间的测量可以用对数放大器和长余辉示波器直接显示混响衰变过程。这时模型中必须考虑高频的空气吸收并进行校正。实验表明，如果把模型密封，使其相对湿度降低到约 5%，则模型中的空气吸收就与实际厅堂中的空气吸收相近。

近年来，声学模型试验用于住宅小区噪声分布规律的研究和居民区噪声分布预测也取得了很好的效果。

第 10 章　噪声控制中的数字技术

用计算技术可以模拟室内外的声传播，甚至可以在厅堂建成以前评价其音质，或者在厂房建成以前对噪声进行预测。数字技术的进展还发展了一些新的声学测量方法。作为新技术推广，这里简单讨论下述几个在噪声控制中的数字化技术问题：① 噪声信号的实时频率分析；② 声强的测量；③ 脉冲测量；④ 厅堂内声场模拟；⑤ 扩声系统的音质模拟；⑥ 自适应有源噪声控制；⑦ 大型厂房内外噪声的预测；⑧ 噪声源的识别。

10.1　数字信号

噪声控制中的数字化技术是指对噪声信号的产生、变换、记录、传输和测量采用数字编码信号。从模拟噪声信号获得数字编码声频信号以后，就可以采用数字技术来处理，可以利用数字化技术实现根据程序规定的一些自动调节和控制功能，利用数字运算方法对信号实现滤波、检测、快速傅里叶变换等，提高噪声信号的实时处理速度。对模拟信号经采样和量化并用二进制码表示的过程是模拟信号数字化的必要步骤，通常采用固定的时间进行采样，获得的采样值经量化后用数码 1、0 表示，即用二进制码来表示采样值。

数字编码声频信号是将传声器获得的信号，用模数转换器变为一组在规定时间上有数值的离散时间序列。这种信号可以用数字技术来处理，以数字编码声频信号的形式记录和存储，需要时，可以用数模转换器转变为与声波相对应的电信号，用扬声器重放。数字编码声频信号像模拟信号一样，其特性也有频率范围、动态范围、畸变等。

10.2　噪声信号的实时频率分析

实时分析是一种极快的分析，其速度达到信号的采集和分析结果几乎同时完成的程度。噪声信号的实时频率分析系统不但可以提高工作效率，缩短测量时间，而且扩展了功能，并可及时判断测量结果。目前可供实时分析用的仪器种类很多，它们的结构、功能，甚至设计思想也都有很大的不同，常用的实时分析器有 1/3 倍频程实时分析器、窄带实时分析器和快速傅里叶分析器。

1. 1/3 倍频程实时分析器

频谱实时分析可以采用模拟技术，也可以采用数字技术或者两者的混合。模拟实时分析器通常采用滤波器组并联分析方案。信号加到一组滤波器，各滤波器的输出经检波后同时记录或显示。如果采用 1/3 倍频程，则在 125～8000Hz 频率范围内要有 19 条通路。这种多通路分析设备当然是非常庞大和昂贵的。用数字滤波器替代模拟滤波器可以作成全数字式实时频谱分析器。这样分析系统的缺点是不能采用比 1/3 倍频程更窄的带宽。因为每个滤波器的分析时间和带宽的乘积是一个常数。为了满足实时分析的时间要求，滤波器的带宽不能更窄。

2. 窄带实时分析器

使用时间压缩技术可以实现窄带实时分析，它先将接收信号的频率范围扩展 N 倍，这样在分析时间相同的条件下就可以采用带宽增大 N 倍的一组滤波器进行分析。也就是说，相同的滤波器允许分析系统带宽缩小 N 倍。这种扩展了频率范围的信号分辨率是相同的。扩展频率范围的时间压缩方法采用数字技术。信号经模数转换后，每个数码通过一只缓冲器进入循环存储器进行高速循环，其输出就是时间压缩信号，这种方法可使信号的频率范围扩展数百倍。时间压缩式实时分析方法是先把待分析信号存入存储器，然后高速读取，再用数

字滤波器组进行分析。它的分析频率范围为0～10Hz或者20～20000Hz，每45ms可以更新一次显示结果。在0～10Hz频率范围内分析带宽可以小到0.04Hz，适用于振动信号的分析。窄带分析用滤波器组也可以采用快速傅里叶分析方法，这就是快速傅里叶分析器。

3. 快速傅里叶分析器

在信号处理中，广泛采用傅里叶变换的数学方法对信号实现线性系统中的卷积、自相关和互相关函数计算，自功率谱和互功率谱的计算，也可以对随机信号进行频谱分析。

带微处理器的数字处理系统通常具有两个相同的输入通路、输入信号经模数转换后由微处理器控制多路开关，并将数字信号送入数据存储器，然后对存储数据进行运算，也可以用外加傅里叶硬件运算。这种数字测量系统可具有傅里叶变换、信号平均、相关分析等数字处理功能，也可测量信号的频率响应。它的优点是：(1) 实时抗干扰；② 对工作环境的时变特性等变化有自适应能力；③ 分析频率范围可以改变，特别适用分析低频信号；④ 能实时处理；⑤ 稳定度高、体积小、成本低。通常快速傅里叶分析器具有下述主要功能：① 傅里叶变换与反变换；② 卷积运算；③ 自相关和互相关分析；④ 频谱分析；⑤ 传递函数和相干函数测量；⑥ 功率谱密度测量；⑦ 机械阻抗测量等。此外还能对运算结果进行平均、信号波形的记录和再现分析结果的三维显示。

10.3 声强的测量

声强定义为单位时间内通过与指定方向垂直的单位面积声能量的平均值，数值上等于单位面积的声功率，但声强是矢量，等于某一点的瞬时声压和相应的瞬时质点速度乘积的平均值。

$$I=\overline{p\ (t)\ u\ (t)}$$

声压测量很容易，但质点速度测量就很困难，实用中采用两个特性一致的声压传声器作为声强测量仪的传感器，这时沿 X 方向的压力梯度近似等于两传声器测得的声压相减后除以ΔX，即

$$U_X=-\frac{1}{P_0\Delta X}\int(p_1-\phi_2)\mathrm{d}t$$

声强测量仪包含两个间隔很近的声压传声器组，用来提供声压和沿着传声器中心线上的压力梯度分量。两只传声器的相位特性要求匹配，它们之间的任何相位误差将会引起声强的测量误差。

声强测量可以用双通路快速傅里叶分析器，这时

$$p\ (f)=\frac{p_1(f)+p_2(f)}{2}$$

$$u\ (f)=-\frac{1}{\mathrm{j}\omega\rho_0\Delta X}[p_2(f)-p_1(f)]$$

式中 $p_1\ (f)$ 和 $u\ (f)$ 分别为声压 p 和速度 u 的傅里叶变换。

X 方向的声强矢量可由两传声器信号之间互谱的虚部求得，因此

$$I_X(f)=\frac{1}{2\pi f\rho_0\Delta X}\mathrm{Im}[G_{12}(f)]$$

式中 $G_{12}\ (f)$ 为 $p_1\ (f)$ 和 $p_2\ (f)$ 的互功率谱密度。

在频率 f_1 和 f_2 之间的总声强为

$$I_X=-\frac{1}{2\pi\rho_0\Delta X}\int_{f_1}^{f_2}\frac{\mathrm{Im}[G_{12}(f)]}{f}\mathrm{d}f$$

10.4 脉冲测量

在驻波管中使用具有合适频谱的声脉冲可以测量垂直入射吸声系数，这时不求驻波比，而求可以直接在示波器上观察的反射脉冲和入射脉冲的幅度之比。空管的影响以及反射系数的相角，可以用和装在刚性管端测试样品比较的方法来计算。使用数字技术则更为方便。例如把一个宽带信号 $S\ (t)$ 用作原始信号。如果 $S'\ (\omega)$ 是从测试样品反射回来脉冲的复数频谱，$S''\ (\omega)$ 是从刚性管端反射回来的脉冲频谱，则：

$$R\ (\omega)=\frac{S'(\omega)}{S''(\omega)}$$

从单个声脉冲就可获得待测材料的复反射系数。

脉冲法也可用来测量斜入射吸声系数。测量方法如下：由门开关控制正弦信号脉冲串，并用扬声器辐射，然后在离扬声器一定距离处用传声器测量。扬声器以规定角度对准试件，使扬声器和试件反射点的距离为从扬声器到试件，再到传声器的总路程的一半。比较由传声器测得的直达声压和反射声压，可以计算出在某频率、某入射角时的反射系数和吸声系数。

利用脉冲测量法允许在非自由声场条件下测量扬声器的转移函数，从而求得它的频率响应。如果用一个相当窄的脉冲 $x(t)$ 激励扬声器，并用传声器接收，以获得它的脉冲响应 $y(t)$，经傅里叶变换求得 $X(\omega)$ 和 $Y(\omega)$，因此扬声器的转移函数为

$$H(\omega)=\frac{Y(\omega)}{X(\omega)}$$

在房间中测量时，在脉冲信号激励之后，声波经时间延迟 t_d 从扬声器传到传声器。在时间 t_r 后，房间内的第一次反射声会返回传声器，可以令 t_r 以后所有的采样值置零，以消除房间对测量的影响。对于扬声器到传声器之间路程的时间延迟，也可以用重新定义原点的办法来去掉。这样就获得了扬声器的输出信号。在计算中可以使用叠加平均技术来改进测得脉冲的信噪比。测量脉冲响应后用快速傅里叶变换算法的最大优点是计算能力强，从任一脉冲进行测量的结果可以获得所需要的各种特性，甚至输出波形。

10.5　厅堂内声场模拟

厅堂音质模拟是近几年发展起来的新技术，它的基本原理是通过计算机模拟声波在厅堂内的传播过程，该厅堂中各反射声到达接收位置的能量、延迟时间及方向等参数得出该厅堂的脉冲响应。如果把厅堂看作一线性系统，则该脉冲响应包含了厅堂的声学特性。最初研究工作是模拟厅堂内的早期反射声能。将计算机引入室内声场模拟，通常采用声线跟踪技术和虚声源模拟法。

数字声线跟踪技术是假定某一位置的声源同时向各个不同方向辐射声线，假设声线在碰到墙面之前沿直线传播，求出声线与所有平面的交点，然后选择在传播方向最近的交点作为声线与墙面的碰撞点，声线在该点将作为镜面反射或扩散反射，然后声线沿着新的传播方向继续前进，在碰撞时同时考虑墙面吸声系数的影响，与声线能量低于某一预先设定值，计算机就跟踪下一条声线行程。这一过程重复进行，直到所有声线被跟踪完毕时为止。这个过程在声线穿过预先设定的计数面积或计数体积时，它的能量和到达时间都被记录下来，如果需要还可记录下方向。由此得出一个能量的时间分布，可以认为是一个短时间内平均脉冲响应。“声线跟踪法”本质上依据几何声学，无法说明干涉和衍射效应。

采用声线跟踪法和虚声源法相结合的模型，不仅可以估算声场的客观量，还为建立虚拟听觉环境提供了可能。

10.6　扩声系统的音质模拟

在获得厅堂脉冲响应的基础上，如把厅堂看作一线性系统，则把该脉冲响应与音乐或语言信号进行卷积，其输出信号经数模转换用扬声器或耳机重发出所模拟厅堂中的音质效果。因此厅堂音乐模拟（包含扩声系统）的数字化技术主要包含建立厅堂计算机模型，厅堂脉冲响应的计算机模拟、多通道信号处理和卷积运算。

美国博士（Bose）公司近年来在开展双耳脉冲响应的计算、计算方法的诊断及模拟系统的检验等工作的基础上，推出了扩声系统的音质模拟软件系统，它包含博士 Modeler 模拟设计系统和博士 Auditioner 试听系统。

Modeler 模拟设计系统是台式微机的设计软件，它可作为准确预测音乐效果的工具，可以同时计算声源辐射反应和周围环境声学特性，并可预测任何一个特定听众位置的反射声，检查哪些反射声是有利的，哪些反射声是

有害的，也可以预测任何一点的语言清晰度。因此一个声学设计工程可反复进行设计修改，每次运算只需数分钟。计算所得结果，远较那些传统的繁复的设计运算要准确。

Auditioner 系统允许在整套扩声设备还没有安装以前就可以聆听安装好以后的声学效果。Auditioner 系统可以帮助声学设计人员挑选最合适的音箱，并选择最佳安放位置及方向，以达到自然、清晰的声音还原。将 Modeler 设计软件和 Auditioner 系统配合使用，可以使你进入设计中，随便挑一个座位“坐下”聆听以后的现场效果。

厅堂音质的数字化技术除了对厅堂设计起重大作用外，还为科学研究提供有利的手段，为在实验环境下进行研究提供了可能。

10.7 自适应有源噪声控制

在噪声控制中，低频噪声的降低一直是既困难又费钱的工程。有源噪声控制，采用数字信号处理和自适应控制理论，针对各类噪声的特殊条件和专门控制要求，根据被控制声场的性质，采用自适应控制技术来改变其特性，降低低频噪声，并减少对被控制源的影响。20 世纪 80 年代英国首先将它应用于管道有源消声，解决了管道的低频降噪，已经作成产品用来降低发动机和通风机的排气噪声。

三维空间的有源降噪要困难得多。目前仅在舱室（例如飞机舱、船舶舱室、汽车客舱等）内获得应用。可以降低空间内或某一局部区域的噪声级，通常采用多通路自适应控制系统。在大型封闭空间内，有源噪声控制主要采用多个次级声源和误差传声器的自适应有源噪声控制。对于自由声场则用反相声源的声阱来处理。

10.8 大型厂房内外噪声的预测

厂房内噪声预测是厂房噪声控制设计的根据，而对厂区和厂外环境噪声的预测对环境保护有重要意义。对厂内噪声预测过去采用具有均匀混响的经典扩散场公式，其准确性和实用性较差。国外在制定工业发展规划的同时，常常颁布厂房噪声控制设计计算方法和允许采用的噪声控制措施，因此要求提高噪声预测的准确性。目前采用计算技术的厂内噪声数学模型和环境噪声数学模型，已得到广泛研究而趋于实际应用。

厂房噪声数学模型早期采用虚声源法，主要缺点是必须把散射声能和非散射声能分别处理，因此发展了射线法模型。它假设声线传播过程中和遇到障碍物后的传播方向是随机的，但遇到界面仍服从镜面反射，因此无需把散射和非散射能分开处理，也适合有障碍物的复杂厂房、复杂厂房噪声场数学模型较好的面元法，可适用于任意形状、大小的厂房，允许考虑障碍物大小、位置对声场分布的影响，对反射、散射、衍射和透射作合理的处理。面元法假设在封闭系统内有连续稳态噪声源，那么声场中某一点的瞬时声压是声源和边界元辐射贡献之和。

厂外环境噪声模型应包含声源模型、传播过程中各种障碍物影响计算模型和媒质吸收、气候影响等模型。环境噪声数学模型是把厂房看作声功率已知的声源并向空间辐射，传播途中考虑媒质的吸收和障碍物的影响。更进一步改进是将厂房视为强度分布的体源，可用于厂区、厂界和厂外环境。

噪声控制方案的制定，是一个复杂的系统工程。根据数学模型和声学参数，把设备、厂房、厂区和控制措施等因素与噪声分布联系起来，实现不同控制方案下噪声分布的计算机模拟，将能为工厂噪声预测和噪声控制方案的制定提供方法和依据。

10.9 噪声源的识别

在同时有许多噪声源或包含许多振动发声部件的复杂声源情况下，为了确定各个声源或振动部件的声辐射的性能，区分噪声源并根据它们对声场作用加以分析等，而进行的测量与分析称为噪声源识别。

数字技术的发展允许采用相关分析和相干

分析进行噪声源识别。如果同时存在许多噪声源，用相关分析法测量声源处和观察点之间声信号与其波形或滤波器的互相关函数，就可识别噪声源，并判断该噪声源对观察点的总噪声有多大贡献。较强的互相关性所对应的机器为主要噪声源。

在声源识别中，用时域的互相关函数方法得到的信息，也可用频率域的相干函数得到。相干函数的值越大，说明该声源对测量点的声音影响越大。分别求出各个声源与测量点信号之间的相干函数，通过比较使可确定主要噪声源。求相干函数可用快速傅里叶变换算法。

参 考 文 献

1　马大猷，沈嵘．声学手册．北京：科学出版社，1987

2　杜功焕，朱哲民，龚秀芬．声学基础（第 2 版），南京：南京大学出版社，2001

3　沈嵘．强噪声学．北京：科学出版社，1986

4　国家标准：GB/T 3947—1996．声学名词术语



第 2 篇

噪　声　源

作　者　　孙家麒　王　毅　辜小安

刘　扬　郑大瑞



第 1 章　概述及简单声源

向外辐射噪声的振动物体被称为噪声源，声源有固体的、液体的或气体的。为了抑制声源辐射噪声，就要了解噪声源的振动辐射特征，包括声源强度、辐射效率（输入机械功率与输出的声功率之比）、声辐射的频率特性、声源指向性以及声源的辐射阻抗等。这些特性不仅与声源的结构组成有关，也与声源激励的方式有关。如空气动力性噪声源中的喷射噪声、涡流噪声、旋转噪声、燃烧噪声，各有不同的振动结构和辐射特征；而机械噪声源中的电磁、碰撞、摩擦等噪声辐射也各不相同。本章除了讨论空气动力性噪声源和机械噪声源的起因及辐射特征之外，还较全面地介绍了现代建筑物内的设备噪声源，如燃油锅炉、冷却塔、热泵、空调系统等噪声特性和现代都市的交通运输噪声源及社会生活噪声源，并探讨降低噪声源辐射的途径。

由于物体振动的成因和振动方式不同，向外辐射声波的特性也有不同。但是，不管什么样的振动方式，或是多么复杂的噪声源，全可以看成是一些简单的有规律振动的合成。我们把这些有规律的声源称为简单声源，或声源模型。

1.1　单极声源的辐射

单极声源简称单极源或点源，如一个周期地小幅度地膨胀收缩的球体 —— 脉动球，向四周空间均匀地辐射球面波，就把这个脉动球看成一个单极声源。

当脉动球以正弦形式脉动时，距球心为 r 处的声压为：

$$p=\frac{\omega\rho Q}{4\pi r}\sin(\omega t-kr) \qquad (2.1\text{-}1)$$

式中　Q —— 单源强度是脉动球面处的空气体积流的最大值，$Q=\pi D^2 v$；

D —— 脉动球直径；

v —— 脉动球表面振动速度幅值；

ω —— 脉动球的振动圆频率，$\omega=2\pi f$；

ρ —— 空气密度；

k —— 波矢，$k=\dfrac{2\pi f}{c}$。

根据式（2.1-1）求平均平方声压：

$$\overline{p^2}=\left(\frac{\omega\rho Q}{4\pi r}\right)^2\frac{1}{T}\int_{-T/2}^{T/2}\sin^2(\omega t-kr)\,\mathrm{d}t=\frac{\omega^3\rho^2Q^2}{32\pi^2r^2} \qquad (2.1\text{-}2)$$

又声压与空气质点的振动速度有如下关系：

$$-\frac{\partial p}{\partial r}=\rho\frac{\partial v}{\partial t} \qquad (2.1\text{-}3)$$

从式（2.1-1）、（2.1-2）可得：

$$\frac{\partial v}{\partial t}=-\frac{1}{T}\left[\frac{-\rho\omega Qk}{4\pi r}\cos(\omega t-kr)+\frac{\rho\omega Q}{4\pi r^2}\sin(\omega t-kr)\right] \qquad (2.1\text{-}4)$$

式（2.1-4）对时间积分，则得到质点振动速度：

$$v=\frac{\omega Qk}{\omega 4\pi r}\sin(\omega t-kr)+\frac{\omega Q}{\omega 4\pi r^2}\cos(\omega t-kr)=\frac{Qk}{4\pi r}\sin(\omega t-kr)+\frac{Q}{4\pi r^2}\cos(\omega t-kr) \qquad (2.1\text{-}5)$$

距脉动球球心为 r 处的瞬时声强为：

$$I=pv=\frac{\omega\rho kQ^2}{16\pi^2r^2}\sin^2(\omega t-kr)+\frac{\rho\omega Q^2}{16\pi^2r^2}\sin(\omega t-kr)\cos(\omega t-kr) \qquad (2.1\text{-}6)$$

平均声强等于：

$$\bar{I}=\frac{1}{T}\int_{-T/2}^{T/2}I\mathrm{d}t=\frac{\omega^2\rho kQ^2}{32\pi^2r^2}\qquad(2.1\text{-}7)$$

比较式（2.1-2）与式（2.1-7），则有：

$$\bar{I}=\frac{\overline{p^2}}{\rho c}\qquad(2.1\text{-}8)$$

由式（2.1-7）、（2.1-8）看出，单极声源的平均声场强度等于平均平方声压 $\overline{p^2}$ 与空气特性阻抗 ρc 之比，且与距单极声源中心距离 r 的平方成反比。

如果在半径为 r 的球面上对平均声强求积分，可以得到脉动球或单极声源的声功率：

$$W_n=\bar{I}4\pi r^2=\frac{\rho k\omega^2Q^2}{8\pi}\qquad(2.1\text{-}9)$$

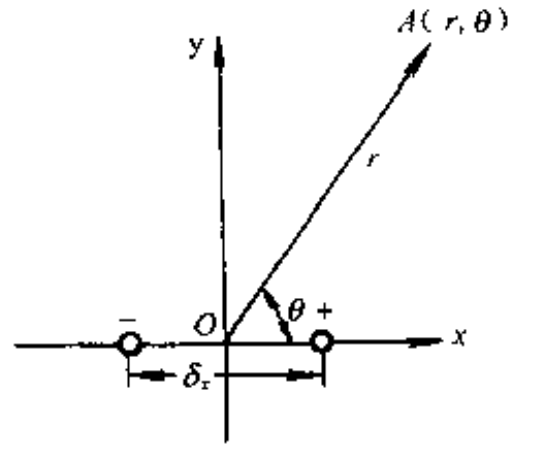
在实际生活中，有不少近似单声源辐射的例子，如笛子的发声孔，装在有吸声材料的匣子中的纸盆喇叭，只要把笛孔或纸盆喇叭看成为一个均匀振动的整体，且尺寸远小于辐射声波的波长，就可以把类似于这些发声的振动物体看作单极声源。又如汽笛和火焰的燃烧吼声，也属于单极声源声辐射。注意式（2.1-5），当距离 r 足够大时，即 $kr\gg1$，则第二项比第一项小得多，可以忽略，再与式（2.1-3）比较，可知质点振动速度与声压同相位，声强与质点振动速度的平方成正比，我们称这个区域为远场区。当 r 极小，即 $kr\ll1$ 时，式（2.1-5）第二项的作用比第一项强，此时声压与质点振动速度的平方成正比关系，我们称这个离声源较近的区域为近场区。

1.2　偶极声源的辐射

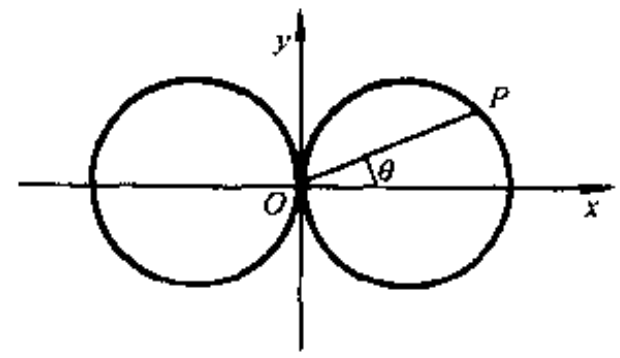
偶极声源是由两个相距很近、相位相反的单极声源组成。一个沿固定轴做往复直线运动的振动球，当其振幅远小于辐射声波波长时，就可当做一个偶极声源。图 2.1-1 是偶极声源的结构简图和指向图。

设偶极声源的第一个单极声源的强度为 Q，两个单源相距为 l，Q 与 l 的乘积称为偶极距或偶极声源强度。显然，偶极声源是有方向性的声源，在极轴上表现出最大的声压，在垂直于极轴并通过声源中心的方向上，由于相位相反的两个声压互相抵消，因而声压为零。偶极声源的声场是轴对称性的，只要求出距声源中心为 r 与极轴成 θ 角度方向上一点的声压，就能了解偶极声源的特点。图 2.1-1a 所示 A 点的声压是两个单极声源在该点声压的叠加，

$$p=\frac{\rho ckQ\cos\theta}{4\pi r}\left[\frac{1}{r}\sin(\omega t-kr)+k\cos(\omega t-kr)\right]\qquad(2.1\text{-}10)$$



a)



b)

图 2.1-1　偶极声源简图及偶极声源指向图

a）偶极声源结构简图　b）偶极声源指向图

从式（2.1-10）看出，偶极声源与单极声源相似，也有近场与远场之分，在 $kr\gg1$ 的远场区，第二项起主要作用，声压与 r 成反比。偶极声源声场中 A 点的平均声强为：

$$\bar{I}=\frac{\rho ck^4(Ql)^2\cos^2\theta}{32\pi^2r^2}\qquad(2.1\text{-}11)$$

$$\bar{I}=\frac{\overline{p^2}}{\rho c}=\frac{P_{有效}}{\rho c}$$

式中　$P_{有效}$——在远场区测量得到的有效值声压。

偶极声源与单极声源不同，其声场有明显的方向性，但其声强只有在远场条件下测量才

只有实际意义。偶极声源的声功率应当在 $kr \gg 1$ 远场区的以声源中心为球心的球面上，对式（2.1-11）求积分得到：

$$W_d = \frac{\rho c k^4 (Q^2 l)^2}{24\pi} \qquad (2.1\text{-}12)$$

偶极声源有很大一部分声压相互抵消，所以其辐射功率不如单极声源强。用式（2.1-12）除以式（2.1-9）得：

$$\frac{W_d}{W_n} = \frac{k^2 l^2}{3} = \frac{4\pi^2 f^2 l^2}{3c^2} \qquad (2.1\text{-}13)$$

式（2.1-13）说明偶极声源辐射声功率在低频段，即 f 很小时，比单极声源辐射声功率更小。如一个没有音匣的纸盆喇叭在低频段就相当一个偶极声源，其辐射低频声能力太弱，为了增加低频声的辐射能力，往往要把喇叭装在背面具有吸声材料的音箱中，这样喇叭由偶极声源变成单极声源，从而提高低频声辐射能力，改善音质。

1.3　四极声源的辐射

四极声源有横向和纵向两种构成形式。

横向四极声源由两个彼此平行的相距很近的偶极声源构成。其声场由于各单极声源之间的相互干涉，所以计算和表达更为复杂。其指向图呈四个花瓣状。横向四极声源辐射的声功率为：

$$W_{横} = \frac{\rho c k^6 Q^2 l_1^2 l_2^2}{480\pi} \qquad (2.1\text{-}14)$$

式中　Ql_1l_2 —— 四极声源强度。

纵向四极声源是由两个极性相反、在同一直线上的偶极声源组成。其指向图与偶极声源相似，辐射的声功率为：

$$W_{纵} = \frac{\rho c k^6 Q^2 l_1^2 l_2^2}{40\pi} \qquad (2.1\text{-}15)$$

横向的和纵向的四极声源都有近场与远场之分。声压随距离的变化，四极声源比偶极声源变化更快，近区为 $p \propto 1/r^3$，稍远一些为 $p \propto 1/r^2$，远场为 $p \propto 1/r$。四极声源的低频辐射能力比单极声源和偶极声源更低。喷气产生的喷射噪声属于四极声源辐射，其低频成分在射流噪声中不明显。

计算横向四极声源用等效方法，即将其等效为一对相距很近且彼此平行的反作用力偶。可将纵向的和横向的四极声源合成表示为斜四极声源，如图 2.1-2 所示。

几种简单声源的声功率与单极声源声功率之比见表 2.1-1。

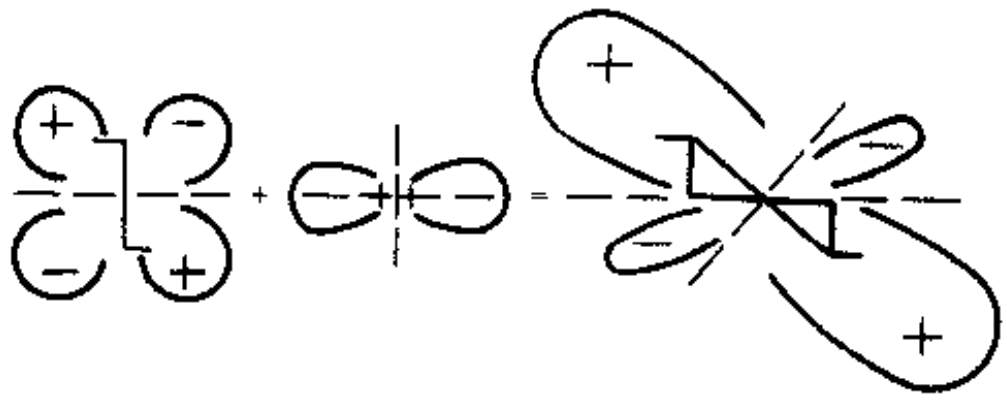


图 2.1-2　斜四极声源及合成

表 2.1-1　几种简单声源与单极声源声功率之比

纯效应	单极声源	偶极声源	横向四极声源	纵向四极声源
	质量流	力	力偶	对压力
辐射效率	$\eta_n = \frac{W_n}{W_n} = 1$	$\eta_d = \frac{W_d}{W_n} = \frac{k^2 l_1^2}{3}$	$\eta_{横} = \frac{W_{横}}{W_n} = \frac{k l_1^2 l_2^2}{60}$	$\eta_{纵} = \frac{W_{纵}}{W_n} = \frac{k l_1^2 l_2^2}{5}$
噪声源举例	具有无限障板的扬声器噪声 内燃机排气噪声 空压机进气噪声	无障板扬声器、螺旋桨叶噪声 振动带 音叉	喷射混合区噪声	撞击噪声

第 2 章　机械噪声源

各厂矿企业都有多种机械噪声，如冲床的冲压声、车床的切削声、齿轮变速箱噪声以及金属的撞击声等。当机器的零部件受到诸如撞击力、摩擦力、交变机械力或电磁力等的作用时，这些部件就会形成一个振动系统，并向空间辐射噪声。这些机器的振动部分，如外壳、轴杆、机架等，都可看成是机械性噪声源。

机械部件振动强度与交变作用力的大小成正比，还与作用力的交变频率有关。当作用力的交变频率趋近于机械的固有频率时，则振动增强；若等于固有频率时，机械部件产生共振，振动强度最大。共振时，部件的振动强度与其内摩擦阻尼特性有关，内阻大的振动就小，内阻小则振动就大。物体振动会产生辐射噪声，从第 1 章得知振动体易于辐射较高频率的噪声，一般来说，当振动物体的表面积尺寸大于声波波长时，才能有效地辐射高于这一频率的声波，特别是尺寸较小的机组不易辐射低频率噪声，只有大面积的机组才既易于辐射低频，又易辐射高频噪声。例如，较大尺寸的纸盆喇叭其发声频带就宽（向低频范围扩展，音质就好）。减小机器不必要的幅板，也是控制机械噪声的基本方法之一。

2.1　机械噪声

机械噪声来源于机械部件之间的交变力。这些力的传递和作用一般分为三类，即撞击力、周期性作用力和摩擦力。实际上机械部件之间往往同时具有三种力的作用，只不过是其中某一种力的作用较强或较弱罢了。除对这三种力作用而产生的噪声需要分析外，还需对其他振动噪声源进行分析研究。

2.1.1　撞击噪声

利用冲击力做功的机械会产生较强的撞击噪声，如冲床、锻锤、汽锤和凿岩机等机械在工作时，每一个工作循环会产生一个由撞击引起的脉冲噪声，称之为撞击噪声。锻锤的撞击噪声最强，现以锻锤为例分析撞击噪声。

锻锤工作时，其机械能分为四部分，一部分作功，一部分克服各种阻力转化为热能，一部分通过地基以固体声的形式向四周地面传播，一部分则转化为使机件产生弹性形变的振动能。这种振动能的一部分以声波形式向四周空间辐射，形成撞击噪声，其发声机制有以下四种：

1）撞击瞬间，由于物体间的高速流动空气所引起的喷射噪声。

2）撞击瞬间，在锤头、锤模、铁砧碰撞面上产生突然变形，以至在该面附近激发强的压力脉冲噪声。

3）撞击瞬间，由于部件表面的变形，在这些部件表面的侧向产生突然的膨胀，形成向外辐射的压力脉冲噪声。

4）撞击后引起的受撞部件结构共振所激发的结构噪声。

在以上四种发声机制中，以结构噪声影响最强，其辐射噪声的维持时间最长，可达 100ms。结构噪声可用声级计的“快”和“慢”档测量。撞击激励频率与撞击的物理过程有关，较硬的光滑物体相撞，则作用时间短，作用力大，激励的频带宽，激发物体本征振动方式就多，呈宽频带撞击噪声；较软的不光滑的物体相撞，则作用时间长，作用力小，激励的频带窄，激发的振动方式少，如冷锻就比热锻辐射较强的撞击噪声，且具有较多的频率成分（向高频范围发展）。另外三种机制产生的撞击噪声，是在撞击瞬间产生的一次压力脉冲，其强度很高，在锻锤附近操作的工人人耳位置的脉冲声级高达 155dB（A），但其维持时间很短，最长不过几毫秒，所以使用声级计“快”、

“慢”档根本测量不准这种噪声。如 3t 锻锤在热锻方钢时，以 60 次/min 的速率连续锻压，距锻压件 1m 处测量，得到的脉冲 A 声级为 127dB，而“快”档测量则仅有 106dB（A）。

其他类似的机械撞击，如冲床冲压声、凿岩机中活塞与扦杆的撞击、金属相互碰撞声等，都是以结构在撞击后的鸣响声为主。所以，降低结构噪声是控制撞击噪声的主要措施。

2.1.2　周期作用力激发的噪声

旋转机械的作用力主要是周期性的。最简单的周期力是由转动轴、飞轮等转动系统的静、动态不平衡所引起的偏心力。这种作用力正比于转动系统的质量和静、动态的合成偏心距，也正比于转动角速度的平方。当转动系统转速达到其临界转速时，则该系统自身使产生极大振动，并将振动力传递到与其相连的其他机械部分，激起强烈的机械振动和噪声。周期力的作用会由于机件缝隙的存在、结构刚度不够或磨损严重而增大，这样，又进一步增强撞击和摩擦而激发更强的机械振动和噪声。

若机械转速不高，则周期力的变动频率也不高，但这种低频率的周期力能激发较高频率的振动。当受振动的零部件其固有振动频率等于周期力频率的整数倍时，则会使零部件产生强烈的共振，从而产生强烈噪声。当周期性作用力的频率高到一定程度，而且受力零部件表面积又足够大时，则受迫振动噪声突出。这种受迫振动噪声一般以结构噪声为主。

2.1.3　摩擦噪声

物体在一定压力作用下相互接触并作相对运动时，则物体之间产生摩擦，摩擦力以反运动方向在接触面上作用于运动物体。摩擦能激发物体振动并发出声音，如车床切削工件产生的“轧轧”声，齿轮干啮合时的啸叫声，汽车的刹车声等，均称之为摩擦噪声。摩擦噪声绝大部分是摩擦引起摩擦物体的张弛振动所激发的噪声，尤其当振动频率与物体固有振动频率吻合时，物体共振产生强烈的摩擦噪声。

摩擦噪声产生的过程如图 2.2-1 所示。重复以上过程，物体连续跳跃转移，从而产生张弛振动，这就是由摩擦引起的振动。摩擦引起的张弛振动强度与摩擦力有关，摩擦力大则振动辐值大。但张弛振动频率与摩擦力大小无关。当张弛振动频率等于物体固有频率时，产生共振，使形成强烈的振动和噪声。

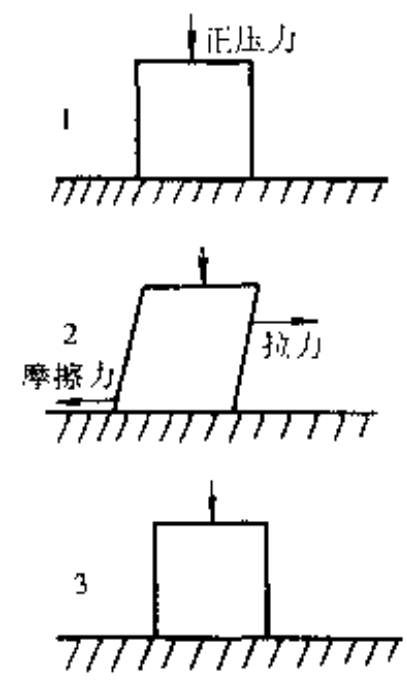


图 2.2-1　摩擦产生噪声的过程

1—弹性物体被压力压在支撑物体上

2—在水平拉力与摩擦力的作用下，物体形变逐渐增加

3—物体以跳跃形式转移到新的位置上，弹性变形消失

车刀切削金属时，也会产生类似的“轧轧”声，这是车刀受到加工件横向摩擦力与车屑纵向摩擦力作用而引起振动的结果。这种振动是有害的，不仅使加工面质量变坏，而且使车刀磨损增大。调节进刀速度和深度，或改进车刀形状，能避免这种现象。

克服摩擦噪声的基本方法是减小摩擦力，一般施加润滑剂能减小摩擦噪声，如齿轮、轴承等不可在缺油状态下工作，否则噪声就高。

2.1.4　结构振动辐射的结构噪声

机械噪声是由于机械振动系统的受迫振动和固有振动所引起的，其中起主要作用的是固有振动。这种噪声以振动系统的一个或多个固有振动频率为主要组成部分。振动系统的固有频率与其结构性质有关，故简称这种噪声为结构噪声。上述三种机械力所引起的噪声中，以结构噪声最为突出。

任何机械部件均有其固有振动方式，不同

的振动方式有相应不同振动频率。而机件只由较低阶次的振动方式决定其振动特点，也就是在相同力的作用下，低阶次的振动幅值大，对机械和人的影响才大。振动的方式、频率与部件材料的物理性质、部件的结构形状和振动的边界条件有关。可用数学方法计算出简单构件的各种振动方式的频率，简单又规则的物体，如弦、棒、膜、板等。截面均匀的棒振动，在各种边界条件下的振动方式见图 2.2-2。图中交点为振动节点，用相对棒长表示节点位置，相应振动频率为：

$$f_n = 2\pi A_n \sqrt{\frac{EI}{\rho l^4}} \qquad (2.2\text{-}1)$$

式中 E —— 杨氏模量；

I —— 棒的截面转动惯量；

l —— 棒的长度；

ρ —— 单位棒长的质量；

A_n —— 不同边界条件、不同振动方式下的振动频率系数。

质量和厚度均匀的正方形薄板，在三种边界条件下的振动方式见图 2.2-3，图中点线表示板振动节线，其相应的振动频率为：

$$f_n = \frac{A_n}{2\pi} \sqrt{\frac{D}{\rho h a^4}} \qquad (2.2\text{-}2)$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$$

式中 E —— 杨氏模量；

μ —— 泊松比；

ρ —— 板的密度；

h —— 板厚；

a —— 边长；

A_n —— 在不同振动方式和边界条件下的系数。

材料的弹性模量愈大，材料愈粗厚，则固有频率愈高；棒越长，板面积愈大，则固有频率越低。为减少弹性材料的固有振动方式，应当提高材料劲度，对于板状材料，可采取加筋或压波纹筋的办法，提高劲度。

1	A=3.52	0.774 A=22.4	0.500 0.868 A=61.7	0.356 0.644 0.906 A=121.0
2	A=9.87	0.500 A=39.5	0.333 0.667 A 88.9	0.25 0.50 0.75 A=158
3	A=22.4	0.500 A=61.7	0.359 0.641 A=121	0.278 0.500 0 722 A=200
4	0.224 0.776 A=22.4	0.132 0.500 0.868 A=61.7	0.094 0.644 0.356 0.906 A- 121	0.277 0.723 0.073 0.500 0.927 A=200
5	A=15.4	0.560 A=50.0	0.384 0.692 A=104	0.294 0.529 0.765 A=178
6	0.736 A=15.4	0.446 0 853 A=50.0	0.308 0.616 0.898 A=104	0.235 0.471 0.707 0.922 A=178

图 2.2-2 均匀棒振动方式（图中右侧的阿拉伯数字为边界条件）

1——一端紧固一端自由 2——两端均铰接 3——两端均紧固 4——两端均自由

5——一端紧固一端铰接 6——一端铰接一端自由

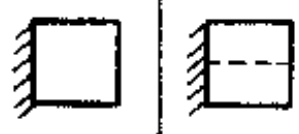
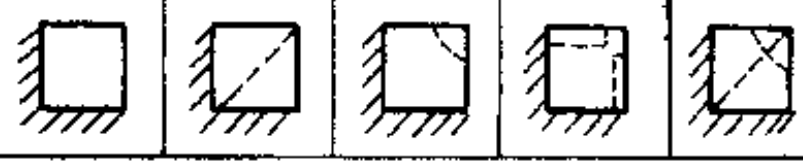
	1阶模式	2阶模式	3阶模式	4阶模式	5阶模式	6阶模式
A	3.494	8.547	21.44	27.46	31.17	
B						
A	35.99	73.41	108.27	131.64	132.25	165.15
B						
A	6.958	24.08	26.80	48.05	63.14	
B						

图 2.2-3　在不同边界条件下方板的振动方式（点线表示板振动节线）

A—振动模式系数　*B*—表示振动节线

2.1.5　转动系统的振动

简单的转动系统，如图 2.2-4 所示的一根两端固定在轴承中的转动轴，中间承载着一个固定在轴上的飞轮，当飞轮的质量远远大于轴的质量时，则认为飞轮的质量 m 即可以代表转动系统的质量。此时这个转动系统的弯曲共振频率可以表示为：

$$f=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{q}{m}} \qquad (2.2\text{-}3)$$

$$q=\frac{3EI(a+b)}{a^2b^2}$$

式中　q —— 该转动系统产生单位距离的偏心所需要的力；

E —— 转动轴材料的弹性模量；

I —— 轴截面的转动惯量。

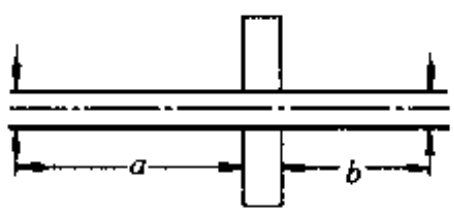


图 2.2-4　两端固定的转动轴

转动系统的最低共振频率（周/秒或 60×周/秒=转数/分）定义为该转动系统的临界转速。

水平轴，其承载重量为 mg 的飞轮，所产生静态偏心距为：

$$d=\frac{mg}{q}=\frac{mg}{(2\pi f)^2m}=\frac{g}{4\pi^2f^2} \qquad (2.2\text{-}4)$$

由式（2.2-4）可算出转动系统的临界转速为：

$$n_{轴界}=60f=\frac{60}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{d}} \qquad (2.2\text{-}5)$$

式中　$g=9.8\text{m/s}^2$；

d —— 测量得到的静态偏心距。

较复杂的转动系统，如承载多个飞轮的轴或变截面轴等，则具有较多的临界转速，其中第一临界转速最低。第一临界转速可以表示为：

$$n_1=\frac{1}{\sqrt{\left(\frac{1}{n_{转}}\right)^2+\left(\frac{1}{n_{轴1}}\right)^2+\left(\frac{1}{n_{轴2}}\right)^2+\ldots+\left(\frac{1}{n_{轴i}}\right)^2}} \qquad (2.2\text{-}6)$$

式中 $n_{轴}$——轴的临界转速；

$n_{轴1}$——飞轮 1 和轴的临界转速；

$n_{轴2}$——飞轮 2 与轴的临界转速；

$n_{轴i}$——第 i 个飞轮与轴的临界转速。

两端由轴承支撑的变截面轴的等效直径可按下式计算：

$$d=\frac{1}{L}\sum_{i=1}d_i l_i \qquad (2.2\text{-}7)$$

式中 L——轴长；

$d_i l_i$——不同截面轴的直径与相应的轴长之积。

为了避免转动系统产生共振，要求振动系统的工作转速低于第一临界转速 20%，即满足：

$$n_{工作}<0.8n_1$$

在较低的工作转速，如为第一临界转速的 1/2、1/3、1/4 时，也能激发转动系统产生共振。因此，建议转动系统的连续工作转动速度应在大于 0.5 而小于 0.8 的临界转速内选择。对于旋转机械，如风机、砂轮等，切记不要任意提高转速，防止由于共振而激发强烈噪声，共振严重的可能损坏机器，甚至出现工伤事故。

机械噪声是能够控制的，其主要途径是避免或减少撞击力、周期力和摩擦力，如用液压代替锻压，用焊接代替铆接，提高加工工艺和安装精度，使齿轮和轴承保持良好润滑条件等。为减小机械部件的振动，可在接近力源的地方切断振动传递的途径，如以弹性连接代替刚性连接；或采用高阻尼材料吸收机械部件的振动能。在机械设计上可尽量减少附件，并注意提高机件的劲度，以减小噪声辐射。

2.2 齿轮噪声

啮合的齿轮对或齿轮组，由于互撞和摩擦激起齿轮体的振动，而辐射齿轮噪声。齿轮系统包括齿轮、轮轴、齿轮架和齿轮箱，它们在传动过程中，各部分都以其各自固有频率振动。图 2.2-5 是一对啮合运转的齿轮的典型噪声谱。

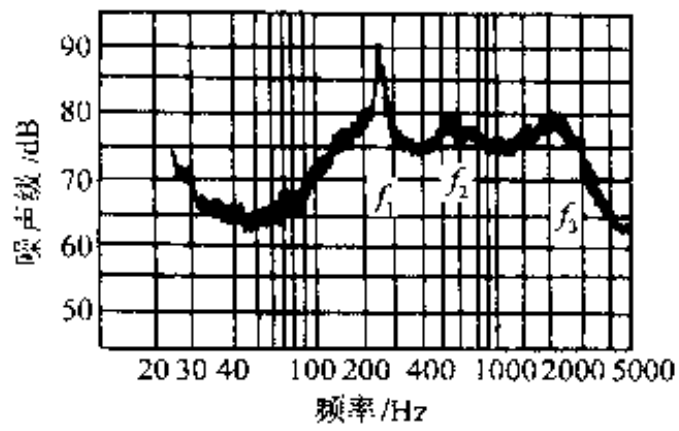


图 2.2-5 典型齿轮噪声频谱

图中三个峰值 f_1、f_2、f_3 分别表示齿轮受迫振动、齿轮箱体固有振动和齿轮体固有振动频率，当齿轮达到一定转速，其受迫振动频率与齿轮箱体、齿轮架或齿轮体的固有频率重合，则产生共振，辐射噪声将急剧增强。齿轮在负载工作时发出的噪声级，要比空转时大 3~ 4dB，但负载的大小对噪声的高低影响并不大。齿轮噪声的高低与其转速有关，当齿轮的角速度从ω_1 降低到ω_2 时，噪声级（dB）约降低：

$$\Delta L=20\lg\frac{\omega_1}{\omega_2} \qquad (2.2\text{-}8)$$

要降低齿轮噪声，在设计齿轮时就应该考虑。齿轮的设计参数、齿轮的加工精度及粗糙度、齿轮材料以及齿轮箱内润滑油粘度等都是影响齿轮噪声的因素。一般是：

1）平行轴传动比直角或交叉轴传动噪声小。

2）直齿轮传动时，力的传递不均匀，则高速转动时振动和噪声大；而斜齿轮受力与传力均匀，高速下振动和噪声都较小，但是斜齿轮传动能引起轴线方向的振动；人字齿轮能避免或减小轴向振动，噪声也最低，但是加工复杂。

3）在负载一定的条件下，齿轮周节越小，则噪声越低，此时相应齿轮的齿就小。为提高齿的强度，可加大齿的节距和齿轮宽度。

4）轮齿的压力角小，则噪声低，但负载强度也随之降低。一般情况下应两者兼顾，以

20°压力角为好。

5）为降低噪声，要选择合适的齿间隙（侧隙）。间隙过小，易产生咆哮声；间隙过大，则轮齿互撞，噪声亦增加。

6）通过修齿，纠正制造误差，避免齿轮互撞和减小摩擦，也有利于降低噪声。

7）降低齿轮表面的粗糙度，能减小齿轮摩擦噪声。

8）选择适当的润滑剂和润滑油的粘度。一般是润滑油的粘度大，则齿轮运转平稳，噪声小。但润滑油的粘度也不可太大，否则会引起齿轮传递的功率损失。

9）制造齿轮要选择合适的材料，如用锰铜合金、铸铁、塑料或木材制的齿轮，其结构振动噪声就较小。

10）齿轮设计达不到降低噪声的要求时，可将主要发声部位隔绝起来。

2.3　轴承噪声

轴承噪声主要是由轴承内相对运动元件之间的摩擦和振动引起的，也有的是转动部分的不平衡或相对运动元件之间的撞击所引起的。滑动轴承，一般只要是润滑得足够好，如使用液压润滑系统，则噪声很小。滚动轴承在大负载下，其滚动元件在滚道上是滚动与滑动同时并存的。若滚动元件与滚道的表面出现坑洼，则摩擦与振动同时增加，并激发轴承内外环、轴承座以至于转动轴等主要部件产生结构振动并发出噪声。

实验表明，影响轴承振动和发声的主要因素是内外环滚道和滚动元件表面的几何精度。按其影响的程度可用以下几个指标表示：粗糙度、波纹度、不圆度和径摆。

轴承噪声除受几何精度影响外，还有相当部分轴承噪声是由于安装不正确、缺少润滑、维修不当造成的。所以，提高安装精度，尽可能使用粘度大的润滑油，是会减少振动并降低噪声的。采用弹性衬垫把轴承座与轴承外圆环隔开，以减弱振动的传递，这也是减小噪声的有效方法。

2.4　电磁噪声

2.4.1　直流电机的电磁噪声

不平衡的电磁力是使电机产生电磁振动并辐射电磁噪声的根源。直流电机的定子与转子间的气隙是均匀的，同时定子磁极弧长为转子槽数的整数倍，则当转子运动，其齿槽相继通过定子磁极时，虽然气隙磁场作用于磁极的总拉力不变，但是拉力的作用中心将前后移动，相对定子磁极来说，产生一个前后运动的振荡力，它可能激发定子磁极产生切向振动。图 2.2-6 是直流电机定子磁极与转子相互作用示意图。

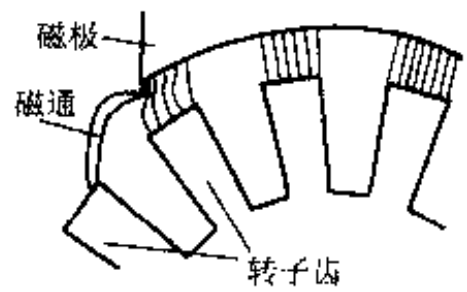


图 2.2-6　直流电机定子磁极与转子相互作用示意图

如果磁极弧长不是转子槽距的整数倍，上述作用于磁极的前后振荡力将减小，如采用适当的配合，甚至能消除这种不平衡力。但是，作用于磁极的总拉力将在转子运转过程中不断变化，使磁极受到另一种径向不平衡力的作用，并可能激发磁极的径向振动。因此，任何情况下运转的电机，其磁极振动总是存在的，或是径向的，或是切向的，也可能兼而有之。

不平衡电磁力的振动频率为 $\frac{NR}{60}$ Hz，其中 N 为转子槽数，R 为转子每分钟转数。振动力的大小与气隙磁通密度的平方成正比。

从理论上说，降低不平衡电磁力的方法是增加气隙间距，但是增加气隙间距受磁极磁通密度的饱和程度的限制。一般最佳气隙间距对应一个最小的不平衡力，实际上常采用下面两个办法来降低由不平衡力引起的噪声。

一种方法是采用变化的气隙间距，使气隙由磁极中央向两个边缘逐渐增大（见图 2.2-7），使气隙磁通密度在间断位置逐渐减少，因而能降低脉动磁力。一般磁极中央与磁极边缘气隙的比例取 1:3 或 1:5。

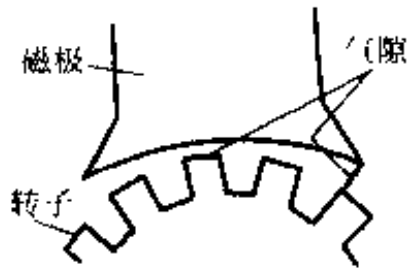


图 2.2-7 渐变的气隙示意图

另一种方法是采用斜槽转子，其减少噪声的原理与渐变气隙的方法相似，能使磁极边的磁拉力的突然变化减小。如果同时使用两个方法，降低电磁噪声的作用更为明显。从图 2.2-8 可以看到这两种方法的减噪效果。

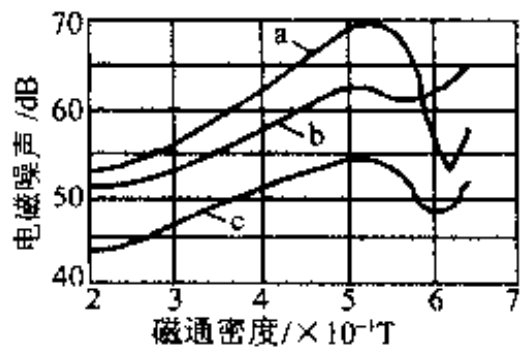


图 2.2-8 减噪效果

a—均匀气隙 b—1:3 渐变气隙

c—斜槽转子与 1:3 渐变气隙结合

直流电机的电磁噪声与电机的功率有较大的关系，电机噪声包括电磁噪声、风扇噪声、电刷噪声、轴承噪声等，而大功率低转速的直流电机，以电磁噪声最为突出。

2.4.2 交流电机的电磁噪声

同步交流电机的电磁噪声特点与直流电机的相同。异步交流电机的电磁噪声，是由于定子与转子各次谐波相互作用而产生的，故称为槽噪声，它的大小取决于定子、转子的槽配合情况。

由于电机定子、转子的谐波次数不同，所以相互作用合成的磁力波的次数也不同。从实验得知，当两个谐波相互作用产生的力波次数愈低时，它的磁势幅值也愈大，从而激发的振动和噪声也愈强。一般一、二、三次力波的影响最严重，相比之下更高阶次的力波作用可以忽略不计。转子是实心轴状体，一般除在一次力波作用下可能产生振动以外，其他力波对它的影响不大。只有定子铁心在力波作用下振动而产生变形。定子铁心的截面呈环状，在各种力波作用下的振动或变形情况可见图 2.2-9。

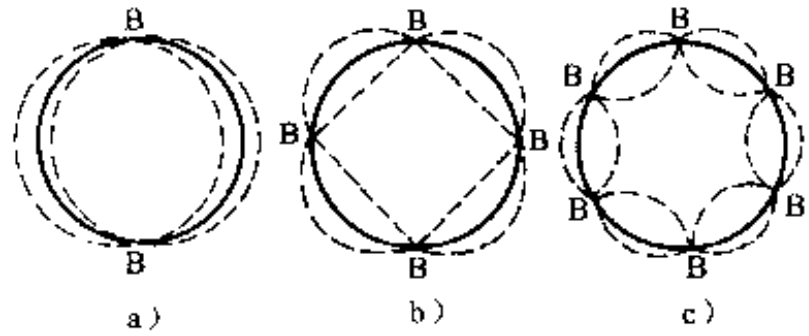


图 2.2-9 定子铁心在各种力波作用下的变形和振动

a）一次力波 b） 二次力波 c）三次力波

在一次力波作用下，定子振动但不变形；在二次、三次及高次力波作用下，则定子铁心产生弹性形变。当力波的极对数比较大时，则在同一频率同一力的作用下，由于力的分散，振幅就要小得多，电磁噪声也相对减小。

当一、二、三次较低阶次的力波振动频率与定子铁座或电机外壳的固有振动频率一致时，则将产生共振，并辐射强烈的噪声。为避免这种现象的出现，可使定子、转子槽相配合，应满足下面情况：

$$Q_1-Q_2=\pm1、\pm2、\pm3 \qquad (2.2\text{-}9)$$

$$Q_1-Q_2\pm2P=\pm1、\pm2、\pm3 \qquad (2.2\text{-}10)$$

式中 Q_1、Q_2—— 定子和转子槽数；

P —— 电机的极对数。

定子、转子各次谐波相互作用合成磁力波的频率，决定电磁振动或电磁噪声的频率，并主要取决于转子槽数。

$$f_0=\frac{NQ_2}{60} \qquad (2.2\text{-}11)$$

相应力波数 $=Q_1-Q_2$

上边频谐波频率

$$f_{上}=f_0+2f_{电} \qquad (2.2\text{-}12)$$

相应力波数 $=Q_1-Q_2-2P$

下边频谐波频率

$$f_{下}=f_0-2P_{电} \qquad (2.2\text{-}13)$$

相应力波数 $=Q_1-Q_2+2P$

式中 N —— 转子每分钟转数；

$f_{电}$—— 电源频率（Hz）。

交流电机除由谐波引起的槽噪声外，还有以下两种噪声：① 由基波磁通引起的定子铁

心的磁致伸缩现象而产生的磁噪声。这种噪声的频率是电源频率的 2 倍，如 50Hz 电源，由基波磁通激发的噪声频率为 100Hz。② 磁极气隙不均匀，造成定子与转子间的磁场引力不平衡，这种不平衡力就是单边磁拉力，它也能引起电磁噪声，但是这种电磁噪声频率较低，影响较小。

降低电磁噪声的方法，一般是改进电机结构设计：① 选择适当的槽配合。② 采用斜槽转子可削弱齿谐波。③ 采用闭口齿槽，可消除或减少由于开口槽引起的高次谐波。④ 降低气隙磁密可减小由基波磁通和定子、转子各高次谐波的磁势幅值，以减小径向作用力。⑤ 增大定子、转子气隙可改善磁场的均匀性，从而减小单边磁拉力的作用。⑥ 提高加工精度，可使气隙均匀。此外，由于电机的电磁噪声主要是由定子铁心的振动激发电机外部构件而造成的，所以，适当增加机壳的厚度，改变壳体或端盖的形状，如多加几条凸棱筋等，使其结构的固有振动减小、频率提高；或选用内阻较大的铸铁做机壳和端盖，均可降低电磁噪声的辐射能力。

2.4.3　变压器的电磁噪声

变压器在运行中发出的“嗡嗡”声，是由于铁心在磁通作用下产生磁致伸缩性振动所引起的，这种“嗡嗡”声称为电磁噪声。

变压器电磁噪声的基频为供电频率的 2 倍，如 50Hz 电力变压器，则其电磁噪声的基频为 100Hz。除基频外，还有高次谐波的噪声成分，体积较大的变压器，其最响的谐波频率较低，而体积较小的变压器，其最响的谐波频率较高。

变压器电磁噪声的大小与变压器的功率有关，功率越大，磁噪声越高。图 2.2-10 中的直线，表示变压器功率与其噪声的关系。变压器噪声正比于变压器铁心的磁通密度，这个关系如图 2.2-11 所示。

变压器的电磁噪声，主要是由于铁心振动耦和到变压器外壳，使外壳振动形成的。这种磁噪声是由变压器向外辐射的，特别是产生共振时，所辐射的噪声更强。变压器若固定在易于辐射噪声的支撑物（如板状材料）上时，也能激发支撑物振动并发出结构噪声。

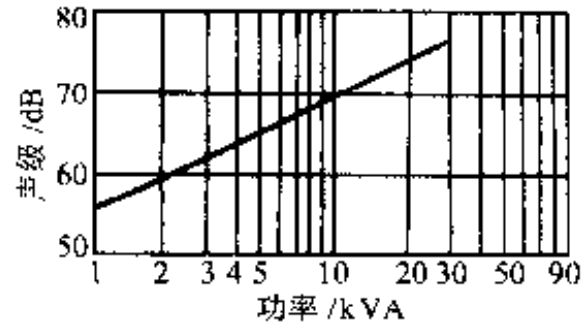


图 2.2-10　变压器的功率与变压器噪声级的关系

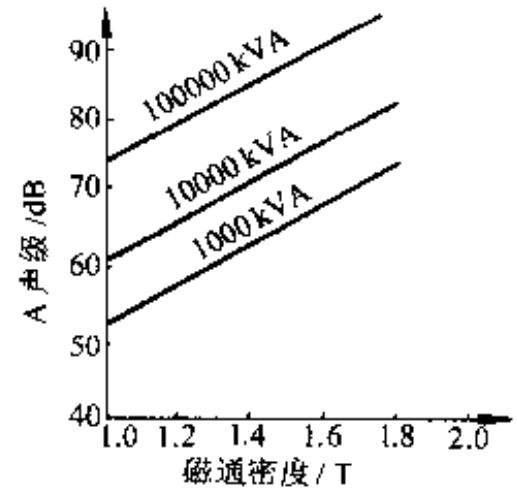


图 2.2-11　磁通密度与变压器噪声的关系

降低变压器的噪声，最理想的方法是选用磁致伸缩性较小的铁磁材料做铁心。但实际上，既要具有小的磁致伸缩性，又要具有足够高的磁导率、低损耗的电磁性能以及良好延展性的铁磁材料，目前还处在实验阶段。若从设计上减小铁心磁通密度，也能降低噪声，但必须以增加变压器体积和减小效率作为代价。

要降低变压器噪声可以用隔声罩将变压器罩起来，隔绝空气声的传播；或者加隔振器避免变压器铁心与外壳或外壳与变压器支撑体的刚性连接，以隔绝固体声的传递。以上两种方法同时使用，降噪效果更好。

2.5　液压泵与管路系统的噪声

各种液压系统不仅应用于工矿企业中，亦广泛应用于现代建筑物中的采暖空调、给水排水等系统中，其噪声影响面较大，形成企业的主要噪声源。

2.5.1　液压泵噪声

液压泵是液体传输系统中的动力源，它能产生两类噪声：一类是液体动力性噪声，另一

类是机械噪声。

1. 液体动力性噪声

液压泵工作时，连续出现动力压强脉冲，从而激发泵体和管路系统的阀门、管道等部件振动，由此而辐射噪声。动力压强脉冲可分解成两个分量，直流压强分量和压强高次谐波分量。以齿轮泵为例，其压强谐波频率（Hz）为：

$$f_i = \frac{n \times z}{60} i \qquad (2.2\text{-}14)$$

式中 谐波次数 $i=1$、2、3、4…；

n ——齿轮泵主轴转速（r/min）；

z ——主动齿轮的齿数。

压强的直流分量迫使液体不断通过泵体注入管路；压强的谐波分量则作用于泵体壁面，并通过液体传递到管路系统中。

2. 泵的机械噪声

由于泵体内传递压力的不平衡运动，形成部件间的冲撞力或摩擦力，从而引起结构振动而发声。这种噪声不仅与泵的种类和结构有关，还与零件加工精度、泵体安装条件和维护保养等有关。一般磨损严重的泵往往要比刚调试好的泵噪声高 10dB。

为消除和减弱泵的噪声，可选用高内阻材料制作泵体，如用铜锰合金代替铸钢制造的泵体，其噪声可降低 10～15dB。一般液压泵以螺旋泵噪声最小，离心泵和活塞泵次之，齿轮泵噪声较大。

2.5.2 阀门噪声

带有节流或限压作用的阀门，是液体传输管道中影响最大的噪声源。当管道内流体流速足够高时，若阀门部分关闭，则在阀门入口处形成大面积扼流，在扼流区域液体流速提高而内部静压降低，当流速大于或等于介质的临界速度时，静压低于或等于介质的蒸发压力，则在流体中形成气泡。气泡随液体流动，在阀门扼流区下游流速渐渐降低，静压升高，气泡相继被挤破，引起流体中无规则压力波动，这种特殊的湍化现象称为空化，由此而产生的噪声叫空化噪声，如图 2.2-12 所示。

在流量大、压力高的管路中，几乎所有的节流阀门均能产生空化噪声，空化噪声顺流向下可沿管道传播很远。这种无规则噪声频谱呈宽带，它能激发阀门或管道中可动部件的固有振动，并通过这些部件作用于其他相邻部件传至管道表面，由此产生的噪声类似金属相撞产生的有调声音。空化噪声的声功率与流速的七次方或八次方成正比。为了降低阀门噪声，可以采用多级串接阀门，逐级降低流速。

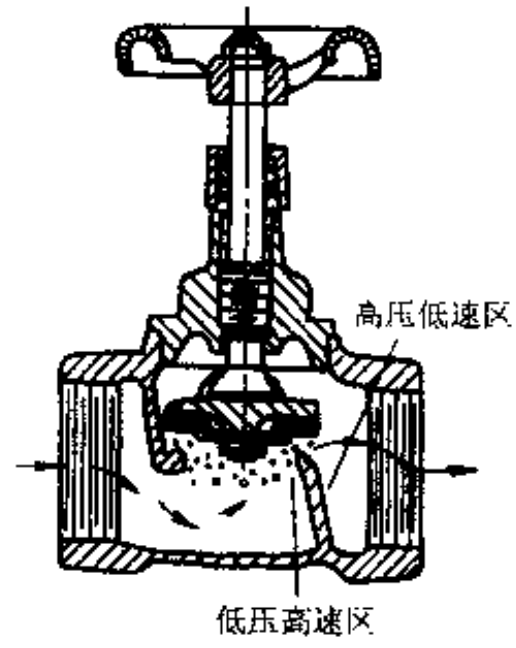


图 2.2-12 节流阀门空化噪声的形成

2.5.3 管路噪声

液压系统的泵体噪声和阀门噪声主要沿管体传播，并透过管道壁面辐射出去。管道愈长愈粗，这种辐射也愈强。

液体流经管道时，由于湍流和摩擦激发的压强扰动也会产生噪声。决定流体流动状态的重要参量是雷诺数 Re。当 $Re<1200$ 时，流体流呈层流状态；当 $Re>2400$ 时，则呈湍流状态。实际上，绝大多数管路中的液体流均处于 $Re>2400$ 的湍流状态。这种含有大量不规则的微小漩涡的湍流，可以说是自身就处于“吵”的状态。当湍流液体流经管道中具有不规则形状或不光滑的内表面时，尤其流经节流或降压阀门、截面突变的管道或急骤拐弯的弯头时，湍流与这些阻碍流体通过的部分相互作用产生涡流噪声。其声功率级（dB）随流速的变化关系可以表示为：

$$\Delta L_W = 60 \lg \frac{V_2}{V_1} \qquad (2.2\text{-}15)$$

若管路设计不当，也能产生空化噪声。设计管路时，要注意产生空化噪声的临界流速，它与温度、管路几何形状、液体的物理性质和液体压力等因素有关。这些因素只能凭技术工人的操作经验估计。

其实，在静压和流速变化不大的情况下，湍流不能引起足够大的压强脉动，所以在截面没有变化的直管中，无论 *Re* 值如何大，产生的涡流噪声是很小的。由图 2.2-13 看出，部分开启的球形阀、弯头和直管在同一流速下产生的噪声谱。

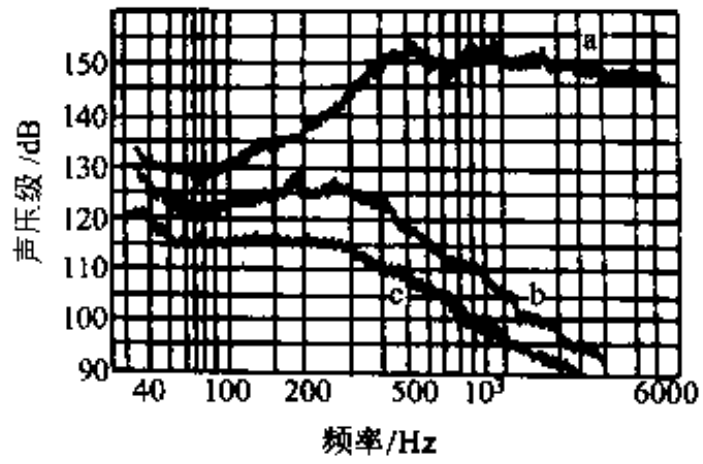


图 2.2-13　同一流速下几种管路元件的噪声特性

a—部分开启的球形阀　b—1 吋管弯头　c—1 吋直管

要降低管路系统噪声，应该尽量选用或设计低噪声阀门、低噪声泵。为避免流体动力性噪声，管路设计要合理，如管内液体流速不可过高，避免直拐弯和截面突变，弯头半径最好大于管道直径 5 倍，不同管径的管道连接应逐渐过渡等。为避免结构振动的传递，可在泵的进出口、阀门前后各处加一段弹性管。为降低管道壁面的振动，也可用各种各样的管道夹子，如图 2.2-14 所示。夹子内紧衬毛毡、橡胶等高内阻材料，在管道振动较强烈的地方，最好能分段将管道钳住。

对泵体和管道的支撑结构，应注意采取隔振措施，见图 2.2-15。大面积的管道振动，辐射噪声较强，较为可行的办法是在整个管道外壁捆扎或铺设一层软材料，如玻璃丝、矿渣棉，外面再包一层铁板，实质上这是一个减振隔声套，其结构见图 2.2-16。这个减振隔声套的吸声材料层不应填压得过密，以免失去隔振的性能，厚度不得小于 5cm，外壳可用 1mm 以下的薄铁板或铝板。要注意：不可使管道壁面与外壳相接触。用这种措施一般能将管道噪声降低 10～15dB。

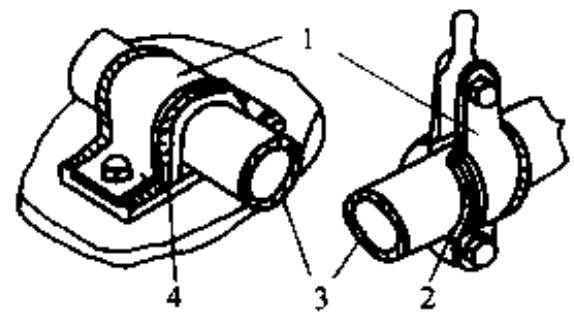


图 2.2-14　减振管道夹子

1—管道钳夹　2—阻尼材料　3—管道　4—阻尼材料

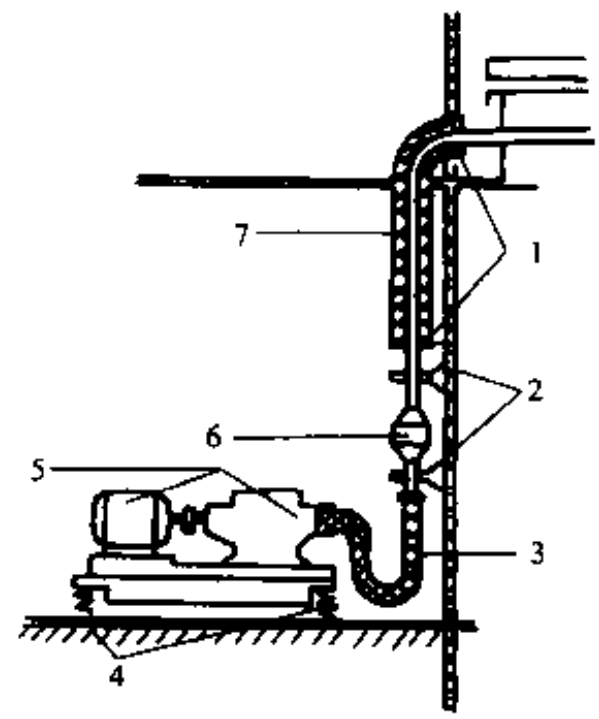


图 2.2-15　泵体和管道系统的隔振措施图

1—弹性套管　2—弹性挂吊　3—柔性管

4—弹性支持　5—泵体　6—消声器　7—隔声套管

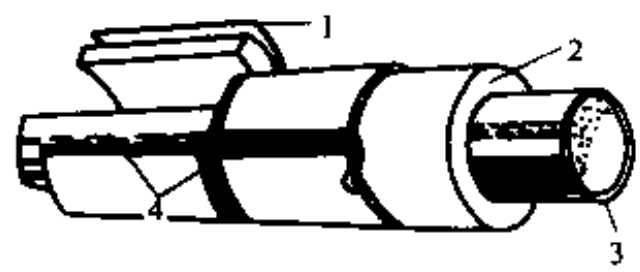


图 2.2-16　管道包扎隔振图

1—加铅聚氯乙烯板　2—玻璃纤维　3—管道

4—加铅聚氯乙烯粘衬带

由泵和阀门产生的液体动力性噪声，可用消声器予以降低。图 2.2-17 所示，为液体消声器和管道隔声套的作用。

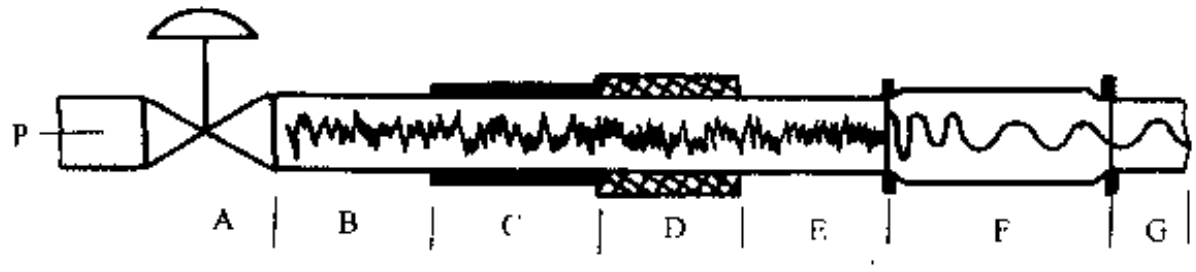


图 2.2-17 液体传输系统中各种措施的降噪作用

A—管道辐射的声压级 B、E—未处理的管道 110dB C—铅管隔声 102dB

D—隔声套层处理 95dB F—消声器 85dB G—下游管道未处理 85dB

2.6 建筑施工机械噪声

建筑施工噪声已成为城市环境噪声主要声源之一。建筑施工噪声虽属短期行为（一般施工周期为 2～5 年），但施工期间噪声对周围环境的影响是比较突出的。施工噪声主要是施工机械在生产过程中产生的。

2.6.1 建筑施工机械噪声分类

建筑施工机械噪声源种类繁多，无论从声源运动形式，还是噪声特性来说都比其他噪声源复杂得多。由于建筑施工具有比较明显的不同施工阶段特性，而每个阶段所采用的施工机械设备也不同，所以建筑施工机械噪声可分为以下几个阶段：土石方阶段；基础工程阶段；主体工程结构阶段；装修阶段。

1. 土石方阶段

土石方阶段的主要施工机械是挖掘机、推土机、装载机以及各种运输车辆。这些移动性机械设备是土石方阶段的主要噪声源。有些声源如各种运输车辆移动范围较大，而有些声源如推土机、挖掘机等相对移动范围较小。表 2.2-1 给出了一些典型的土石方阶段的施工机械噪声特性。

有关单位联合对 50～60 台不同类型施工工程机械进行了噪声实测，得出在模拟工况下其声源功率级 L_W 和功率 N_e 的关系为：

$$L_W=73+20\lg N_e$$

从表 2.2-1 可以看出：土石方阶段施工机械声功率级范围为 100～120dB（A）；声源无明显的指向性。

2. 基础工程阶段

基础阶段的主要噪声源是各种打桩机，以及一些掘井机、风镐、移动式空压机等。这些设备都为固定声源，其中打桩机噪声级较大，危害较为严重。打桩机噪声是脉冲噪声，声级起伏范围为 10～20dB（A），周期为几秒数量级。表 2.2-2 为基础阶段主要施工机械噪声特性。

从表 2.2-2 可知：① 打桩机是基础阶段最典型和最大的噪声源，打桩机声功率级范围为 125～136dB（A），其噪声时间特性为周期性脉冲噪声，且具有明显的指向性，背向排气口测噪声与最大方向可相差 4～9dB（A）；② 风镐、起重机、平地机等施工机械噪声较小，声功率级范围为 100～115dB（A）。

表 2.2-1 土石方阶段主要施工机械噪声特性

分 类	施工机械名称	声 级		声功率级/dB（A）	指向特性
		距离/m	dB（A）		
翻斗车	195 翻斗车	3	83.6	103.6	无
	190 翻斗车	3	88.8	106.3	无
	东风 195	3	80.7	98.3	无

（续）

分　类	施工机械名称	声　级		声功率级/dB（A）	指向特性
		距离/m	dB（A）		
推土机	75 马力推土机	3	85.5	105.5	无
	国产 D80D 推土机	5	92.0	115.7	无
	俄 108 推土机	5	89.0	112.5	无
	100—推土机	3	88.0	108.0	无
	D80—12 推土机	4	94.0	115.0	无
挖掘机	建设 101 挖掘机	5	84.0	107.0	无
	VB1232 挖掘机	5	84.0	107.5	无
	波兰海鸥挖掘机	5	86.0	109.5	无
	KATO 挖掘机	15	79.0	114.0	无
	WY 挖掘机	5	75.5	99.0	无
	波兰 83 挖掘机	5	85.0	108.5	无
	德 VB 挖掘机	5	83.6	107.0	无
装载机	ZL—90 装载机	5	85.7	105.7	无
	ZL—20 装载机	5	83.7	105.7	无
	ZL—20AA 装载机	15	84.0	114.0	无

表 2.2-2　基础阶段主要施工机械噪声特性

分　类	施工机械名称	声　级		声功率级 /dB（A）	指向特性
		距离/m	dB（A）		
打桩机	1.8 吨导轨式打桩机	15	85.0	116.5	有
	B23 型打桩机	15	104.0	136.0	有
	60P45C3 吨打桩机	15	104.8	136.3	较明显
	KB4.5 吨打桩机	15	104.0	136.0	较明显
	85P80C4.5 吨打桩机	15	99.6	131.0	较明显
	2.5 吨打桩机	15	96.0	127.5	较明显
	上海 1.8 吨导轨打桩机	8	92.5	118.0	较明显
打井机	YKC22 打井机	3	84.3	101.8	无
钻机	大口径工程钻机	15	62.2	96.8	无
起重机	NK-20B 液压起重机	8	76.0	102.0	无
	2DK 起重机	15	71.5	103.0	无
	汽车起重机	15	73.0	103.0	无
平地机	PY160A 平地机	15	85.7	105.7	无
	PY160A 平地机	3	87.5	—	无
空压机	ZW-9/7 型空压机	15	92.0	127.0	无
	移动式空压机（1）	3	92.0	109.5	无
	移动式空压机（2）	2	92.0	—	无
风镐	风镐（1）	1	102.5	110.5	无
	风镐（2）	15	79.0	113.0	无
发电机	20 马力柴油发电机	1	99.0	—	无

3. 结构阶段

结构施工阶段是建筑施工中周期最长的阶段，使用的施工机械设备品种较多。主要设备包括各种运输车辆、汽车起重机、塔式起重机、运输平台、施工电梯、混凝土搅拌机、振捣棒、商品水泥运输车、电锯、砂轮锯等。表 2.2-3 为结构阶段典型施工机械噪声特性。

结构阶段施工机械噪声特性为：① 主要噪声源是混凝土搅拌机和振捣棒，声功率级分别为 95～100dB（A）和 98～102dB（A）；② 由于混凝土的商品化，混凝土运输搅拌泵车也广泛应用于施工工地，其声功率级为 100dB（A）左右。

4. 装修阶段

装修阶段一般占总施工时间比例较高，施工时间比较长，但所用施工机械数量较小，强噪声源较少。装修阶段的主要声源包括砂轮锯、电钻、电梯、起重机、材料切割机、卷扬机等。表 2.2-4 为装修阶段主要施工机械噪声特性。

表 2.2-3 结构阶段施工机械噪声特性

分 类	施工机械名称	声 级		声功率级/dB（A）	指向特性
		距离/m	dB（A）		
汽车起重机	16 吨汽车起重机	15	71.5	103	无
塔式起重机	塔式起重机	15	75.0	—	无
	塔式起重机（3～8 吨）	2	73.0		无
水泥泵车	混凝土搅拌泵车	8	83.0	109	无
	混凝土搅拌车	4	90.6	110.06	无
搅拌机	400 升搅拌机	3	78.3	96.0	无
	TW375 浆式搅拌机	2	71.8	85.8	无
	涡流式搅拌机	2	72.0	86.0	无
	斗式搅拌机	3	78.1	95.6	无
	蛤蟆式搅拌机	2	86.0	—	无
振捣棒	50mm 振捣棒	2	87.0	101.0	无
	混凝土振捣器	15	78.0	112.0	无
电锯	电锯	1	103.0	111.0	无
	WJ-104 型圆锯机	15	84.0	119.0	无
发电机	柴油发电机	2	95.0	—	无

表 2.2-4 装修阶段主要施工机械噪声特性

分 类	施工机械名称	声 级		声功率级 / dB（A）	指向特性
		距离/m	dB（A）		
砂轮锯	砂轮锯	3	86.5	104.0	有
切割机	切割机	1	88.0	96.0	有
磨石机	磨石机	1	82.5	90.5	无
卷扬机	电动卷扬机	1	84.0	85.0～90.0	无
起重机	德国 ZDK2.8t	15	71.5	103	无
电锯	木工电锯	1	103.0	110.0	有
电刨	木工压刨	2	90.0	—	—
	木工平刨	2	85.0		
电梯	外用电梯	2	83.0	—	—

装修阶段的施工机械噪声有如下特征：① 大多数声源声功率级较低，一般在 90dB（A）左右；② 部分声源可在房间内使用，便于封闭屏蔽。

2.6.2　建筑施工机械噪声频谱

建筑施工机械由于工作原理和结构不同，其作业时的频谱特性不同，表 2.2-5 为部分施工机械作业时噪声频谱。施工机械噪声还随着负荷的变化而改变，如振捣棒在混凝土中碰到钢筋和模板时，噪声的大小和频率会发生变化；打桩机作业时，随土质的软硬变化和打桩的深度变化，噪声的强弱与频率也会发生变化。

表 2.2-5　部分施工机械作业噪声频谱

机械名称型号	倍频程中心频率 Hz/声压级 dB									
	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000
磨石机	54	66	62	68	76	88	74	72	62	
搅拌机（400L）	60	60	69	80	82	80	76	75	67	
柴油打桩机	69	70	70	78	92	89	86	81	75	
混凝土搅拌车	53	57	65	74	76	78	77	72	66	
无齿锯	53	56	68	80	86	80	82	74	77	
电锯	51	49	52	64	68	86	76	75	73	
圆电锯	58	56	62	67	78	83	85	103	78	74
海鸥挖掘机	46	60	66	70	77	75	71	79	60	
VB 液压挖掘机	50	83	73	70	80	78	75	70	61	
D80 推土机	52	68	78	87	86	81	78	74	67	
振捣棒	77	85	78	97	84	84	90	93	82	
翻斗车	54	58	74	84	82	88	80	73	64	
混凝土泵车	66	63	73	84	84	90	89	79	70	
德液压起重机	50	61	67	78	86	80	78	67	67	
解放汽车起重机	56	58	73	82	90	84	73	71	64	
工程钻机	41	64	68	79	72	74	71	64	57	
强制式搅拌机	39	50	57	57	64	67	65	63	55	
卷扬机	59	79	87	93	94	92	88	82	74	
柴油发电机（20 马力）	96	98	92	94	96	92	89	85	80	
三相异步电动机		66	73	74	81	83	76	71	57	
移动式空压机		94	91	97	91	84	77	72	—	

第 3 章　空气动力性噪声

高速气流、不稳定气流以及由于气流与物体相互作用产生的噪声，称为空气动力性噪声。

按空气动力性噪声的产生机制和特性，又可分为喷射噪声、涡流噪声、旋转噪声和周期性进排气噪声等。激波与火焰燃烧的运动状态也满足气体动力学的一般规律，故激波噪声与燃烧噪声也属于空气动力性噪声。

3 1　波动方程

通过波动方程的建立，可以比较清楚地了解几种空气动力性噪声的成因和特点。在流体介质中应满足质量连续性方程，即

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial X_i}=Q(X,t) \qquad (2.3\text{-}1)$$

式中　ρ —— 流体介质的密度；

v —— 介质质点在 i 方向上的分速度，i=1、2、3，相应于空间坐标的三个方向。

$$\frac{\partial \rho(\rho v_i)}{\partial X_i}=\frac{\partial(\rho v_1)}{\partial X_1}+\frac{\partial(\rho v_2)}{\partial X_2}+\frac{\partial(\rho v_3)}{\partial X_3}$$

$\frac{\partial(\rho v_1)}{\partial X_1}$ 表示在空间 X 的位置上，单位体积单位时间质量的增量；Q 为质量的产生率；ρ、v、Q 均是空间位置和时间的函数。

流体流同时要满足运动方程：

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t}+c^2\frac{\partial \rho}{\partial X_i}=-\frac{\partial}{\partial X_i}(T_{ij})+F_i(x\cdot t) \qquad (2.3\text{-}2)$$

上式为牛顿第二定律在流体运动中的应用。式中，T_{ij} 表示广义应力张量。

$$T_{ij}=\rho v_i v_j+(P_{ij}-PS_{ij})+(P-c^2\rho)S_{ij} \qquad (2.3\text{-}3)$$

式中　$\rho v_i v_j=\sum_{i,j=1}^{3}\rho v_i v_j$ —— 转移动量；

$(P_{ij}-PS_{ij})$ —— 粘滞应力张量；

$(P-c^2\rho)S_{ij}$ —— 热传导引起的应力变量。

$$S_{ij}=\begin{cases}1 & i=j\\ 0 & i\neq j\end{cases} \qquad i、j=1、2、3$$

将式（2.3-1）对 t 进行微分得到：

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2}+\frac{\partial^2(\rho v_i)}{\partial t\partial X_i}=\frac{\partial Q}{\partial t} \qquad (2.3\text{-}4)$$

将式（2.3-2）对 X 进行微分得到：

$$\frac{\partial^2(\rho v_i)}{\partial X_i\partial t}+c^2\frac{\partial^2 \rho}{\partial X_i^2}=-\frac{\partial^2(T_{ij})}{\partial X_i\partial X_j}+\frac{\partial F_i}{\partial X_i} \qquad (2.3\text{-}5)$$

以上两公式等号两端相减，则有：

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2}-c^2\frac{\partial^2 \rho}{\partial X_i^2}=\frac{\partial Q}{\partial t}+\frac{\partial^2(T_{ij})}{\partial X_i\partial X_j}-\frac{\partial F_i}{\partial X_i} \qquad (2.3\text{-}6)$$

上式即为流体介质中的波动方程，波动方程也可以写成如下形式：

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2}-c^2\frac{\partial^2 \rho}{\partial X_i^2}-\frac{\partial Q}{\partial t}-\frac{\partial^2(T_{ij})}{\partial X_i\partial X_j}+\frac{\partial F_i}{\partial X_i}=0 \qquad (2.3\text{-}7)$$

式中等号左面的后三项如果是等于零，则波动方程具有最简单的形式，且可以得到波动方程的通解；若等号左面后两项为零，则表示 $\frac{\partial Q}{\partial t}$ 建立了声场，声场中有变化的质量产生源，这样的噪声源就称为单极源，如内燃机的排气噪声、压缩机的进排气噪声以及脉动喷射等均属此类；若 $\frac{\partial F_i}{\partial X_i}$ 不等于零，则由作用力 F_i（X，t）引起的声源将出现，即是说在流体运

动中某一方向上存在着外力分量的梯度，因而产生扰动，这种声源是偶极声源，如流体介质与固体物体表面相互运动时产生的涡流噪声；若 $\frac{\partial^2(T_{ij})}{\partial X_i \partial X_j}$ 不等于零，则流体介质内部应力张量变化亦将引起声扰动，这种声源一般是四极子声源，如高速喷射气流剪切层内产生的强烈噪声就属于这类噪声源。

3.2　喷射噪声

气流从管口以高速（介于声速与亚声速之间）喷射出来，由此而产生的噪声称为喷射噪声（亦称喷注噪声），或射流噪声，如喷气发动机排气噪声和高压容器排气噪声就是射流噪声。

喷射噪声是从管口喷射出来的高速气流与周围静止空气激烈混合时产生的，最简单的自由喷射是由一个高压容器通过一个圆形喷嘴排放气流，如图 2.3-1 所示。气体在容器内速度等于零，在圆管的最窄截面处流速达到最大值，下面简介这种射流噪声的成因和特点。

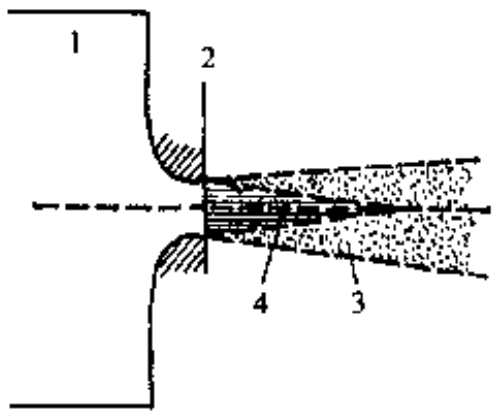


图 2.3-1　典型射流图

1—压力容器　2—喷口　3—湍流混合区　4—势核

管口喷射出的高速气流，由于内部静压低于周围静止气体的压强，所以在高速气流周围产生强烈的引射现象，沿气流喷射方向的一定距离内大量气体被喷射气流卷吸进去，从而喷射气流体积越来越大，速度逐渐降低。但在喷口附近，仍保留着体积逐渐缩小的一小股高速气流，其速度仍保持喷口处气流速度，常被称为喷射流的势核。势核长度约为喷口直径的 5 倍。在势核周围，高速气流与被吸进的气体剧烈混合，这是一段湍化程度极高的定向气流。在这段区域内由势核到混合边界的速度梯度大，气流之间存在着复杂多变的应力，涡流强度高，气流内各处的压强和流速迅速变化，从而辐射较强的噪声。

在稳定的自由喷射流中，气体的流出速率是不变的，也不存在固体边界与气流作用产生的力。又因为在亚声速与跨声速的喷射气流中，粘滞应力与热传导的影响可以忽略不计，所以波动方程式（2.3-7）可以写成：

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial X_i^2} - \frac{\partial^2 (\rho v_i v_j)}{\partial X_i \partial X_j} = 0 \qquad (2.3\text{-}8)$$

式中　$\rho v_i v_j$ —— 表示转移动量，为 9 项的和；

ρv_i —— 为在 i 方向的动量；

v_j —— 是沿 j 方向的气流速度。

由上式看出，稳态喷射流中唯一的噪声源来自于转移动量的梯度张量。为了清楚说明该项的物理意义，用坐标（x，y，z）代替 X_i，用喷射方向（x 方向）的气流速度 $\bar{U}+\bar{u}$、$\bar{v}$、$\bar{w}$ 代替 U_i。$\bar{u}$、$\bar{v}$、$\bar{w}$ 分别表示沿 x、y、z 轴向的较小气流速度分量。

显然 $\frac{\partial^2(\rho v_i v_j)}{\partial X_i \partial X_j}$ 各项中一定含有 $\frac{\partial v}{\partial y}\frac{\partial u}{\partial x}$ 的项，由于喷射气流中垂直于射流方向的平面内存在着速度梯度，所以 $\frac{\partial u}{\partial x}$ 项被 $\frac{\partial v}{\partial y}$ 放大。喷射噪声源主要产生在高速度剪切层内。

在图 2.3-2 中，液体体元从 A 点流向 B 点，由于从 A 到 B 的 $\frac{\partial v}{\partial y}<0$，所以体元在这段处于减速状态，从而辐射喷射噪声。由此可知，喷射噪声主要取决于喷射流速度场，并且只有存在高速度剪切层和强湍化区才能产生喷射噪声。图 2.3-2 所示为计算所得的曲线，计算点选在喷射下游处距喷口不同位置，计算湍化强度和由剪切层辐射的噪声频谱、相对强度。由图可见，在距离喷口 4~5 倍喷口直径处，喷射噪声最强。这说明在接近势核尾部区域的剪

切层内，气体的湍化得到充分提高，气流内各向应力的急剧变化使气流内介质体元的运动状态、密度、压力发生复杂的变化，因而辐射较强的噪声。而在离喷口较近的地方，由于剪切层内气流尚未充分混合，因而湍化强度不高，喷射噪声也较低。在远离喷口的地方，则由于在势核以外涡流得到充分发展，体积增大、强度减弱，剪切层速度梯度大大减小，使得射流噪声又逐渐降低。所以，在距喷口为喷口直径6倍的区域内设法降低噪声，对控制射流噪声具有重要意义。

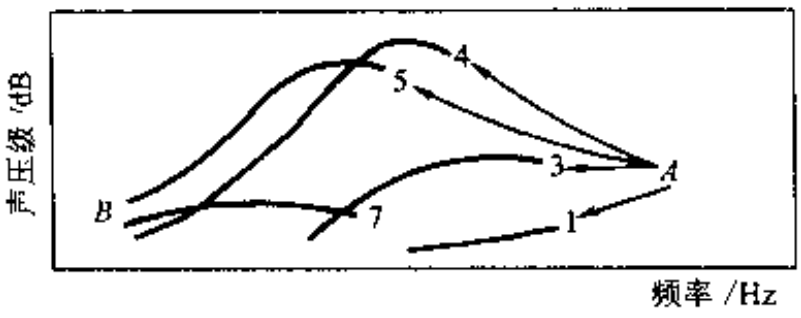


图 2.3-2 喷口外射流噪声谱和相对强度

1、3、4、5、7—分别表示以喷口直径表示的到喷口的下游距离

喷射噪声具有四极子声源的辐射特性，从理论分析和实验得知，射流速度在亚声速至声速的范围内，喷射噪声的声功率为：

$$W = K\frac{S\rho v^8}{2c^5} = KM^5\frac{S\rho v^3}{2} \qquad (2.3\text{-}9)$$

式中 S —— 喷口截面积；

ρ —— 介质密度；

v —— 表示喷射流出口速度；

c —— 介质中的声速；

M —— 马赫数，$M = \frac{v}{c}$；

$\frac{S\rho v^3}{2}$ —— 喷射的机械功率。

喷射噪声的辐射效率为：

$$\eta = \frac{\text{声功率}}{\text{机械功率}} = KM^5 \qquad (2.3\text{-}10)$$

式中 K——在一定状态下的比例常数，与喷射气流和周围静止气体的密度及热力学温度有关。

射流噪声的辐射效率与马赫数的五次方成正比。图 2.3-3 给出三种状态参量 $\frac{\rho_1}{\rho}\left(\frac{T_1}{T}\right)^2 = 10$、1、0.1 下的辐射效率 η 与马赫数 M 的关系曲线。图中标注的 ρ_1 为喷射气流密度，ρ 为周围静止空气的密度，T_1 为喷射气体热力学温度，T 为周围静止空气的热力学温度。

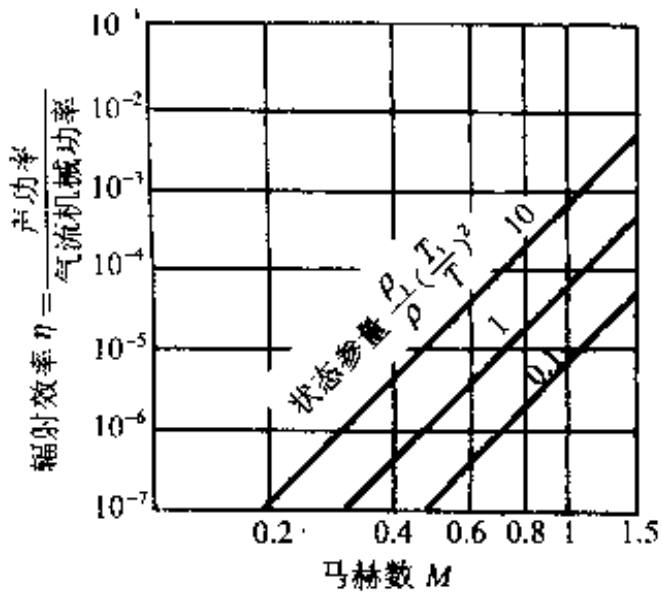


图 2.3-3 三种状态参量下射流噪声的辐射频率与马赫数的关系

喷射噪声具有明显的指向性，最大噪声分布在喷口轴向 30°～45° 范围内。喷射气流速度达到声速时，其典型喷射噪声指向性如图 2.3-4 所示。从这个指向图可以近似估计喷射噪声在某一确定方向上的噪声声压级。

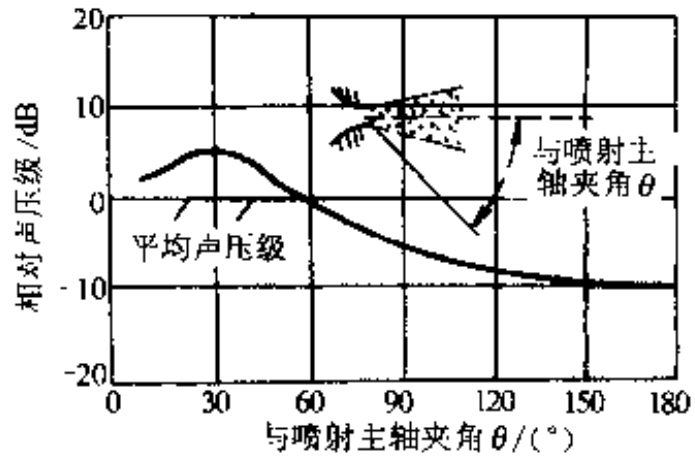


图 2.3-4 射流噪声指向图

在自由喷射流的远场区，喷射噪声的频谱图像为中间高两边逐渐降低的馒头形，见图 2.3-5。频率峰值可由下式决定：

$$f_p = \beta\frac{v}{d} \qquad (2.3\text{-}11)$$

式中　β —— 斯脱拉哈尔数，可取为 0.2；

v —— 喷嘴出口处喷射流流速（m/s）；

d —— 喷嘴直径（m）。

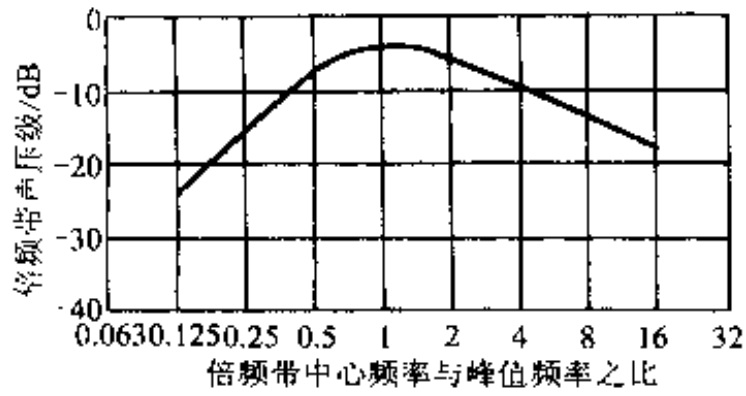


图 2.3-5　射流噪声倍频程声压级频谱

式（2.3-11）在降低喷射噪声方面很有用，如采用多个小面积喷口代替一个较大面积的喷口，则可提高 f_p，f_p 高则易于消除噪声。

一般情况下，根据图 2.3-3、图 2.3-4、图 2.3-5 和式（2.3-11），可以近似估计喷射噪声的总声功率级、指向性图和自由喷射噪声远场频谱。

［例］设一喷射气流的出口速度 v =344m/s，流量为 0.2kg/s，喷口直径为 3cm，喷口周围温度为 21℃，气压等于 750mmHg，试求距喷口 3m45° 方向上喷射噪声的频谱。

解：喷射流机械功率 $W_m=\frac{1}{2}mv^2=1.18\times10^4$W，$\frac{\rho_i}{\rho}\left(\frac{T_i}{T}\right)^2=1$，$\frac{v}{c}=1$。由图 2.3-5 查喷射噪声辐射效率 $\eta=6\times10^{-5}$，声功率 $W_A=W_m\eta=0.71$W。取参考声功率 $W_0=10^{-12}$W，求得喷射噪声声功率级为 L_W=118.5dB。

再由图 2.3-4 查 45° 的方向指数 $D_I45°$ =3dB，利用平方反比定律，求得 45° 方向上距管口 3m 处的声压级为：{118.5+3-10lg［4π（3）^{2}］} dB =101dB。

从式（2.3-11）即可求出峰值频率 f_p=2300Hz。再根据这个峰值频率和总声压级，按图 2.3-5 求得喷射噪声倍频程频谱，列于表 2.3-1。

表 2.3-1　射流噪声频谱

倍频程中心频率/Hz	290	575	1150	2 300
声压级/dB	77	86	93	98
倍频程中心频率/Hz	4 600	9 200	18 400	
声压级/dB	95	91.5	88	

3.3　涡流噪声

气流流经障碍物时，由于空气分子粘滞摩擦力的影响，具有一定速度的气流与障碍物背后相对静止的气体相互作用，就在障碍物下游区形成带有涡流的气流。这些涡旋不断形成又不断脱落，每一个涡旋中心的压强低于周围介质压强，每当一个涡旋脱落时，湍动气流就会出现一次压强跳变，这些跳变的压强通过四周介质向外传播，并作用于障碍物，当湍动气流中压强脉动含有可听声频成分，且强度足够大时，则辐射出噪声，称为涡流噪声或湍流噪声。

电线被大风吹而产生的噪声，狂风吹过树林的呼啸声，均是生活中常见的涡流发声现象。当物体以较高的速度在气体中通过时也能产生涡流噪声，如在空气中挥动藤条或竹杆就能发出与风吹电线一样的噪声。总之，气体与物体以较高的速度相对运动就能产生涡流噪声。

下面对涡流噪声的产生机理和涡流噪声的特性进行简单的分析。可选择一个形状简单、表面规则光滑的圆柱体，研究气体流过这个圆柱体时的流动状态。将圆柱体置于速度恒定的气流中，其轴线与气流方向垂直。气流流经圆柱体时沿圆柱体的表面分流，并在圆柱体背后两侧交替出现旋转方向相反的涡流。涡流以比气流速度为低的速度离开圆柱体，形成两条涡旋列，如图 2.3-6 所示的涡流轨迹，这种涡旋轨迹称为“卡门涡列”。只有雷诺数较低（30～70）时，才能形成规则的涡列。若两列涡旋相距为 h，每侧的两个相邻涡旋相距为 l，则卡门涡列满足以下关系：

$$\pi l/h=1.414 \qquad (2.3\text{-}12)$$

实际上，可听到的涡流噪声，一般多是高

速气流通过形状不规则的物体时形成的，所以，涡旋的形成、脱落以及排列全是无规的和不稳定的，频率成分往往呈无规宽带特性。但是，对于几何形状简单的物体来说，涡旋的形成、发展到脱落，大体有一定的周期性。因此，尽管涡流噪声是一系列脉冲压强的作用结果，应具有宽带噪声特性，但同时也具有较为突出的频率成分，其峰值频率可用前面式（2.3-11）计算，只是 d 由喷口直径改为物体特性尺寸。

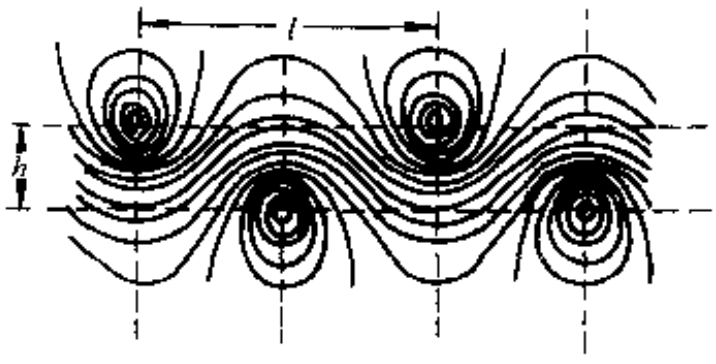


图 2.3-6 卡门涡列

每当一个涡旋脱落时，就产生一个作用于障碍物的脉动力，作用方向与气流流动方向一致，所以在连续脉动动力作用下的障碍物产生类似振动球那样的运动，因此这种涡流噪声源属于偶极声源。涡流噪声的声功率与气流速度的六次方成正比。

气流管道中的障碍物及管道中的支撑物、导流片、扩散器等由于涡流也会产生噪声。阀门会导致涡流的产生，从而激发涡流噪声，这种涡流噪声常常因为与障碍物的固有频率相吻合而产生放大噪声的现象。

设气流管道中的障碍物垂直于气流运动方向的截面尺寸远小于管道的截面尺寸，可以认为流经障碍物的气流速度比管道中气流的平均流速不会高很多，噪声主要是气流与物体相互作用的结果。涡流的产生和脱落，产生作用于障碍物的脉动力；障碍物振动激发的噪声沿管道传播出去。

涡流噪声的声功率（W）可用下式近似估算：

$$W = k\frac{\Delta P^3 D^2}{\rho^2 c^3} \qquad (2.3\text{-}13)$$

式中 k—— 经验常数，由实验得出圆形管道的常数 $k=2.5\times10^{-4}$；

ρ —— 气体密度（kg/m^3）；

c —— 声速（m/s）；

D —— 管道直径（m）；

ΔP—— 障碍物前后的气体压力差（N/m^2）。

为降低噪声，应减少气流管道中障碍物的阻力，如把管道中的导流器、支撑物改进成流线型，表面尽可能光滑，就可减小噪声；也可调节气阀或节流板等，并采用多级串联降压方法，以减弱噪声功率。

3.4 旋转噪声

旋转的空气动力机械（如飞机螺旋桨），旋转时与空气相互作用而连续产生压力脉动，从而辐射噪声，称为旋转噪声。

桨叶每转动一周，就通过其运动轨迹上某一点一次。通过该点时叶片的背面受到空气的阻力脉冲，则叶片的反作用使空气沿轴向向前运动，而叶片的正面的压力脉冲则把空气向前推出，下一个叶片转动又通过这一点重复上述过程。在单位时间内通过的叶片越多，则产生的压力脉冲越多，按照富里哀分析，这一系列压力脉冲可以分解为一个与时间无关的直流压力和以单位时间通过的叶片数目为基频的一系列高次压力谐波的和，其中直流压力可以理解为飞机螺旋桨拖曳飞机的引力，或是风机中赖以产生气流的压力；而以叶片通过次数为基频的压力谐波，当其压力扰动足够强，且频率在人耳听觉范围之内，则产生旋转噪声。

旋转噪声的谐波频率为：

$$f_i = \frac{nz}{60}i \quad (i=1,\ 2,\ 3\cdots)$$

式中 n —— 叶片转速（转/min）；

z —— 叶片数。

旋转噪声各谐波分量的相对强度，取决于压力脉冲的形状以及叶片宽度。压力脉冲越尖锐，则各谐波相对强度的差则愈小。图 2.3-7 所示为一典型系列脉冲及其富里哀分析。

旋转噪声频率是叶片通过频率与其高次谐波频率的合成，图 2.3-8 为典型旋转噪声谱。

一个具有两个叶片的叶轮以 3300 转/min 的速度旋转，其噪声窄带分析结果，基频为 110Hz，二次与三次谐波分别为 220Hz、330Hz。理论分析和实验得知，增加叶片数目可相应地减少旋转噪声中有效谐波数，即可降低旋转噪声。如果叶片数目加倍，原来的奇次谐波成分被去掉，一般情况下旋转噪声的声压级可降低 3dB，由图 2.3-9 可看出，在额定功率下螺旋桨的叶片数目及叶片尖端速度对其旋转噪声的影响。由图 2.3-9 看出叶片尖端速度越高，则旋转噪声愈强，而且谐波噪声成分增强的速度大于基频噪声，这是飞机螺旋桨、涡轮喷气机的涡轮具有突出的高调刺耳纯音的原因。

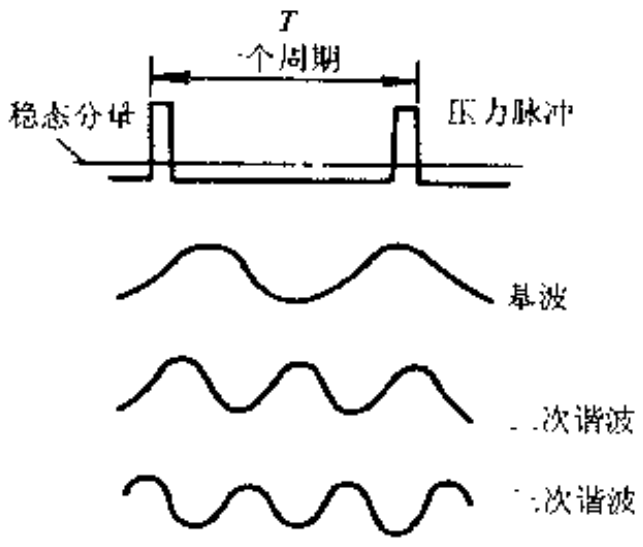


图 2.3-7　系列压力脉冲及其富里哀分析

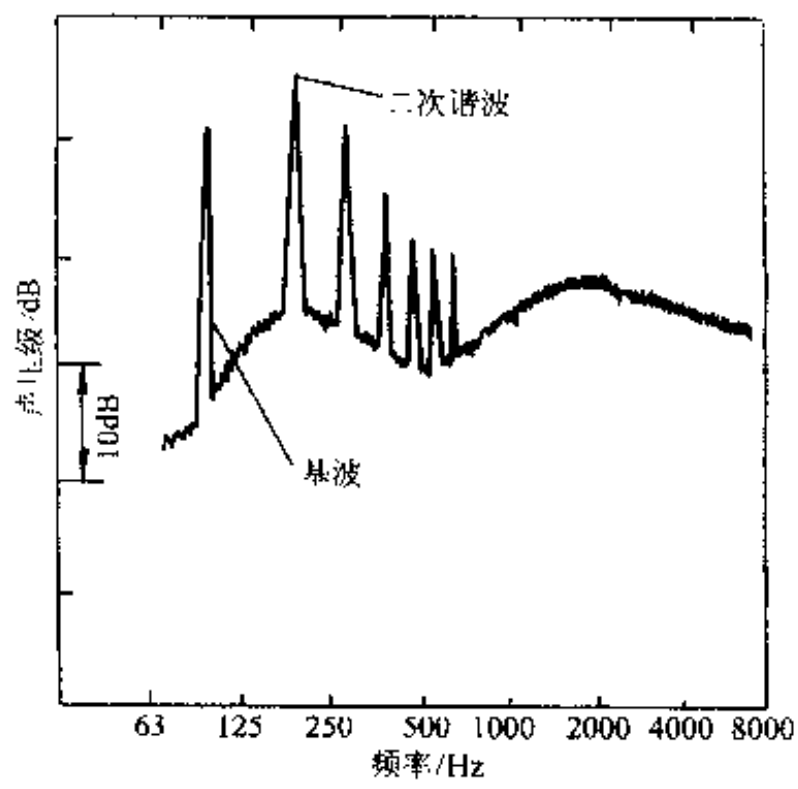


图 2.3-8　典型旋转噪声谱

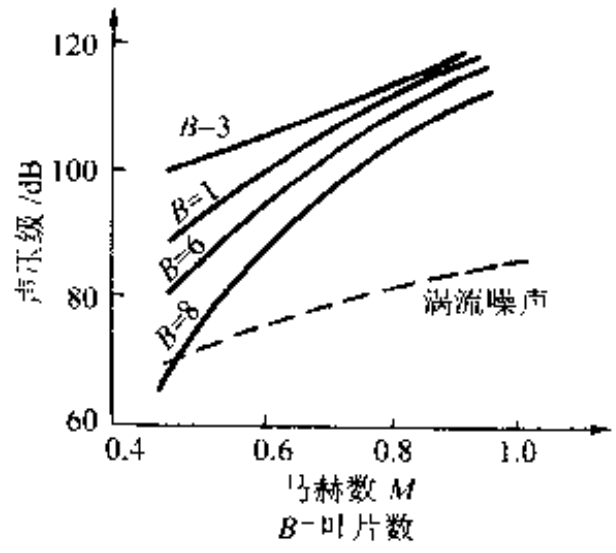


图 2.3-9　叶片数目与叶片尖端速度对旋转噪声的影响

假设旋转叶片产生的压力脉冲是矩形的，则可以推导出旋转噪声的谐波声压为：

$$p_i=\frac{iz\omega_0}{2\sqrt{2}\pi cr_0}\left(\frac{cQ}{\omega_0 R_e^2}-T\cos\theta\right)J_i\left(\frac{iz\omega_0}{c}R_e\sin\theta\right)$$

（i=1，2，3…）　　（2.3-14）

式中　i —— 表示谐波次数；

p_i —— 表示在与叶片旋转轴成θ角，又距叶片轴心为 r_0 处的第 i 次谐波声压；

z —— 叶片数目；

ω_0 —— 为叶片旋转角速度；

c —— 声速；

R_e —— 叶片有效长度；

Q —— 总转动力矩；

T —— 总推力；

J_i —— 以 i 为自变量的贝塞尔函数。

当知道叶片旋转产生的总推力和总力矩，就可计算出各谐波的声压。取 R_e=0.8R（R 为叶片长度），计算结果一般与实测数值是一致的。此时 P_i 可以写成：

$$P_i=\frac{iz\omega_0}{2\sqrt{2}\pi cr_0}\left(\frac{cQ}{\omega_0(0.8R)^2}-T\cos\theta\right)J_i(0.8Mizsin\theta)$$

（2.3-15）

式中　M —— 马赫数，$M=\dfrac{\text{叶片尖端速度}}{\text{声速}}$。

上式的旋转噪声是由两个方向的压力脉冲合成的，一个是沿轴线方向的压力脉冲，一个是在旋转平面上的扭转力脉冲。上述两种压力脉冲

辐射噪声的指向性分别由 $-\cos\theta J_1\left(\frac{iz\omega_0}{c}\sin\theta\right)$ 和 $J_1\left(\frac{iz\omega_0}{c}\sin\theta\right)$ 决定，如图 2.3-10a、b 所示，合成旋转噪声的指向性如图 2.3-10c 所示。显然，旋转噪声在叶片的背面一侧较强，而正面较弱。当叶片尖端速度不高，即马赫数 $M\ll1$ 时，旋转噪声不很强。当叶尖速度接近或超过 1 个马赫数时，旋转噪声非常强，并且高次谐波噪声高于基频噪声。谐波阶次愈高，噪声愈强。如涡轮喷气发动机的进口噪声就是典型的涡轮压气机的旋转噪声，以叶片通过频率为基频的各次谐波非常突出，具有令人生厌的高频刺耳啸叫声。

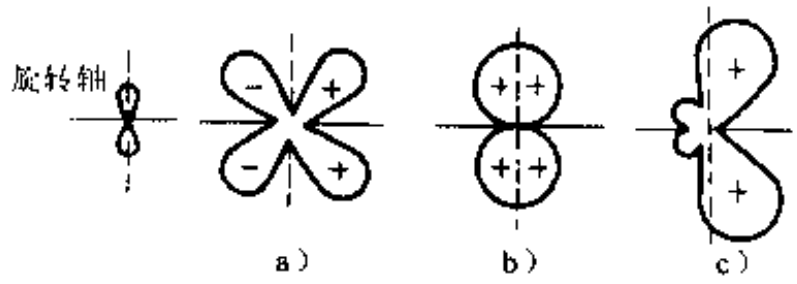


图 2.3-10 旋转噪声的指向性

a）轴向推力脉冲辐射噪声指向图 b）转动方向动力脉冲辐射噪声指向图 c）旋转噪声的指向性

叶片尖端速度较高的轴流风机或离心风机，也呈现出明显的旋转噪声。但是，对于叶片尖端速度较低的风机，则旋转噪声较低，往往被涡流噪声所掩盖。

3.5 周期性进排气噪声

周期性进排气噪声是一种影响较大的空气动力性噪声。内燃机、活塞式空气压缩机的进排气噪声都是周期性的。现以内燃机排气为例，对周期性进排气噪声进行分析。

内燃机周期性排放高压高温废气，使周围空气的压强和密度不断受到扰动而产生噪声。这种噪声是一种类似于脉动球的单源。由于是周期排气，在排气管和排气口就形成连续的脉冲压力变化，仅从这一点而论，排气噪声和旋转噪声有相似之处。内燃机排气噪声频谱为：

$$f_i=\frac{inz}{60\tau}(i=1,2,3\cdots) \qquad (2.3-16)$$

式中 n —— 主轴转速（转/min）；

z —— 汽缸数；

i —— 谐波次数；

τ —— 行程系数，对于四行程，$\tau=2$；对于二行程，$\tau=1$；

f_i —— 基频，等于内燃机的点火频率，即是排气频率。

当内燃机负载加强时，排气压力幅值增强，与旋转噪声相似，谐波成分加强。谐波阶次可高达 20，而高于 20 次的谐波强度相对来说便是很弱了。

内燃机排气噪声频谱呈明显的低频性，但也有一定程度的中、高频噪声。

内燃机排气噪声与其额定功率有关，功率越大，则噪声越强。当机器额定功率一定时，其主轴转速愈高，则负载越大，排气噪声也越强。表 2.3-2 和表 2.3-3 是国产两种常用内燃机在不同情况下的噪声级（A 与 C 声级），是在距排气口 45° 向上 0.5m 处测量得到的。

表 2.3-2 4115R 型柴油发动机排气的噪声级

状 态	dB（C）	dB（A）
空 转	111	106
10 马力	113	108
22 马力	117	112
55 马力	123	118

表 2.3-3 BJ212 汽油发动机排气噪声级

状 态		dB（C）	dB（A）
500r/min	0.5kg/cm²	110	105
1000r/min	1.75kg/cm²	119	111
2000r/min	2.75～3.75kg/cm²	125	119
3800r/min	4.5kg/cm²	128	122

各种风动工具，如风镐、风铲、气动砂轮等，其排气噪声与内燃机排气噪声的产生机制和特点基本一样。内燃机和风动工具的排气噪声，可用扩张室或共振腔等形式的抗性消声器予以降低。容积式鼓风机和压缩机的进排气噪声的产生机制与特点，也类似于内燃机的排气噪声，只是因为机器的进排气的频数和压力脉冲的形状不同，所以在基频与高次谐波的频率的分布上有些不同。

3.6　燃烧噪声

各种液态和气态燃料必须通过燃烧器与空气混合才能燃烧。在燃烧过程中产生强烈的噪声，这种噪声统称为燃烧噪声。

近代燃烧理论认为：燃烧是一种游离基的连锁反应，即在瞬时进行的循环连续反应。游离基是连锁反应的中心环节，在燃烧中游离基参与化学反应并不断还原，使燃烧进行下去。所以，燃烧的氧化反应过程并不是一次直接完成的，而是中间经过游离基作用才完成的。

可燃物质不论是气态的、液态的或固态的，它们燃烧时的物理状态均是一样的，燃烧反应的化学过程也相似，燃烧时形成火焰并放出光、热和声。现以气体燃料为例，讨论几种燃烧噪声的产生机制、特性和一般控制措施。

3.6.1　燃烧吼声

可燃混合气燃烧产生的噪声，称之为燃烧吼声。燃烧吼声大部分来自于燃烧火焰的外焰。外焰有许多燃烧基本单元，每个燃烧基本单元在游离基作用下瞬时被激烈氧化，同时体积猛烈膨胀，压力升高并释放热量，可燃混合气体不断补充到外焰区域并被升温，而使连锁反应持续进行下去。但是，这个区域内的燃烧基元的位置是随机变化的。可燃混合气体燃烧时形成的火焰，表面看来是连续稳定的，实质上，无论是从微观上还是从宏观上看，外焰的形状以及外焰的气态物质的物理和化学过程，均具有随机形式的重大变化。其中，强度较大的压强脉动通过周围介质向四周传播，产生燃烧吼声。

1. 燃烧吼声的频率特性

燃烧吼声的频带较宽，在低频范围内具有明显的峰值成分。峰值频率 f_p 为

$$f_p = KF/S \qquad (2.3\text{-}17)$$

式中　F —— 可燃气体在燃烧器内充分燃烧时的流速；

S —— 火焰厚度；

K —— 比例常数。

燃烧过程中，若可燃气与空气在最佳混合状态下，则其燃烧吼声具有最高频率峰值；非最佳混合的燃烧，吼声峰值频率就下移。

无论使用的燃烧器形式如何，可燃混合气燃烧时的吼声的声能大部分均集中在 250～600Hz，燃烧吼声的频谱见图 2.3-11。

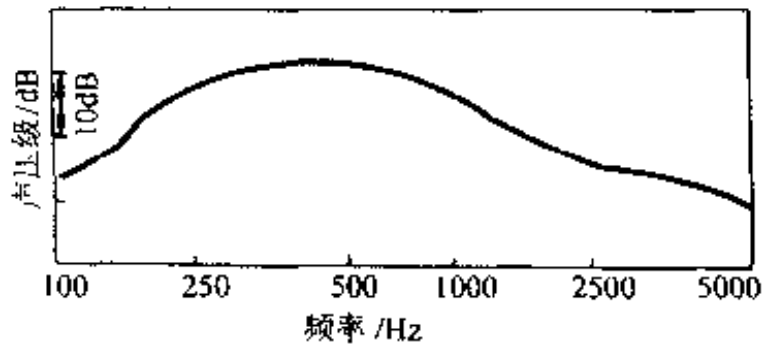


图 2.3-11　燃烧吼声频谱

2. 燃烧吼声的强度

经过多次试验分析，燃烧吼声的声功率与单位时间内燃烧释放的化学能之比值约为 10^{-8}～10^{-6}。燃烧吼声属于空气动力性噪声，具有单极声源的辐射特性。也可以认为，吼声的声源是由许多同相位的单极声源群构成的，其辐射的声功率可以表示为：

$$W = \frac{\rho N}{4\pi c}\left[\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}(E-1)\,q\right]^2 \qquad (2.3\text{-}18)$$

式中　N —— 单极声源的数目；

E —— 混合气燃烧前后的体积膨胀比；

q —— 每个单极声源可燃气体的体积消耗速率；

ρ —— 混合气体的气体密度。

当焰体尺寸短于辐射声波的波长，且单极声源的数目保持不变时，则辐射吼声的频率特

性也不变。此时可以认为燃烧吼声的声功率与燃烧速率的平方成正比。当可燃气与空气的混合比保持不变，则燃烧速度与可燃混合气的流出速度成正比。当燃烧器中气体流动处于湍动状态时，燃烧器前后的气流压力差与湍动气流流速的平方成正比。所以，燃烧吼声的声功率与可燃气或可燃混合气的流出速度的平方成正比。当燃烧速度不变，燃烧器两端的压力差与吼声声功率成正比。

燃烧吼声与燃烧强度成正比。燃烧强度表示单位体积的热量释放率。因此，当火焰燃烧速度（总热量释放率）保持不变而火焰体积增大时，则燃烧强度降低，燃烧吼声也降低。实验研究表明，当燃烧速度不变，火焰体积增大1倍时，则吼声可降低3dB。通过改变燃烧器喷嘴的排列方式，能够改变火焰充分燃烧的区域（即火焰体积），使火焰体积增大，从而使燃烧吼声中的高频成分互相抵消。一般当焰体尺寸等于某一频率的1/4波长时，则高于这一频率的噪声成分因干涉现象而变弱。

若混合气在最佳混合状态下，对于喷射控制的扩散燃烧，当最大湍流混合区与燃烧区域一致时，产生的噪声较弱；当混合区大于燃烧区时，便产生额外的湍流噪声；当混合区小于燃烧区时，则不能达到最大的燃烧强度。

3.6.2　振荡燃烧噪声

可燃混合气通过燃烧器燃烧时，由于燃烧气体的强烈振动而产生的噪声，称为燃烧激励脉动噪声，或简称振荡燃烧噪声。这种噪声频带很窄，一般带宽小于20Hz，并含有高次谐波成分，图2.3-12是典型振荡燃烧噪声频谱，其强度大，尤其当与燃烧系统的自然频率相吻合时，产生共振，噪声明显增强，甚至可能损坏燃烧系统中的某些元件或设备。振荡燃烧噪声的辐射效率远大于燃烧吼声。

早在1945年，瑞利夫（Rayleigh）就提出用一个简单的准则来判断能否产生燃烧振荡。其判断准则是，发生音频振荡时，当瞬时声压>0（正）时刚好有热量输入；当瞬声声压<0（负）时刚好热量又被吸出，则振荡增强，有可能引起燃烧振荡。用数学形式表现这种增幅振荡的可能条件为：

$$\int hp\mathrm{d}t > 0 \qquad (2.3\text{-}19)$$

式中　h —— 热量释放的瞬时速率；

p —— 瞬时声压；

t —— 时间。

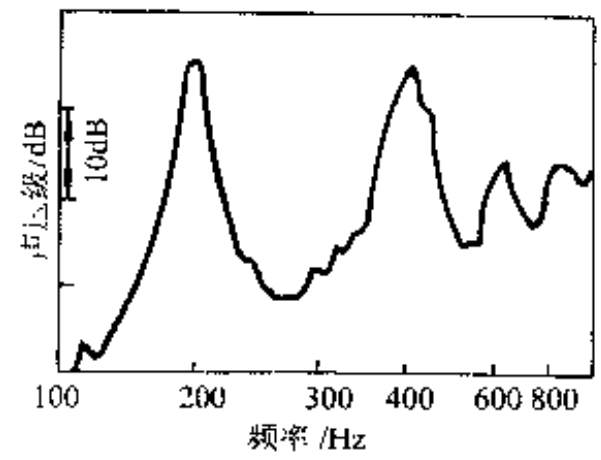


图2.3-12　振荡燃烧噪声频谱

上式表示在一个振荡周期内的积分。这个可能产生燃烧振荡的条件称为瑞利夫准则。

可燃气燃烧时产生的振荡，总要受到燃烧系统中一定阻尼的作用，只有当周期作用的振荡力大于阻尼的影响时才能产生增幅振荡，故式（2.3-19）应改写成：

$$\int hp\mathrm{d}t > \text{某一正数} \qquad (2.3\text{-}20)$$

若能满足上式的振荡条件，则燃烧系统将产生振荡。这是由于可燃气与空气的初次混合速度的周期变化引起混合气体燃烧速率的周期变化，使得热量释放率发生周期变化，并与声波相互影响的结果。此外，再加上振荡的反馈，以致产生强烈的振荡噪声。根据上述分析，目前已有相当多的方法可避免或降低这种噪声，如选择风量风压合适的风机，采取保证可燃气或气体的流速稳定的措施等；气流噪声可用消声器降低；沿管道传播的固体声可采用弹性连接，以避免声波信号馈入燃烧器；在燃烧器中使用1/4波长管、亥霍母兹共振器、吸声材料衬层等，都能消除一定带宽的噪声。

3.6.3　工业燃烧系统的噪声

一个燃烧系统，除了能产生燃烧吼声或振荡噪声以外，还有来自燃烧设备与燃烧过程的

噪声，如可燃气及空气供应系统中的风机和阀门噪声，可燃气与空气从燃烧器喷嘴喷出的喷射噪声，以及燃烧炉或燃烧器所在房间的共振声等，这些噪声与燃烧吼声和脉动噪声一起合成为燃烧系统的噪声。图 2.3-13 所示为工业燃烧系统的噪声源。

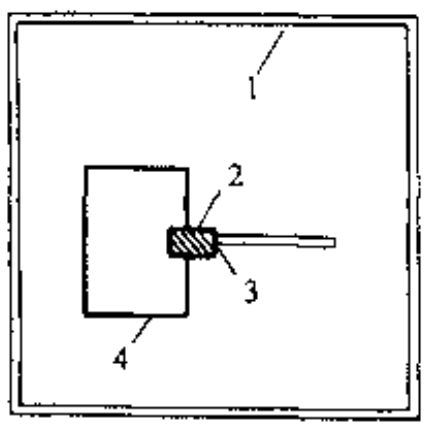


图 2.3-13　燃烧系统的噪声源

1—环境（房间）　2—燃烧喷嘴
3—供气和供油系统　4—燃烧炉

燃烧器的上游，即气体供应系统，有沿管道壁面传向燃烧器的风机噪声。除此，管道气体流的湍动还会放大燃烧吼声。图 2.3-14 所示的两条曲线，一条表示具有较强湍动的可燃气体燃烧时的吼声谱，下面一条是较弱湍动的可燃气燃烧时的吼声谱。湍动放大吼声主要与湍动的强度有关，与湍动的体积无关。

燃烧器的下游，燃烧炉、燃烧器耐火瓦管或燃烧器所在的车间等，由于具有大小不等的空间体积，而燃烧吼声具有很宽的频带，这些空间常常被吼声激发产生共振。共振的频率与空间尺寸有关：

$$f_n = \frac{c}{2l} \quad n = 1,2,3\cdots \qquad (2.3\text{-}21)$$

式中　c —— 声速；

f_n —— 表示第 n 个共振频率（Hz）；

l —— 燃烧炉炉膛长度或炉内横向尺寸。计算时，c 值可根据燃烧温度算出。

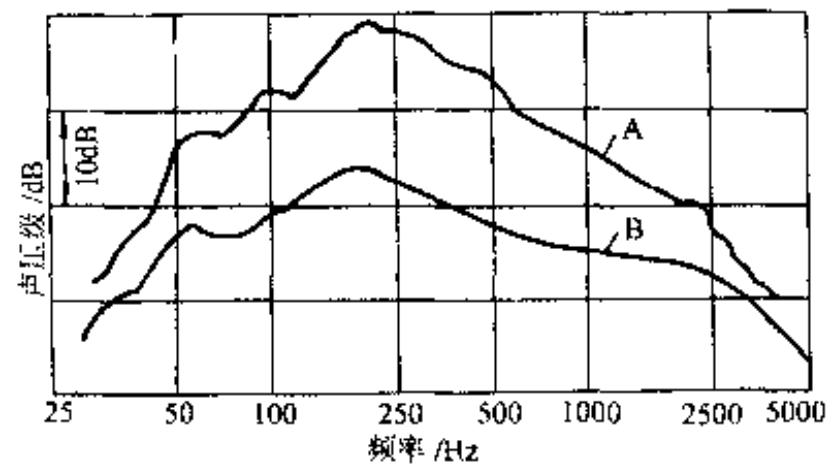


图 2.3-14　气流湍动对燃烧吼声的影响

图 2.3-15 是在一个燃烧系统附近实测的噪声频谱。由图可看出，55Hz 峰值是由房间共振引起的，600Hz 和 1800Hz 是燃烧器瓦管共振频率，通过燃烧器喷口的气流噪声被放大为 2000Hz 以上，而原来的燃烧吼声几乎分辨不出来了。

控制燃烧系统噪声的措施主要是，选择低噪声燃烧器；选用低噪声风机和阀门；在管道连接处加阻尼层以抑制振动；降低管道内气体流速，减小气流的湍动强度。具体方法是，选用湍动强度较小的燃烧器（如多孔喷嘴燃烧器），若燃烧器湍动强度大时，也可使燃烧器远离管路元件（如阀门、大小头、弯头、三通等），以加大湍动的衰减距离；安装时，燃烧炉的相对壁面最好是不平行，或将壁面做成活动可调的；在房间内则选好燃烧器的位置，并采用一些空间吸声结构。

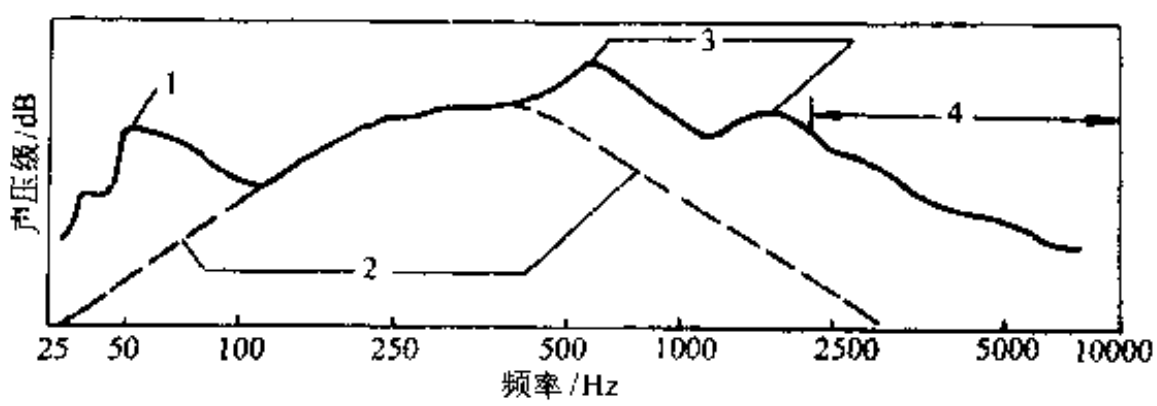


图 2.3-15　燃烧系统其他噪声对燃烧吼声的影响

1—房间的响应　2—典型燃烧吼声谱　3—燃烧器瓦管的响应　4—气流吼声放大

3.7　激波噪声

3.7.1　冲击波

激波也叫冲击波，是一种压强极高的压缩波。与声波相似，冲击波也是弹性介质中的压强扰动，能够在介质中以波的形式传播，爆炸能产生强烈的冲击波。冲击波的压强可达几千个大气压。可以利用冲击波为人类造福，但是，不必要的冲击波也会给人们带来灾害。即使很弱的冲击波也能损坏建筑物，损伤人们听觉器官。

大气中传播的冲击波，在波前通过气体介质的一瞬间，不仅压强骤增，同时密度陡然变大，温度突升。冲击波的厚度，在一个大气压的环境条件下只有 10^{-6}cm 的数量级。

冲击波与声波的主要区别在于：它通过介质传播不是等熵过程，因此，传播时除有能量消耗和能量分散外，还有一部分能量转化为使介质升温的热能，形成额外的能量损失。冲击波衰减远比声波为快，由图 2.3-16 可看出，爆炸冲击波衰减的情形，冲击波的传播速度大于声速，冲击波产生的压强愈大，速度愈快，较强的冲击波传播速度可达数十个马赫数。冲击波传播速度随其能量不断衰减而逐渐降低，当降到与声速相等时，冲击波就衰变成一般的脉冲。爆炸冲击波衰变成声波距离的大小与其传播的介质有关，介质为空气时，距离为爆炸直径的几百倍；介质为水时，则距离为爆炸直径的 2 倍；介质为固体时，则距离只有爆炸直径的几分之一。

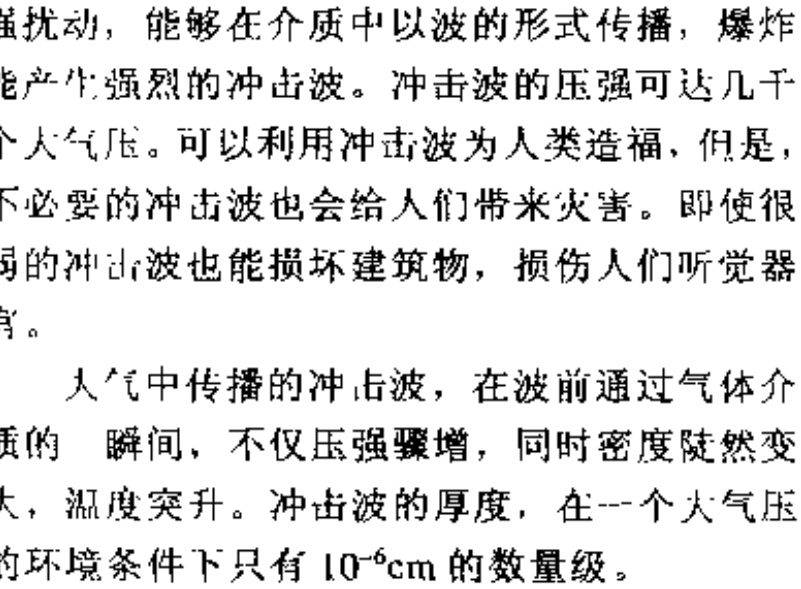


图 2.3-16　爆炸冲击波的时间过程

3.7.2　激波轰声

飞机以超声速飞行时也能产生冲击波，通常我们称之为激波轰声。

超声速飞机的飞行激波，是由于飞机前面的空气突然被压缩，来不及以声速传递开去而形成的。这就和轮船航行时的一个情况相似，即当轮船的航行速度高于水面波传播速度时，平静的水面在船头的高速挤压下来不及以水波形式传播出去而堆集起来，形成八字形水浪沿船的两侧逐渐延伸。飞行激波与八字形水浪的形成相似，只不过飞行激波在空间传播，以飞机机头和机尾为顶点形成一个双层的圆锥状激波。机头形成的是强烈的空气压缩波，机尾形成的是强烈的空气稀疏波。实际上，飞机任何突出部位，如机翼、尾翼等也同时产生飞行激波。当飞行激波在空间通过一段距离传至地面时，由于能量的衰减，激波主要呈现出机头正向激波和机尾负向激波的作用，如图 2.3-17 所示。由于飞机激波压强陡升，随即陡降到环境大气压以下，瞬时又突然回跳至平衡状态，呈现 N 形压强跃变，故飞行激波轰声也常称为 N 形波。

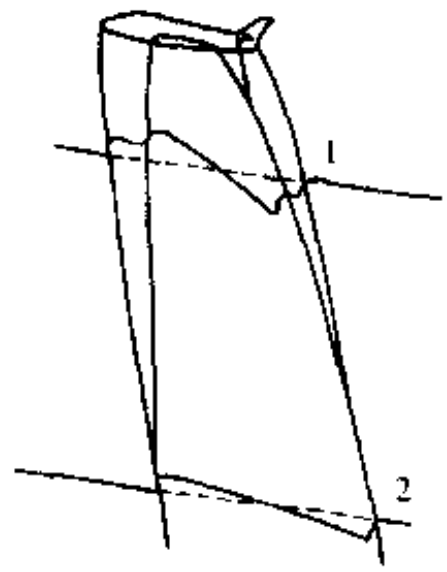


图 2.3-17　飞行激波

1—近场激波　2—远场激波

冲击波在传播过程中遇到障碍物会产生反射，从而增加冲击波的作用力和破坏性。激波轰声传至地面，由于地面的反射作用使激波的压力升跃增大。N 形波的压强与飞行的飞行马

赫数和飞行高度有关，图 2.3-18 简明地表现出这种关系。当飞行高度较低时，N 形波的破坏力极强。

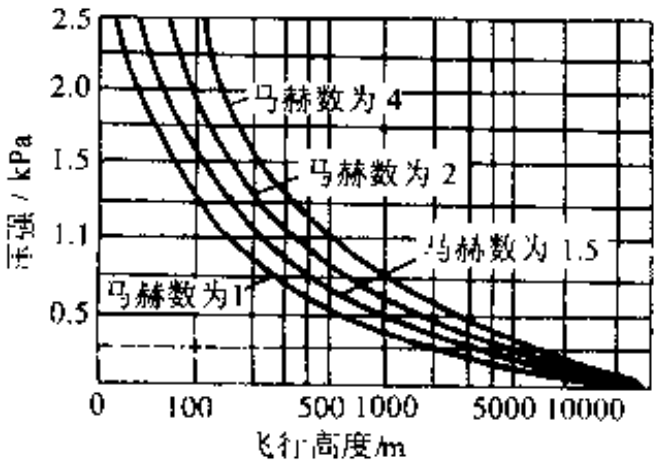


图 2.3-18　飞行马赫数与 N 形波压强跃升关系曲线

N 形波的作用时间与飞机的长度有关，如小型战斗机约为 100ms，大型客机为 300～1000ms。

可以把 N 形波的作用看成是一个声脉冲。声脉冲的频率成分按富里哀分析可知，基频为脉冲宽度的倒数。在 100Hz 以内，N 形波的频谱随包迹频率的变化，大约以每倍频程 6dB 的速率递减，如图 2.3-19 所示。

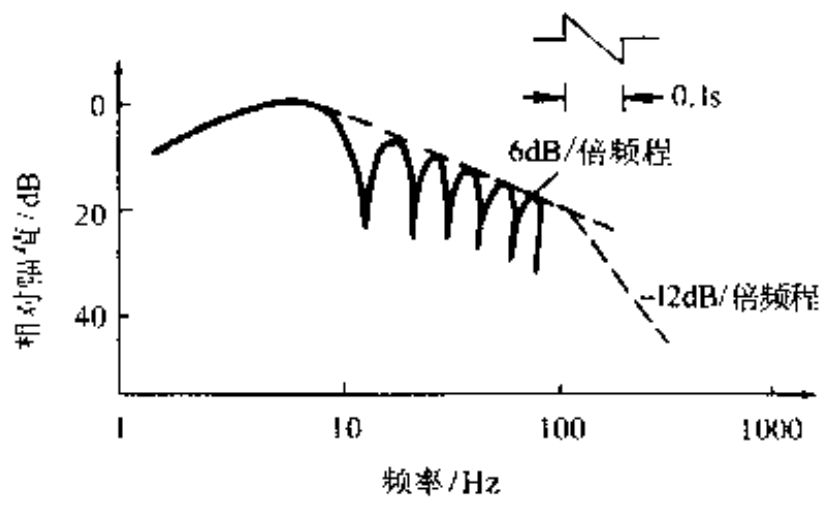


图 2.3-19　N 形波频谱特性

高频声易引起人们的烦恼，而低频声是导致建筑物结构破坏的主要因素。N 形波中大部分的能量集中在次声范围，但较强的 N 形波对门窗、房顶、壁面等能激发出可听声，成为二次噪声源。

凡是以超声速在空气中运动的物体，如刚刚飞出枪口或炮口的弹头、超声速喷射气流，均能产生激波噪声。

3.7.3　阀门激波噪声

管路中气阀两端的压力比大于临界压力时，在阀门出口处的局部范围内气流流速等于声速，在此处除产生射流噪声外，还能产生强烈的激波噪声。随阀门两端压力比的加大，则高速气流激发更强的激波噪声，此时射流噪声可以忽略。以上关系如图 2.3-20 所示，图中 m 为通过阀门气流的质量，$\frac{mc^2}{2}$ 为射流功率，实际图 2.3-20 中纵轴相当于激波噪声的辐射效率。

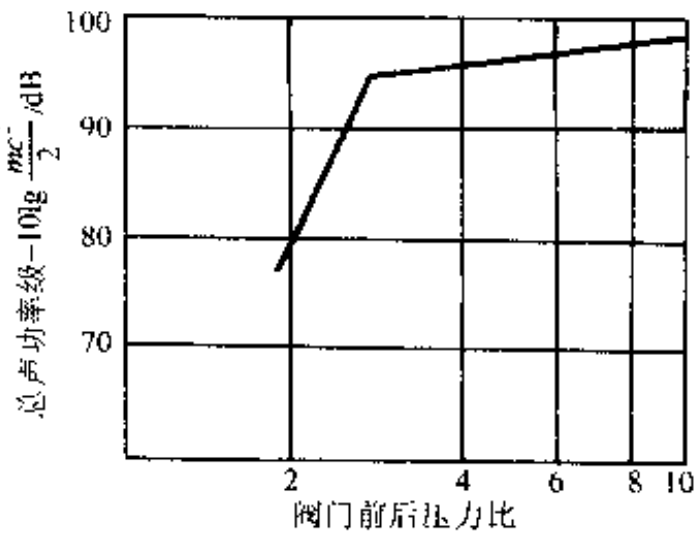


图 2.3-20　气阀前后压力比与激波噪声功率的关系

当压力比超过临界值时，激波噪声辐射效率迅速提高，直到压力比等于 3 时为止。此后辐射效率的增加便趋于缓慢，这时的激波噪声频谱与射流噪声频谱相似，如图 2.3-21 所示。其峰值频率可由下式决定：

$$f_p = \beta \frac{c}{d} \qquad (2.3\text{-}22)$$

式中　d —— 阀门开口的最窄距离；

c —— 声速；

β —— 峰值系数。

峰值系数β值与压力比的关系如图 2.3-22 所示。

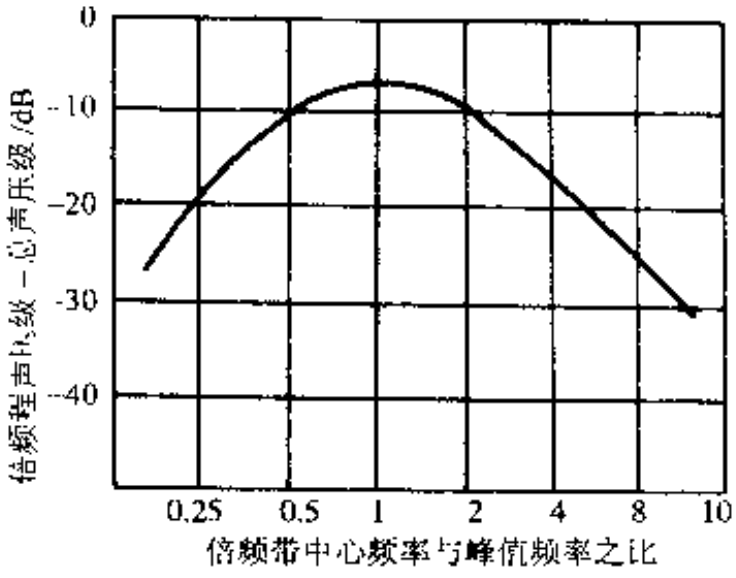


图 2.3-21 阀门激波噪声频谱图

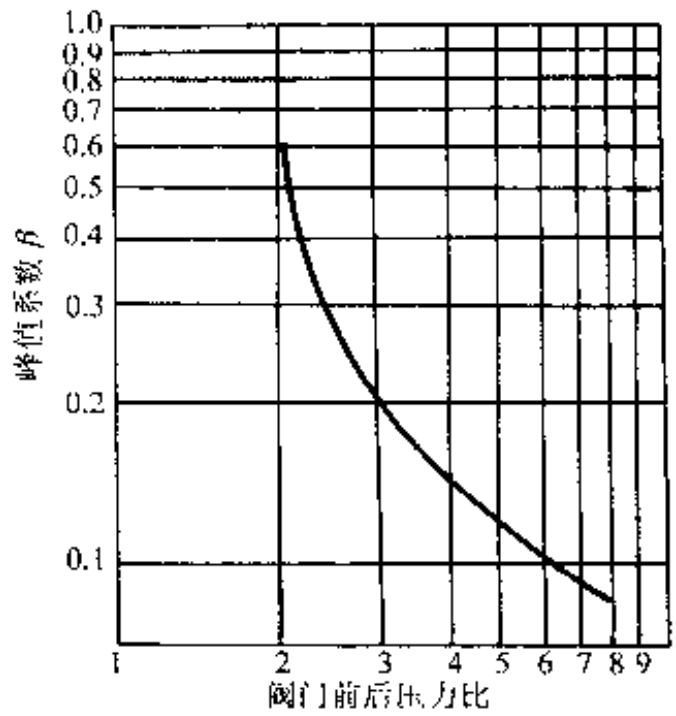


图 2.3-22 β 与压力比的关系曲线

第 4 章　交通运输工具噪声

4.1　汽车噪声

汽车是交通运输的重要工具，汽车噪声是城市环境噪声的主要噪声源，其性质属流动声源。

4.1.1　汽车噪声的构成

汽车是一个包括多种声源的综合噪声源。图 2.4-1 所示为一辆汽车的噪声源分布，它包括驱动系统噪声（包括进、排气噪声、燃烧噪声、冷却风扇噪声、发动机结构噪声等）和运行系统噪声（包括轮胎、轮辋、传动齿轮等噪声）。前者同发动机的转速有关，同运行速度几乎无关；后者同轮胎花纹、路面状况有关，并随车辆行驶速度而变化。汽车喇叭噪声是瞬时发生的，但它远强于其他噪声，频繁使用喇叭会造成噪声污染。

1. 排气噪声

排气噪声是汽车的主要噪声源，它通常比其他噪声要高 10～15dB（A）。排气噪声主要是由发动机排气阀周期性开闭所产生的压力脉冲激发气流振动而产生的，噪声能量主要分布在 200Hz 以下的低频区。周期性排气噪声的基频为：

$$f_1 = \frac{nZ}{60\tau}$$

式中　Z——汽缸数；

n——发动机转速；

τ——冲程系数，四冲程 $\tau=2$；二冲程 $\tau=1$。

图 2.4-2 为一个四冲程的发动机排气噪声频谱。峰值主要在低频段。

汽车车辆的排气噪声的大小与发动机转速和负荷情况有关系。发动机在不同转速下其排气噪声的差别很大，转速增加 10 倍，其排气噪声级增加 45dB（A），即排气噪声声强与转速的 4.5 次方成正比。发动机有负荷时，由于排气压力的增加，排气噪声也要增加，据测定，车辆在全负荷时，其排气噪声要比空负荷时高出 15～20dB（A）。

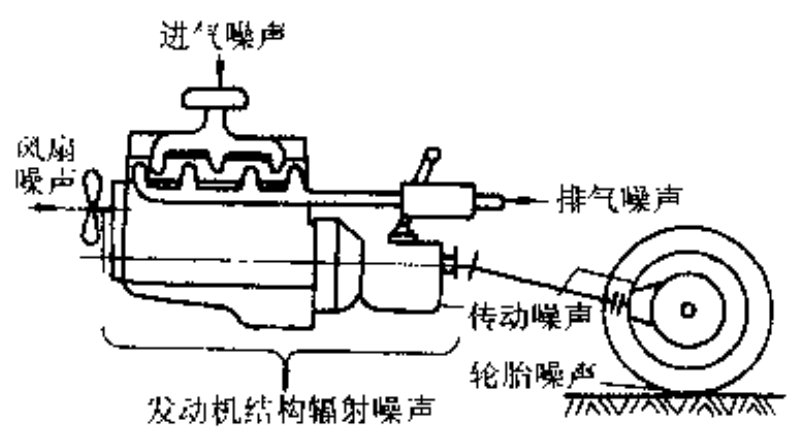


图 2.4-1　汽车主要噪声源

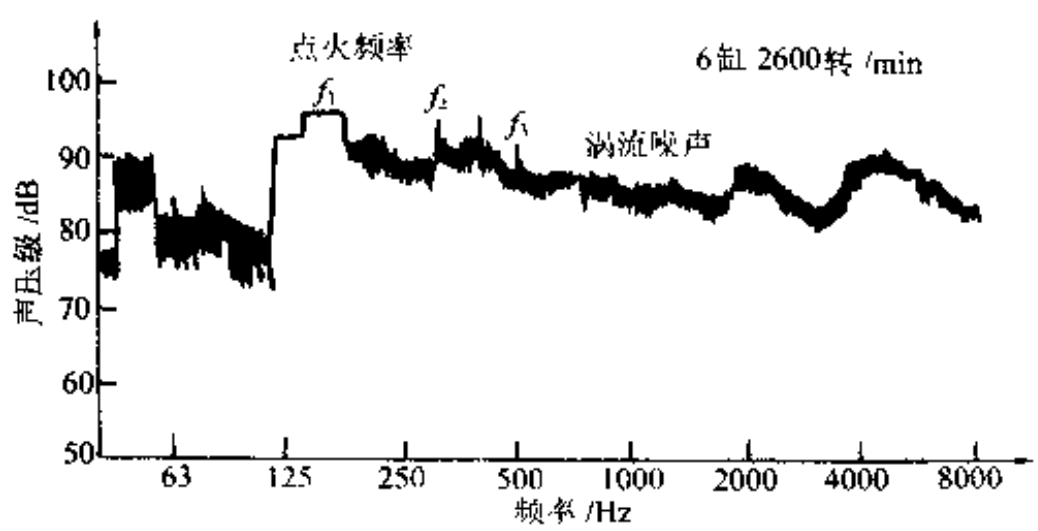


图 2.4-2　排气噪声频谱

排气阀门的开启时间、阀门直径、阀门座的形状等对排气噪声的强弱均有影响，从发动机设计角度加以改进，可以降低排气噪声 10dB（A）左右。但控制排气噪声的最有效的措施是安装合适的消声器。车辆消声器应注意消声效果与功率损失两项指标。载重汽车用的消声器，其消声值通常为 30～40dB（A），功率损失不超过 5%；各种客车用的消声器，消声值通常为 30～40dB（A），功率损失不超过 5%～10%。汽车消声器多由几节不同尺寸的扩张室与共振腔进行适当组合而成。若消声器的容积设计为发动机排量的 4～5 倍，并合理选择结构和控制流速，消声值可达 30dB（A），功率损失也不会超过 4%。新型的净化-消声器，既在消声器中放置一定的催化剂，既可净化汽车尾气，又有消声效果。

2. 发动机噪声

内燃机机壳噪声是由于机械力作用和气缸中气体受压缩并燃烧产生的气体压力作用在活塞与气缸壁上而产生的，两者都能引起发动机外表面振动而辐射噪声。内燃机噪声和它的燃烧方式、发动机结构、转速、排量、负荷等因素都有关，其中，燃烧是主要的噪声源。

内燃机噪声特性一般为宽频带的（见表 2.4-1）。柴油发动机噪声的强度与转速的三次方成正比，汽油发动机噪声与转速的五次方成正比。图 2.4-3 为一些车辆发动机在不同转速下的噪声级分布范围。

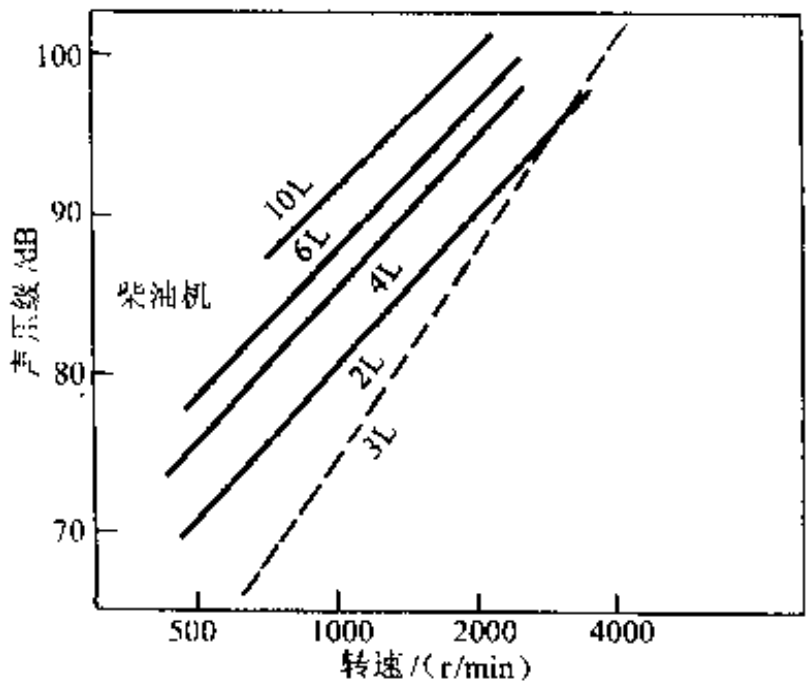


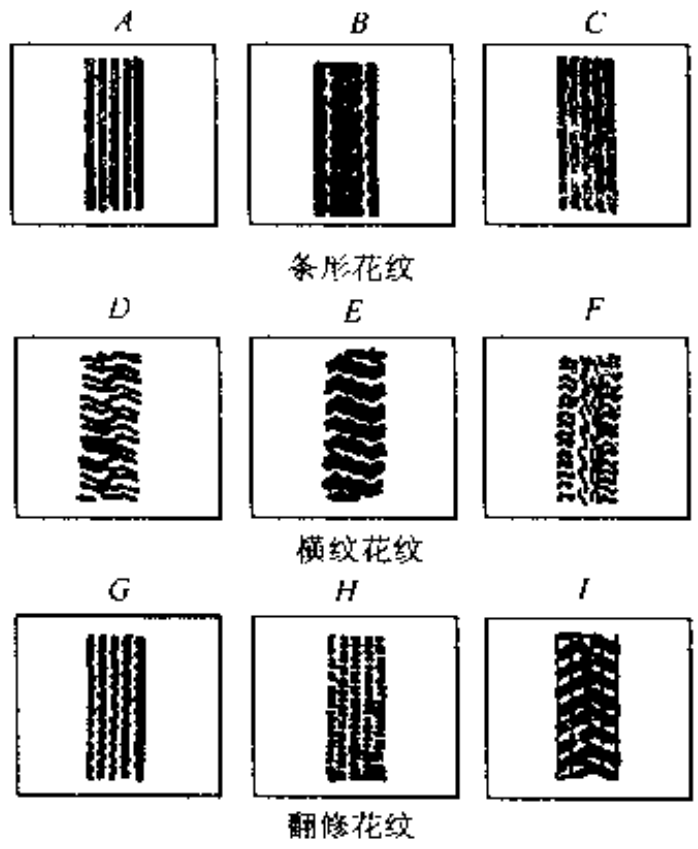
图 2.4-3 发动机噪声

控制发动机噪声首先在车辆设计制造过程就应予以考虑，尽量选择低噪声的发动机参数，比如：① 为降低发动机的燃烧声，可以选择合适的燃烧方式，降低气缸压力上升率，减少不必要的异常燃烧；② 为减少机械性噪声，可选择低噪声部件（如低噪声风扇、喷油泵），低噪声最佳参数（如合适的活塞间隙等），提高运行部件的精度（如传动齿轮精度）。以上措施，可以降低发动机噪声 5～7dB（A）。

合理的车体设计是降低噪声的有效措施，如可以采用隔声、阻尼、吸声等方法降低发动机噪声；对发动机和齿轮箱采取加隔声罩措施，可以降低噪声 7～11dB（A）。

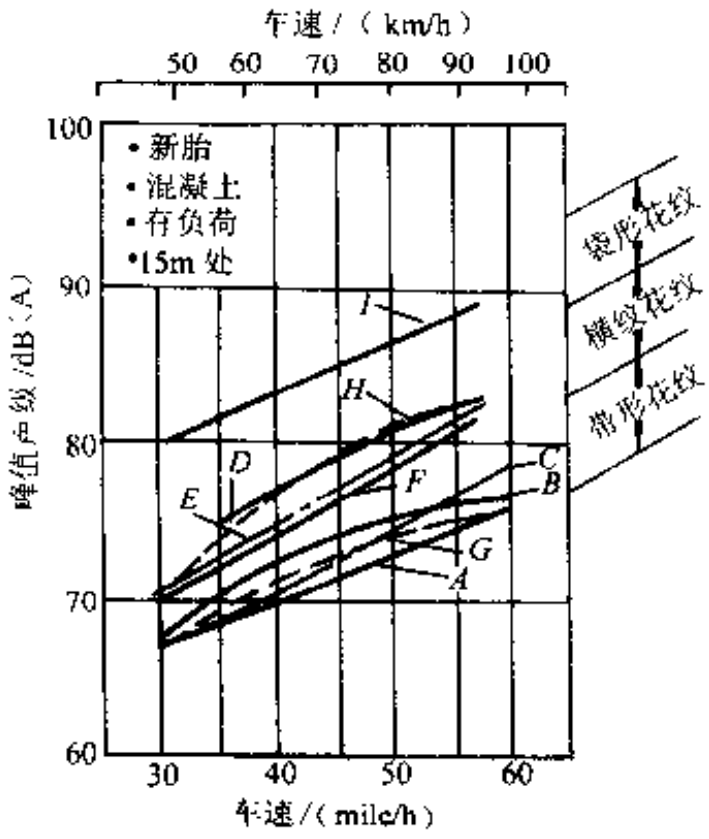
3. 轮胎噪声

当车速达到 50km/h 以上时，轮胎噪声就显得突出了。轮胎噪声是一种高频性噪声，主要是由轮胎花纹和路面之间互相挤压空气所产生的。其中轮胎花纹形状是影响轮胎噪声的重要因素。图 2.4-4 是当车速为 50km/h 至 100km/h 时，不同轮胎花纹形状及其在混凝土路面上的噪声级。由图可以看出，横肋状花纹噪声较大，竖肋状花纹噪声较小，从图中可以看出，轮胎噪声变动范围是相当大的。

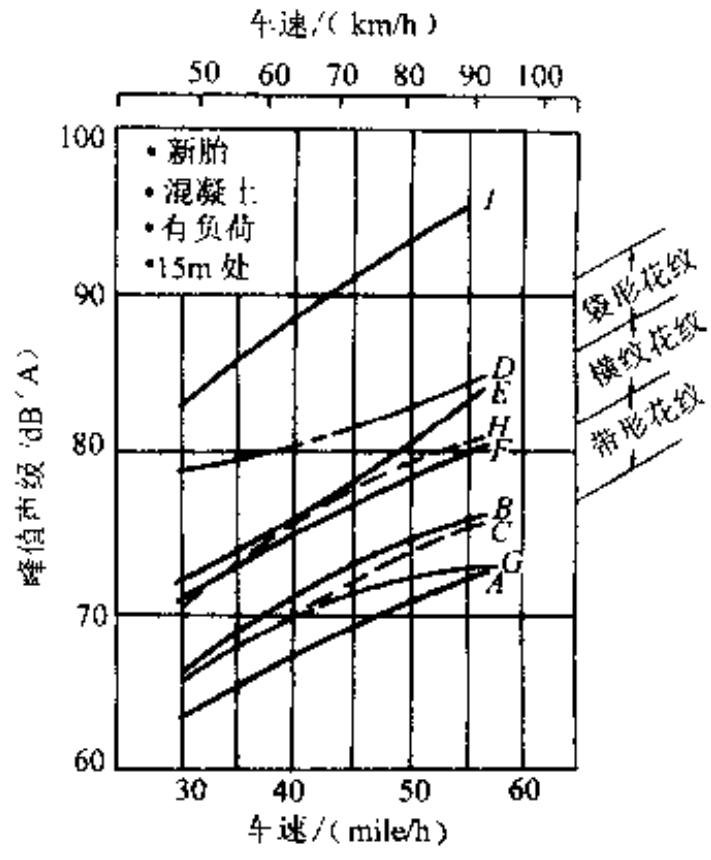


a)

图 2.4-4 几种不同轮胎花纹及噪声级



b）



c）

图 2.4-4　几种不同轮胎花纹及噪声级（续）

此外，轮胎噪声还与车辆负荷和路面情况有关。车辆负荷加倍，轮胎噪声增加 2dB（A）左右。湿沥青或水泥路面比相应干燥的路面噪声高 8～10dB（A）；粗糙不平的路面较平滑路面的噪声高 3～5dB（A）。

4. 喇叭噪声

信号喇叭声虽不属于车辆连续噪声源，但由于它的噪声级特别突出，一般喇叭声超出车辆行驶声约 15～20dB（A），最大可达 124dB（A）（1m 处测量），因此也常常成为重要的噪声污染源。

控制喇叭噪声一方面通过加强交通管理和采取一些行政措施，使司机少用或不用喇叭，尽量减少喇叭鸣响次数；另一方面改进汽车喇叭的声音特性也是非常重要的，研究设计低噪声喇叭，使汽车喇叭的音响频率特性应以高频（2000～4000Hz）为主，声音强度控制在车辆正前方 2m 处为 100～103dB（A）为合适。这样既可以做到方向性强，又不为其他交通噪声所掩盖，并且在需警告距离处能清楚听到，同时又不干扰两侧环境。

4.1.2　汽车总体噪声

汽车的总体噪声随车辆种类、车速以及载重量不同而有所差别。表 2.4-1 为各种汽车的行驶噪声，这是按我国规定在车外 7.5m 处测得的。图 2.4-5 所示为不同类型车辆的噪声级与车速的关系。

表 2.4-1　各种机动车辆在车外 7.5m 处的噪声（快档测）　［单位：dB（A）］

车辆型号	载重量/t	加速噪声	匀速噪声
上海 161	15	93	91
黄河 151		92	88
解放	4	89	85
解放（新消声器）	4	81	79
交通 141	4	87	85
无锡	4	88	84
北京 130	2	89	80
上海 131	2	88	80
南京跃进	2.5	88	83
北京 130（新消声器）	2	84	77
南京 701	2	88	85
北京 661 大客车		87	83
北京 212 吉普车		85	79
上海 212 吉普		88	80
南京旅行车		87	83
上海轿车		83	72
红旗轿车		82	74

（续）

车辆型号	载重量/t	加速噪声	匀速噪声
南京二轮摩托车		89	84
东风三轮		89	81
东风三轮（新消声器）		85	79
铁牛—55 拖拉机		90	86
东方红—40 拖拉机		88	84
L—195 手扶拖拉机		88	83
南京大客车		84	83
日本 ISUZU 载货汽车		89	84
日本丰田载货汽车		89	81
前苏联吉尔		89	84
捷克斯柯达大客车	8	88	84
日本三菱载货汽车	2	86	84
波兰华沙轿车	4	81	73
日本大丰田轿车		81	73
德国本茨轿车	3.5	82	75

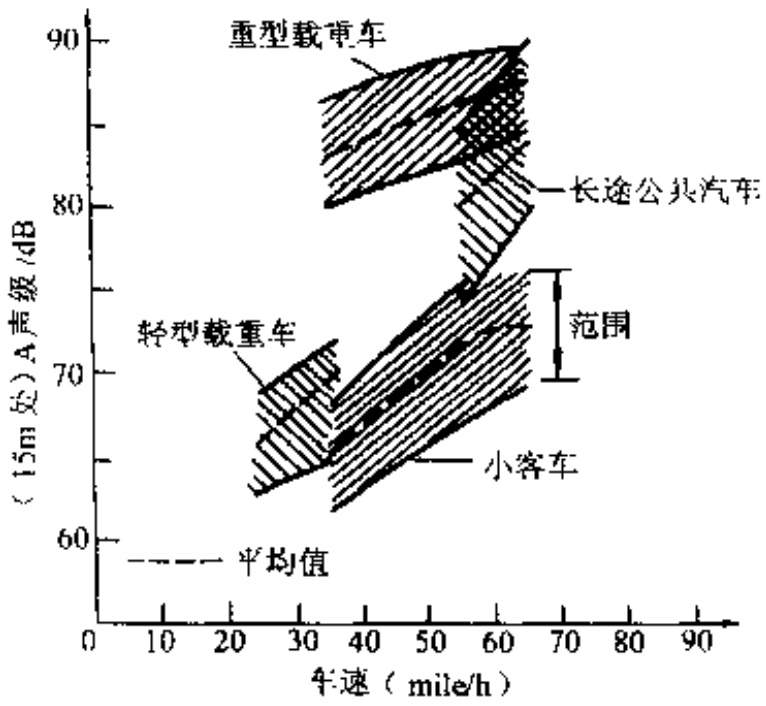


图 2.4-5　不同种类车辆的噪声与车速的关系

我国现有车辆若按其动力指标和噪声特性进行区分，可分为小轿车、小型汽车（包括吉普车、面包车、2t 左右载重汽车）、中型汽车（4t 左右载重汽车）、大型车辆（7t 以上载重汽车）、公共汽车和摩托车等。当上述各种车辆匀速行驶在平直马路上时，通过垂直于行驶方向上某点的 A 声级可用下式表示：

$$L_A=a+b\,v$$

式中　v ——车速；

a、b ——车辆类型常数。

表 2.4-2 为我国各类汽车整车行驶噪声的 A 声级与车速的关系。表中数据是距车辆 7.5m 处测得的，适用车速范围为 20～80km/h。

表 2.4-2　不同类型车辆整车噪声级和声速的回归关系式

车型	回归方程 L_A/v	相关系数 r	R 的起码值（%）	回归方程 $L_A/\lg v$	相关系数 r	R 的起码值（%）
小轿	$55+0.27v$	0.93	0.267	$25+27\lg v$	0.92	0.267
小型	$60+0.3v$	0.93	0.325	$24+24\lg v$	0.92	0.325
中型	$65+0.3v$	0.84	0.463	$38+25\lg v$	0.83	0.453
大型	$70+0.3v$	0.90	0.505	$45+24\lg v$	0.90	0.505
公汽	$70+0.33v$	0.82	0.372	$48+20\lg v$	0.81	0.354
摩托车	$66\pm0.3v$	0.91	0.606	$42+23\lg v$	0.89	0.606

表 2.4-3 为根据表 2.4-2 数据，并利用半自由空间有关声波传播公式计算出来的当量 A 声功率级，据此可以算出任意距离处的 A 声级。

表 2.4-3　不同类型车辆的当量 A 声功率级

车辆种类	当量 A 声功率级 $L_{WA}/\lg v$	
	L_{WA}/v	L_{WA}/v
小轿车	$81+0.3v$	$51+27\lg v$
小型车	$89+0.3v$	$66+24\lg v$
中型车	$91+0.3v$	$64+25\lg v$
大型车	$96+0.3v$	$71+24\lg v$
公共汽车	$96+0.23v$	$74+20\lg v$
摩托车	$92+0.3v$	$68+23\lg v$

4.2　铁路噪声

铁路噪声源主要包括线路噪声、站场噪声和工厂噪声三大部分，其中线路噪声主要由机车噪声、车辆噪声和桥梁结构噪声组成；站场噪声主要由客运站、货运站、编组站、机务段和车辆段中的机车噪声、车辆噪声、广播噪声等组成；工厂噪声除一般的通用设备噪声源外，还有专用设备噪声源，如液力传动试验室机器间、耦合器试验机器间、轨枕振动台、桥梁振动台等，见图 2.4-6。

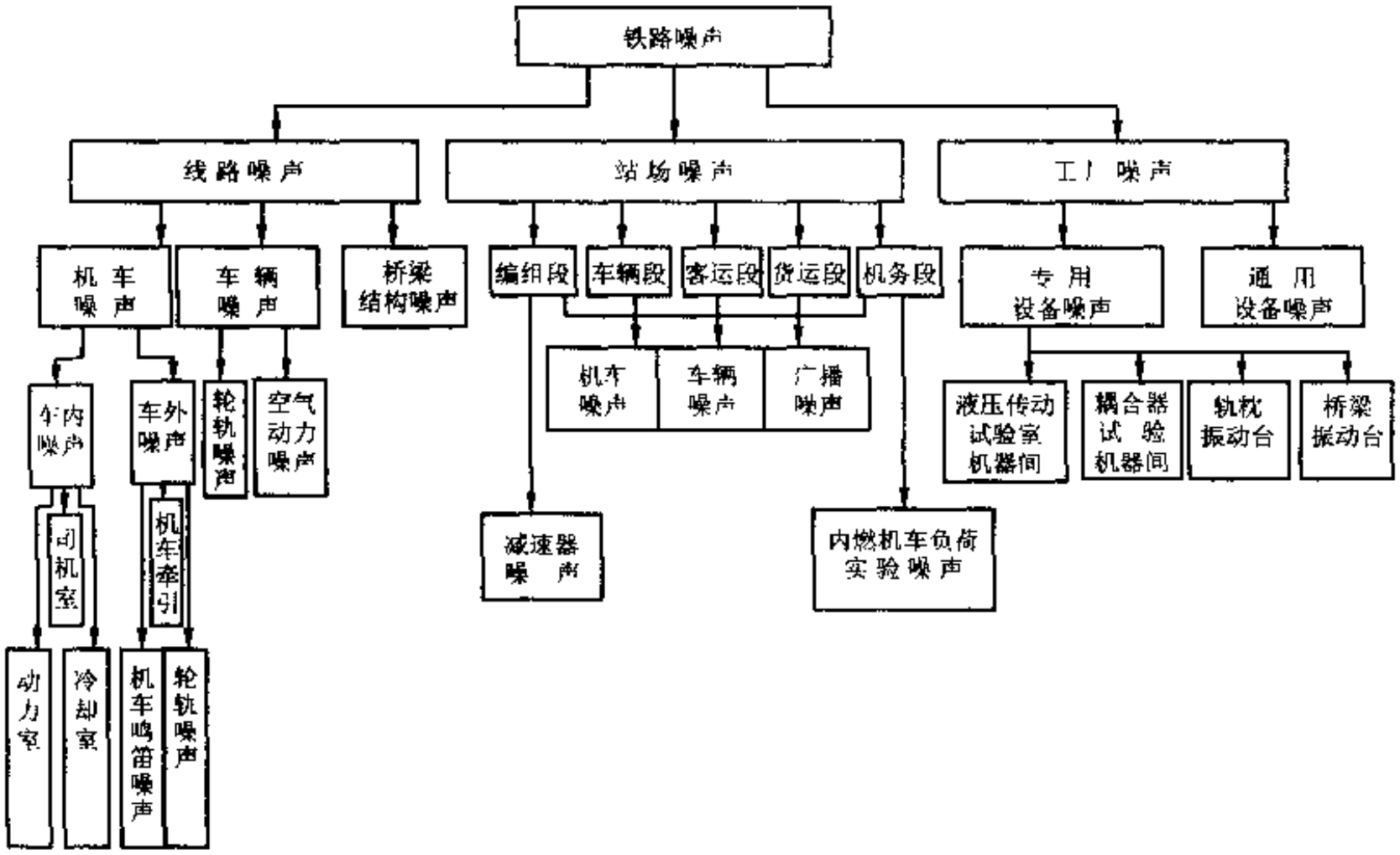


图 2.4-6　铁路噪声源构成

就总体而言，线路噪声可视为有限长的运动线声源。站场、工厂噪声可视为由许多单一声源组成的一个复合声源，但不同站场、工厂噪声源分布状况差别很大，有些声源是固定的，如广播噪声、各种试验台噪声；而有些声源是运动的，如机车和车辆运行噪声，且大多数声源是非稳定的，随时间变化差异较大，因此铁路噪声源较其他声源复杂。

本章节仅给出区别于其他行业的典型铁路噪声源特性。以下数据均基于大量现场测量统计结果。

4.2.1　线路噪声

我国铁路线路噪声源主要由机车噪声、车辆噪声，以及桥梁结构噪声所组成。

1. 机车噪声

机车噪声源包括车内噪声和车外噪声两大部分，其中车内噪声包括司机室、动力室、冷却室噪声；车外噪声包括机车鸣笛噪声、运行和定置辐射噪声及排气噪声。

（1）车内噪声

目前我国铁路干线运营机车主要有内燃机车和电力机车两类。内燃机车以东风 4 型、东风 8 型内燃机车为主；电力机车以韶山 3 型、韶山 4 型电力机车为主。车内噪声源数据采自于东风 8 型内燃机车测量结果。

1）司机室噪声　噪声水平见表 2.4-4，频谱特性见图 2.4-7。

表 2.4-4　东风 8 型内燃机车司机室噪声状况　　[单位：dB（A）]

柴油机转速/（转/min）	司机室	定置空载	定置负载	运行空载	运行负载
400	I	65.7	72.6	67.0	
	II	64.8	67.5		
840	I	76.3	85.3	77.5	78.4
	II	74.9	81.9		79.7
1000	I	79.6	87.8		79.5
	II	82.6	87.2		84.1

注：列车运行速度 v=60km/h。

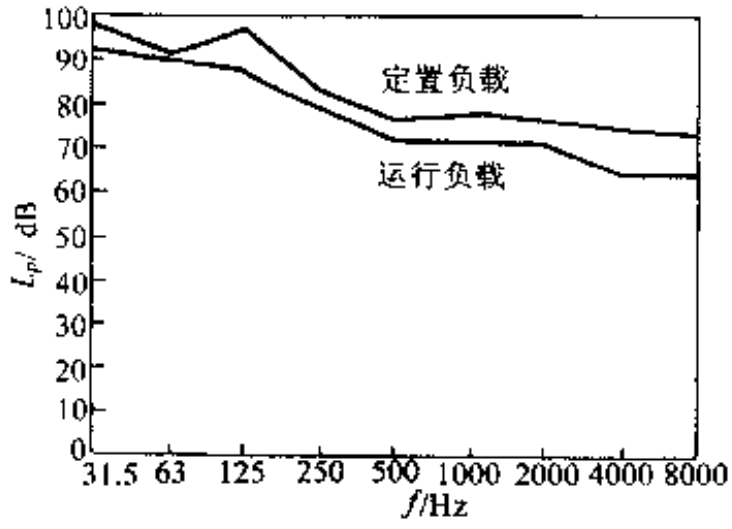


图 2.4-7　机车司机室噪声频谱

2）动力室噪声　噪声水平见表 2.4-5，频谱特性见图 2.4-8。

表 2.4-5　东风 8 型内燃机车动力室噪声状况　　[单位：dB（A）]

柴油机转速/（转/min）	定置空载	定置负载	运行负载
400	98.0	101.4	
840	107.2	111.8	113.0
1000	109.6	114.8	113.0

注：机车运行速度 v=80km/h，测点距声源距离 r=0.5m。

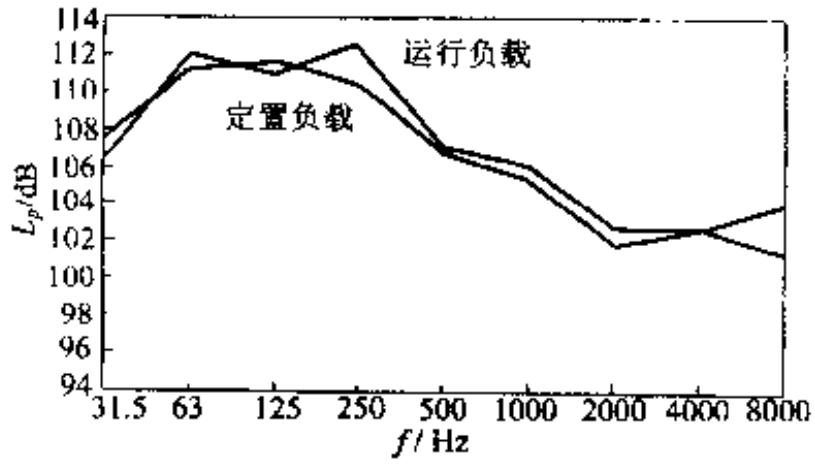


图 2.4-8　机车动力室噪声频谱

3）冷却室噪声　噪声水平见表 2.4-6，频谱特性见图 2.4-9。

（2）车外噪声

1）机车鸣笛噪声　机车鸣笛作用主要有两个：其一为联络信号，主要为机车运行时司机与司机间及司机与车站值班员、扳道员、运转车长间的联络；其二为警告信号，主要为警告机车运行前方的行人、巡道工等。鉴于机车鸣笛主要起联络和警告作用，因此国际铁路联盟规定：风笛的轴向声级在 5m 处需达 120～125dB（A）。我国已有的典型高低音机车风笛声级水平见表 2.4-7，其频谱特性见图 2.4-10。机车鸣笛噪声以其突发的高噪声级成为我国铁路噪声源中的首要污染源。

表 2.4-6　东风 8 型内燃机车冷却室噪声状况　　[单位：dB（A）]

柴油机转速/（转/min）	定置空载	定置负载	运行负载
400	88.8	91.5	
840	99.0	104.9	102.0
1000	103.0	108.7	105.0

注：机车运行速度 v=80km/h，测点距声源距离 r=0.5m。

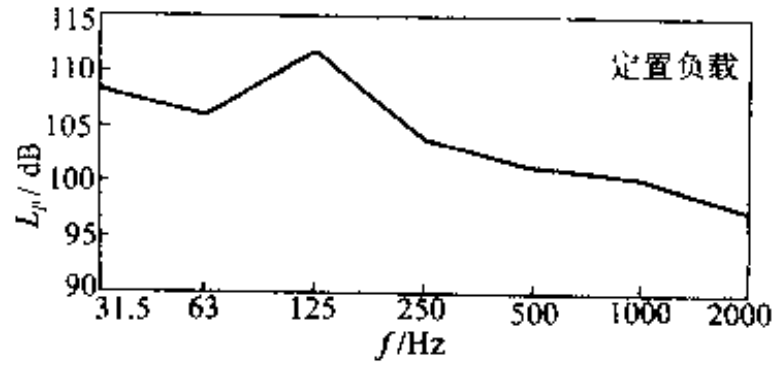


图 2.4-9　机车冷却室噪声频谱

表 2.4-7　我国典型机车鸣笛噪声状况

[单位：dB（A）]

风笛型号	测点位置	声级水平	
		正向	侧向
138T501	半消声室内距声源 5m 处	124	117
138T502		122	115
138T501	室外开阔场地距声源 30m 处	105	98
138T502		102	95
138T501、502 定置齐鸣	室外开阔场地距声源 30m 处	109	102
138T501、502 运行齐鸣	室外开阔场地距声源 30m 处	107	101

注：测点位置距地面高度 1.5m。

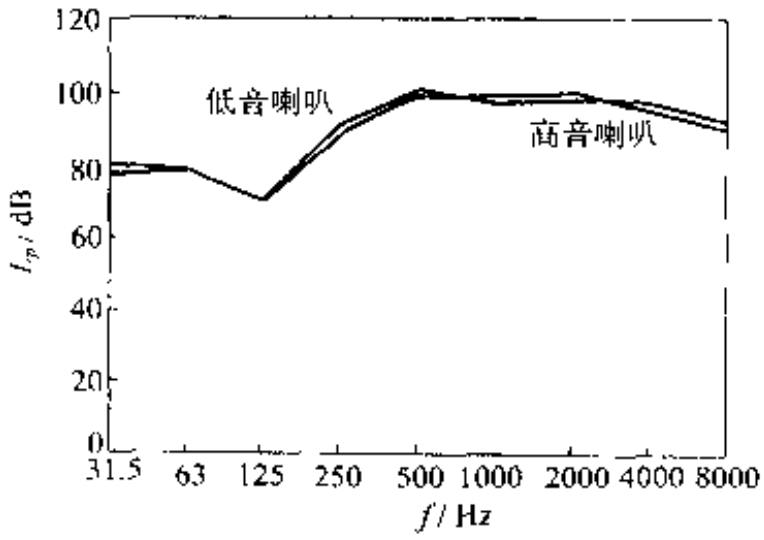


图 2.4-10　鸣笛声频谱

2）机车运行和定置辐射噪声　噪声水平见表 2.4-8，频谱特性见图 2.4-11。

表 2.4-8　东风 8 型内燃机车运行和定置辐射噪声状况

［单位：dB（A）］

柴油机转速/（转/min）	定置空载	定置负载	运行负载
400	77.5	85.8	
840	88.7	103.0	89.0
1000	90.2	108.3	

注：机车运行速度 v=80km/h，测点距离 r=7.5m，测点高度 h_r=1.5m。

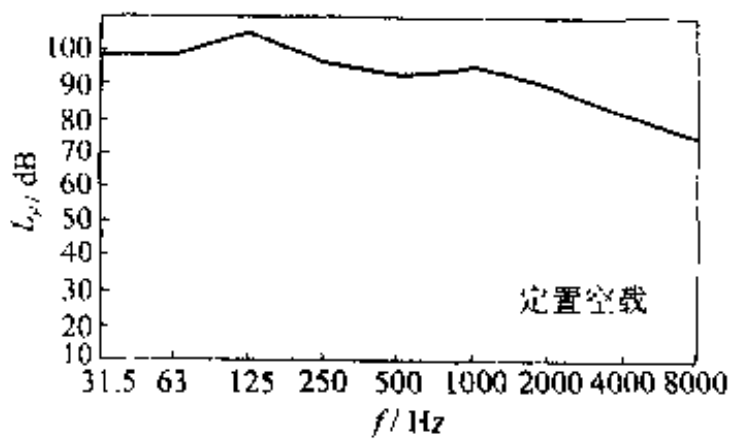


图 2.4-11　机车辐射噪声频谱

3）排气噪声　噪声水平见表 2.4-9，频谱特性见图 2.4-12。

2. 车辆噪声

车辆噪声主要由轮轨噪声和空气动力噪声组成。国内外研究成果表明，当列车运行速度低于 200km/h 时，轮轨噪声占总噪声能量的 63%以上，空气动力噪声仅占 6%以下，因此轮轨噪声是车辆噪声的主要声源。以下着重介绍轮轨噪声特性。

表 2.4-9　东风 8 型内燃机车排气噪声状况

［单位：dB（A）］

柴油机转速/（转/min）	测点距离/m	测点角度/（°）	测量结果/dB（A）
400	1.0	30	96.8
840	1.0	30	109.5
1000	1.0	30	110.0

注：机车运行速度 v=80km/h。

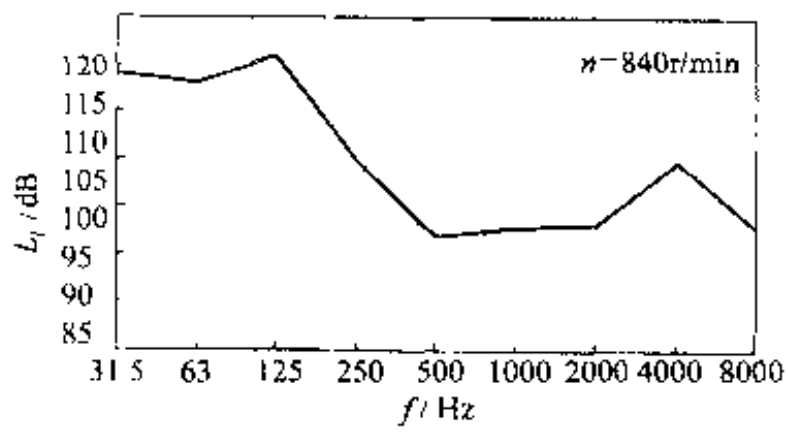


图 2.4-12　机车排气噪声频谱

列车运行时的轮轨噪声主要由轮轨相互作用时的撞击和摩擦引起的滚动噪声和啸叫声组成。撞击声为车轮经过钢轨接缝处或钢轨表面不平顺处，垂向速度瞬时变化所产生的噪声。滚动噪声又称为吼声来自于车轮踏面凹凸不平时，轮轨间产生切向受迫振动而引起的噪声。啸叫声则是因列车通过小曲径轨道及制动时，车轮受约束不能沿钢轨曲线的切线方向运动，造成车轮沿钢轨滚动时产生横向滑动，摩擦使车轮表面出现粘着作用和滑行，发生张弛共振动而产生强烈的窄带噪声，即啸叫声。轮轨噪声产生机理见图 2.4-13。

我国铁路列车轮轨噪声水平见图 2.4-14，其频谱特性见图 2.4-15。

3. 桥梁结构噪声

铁路在通过城市区域时，由于与河流、公路和铁路交叉，需建造各种结构的桥梁，其中

包括高架桥。当列车通过这些桥梁时，由于引起桥梁上的各种构件的振动而向外辐射噪声，此声源称为桥梁结构噪声，其发生机理见图2.4-16。

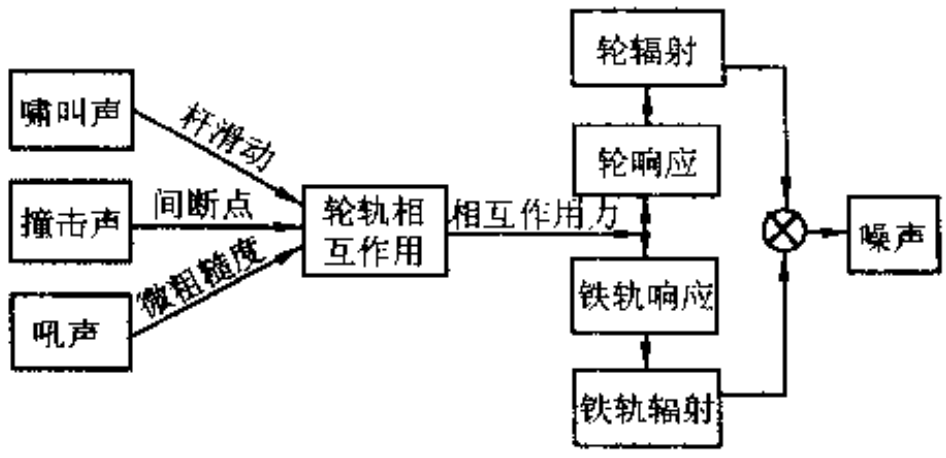


图 2.4-13　轮轨噪声产生机制

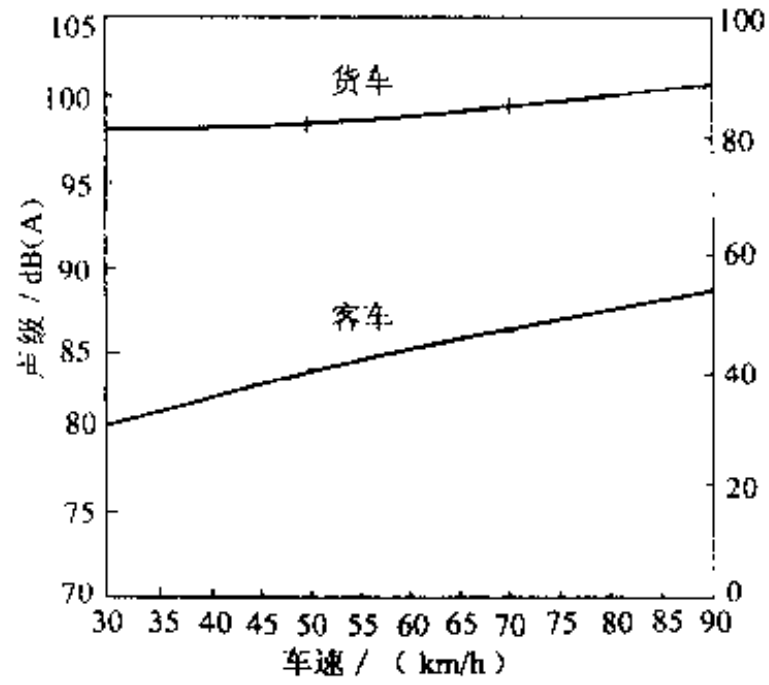


图 2.4-14　轮轨噪声与车速的关系

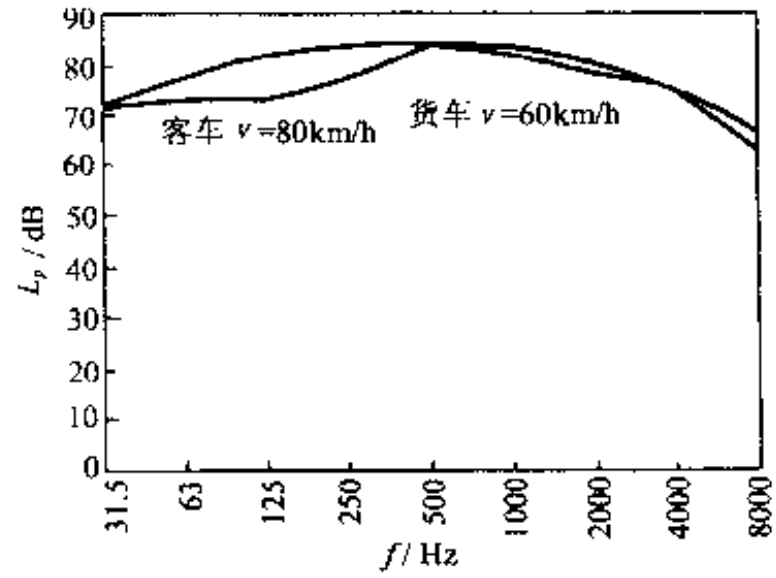


图 2.4-15　轮轨噪声频谱

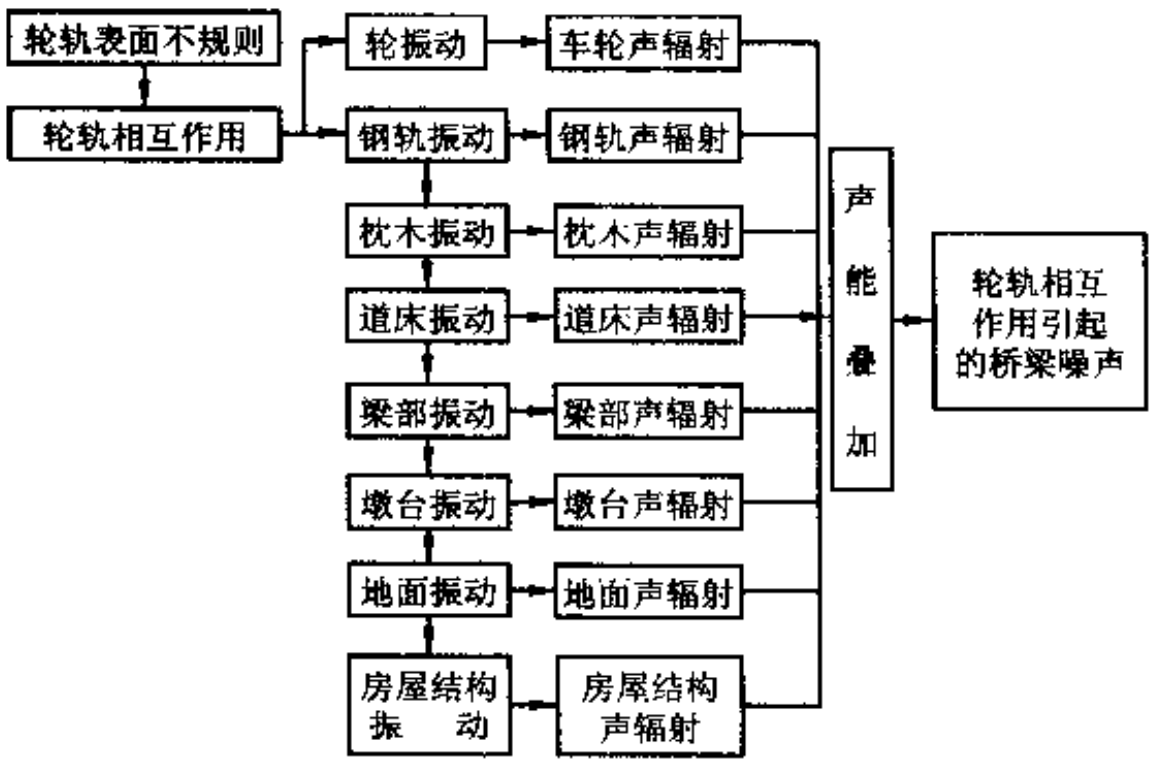


图 2.4-16　桥梁结构噪声产生机制

桥梁结构噪声状况见图 2.4-17，其频谱特性见图 2.4-18。

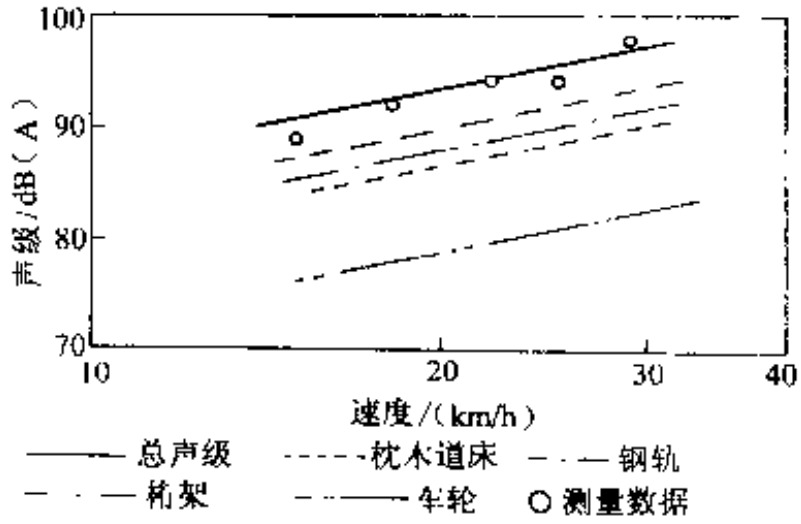


图 2.4-17　桥梁噪声级与行车速度的关系

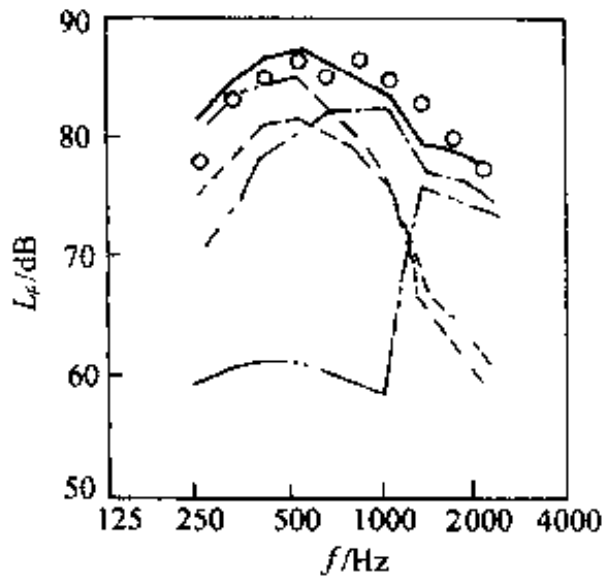


图 2.4-18　桥梁噪声的频率特性

4.2.2　站场噪声

站场噪声以广播喇叭噪声、车辆减速器噪声、内燃机车负荷实验噪声最为典型。

1. 广播喇叭噪声

铁路站场中，一般都装有有线广播系统，用于作业的指挥联络，由于其昼夜连续性作业特点，广播声对周围环境往往也成为一种噪声干扰源。

广播喇叭在铁路站场广播系统中的位置，可分为单只喇叭和多只喇叭组合排列两种，分别悬挂在一定高度的电杆或高架桥上，有时也组成声柱式扬声器系统。

广播喇叭噪声主要由语言噪声、调频和电噪声组成。距喇叭中心 10m 以外处，后两者噪声对听觉和环境的影响极微弱，因此广播喇叭噪声主要取决于语言噪声，其噪声水平见表 2.4-10。

表 2.4-10　铁路广播喇叭噪声状况

[单位：dB（A）]

测点距离/m	单只喇叭		声柱式喇叭	
	正向	侧向	正向	侧向
15	92.4	80.9		
50			82.4	75.0
60	83.0	70.7		
100			79.1	72.3

2. 车辆减速器噪声

车辆减速器是安装在铁路编组站驼峰、调车场的溜放线路上，用以调整车组溜放速度的车辆溜放调速设备，由于减速时车轮与减速器之间的摩擦，发出刺耳的高频噪声、其噪声水平与车辆溜放速度、车辆载重、车辆编组密度有关。我国典型车辆减速器的噪声状况见表 2.4-11，频谱特性见图 2.4-19。

表 2.4-11　车辆减速器噪声状况

[单位：dB（A）]

距声源距离/m	TJK	TDK	减速器型号 7501
2	105.1	121.8	123.7

注：车辆溜放速度 v =20km/h。

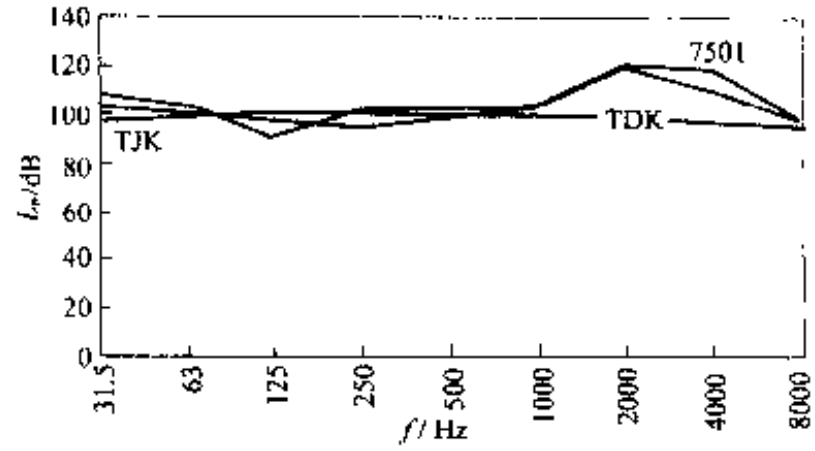


图 2.4-19　减速器倍频程噪声频谱

3. 内燃机车负荷实验噪声

铁路内燃机车维修后，为保证机车在运行中经常处于良好的技术状态并稳定可靠工作，一般常规性地要对机车功率进行重新确定，这种电传动内燃机车负荷实验又叫水阻试验。试

验一般在铁路内燃机务段和机车修理厂的水阻试验台上进行，在试验中由于柴油机噪声高，试验时间长，对周围环境会产生较大影响。其噪声源主要来自机车的动力机组和辅助设备，由空气动力性噪声、机械噪声、燃烧噪声和电磁交流噪声组成，以东风4型内燃机车负荷试验为例，其噪声水平见图2.4-20，频谱特性见图2.4-21。

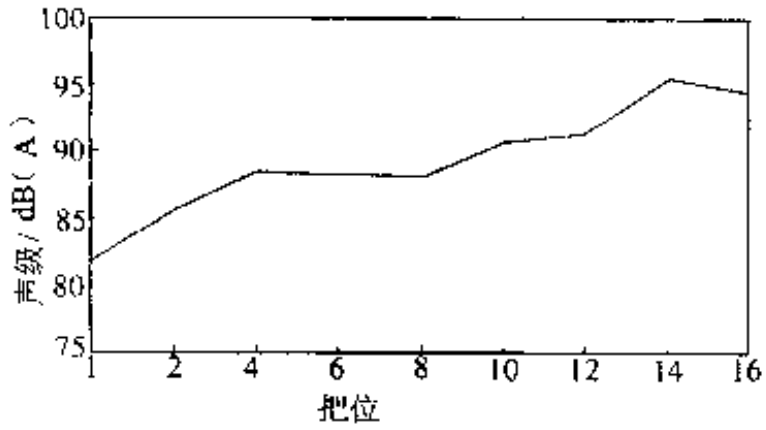


图2.4-20　机车水阻试验噪声级

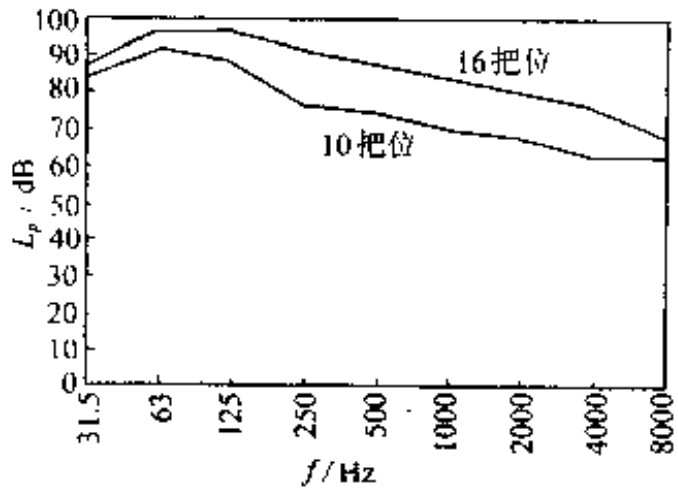


图2.4-21　机车水阻试验噪声频谱

4.2.3　工厂噪声

本章节仅给出铁路工厂专用设备典型噪声源特性，见表2.4-12。

表2.4-12　铁路工厂专用设备典型噪声源状况

［单位：dB（A）］

声源名称	噪声水平	备注
液力传动试验室机器间	110	测点距声源距离1.0m，距地面高度1.5m
耦合器试验机器间	122	
轨枕振动台　初振	109～112	
加压振	110～114	
桥梁振动台	115～117	
轴承冷镦机	102	

4.3　地铁噪声

地铁噪声主要来自于地铁车辆噪声，当车辆行驶在高架轨道上时，还将激发结构振动而产生“二次噪声”，即结构噪声。另外车辆运行所带来的车站噪声、地基噪声、车辆段噪声以及施工噪声都将成为地铁噪声源而对城市环境造成影响。地铁各类噪声源可归纳为表2.4-13。

4.3.1　车辆噪声

车辆噪声是地铁运输系统的主要噪声源，它产生于车辆的动力系统和轮轨系统。

1. 动力系统噪声

动力系统噪声包括牵引设备噪声、辅助设备噪声和其他设备噪声。牵引设备噪声来源于牵引电机、传动装置（减速齿轮）产生的噪声；辅助设备噪声包括：电动发电机组、空压机直流电动机、单相交流发电机等设备噪声；还有列车车门、列车广播、车内照明等其他设备噪声。

牵引电动机安装在转向架构架上，通过齿式联轴节与传动齿轮箱的主动齿轮联接，达到电气牵引和电气制动的目的。牵引电机在主线路中，两台电机串联在一起成为一个机组，每辆车四台电机，组成两个机组。

电动发电机组是直流电动机和三相同步发电机组成。直流电动机直接取用三轨电源带动同轴三相同步发电机旋转发电，供给列车照明、通风、通信、电器控制、仪表信号、蓄电池充电以及空调等低压用电；空压机直流电动机系驱动空气压缩机之原动力，用弹性联轴节与压缩机轴联接，压缩机与电动机用螺栓固定于同一吊架上，吊架安装于车体底架上，采用三轨750V直流电源封闭自冷式；单相交流发电机即风扇电动机，是列车通风的主要设备，每辆车12台以保证客室的通风换气之用。

车门一般有滑动式、双叠式和插动式三种形式。地铁列车通常采用滑动式车门结构，这种车门开关动作迅速，其噪声相对较低，但由于车门的尺寸和重量的原因，当车门动作时将产生冲击噪声；广播噪声将影响列车广播的可

懂度；车内照明系统若安装不当或使用噪声较大的镇流器，将产生较大的纯音噪声，虽然这种噪声声级较低，但对车内乘客也会产生一定的干扰。

牵引电机风扇噪声的主频率为 250Hz，如图 2.2-22 所示，电动发电机组噪声的主频率为 250Hz，如图 2.2-23 所示，空气压缩机的噪声呈明显宽频带噪声，如图 2.2-24 所示。

表 2.4-13　地铁各类噪声源

序号	噪声源	噪声源分类	
1	车辆噪声	动力系统噪声	牵引设备噪声 辅助设备噪声 车门、广播、照明等噪声
		轮轨系统噪声	滚动噪声 撞击噪声 啸叫噪声
2	车辆内部噪声	外部空气噪声 车厢门窗、车体振动而产生的噪声 车厢内部供暖、通风、空调等设备噪声	
3	高架结构噪声	轻型高架钢结构噪声 混凝土高架结构噪声 碎石枕木道床结构噪声	
4	车站噪声	车辆噪声	辅助设备噪声 运行滚动噪声 制动啸叫噪声
		设备噪声	风机噪声 变电站噪声 空调噪声
5	地基振动	地铁结构的地基振动 高架结构的地基振动 地面碎石枕木结构的地基振动	
6	车辆段和修理厂	轮轨噪声、列车鸣笛声 车辆辅助设备噪声 检修工具和机械噪声 车辆清扫空压机噪声	
7	施工噪声和振动	施工噪声	破坏建筑物、道路破碎、打桩、挖掘、运土、压路
		施工振动	打桩、钻孔、大型挖土空压机运转、回填打夯重型车辆运输
8	其他噪声	工务工程噪声	轨道加工、安装、维修和钢轨研磨、道床清理

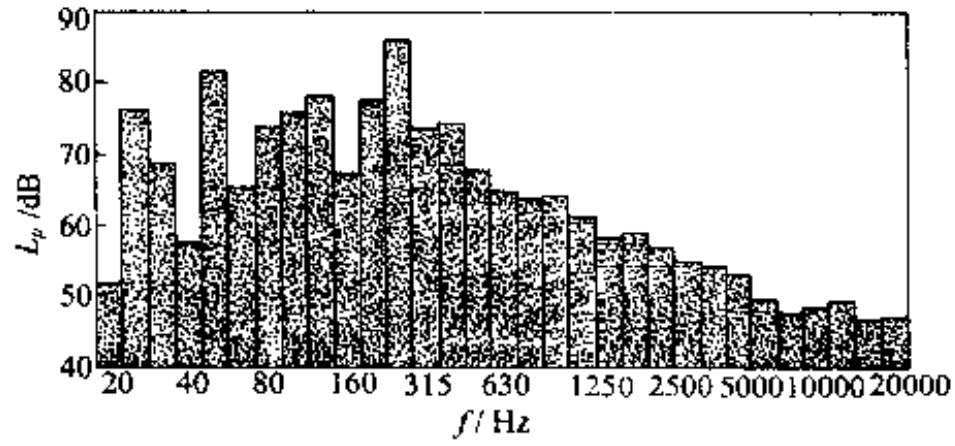


图 2.4-22 BD2 型车牵引电机风扇噪声 1/3 倍频带频谱图（北京地铁车辆厂制造）

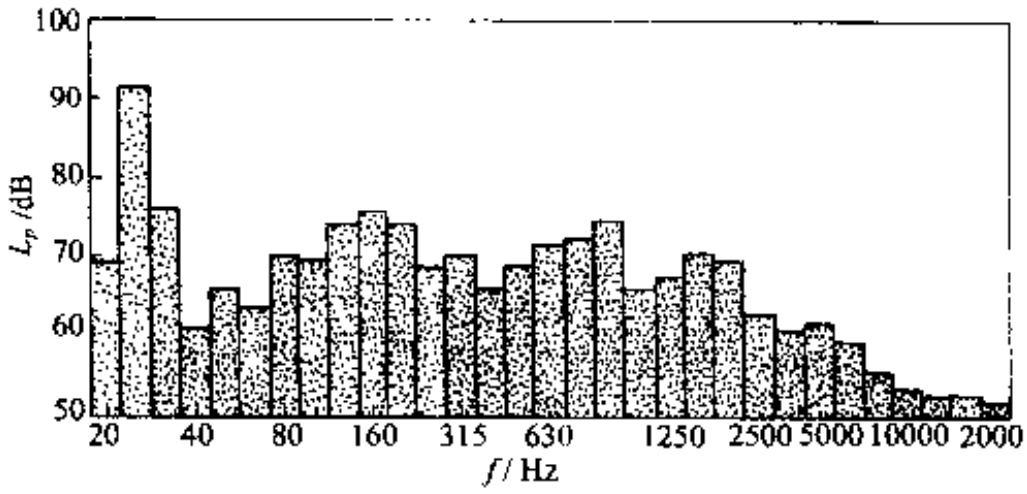


图 2.4-23 BD2 型车电动发电机组 1/3 倍频带频谱图

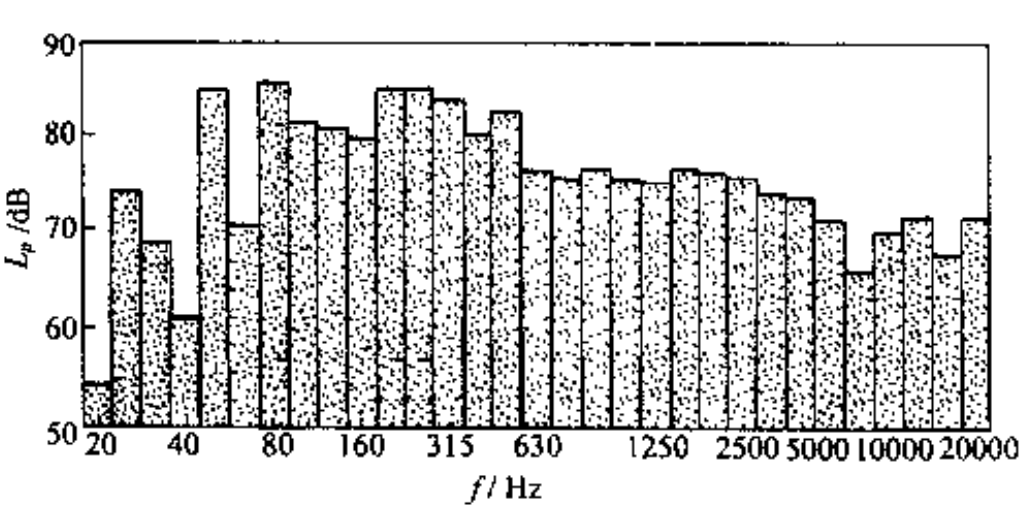


图 2.4-24 BD2 型车空气压缩机电动机 1/3 倍频带频谱图

2. 轮轨系统噪声

车辆在行驶过程中，轮轨相互作用激发车轮和钢轨的振动而辐射噪声。轮轨噪声包括有节奏的滚动噪声、钢轨接缝处的撞击噪声和弯道处的啸叫噪声。

滚动噪声又称为“吼声”，由钢轨和车轮表面的粗糙不平引起的。当列车在平直的焊接钢轨上行驶时，主要噪声为滚动噪声，见图 2.4-25。

滚动噪声峰值约在 500～1000Hz 范围内，主要以中高频为主，其主频率集中在 500Hz 左右。

撞击噪声由车轮和钢轨的结合处撞击所产生，它由钢轨接头的高差决定，而与接缝的宽度关系不大。

啸叫噪声是列车车轮在轨道上滑行摩擦所产生的一种窄带噪声，强度大，频率高。见图 2.4-26。

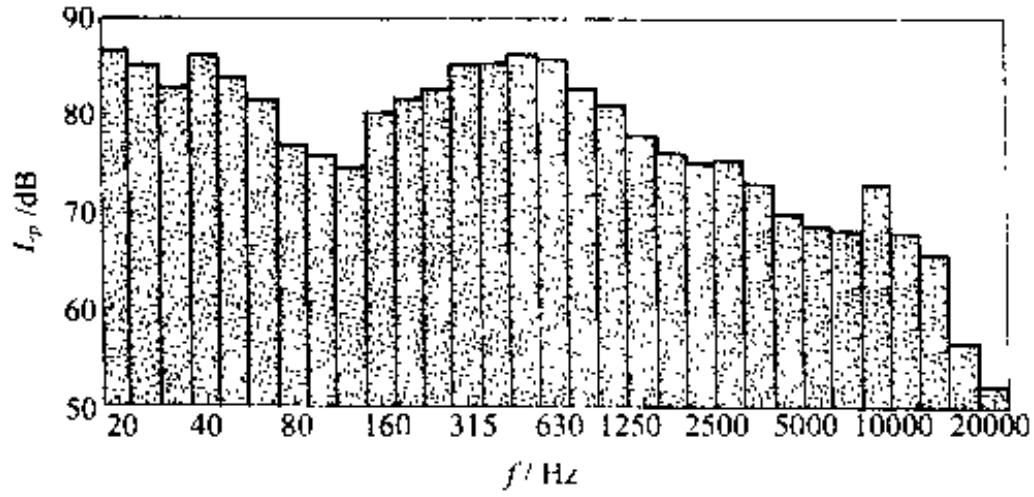
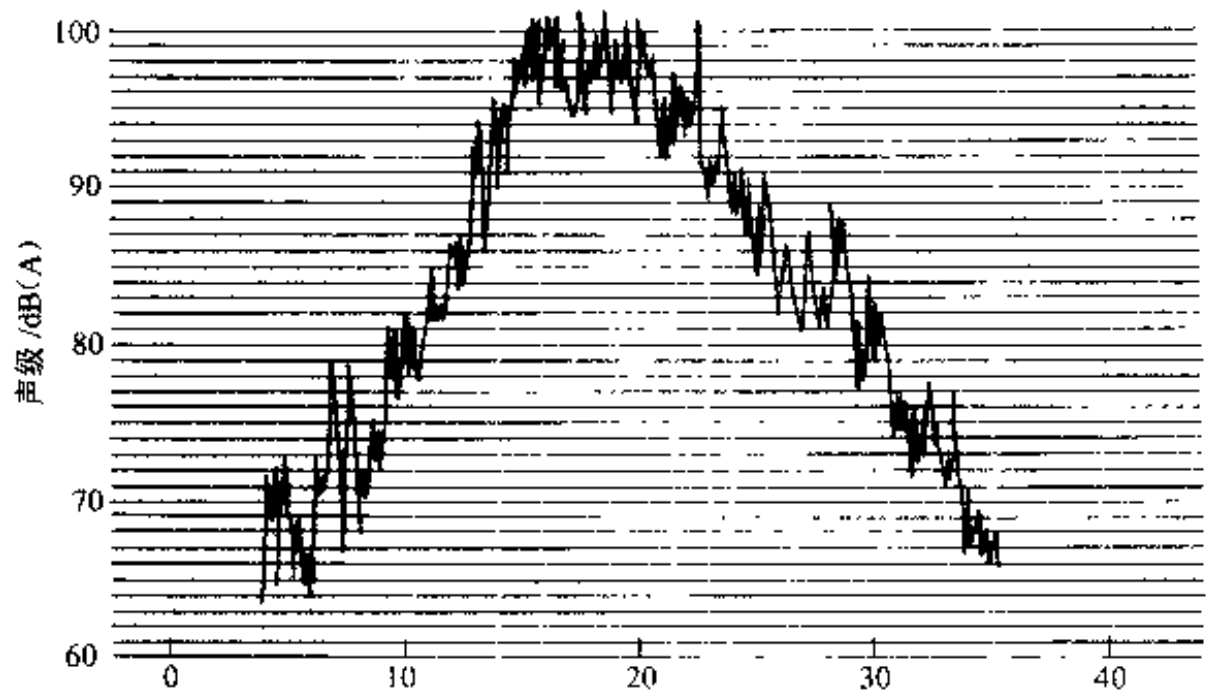
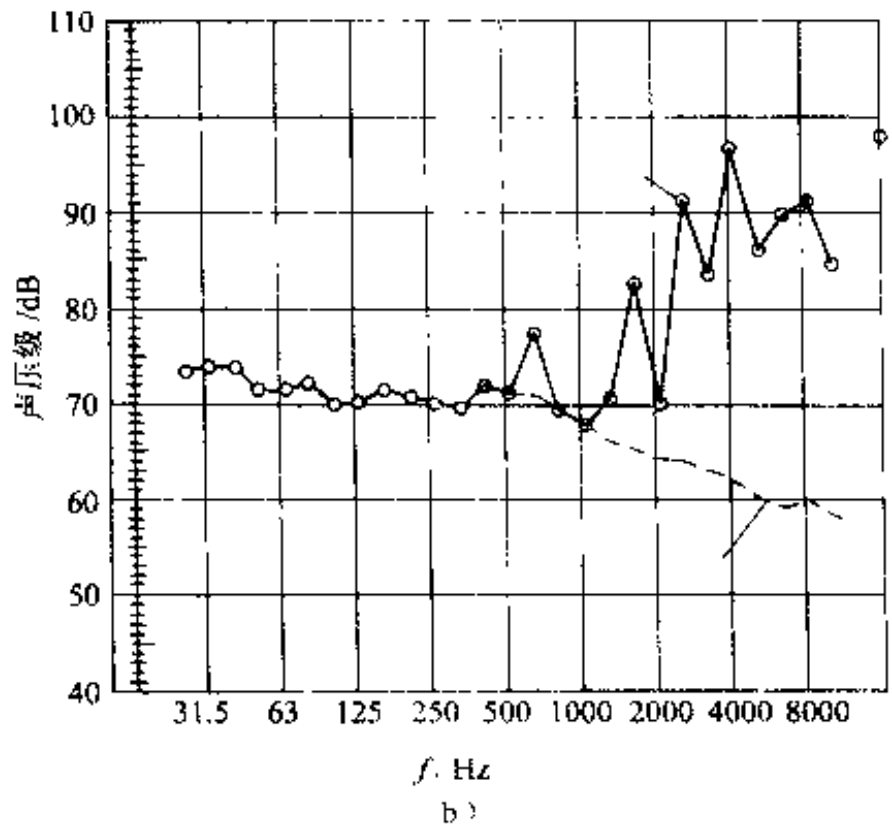


图 2.4-25　DK16 型车滚动噪声 1/3 倍频带频谱图



a）



b）

图 2.4-26　啸叫噪声 1/3 倍频带频谱图（距轨道中心线 7.5m）

a）列车通过时的声级历程　b）1/3 倍频带频谱

啸叫噪声出现在小半径弯道或列车制动时，由于车轮相对于轨道横向运动而产生，使车场的工作人员和车站附近的居民受到一定影响。图 2.4-26 表明啸叫噪声频谱呈正态分布，最大声级达到 100dB（A），波动范围为 20dB（A）。图中的曲线表明车轮啸叫噪声的频率集中分布在 4～6kHz 范围内。

在正常运行速度下，辅助设备噪声通常低于牵引电机噪声和轮轨噪声，且与列车速度无关，但当列车低速行驶，尤其当列车停站时，辅助设备噪声最为明显；当列车速度为 35～50km/h 时，轮轨噪声最大；如图 2.4-27 所示，当速度达到 50km/h 时，轮轨噪声和牵引电机噪声相等；速度在 50km/h 以上时，牵引电机噪声高于其他噪声；当列车速度低于 30km/h 时，齿轮噪声是主要声源。另外，当车速达到 200～250km/h 时，列车周围的空气扰动而形成的气动性噪声将是非常大的，但对于城市轨道交通车辆一般无法达到这种高速。

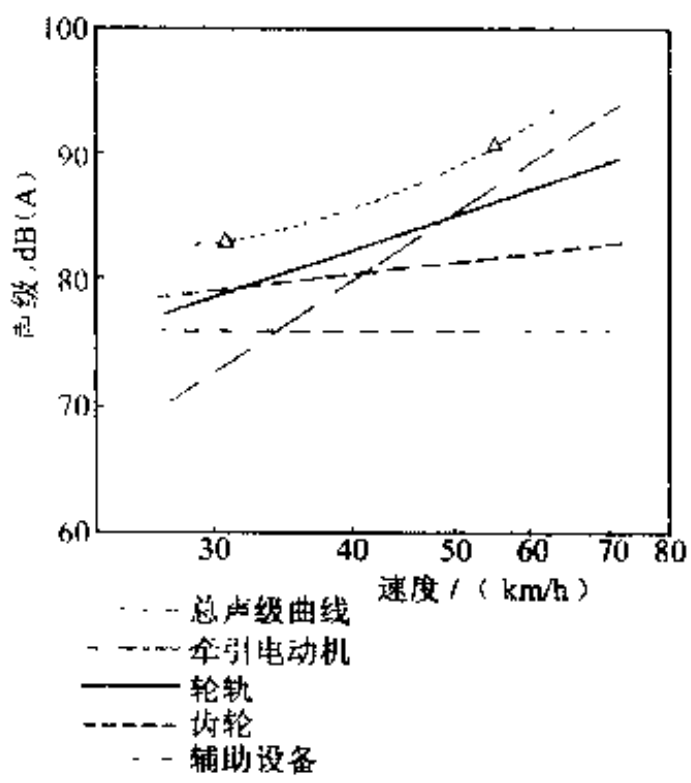


图 2.4-27 牵引电机噪声、轮轨噪声、减速齿轮噪声、辅助设备噪声以及总声级曲线
（路旁 3m 处、碎石枕木道床结构）

3. 相关因素分析

车辆噪声与线路条件、车辆运行工况、传播特性以及受声点的位置等参数有关。

轨道线路参数包括：轨道形式（高架、地面、路堤、路堑），线路（直道、弯道、坡道、岔道），道床（混凝土道床、碎石道床），轨枕（混凝土枕、木枕），钢轨（长钢轨、短钢轨、钢轨平滑度、钢轨接缝）等；

车辆运行参数包括：车辆长度（列车编组）、行车密度、运行速度、车轮圆整度、车轮平滑度以及声源的高度等；

传播特性参数包括：对于近场应考虑轨道两侧有无设置声屏障、建筑物的分布和气象条件等因素，以及列车高速行驶时造成气流对噪声传播的干扰；对于远场还应考虑空气吸收和地面衰减，受声点的位置，即受声点距声源的距离，距地面的高度也是很重要的因素。

车辆噪声与列车速度密切相关。速度越高，轮轨相互作用产生的振动越大，各构件引起的振动响应也就越大，从而声辐射能量也就越大。当车辆速度 v 提高，轮轨噪声以 $20\lg v$～$30\lg v$ 的速率增加，通常速度提高一倍，噪声级增加 9dBA；牵引电机噪声以 $40\lg v$～$60\lg v$ 的速率增加；齿轮噪声则以 $6\lg v$～$10\lg v$ 的关系变化。

车辆噪声随车辆长度而变化。当距轨道距离与列车相比很小（声源为一无限长线声源）时，列车长度增加，噪声级没有明显提高；而当声源为一点源时，列车长度增加一倍，声功率也将增加一倍，噪声级大约提高 3dB（A）。

4.3.2 高架结构噪声

当地铁车辆在高架轨道上行驶时，由于列车运行激发轨道结构振动并通过桥梁各个构件，如承重梁、墩台等从地面向临近的建筑物传递，引起建筑物的墙壁、地板以及天花板的振动而产生一种低频噪声，称为“二次噪声”，即结构噪声，参见图 2.4-29。国外大量实测数据表明：一般高架轨道噪声高于地面线路噪声 0～20dB（A）。

高架轨道分为三类：第一类，轻型高架钢结构，钢板梁、钢轨直接固定在钢板道床上；第二类，混凝土梁支撑的混凝土高架结构，采用弹性扣件直接将钢轨固定在混凝土道床上；

第 三类，碎石枕木道床高架结构。如图 2.4-28 所示。

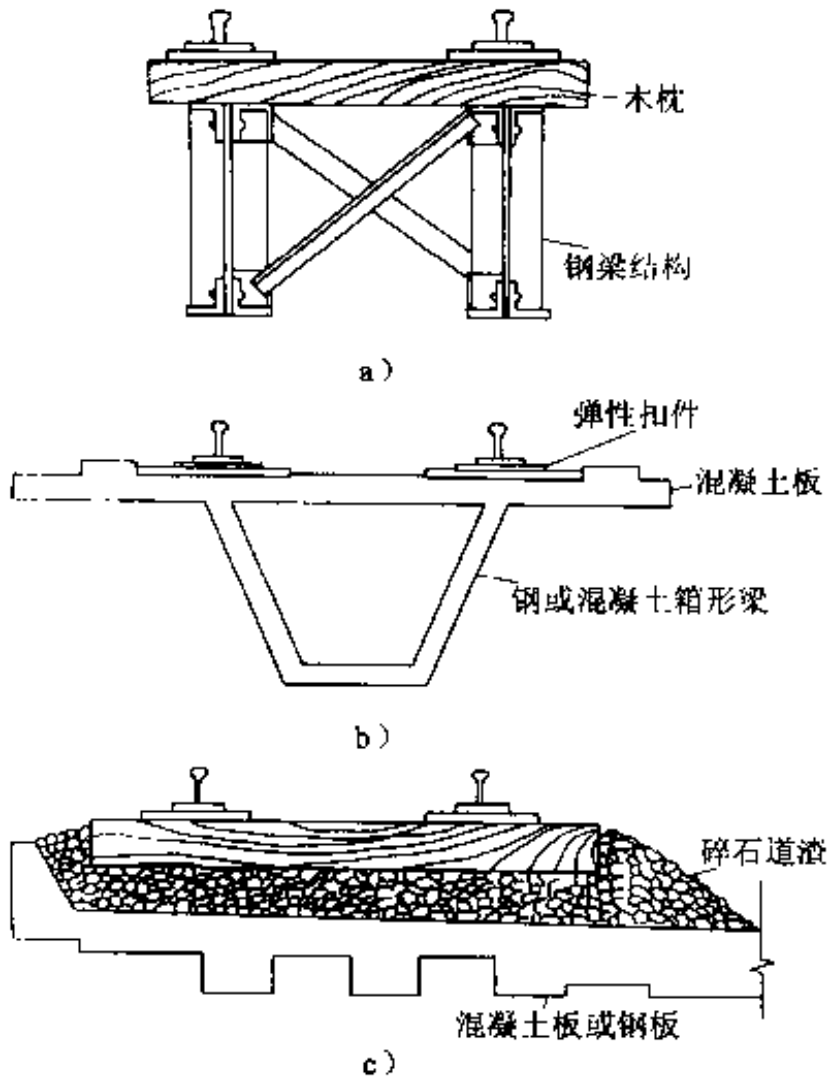


图 2.4-28　高架结构的三种基本形式

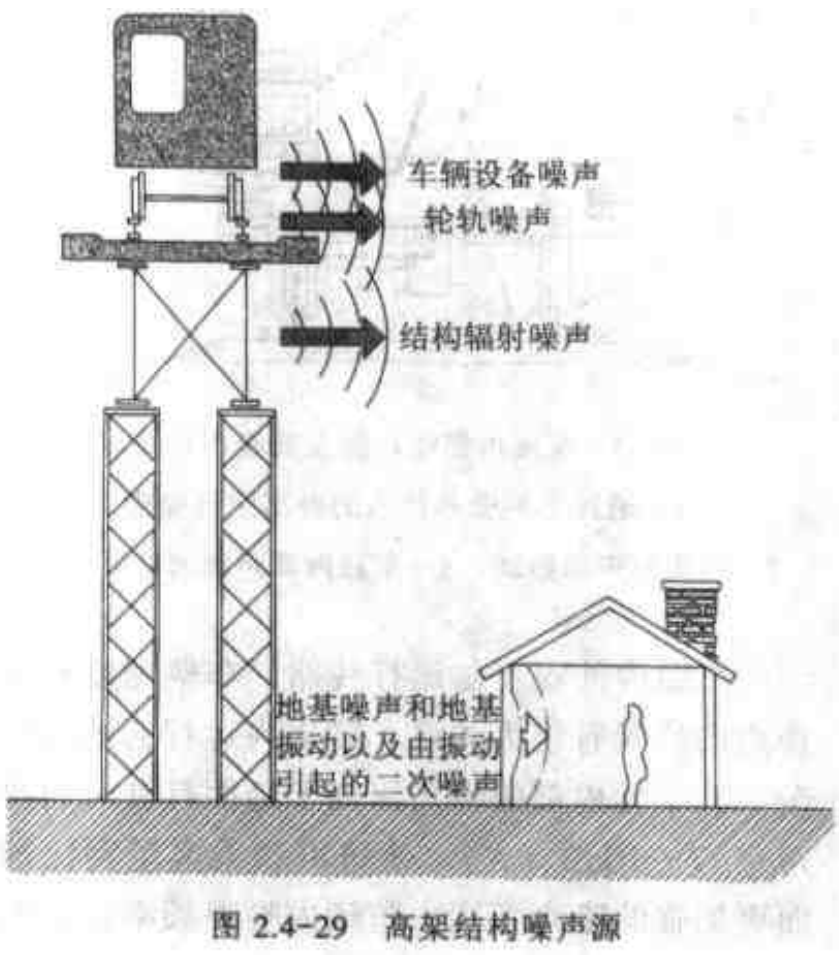


图 2.4-29　高架结构噪声源

由于共振作用钢结构桥对路旁的辐射噪声最大，传播范围广，主要成分是结构噪声。钢结构桥的噪声控制技术比较复杂，而且难以实施，因此在城市区域避免采用钢结构桥。

混凝土桥的桥梁构件自重大，当列车通过时受到的振动激励响应比钢结构桥要小得多，因此辐射噪声比较小。主要噪声成分是轮轨噪声，只要针对轮轨噪声频谱特性采取控制措施，就可以降低总体噪声。城市高架轨道一般采用混凝土结构。列车通过高架桥产生的噪声谱可见图 2.4-30，不同车速下的噪声级可见图 2.4-31。

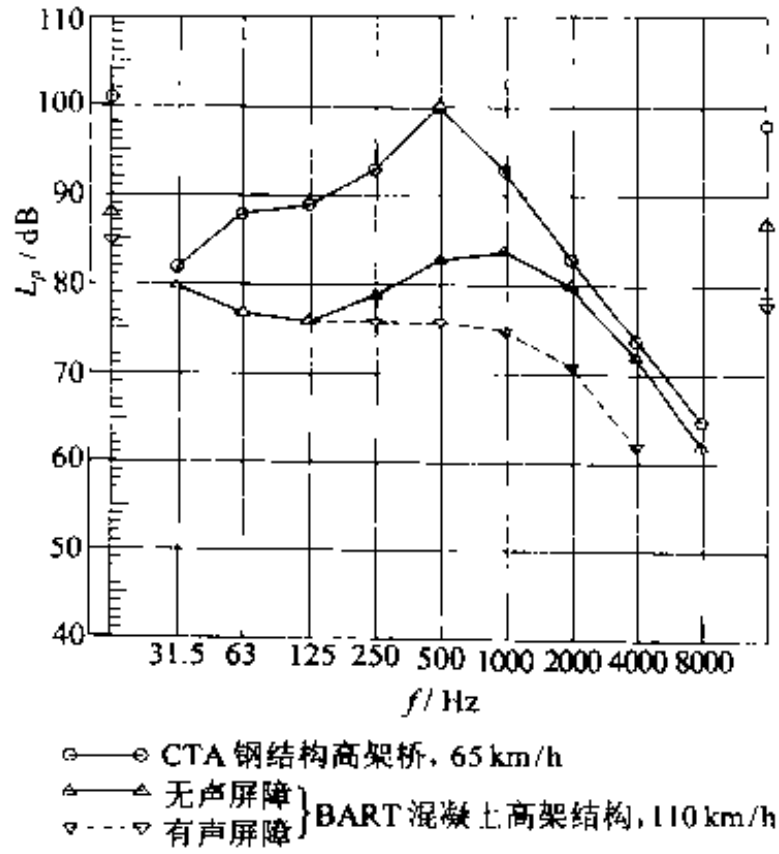


图 2.4-30　高架结构倍频程噪声谱

图 2.4-32 为高架混凝土结构倍频程噪声频谱图。碎石枕木道床高架结构与混凝土桥结构相比噪声级大致相等或稍低一些，频率特性也基本相同。参见表 2.4-14。

表 2.4-14　不同轨道结构的噪声覆盖范围

轨道结构类型	至轨道中心线的距离/m
轻型高架钢结构	600（或更大）
混凝土或 钢/混凝土混合高架结构	200
地面碎石枕木或路堤	130
有声障的高架结构	60
有声障的碎石枕木道床	30～35
路堑（隔声林带）	30～35
路堑（隔声墙）	25～35
地铁	25～35
有浮板的地铁	7～10

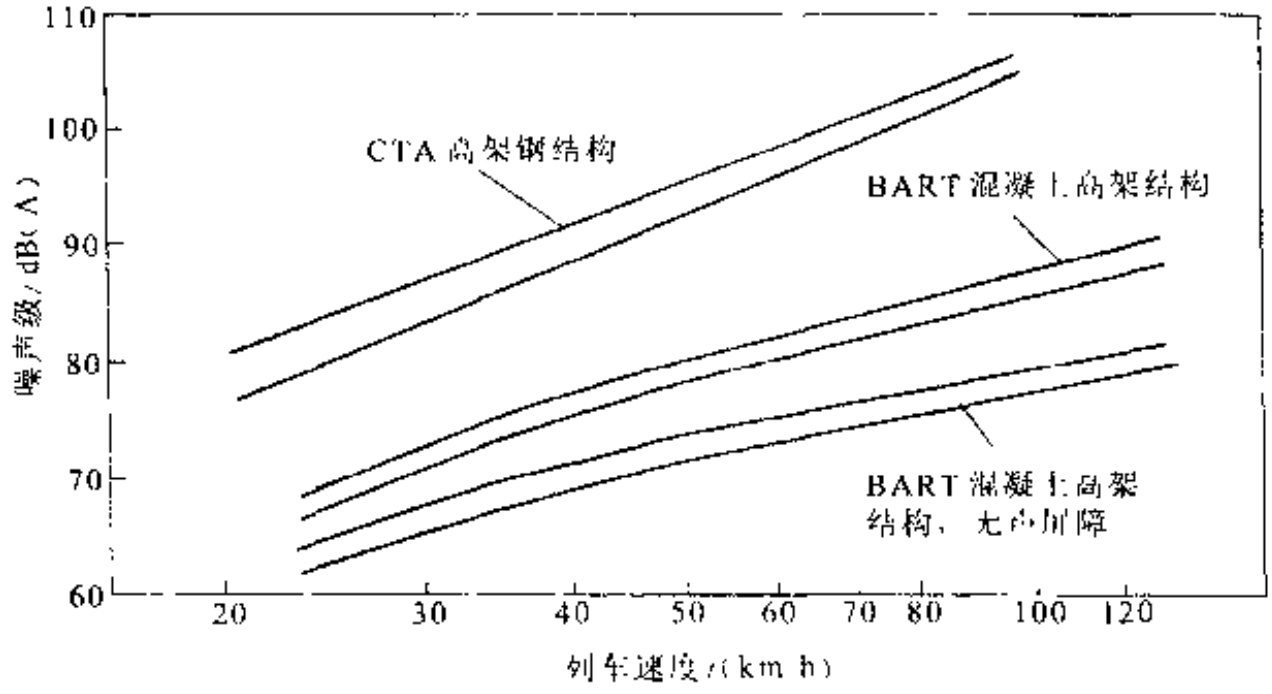


图 2.4-31　不同速度下的噪声级

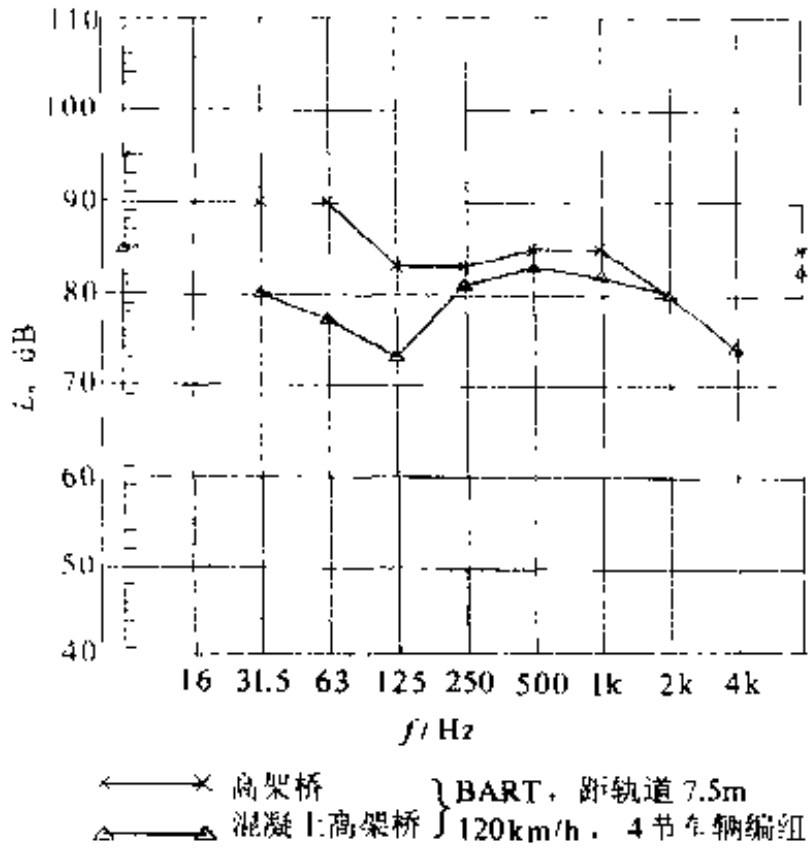


图 2.4-32　高架混凝土结构倍频程噪声频谱图

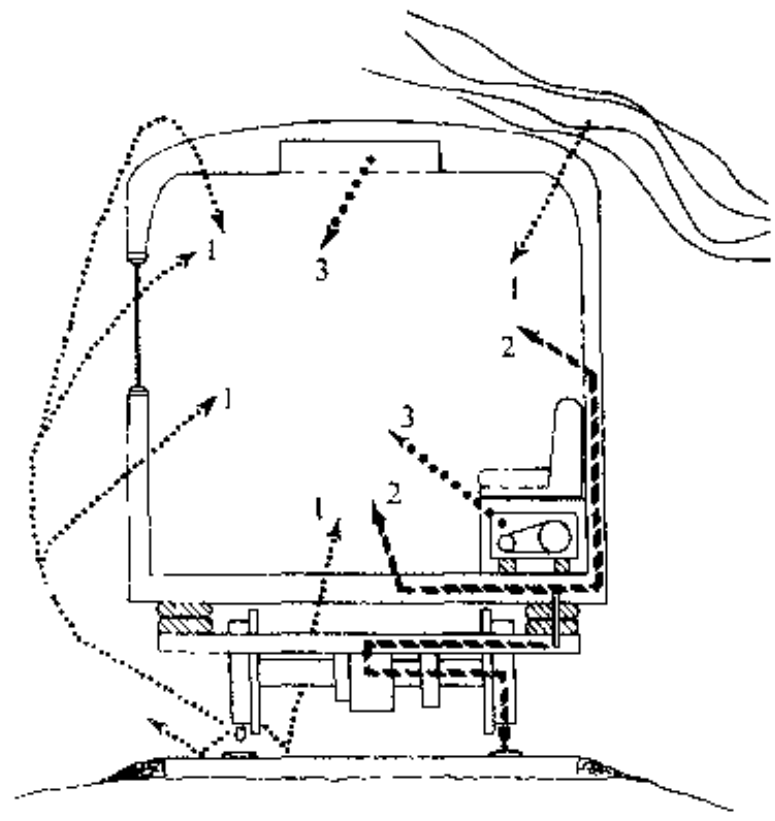


图 2.4-33　车厢内部噪声源及其噪声传播途径

1—通过车辆壁体传入的外部空气噪声

2—结构噪声和振动　3—车厢内部声源的空气噪声

4.3.3　车辆内部噪声

图 2.4-33 为车厢内部的噪声源及其传播途径。车厢内部噪声源包括三类：第一，通过车辆壁体传入的外部空气噪声；第二，车厢本身结构，如车身、门窗或其他部件的振动而产生的噪声；第三，车厢内部供暖、通风和空调等设备产生的噪声。

车厢内部噪声与运行线路、车辆速度和受声点的位置有很大关系。隧道内运行的地铁列车，其车辆内部的噪声级高于地面行驶时的噪声级 7～10dB（A），使司机和乘客受到比地面更加强的噪声干扰，车辆内噪声频率状况参见图 2.4-34。在相同的速度下，车厢内的噪声级比司机室的噪声级高 2～3dB（A）。

4.3.4　车站噪声

车站噪声源主要有：车辆噪声、设备噪声、客流噪声以及地面交通噪声(对于地面车站而言)。

1. 车辆噪声

列车进站、出站、停站、制动和通过等各种运行工况，将会给车站环境带来不同程度的噪声影响。车辆在不同的运行工况下，其噪声级和频谱特性都是不同的。列车从进站到出站的整个过程，分为减速进站、制动停车、停站等候和加速出站四个阶段。随着列车工作状态的改变，站台噪声级呈现出周期性的变化，如表2.4-15所示。

根据北京地铁车站噪声大量测量和统计结果：

——站台无车时，背景噪声为60dB（A）左右；

——列车减速进站，低频的齿轮噪声和牵引电机噪声占主要成分，进站过程噪声级为82dB（A）。

——列车制动时啸叫噪声达93～95dB（A），频率范围在2～6kHz。

——列车停站后，低频的牵引电机风扇噪声和辅助设备噪声对站台环境起主导作用，稳定在75dB（A）左右；

——列车出站时的速度高于进站速度，出站过程的噪声级为84dB（A）。

——列车通过站台时，行驶速度一般保持在60km/h，以轮轨噪声为主，频率在500Hz左右。

此外，站台噪声级与车站是否进行吸声处理有关，吸声处理过的站台，车辆通过时噪声明显降低。如图2.4-35所示。

2. 设备噪声

车站设备噪声包括车站通风、供暖和空调设备（统称HVAC设备）噪声、变压器噪声以及自动扶梯噪声等。

（1）风机噪声

车站设备噪声中风机噪声尤为突出。风机是保证地铁隧道系统正常运营的重要设备。地铁通风系统分为两类：即隧道通风系统和局部通风系统。前者包括车站通风和隧道通风，通常采用大功率的轴流风机，称为大系统；后者是为满足车站工作房间通风换气而设计，一般采用离心式或小型轴流风机，称为小系统。

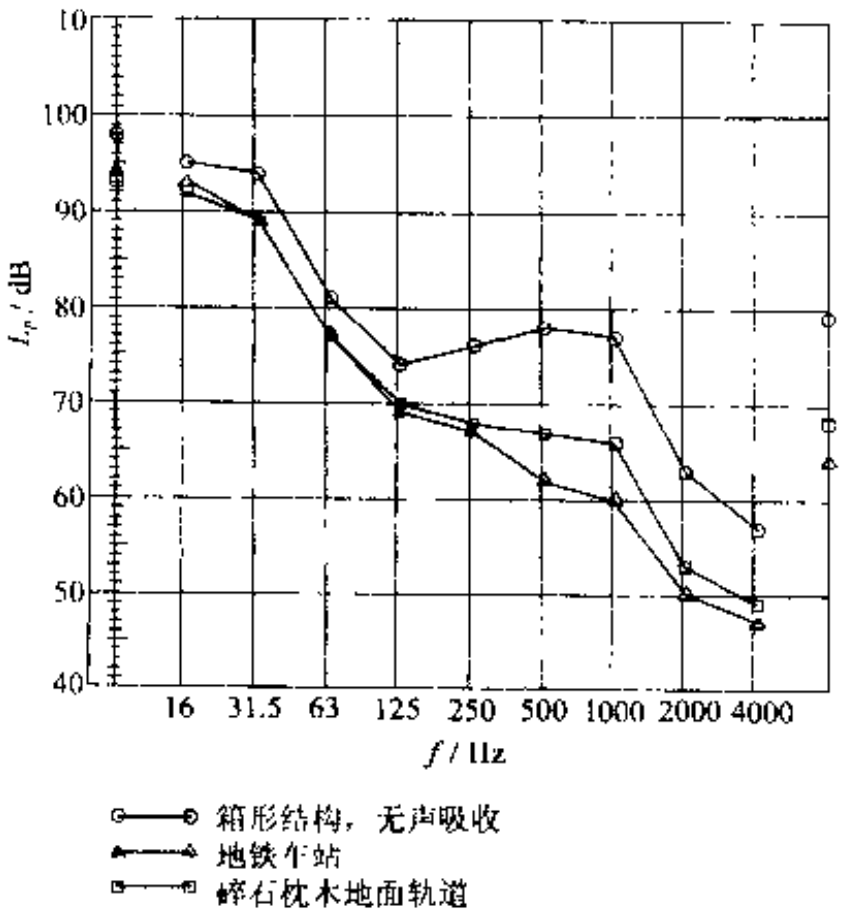


图2.4-34　某地铁系统车辆内部倍频程噪声谱2节车辆编组，64km/h

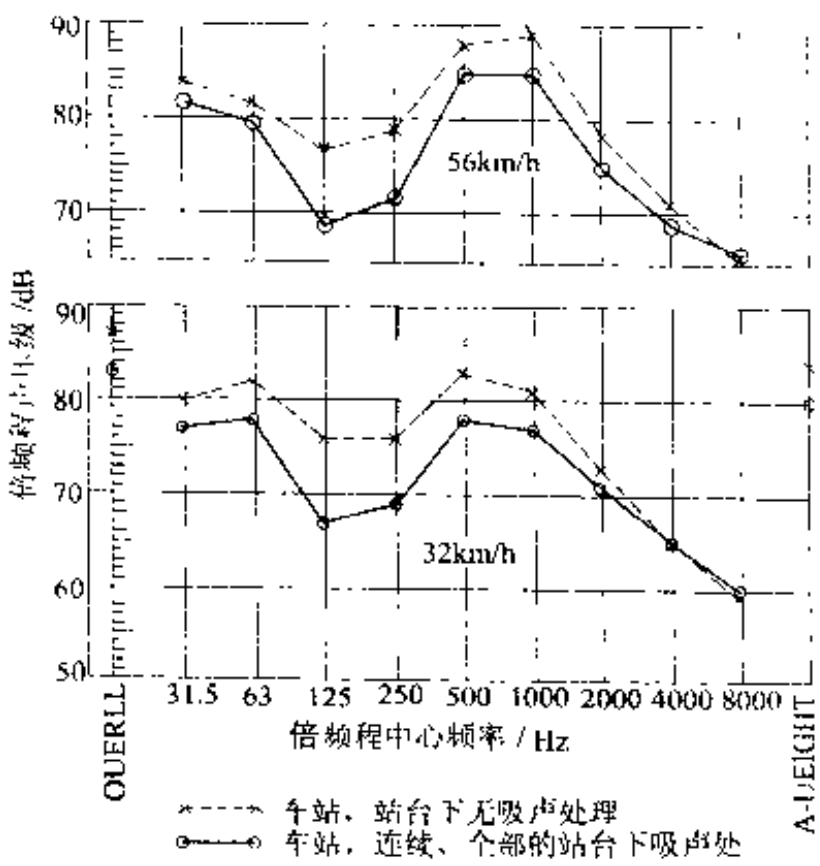


图2.4-35　地下车站吸声处理与否和通过车辆时的倍频程噪声谱

表 2.4-15 地铁车站站台噪声级

城市地铁名称	速度和工况	噪声级测量值/dB（A）
旧金山海湾地区快速轨道交通（BART）	0	63～64
	32km/h	77
	64km/h	87
	进站、出站	75～80
华盛顿城市快速轨道交通（WMATA）	0	65～67
	32km/h	78～82
	64km/h	87～89
多伦多地铁（TTC）	进站、出站（无吸声）	85～91
	进站、出站（有吸声）	70～80
港务局轨道交通（PATCO）	进站、出站（无吸声）	79～89
巴黎地铁新型钢轮	32km/h	75～82
	64km/h	89～91
	进站、出站	80～86
巴黎地铁橡胶车轮	32km/h	73
	64km/h	86
	进站、出站	80～85
巴黎 RER 芝加哥地铁（CTA）	进站、出站	70～80
	混凝土道床地下车站	103～110
	碎石枕木轨道地下车站	90～95
北京地铁（BMTR）	背景噪声	60
	进站、出站	82～84
	制动	93～95
	停站	75
	通过（60km/h）	90～92

大系统的轴流风机运行中产生高强度的稳态噪声，一方面通过隧道传到站台，另一方面通过风道和风亭传向地面，对站台乘客和地面邻近的居民带来一定范围的影响。风机噪声也可通过车体传播到车厢内部，但由于车体的隔声性能一般可忽略不计。小系统噪声将在局部区域对地铁工作人员产生局部性的影响，但对外部环境干扰不大。

（2）变电站噪声

地铁系统设有 35kV 高压、牵引和降压变电站。变电站的各种电气设备，如牵引变压器、整流变压器和动力变压器是产生电磁噪声的主要声源。由于变电站的设备昼夜运转，因此这种噪声是连续性的稳态噪声，在无任何干扰的情况下，噪声的声级与频率均不随时间改变。变压器噪声是一种纯音噪声，在相同的声级下比宽频噪声干扰性更大。地下变电站的噪声对工作人员造成一定影响；而地面变电站的噪声对周围居民危害较大，尤其夜间更为明显。图 2.4-36 为变压器噪声随距离的衰减特性。

表 2.4-16 北京地铁前门车站 T60-1～No18 风机噪声频谱

测点位置	倍频带声压级/dB									噪声级/dB（A）
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000	
进风口	50	79	89	90	90	87	83	78	71	99

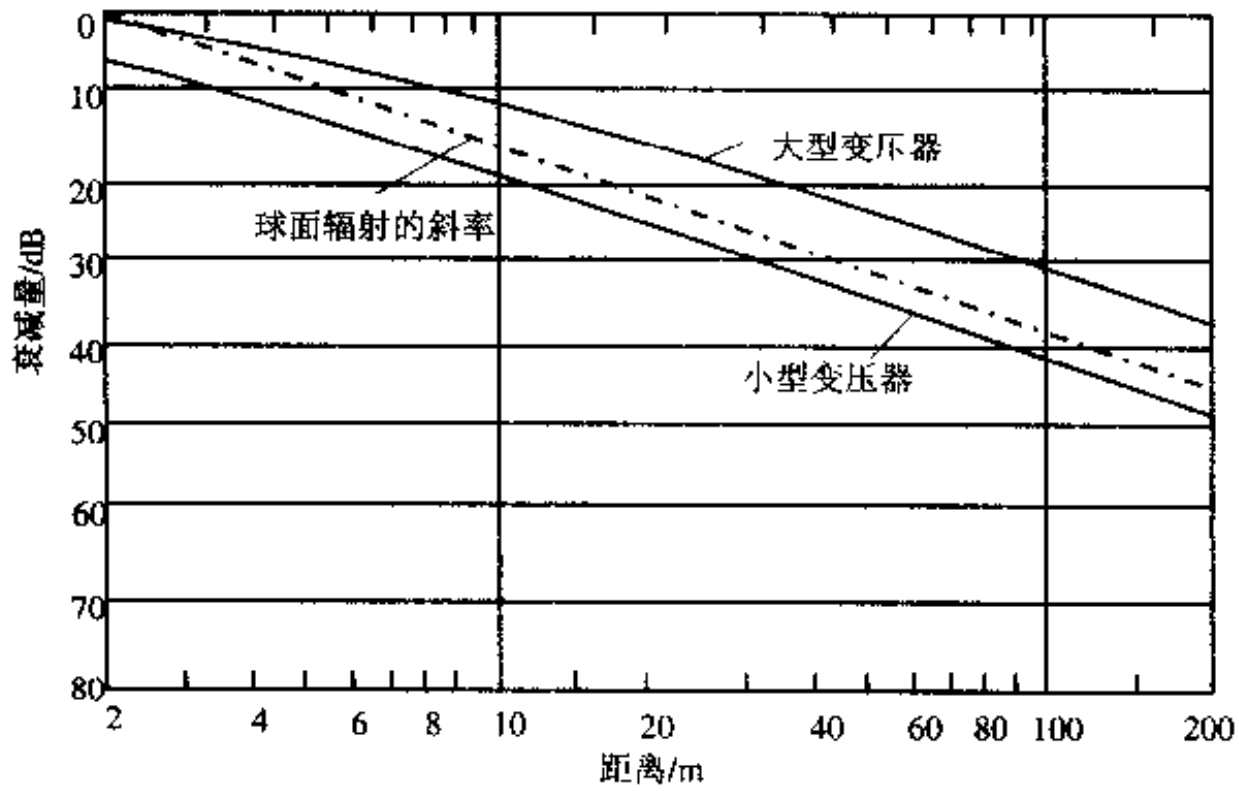


图 2.4-36　变压器噪声随距离的衰减

4.3.5　地基噪声和振动

地下铁道是一个相对封闭的地下交通系统，其内部噪声对外部环境不会造成较大干扰，但是列车的行驶而引起的地基振动会使地面上的人和建筑有明显的感觉。很显然，地面轨道和高架轨道对于沿线环境的干扰以噪声为主，而地下铁道所产生的振动是影响地面建筑的主要环境问题。尽管地面轨道和高架轨道也产生较大的振动噪声级，但是，地下铁道的地基噪声及振动问题引起了人们极大关注。

轮轨之间的相互作用而引起的振动响应沿轨道结构通过岩层和土壤层向邻近的建筑物传播，其产生的声学效果是引起低频轰响声。如图 2.4-37 所示。

地基振动的频率范围是 10～200Hz，这种低频声的传播距离远，影响范围广，使临近建筑物的墙体、地板和天花板产生振动的感觉，并由此产生低频轰响声，即二次辐射噪声。由于建筑物的地基振动频率接近人的感觉阈，因此振动级有微小变化就会引起人们很大程度的反应。然而由于土壤和岩石条件的多变性和地

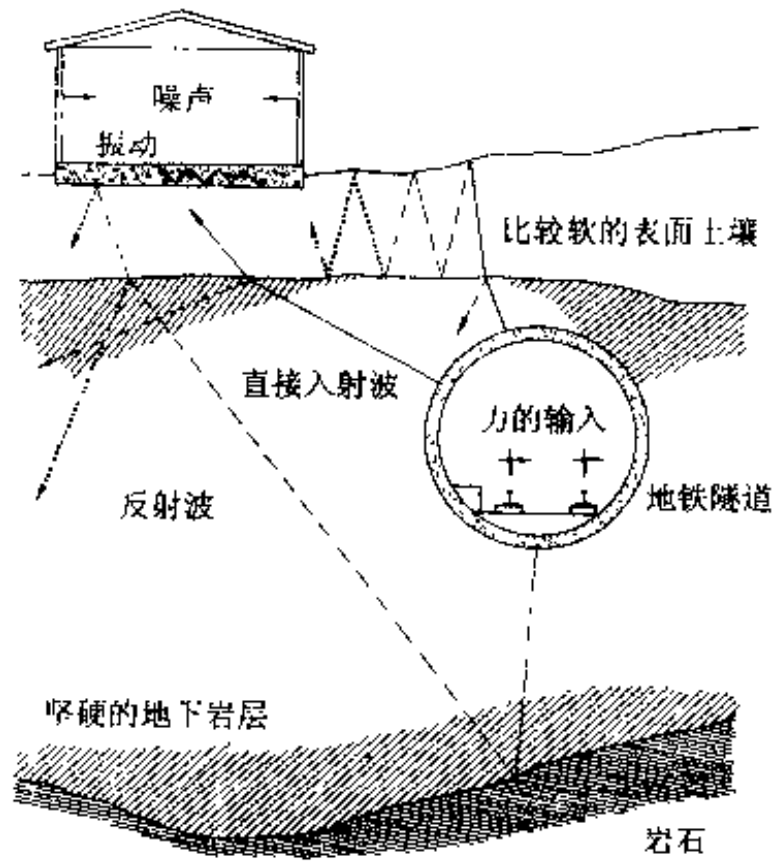


图 2.4-37　地基振动的传播途径

面建筑设计的多样性，使地基噪声和振动的预测比空气噪声复杂得多。地基噪声和振动的影响因素包括轨道车辆、轮轨粗糙度、轨道支承、轨道结构、道床以及隧道结构等。影响的具体状况参见表 2.4-17。

表 2.4-17 地基噪声和振动的影响因素

因 素	影 响
车辆的一次悬挂系统	效果很显著，地基振动级最大可相差 10～15dB
轮轨粗糙和车轮缺陷	振动级增加 6～15dB
弹性车轮	40～50Hz 振动级降低 5～10dB
轨道扣件	50Hz 以上振动级与 20lg$K$ 成比例（K 轨道支承系数）
浮板（14Hz 共振）	20～30Hz 振动级降低 20～30dB
轨道结构	拱形隧道产生的振动级比双洞隧道高 50dB 以上
列车速度	车速提高一倍，振动级增加 4～6dB
车体的悬挂系统	没有明显作用

1. 轮轨粗糙度

地基噪声和振动主要是由车轮和钢轨表面凹凸不平引起的，如车轮和钢轨表面粗糙、钢轨接缝等，（参见表 2.4-18）而且即使钢轨表面非常光滑，但轮轨的不同硬度也会产生一定程度的振动。

表 2.4-18 相对于平滑焊接钢轨和车轮的各种条件下地基噪声增量值

条 件	增 量 值
车轮磨平，轨道焊接处不密实，钢轨有波纹	10～20dB（A）
车轮和钢轨粗糙（焊接长钢轨，未磨平）	3～6dB（A）
连接轨道，车轮磨平	5～10dB（A）
特殊的轨道工程	10～15dB（A）

2. 轨道车辆

地基噪声和振动取决于转向架在轨道上的动态负荷，一次悬浮刚度的降低会导致车辆在轨道上的动态负荷降低（频率低于 100Hz 以下，轮轨间的相互作用力降低）。一次悬浮可降低转向架的振动负荷，因此，车辆转向架的一次悬浮刚度是轨道车辆最重要的特性。

3. 轨道支承

轨道支承（轨枕）或轨道固定与地基振动关系较大。“刚性固定”是将钢轨直接联结在连续混凝土道床上，在钢轨和道床之间用木枕联结，木枕起着均匀分布载荷或应力的作用；“直接固定”是将扣件用螺栓直接固定在连续混凝土道床上，而不采用碎石和木枕。

轨道支承系数 K 等于扣件的刚度与扣件间隔之比。一般来说，频率在 50～4 000Hz 范围内，地基振动级与 20lg$K$ 成正比；20～30Hz 范围内与 5lg$K$ 成正比。轨道支承系数应小于 138MPa。

近年来，美国交通管理部门对轨道扣件的刚性与振动级的关系进行了大量的理论研究，认为轨道支承系数为 5.5～6.9MPa 的刚性扣件不利于轨道的耐久性和稳定性。在大部分轨道扣件的设计中，轨道支承系数的取值范围在 17～138MPa。常用的整体道床扣件的最低限值范围为，垂直刚度：621～690MPa，轨道支承系数：17～228MPa，可根据扣件的间隔来选择。表 2.4-19 列出了几种轨道的支承系数。

表 2.4-19 几种轨道支承系数

结 构	轨道支承系数 / MPa
刚性固定（混凝土道床上无弹性材料）	>138
碎石枕木道床	13.8～27.6
弹性直接固定（压缩弹性垫块）	17～69
高弹性直接固定（剪切弹性垫块）	6.9～10
弹性支承枕木	17

4. 轨道结构

地基振动级及其频率与轨道结构关系密切。由于每一种轨道其结构与上壤之间的联系不同，因此它们的振动响应是不同的。任何一种轨道结构的振动级及频谱都与结构本身的尺寸和质量有关。对于地铁结构，墙体挠曲刚度、单位墙体面积质量、隧道长度以及结构弯曲刚度都是重要的参数；高架结构的弯曲

刚度、每一跨度的单位长度质量、基础表面积、基础深度以及基础和承重柱的质量等均为重要参数；地面碎石枕木轨道的相关因素包括：道渣厚度、路基高度以及路基与路面的材料特性等。

地下铁道的地基振动问题比较突出；而对于轻型高架钢结构来说，噪声与振动问题同时暴露；混凝土板式结构的地基噪声和振动影响则相对较小。一般来说，高架结构的地基振动小于或与地面碎石道床结构相同，地面轨道引起的地基振动比地铁结构小得多。通常地基振动取决于振动频率和土壤特性。

（1）地铁结构的地基振动

通过对地铁地基振动的大量测量得知地铁隧道结构、几何尺寸与振动级有着密切的关系，即：隧道单位长度质量增加，则地铁噪声和振动级降低。地铁隧道墙体的振动速度级与地铁隧道结构平均厚度之间的经验关系式为：

$$L_v = 69 - 56\lg\left(\frac{d}{40}\right)$$

振动基准速度 5×10^{-8}m/s。

式中　d —— 地铁隧道结构的平均厚度，一般为 0.4～1.25m。地铁隧道结构包括墙体、顶板和底板。

从上式得出：隧道结构的平均厚度增加一倍，振动速度级降低 12～18dB；隧道结构的质量增大一倍，振动速度级降低 6dB。该关系式的修正误差为±2.5dB。

由图 2.4-38 可看出，多伦多系统的加速度级高于华盛顿系统。前者的混凝土隧道为预制结构，平均厚度为 0.13m；后者的隧道围护结构采用现场浇注混凝土的方法，厚度为 0.2～0.3m。

（2）高架结构的地基振动

高架结构基础与机械设备基础的动态特性相似，在闻阈范围内，高架结构基础增加一倍，则承重柱体的振动级可降低 6dB。因此，增加结构质量可以使结构的振动降低。

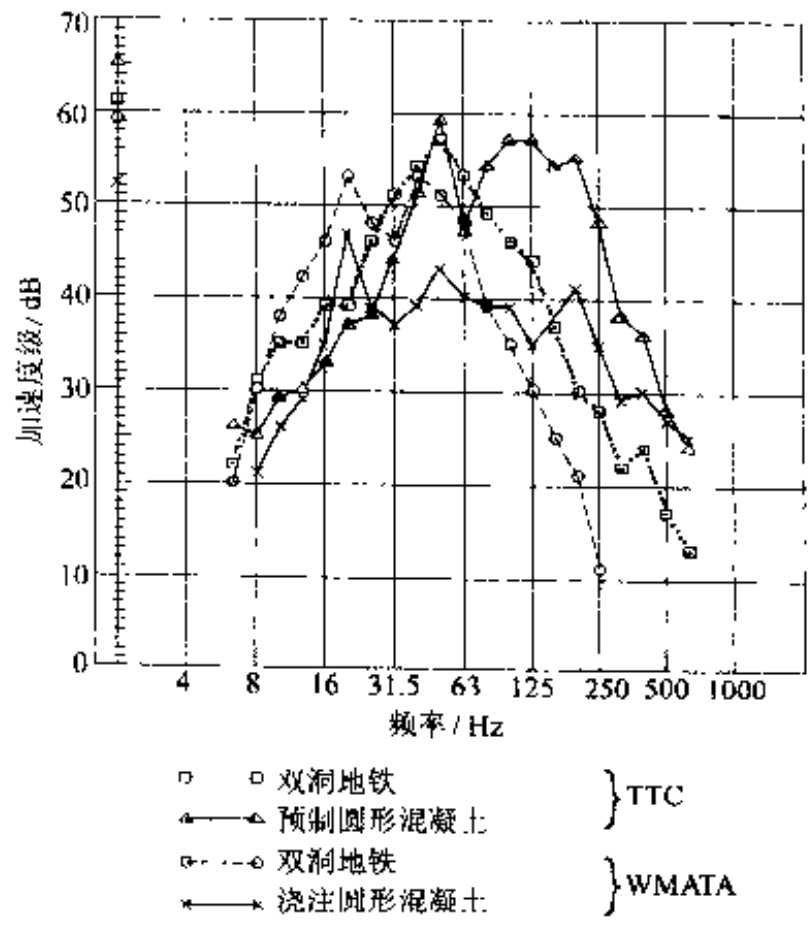


图 2.4-38　距离轨道中心线 15m，地铁隧道结构的振动级

（3）地面碎石枕木结构的地基振动

据有关部门的测量数据得到初步结论：路堤高度和断面面积与地基振动有很大关系，路堤越高，则路旁振动级越小。图 2.4-39 给出了高架混凝土结构与地面碎石枕木结构的振动级。

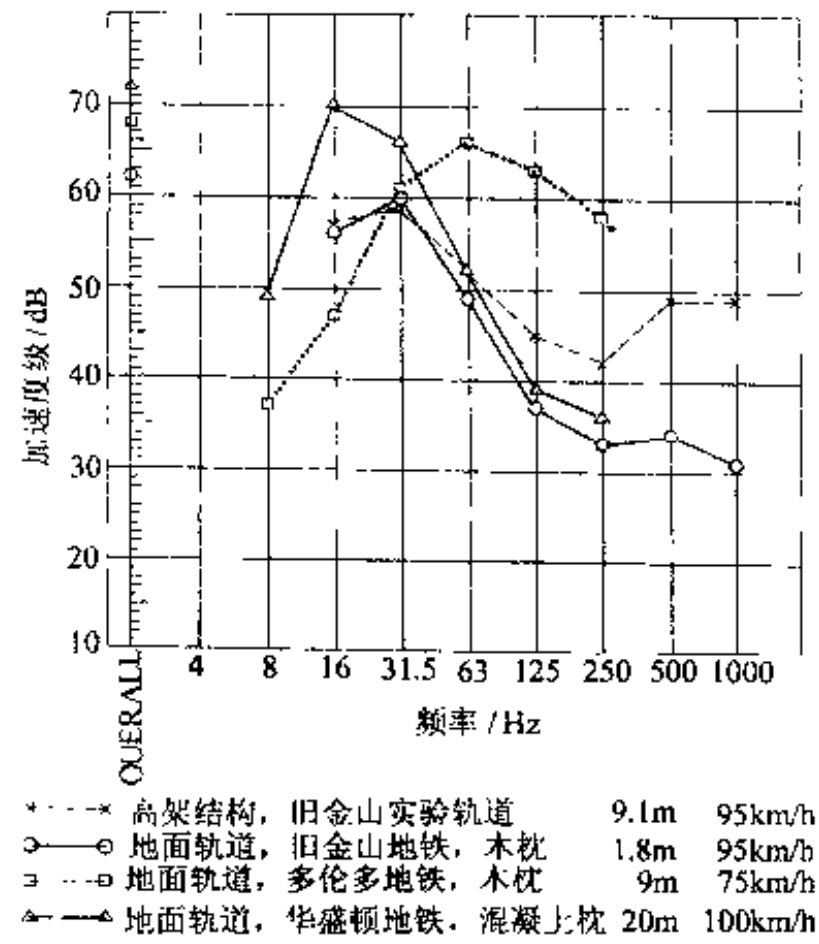


图 2.4-39　高架混凝土结构与地面碎石枕木结构的地面振动级

5. 列车速度

列车速度与地基噪声和振动有很大关系。随着列车速度的改变，振动级将在 $10\lg v$～$20\lg v$ 的范围内发生变化，即：列车速度提高一倍，地基振动级增加 3～6dB。

6. 建筑物对地面的振动耦合

建筑物对地面振动的响应是很复杂的，在预测和分析方面尚未进入实用阶段。建筑物的基础振动分布与土壤层内可听频率的振动波长一样非常广泛。在可听频率范围内，基础对地面振动的响应由基础质量和几何尺寸所决定。

基础振动将使建筑物的楼板、墙、天花板的振动级大大增加，这种作用对木框架结构的房屋更为显著。楼板的共振作用可在 10～30Hz 范围内增大振幅，当楼板的振动频率与地基振动频率一致时，将产生较大的振动影响。楼板、天花板和墙体的振动是难以预测的，按照一般经验，频率在 16～80Hz 范围内，增幅为 5～15dB。

4.3.6 车辆段和修理厂噪声

车辆段的检测场地和维修车间通常是产生噪声的主要场所，尤其当车场或车间位于居民区或半居民区时，影响将更为严重，其噪声源包括：

——车辆轮轨噪声，尤以列车沿小半径弯道行驶时车轮的啸叫噪声最为突出，还有列车通过钢轨接缝和道岔处的撞击噪声，停车制动噪声。列车进、出车场时，其行驶速度一般限制在 25km/h 以内，因此滚动噪声不明显；

——车辆辅助设备噪声；

——列车鸣笛声；

——车辆对接和分离噪声；

——检修工具和机械撞击声；

——车辆冲洗和清扫时的空压机噪声；

——车辆检修时的噪声；

——报警器、广播以及人员噪声。

地铁施工中产生振动的作业机械有：打桩机、钻孔机、大型挖土机、空压机、加填打夯机以及重型车辆等。表 2.4-20 列出了地铁施工期主要机械设备的振动参数。

表 2.4-20 主要施工机械的振动参数（Vlz）

（单位：dB）

机械名称	距振源距离	
	10m	20m
振动夯锤	93	83
打桩机	99	83
风镐	85	83
挖掘机	80	71
推土机	79	69
压路机	82	81
钻孔-灌浆机	63	-
重型运输车	74	64

地铁施工方法主要有以下几种：第一，区间暗挖；第二，车站明挖；第三，高架桥及地面线路、车辆段、停车场采用地面桥梁和线路的施工方法。

对于暗挖区段，其施工噪声和振动对环境的影响很小，仅限于出渣口附近及出渣车辆的运输路段。

对于车站明挖区段，所使用的施工机械主要为：空压机、混凝土破碎机、挖掘机、混凝土搅拌机（车）、推土机、振捣棒等，因此施工中的噪声和振动都将对环境产生一定程度的影响。

对于高架桥、地面线路、车辆段以及车辆场均为露天施工现场，由于各个施工阶段的施工方法不同，其施工噪声和振动也将会对环境产生影响。

4.3.7 其他噪声

轨道加工、安装、维修和钢轨研磨、道床清理等工务工程等都将产生较强的噪声。

4.4 飞机噪声

20 世纪 50 年代喷气式飞机诞生，由于喷气式飞机速度快、运载能力强，飞行业务量迅速增加，飞机成为重要的运输工具。但是，由于喷气式飞机的功率大、噪声级高，飞机频繁地飞过上空，随之而来给机场周围的环境带来了严重的噪声污染，飞机噪声成为人们所关注的环境问题。

飞机的运行产生了高声级的噪声，飞机成为大功率的噪声源。飞机的种类决定于飞机的动力装置、运行方式及机体结构设计等因素，不同种类的飞机产生的噪声的大小、频谱不同。飞机可分为三大类：螺旋桨飞机、直升机和喷气式飞机，它们所产生的主要噪声特性如下所述。

1. 螺旋桨飞机

螺旋桨飞机到 20 世纪 50 年代发展成像 DC-7 等类的涡轮螺旋桨飞机，发动机的噪声已比刚刚发明时的螺旋桨飞机噪声高出 30dB，桨端的速度已接近声速，但相对于喷气式飞机，它的噪声还是比较小，噪声对环境的影响不大。

这种飞机的噪声源主要有两种：① 螺旋桨噪声；② 发动机排气噪声。飞机的噪声频谱和声压级如图 2.4-40 所示。

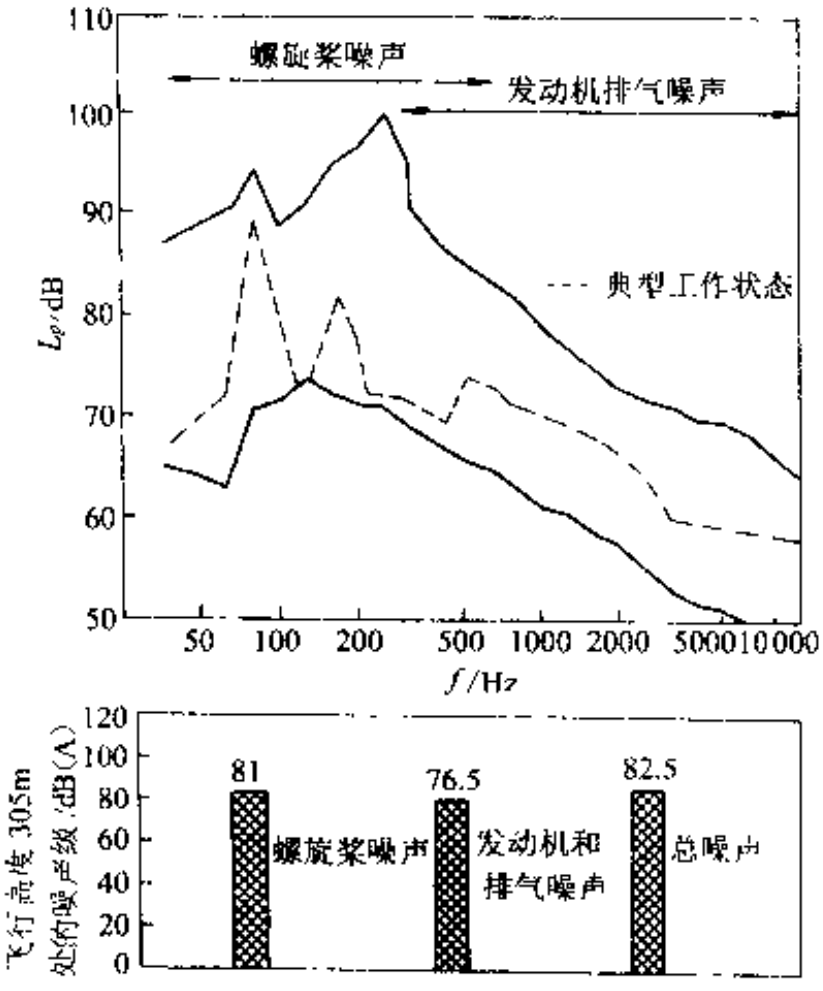


图 2.4-40　螺旋桨飞机的噪声频谱和噪声级（305m 飞行高度）

在 305km 的飞行高度，飞机在地面所产生螺旋桨噪声平均低于 81dB（A），发动机排气噪声低于 76.5dB（A），总的噪声级低于 82.5dB（A），因此主导噪声源是螺旋桨噪声。

螺旋桨噪声由两部分组成：

1）旋转噪声：它是螺旋桨周期性扰动空气所产生的，所产生的噪声谱是离散的，当螺旋桨端的速度超过声速时，峰值声压的频率和它的谐波一般在 1kHz 以下；如果为超声速时，谐波频率可以出现至 10kHz。但是，大多数的螺旋桨速度被设计在 150~300km/s 范围内，所以噪声频率都是 1kHz 以下的低频。

2）涡流噪声（vortex）：是螺旋桨随机转动的随机干扰所引起的噪声，它是宽带噪声。

2. 直升飞机

直升机有主要转子和尾部转子两个转子，起降不需跑道，使用方便，可在城市中和城市附近执行任务，这就限制了它的噪声级，它的噪声主要来自：

1）旋转噪声：以主要转子为主、尾部转子为辅引起的，声级较高，在 305m 的飞行高度上，转动所产生的纯音谐波可达到 1kHz。

2）动力装置噪声：包括了压缩机噪声和传递噪声，是从 1kHz 到 20kHz 宽频带噪声，噪声级低。

3）涡流噪声：由主要转子和尾部转子转动所引起的。

在远处所能听到的飞机噪声主要为高声压级离散频率的转动噪声加上低声压级宽频带的动力装置噪声。

其频谱如图 2.4-41 所示。

3. 喷气式飞机

喷气式飞机是主要的飞机噪声源，1950 年开始出现的喷气式飞机是涡轮喷气飞机，被压缩机压缩的空气与喷射燃料混和燃烧后形成高温喷气，推动涡轮旋转后，排出高温高速喷气，成为飞机的向前的推动力。20 世纪 60 年代改善了飞机的动力装置的设计，增加了一个被高能喷气驱动的风扇和外涵道排出低速的喷气，出现了涡轮风扇飞机，它大大地提高了飞机向前的推力，并减少了噪声，但却出现了风

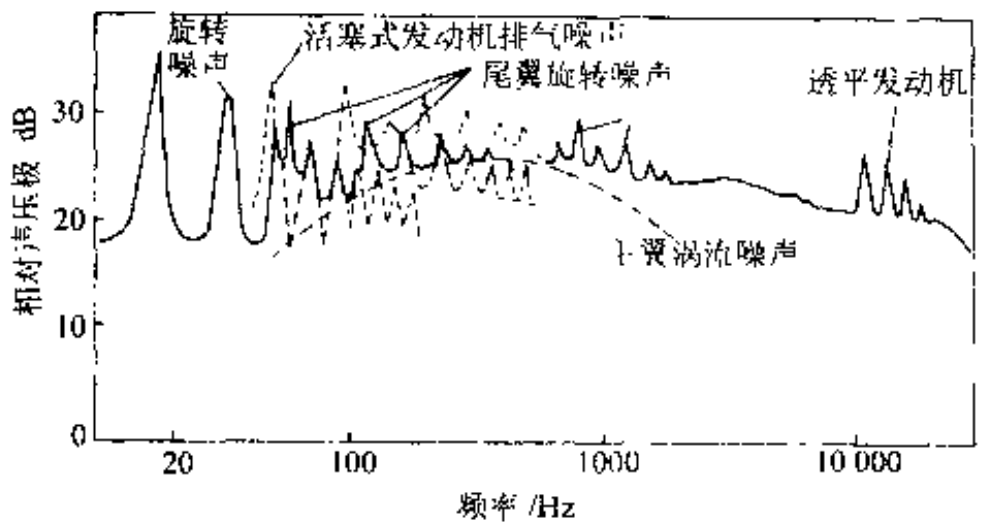


图 2.4-41 直升飞机的噪声频谱

扇高速转动所带来的特异啸叫噪声。20 世纪 60 年代中期开始研制的低噪声发动机被使用高涵道比发动机所实现，高涵道比飞机的涵道比一般为 2~6，现在被使用在 B747、DC10 等新型飞机上。一般喷气式飞机发动机的构造如图 2.4-42 所示。

喷气式飞机的噪声比其他飞机大得多，是污染机场周围环境的主要噪声源，喷气式飞机的主要噪声源有两部分组成：喷气噪声和风扇噪声。喷气噪声的频率低于风扇噪声，风扇噪声是喷气式飞机的主要噪声源，喷气式飞机噪声的频谱如图 2.4-43 所示。起飞时功率大，主要是喷气噪声；降落时发动机功率小，主要是进排气所引起的风扇噪声。

1）喷气噪声：由高速喷气与静止大气的干涉所产生的，喷气噪声是宽带噪声。喷气噪声声源可看做为四偶极子，噪声级与喷气速度的 8 次方成正比［见式（2.3-9）］。高涵道比的发动机的外涵道增加了低速排气量，并减小了喷口的高速、低速排气对高速喷气形成了屏蔽层，从而降低了喷气噪声。

2）风扇噪声：它是由发动机的多叶片风扇压缩机高速转动所引起的。当风扇叶片端的速度是亚声速时，风扇旋转产生的基频纯音及其谐波频率的噪声；当叶片端速度超过声速时，风扇高速旋转产生的特异啸叫噪声，频率范围一般为 800~10 000Hz，其频率包括了风扇所产生的基频纯音和谐波及次谐波，如图 2.4-44 所示，它取决于风扇动翼和静翼的设计和转动的速度。风扇噪声呈宽带噪声加上的峰值声压的离散频率，可用声衬吸声材料减少风扇噪声。

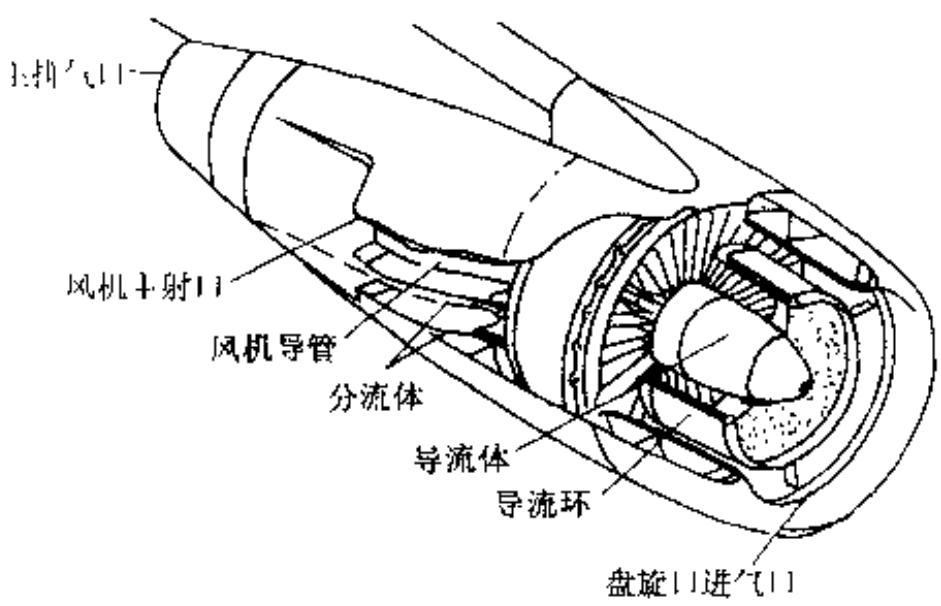


图 2.4-42 喷气式飞机发动机的构造

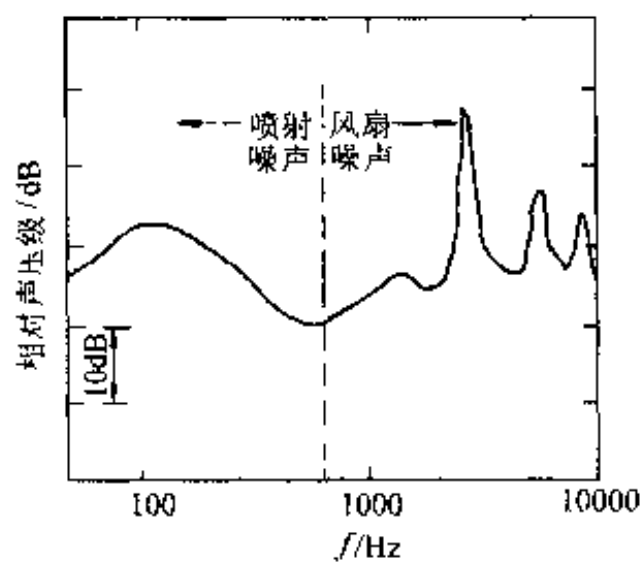


图 2.4-43 喷气式飞机噪声频谱

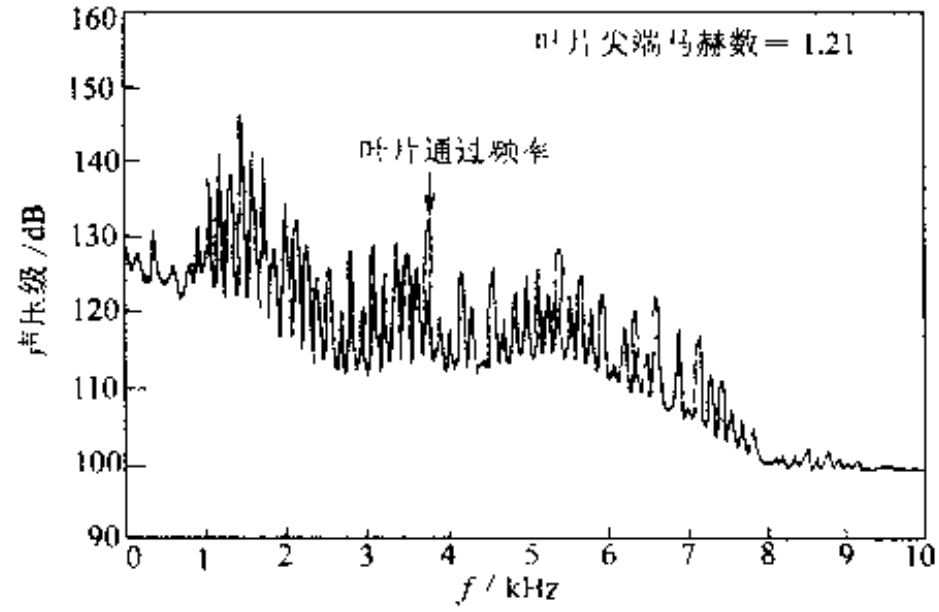


图 2.4-44　鸣啸叫噪声频谱

4. 轰声

喷气式飞机做超声速飞行时，使大气压出现了瞬时的压力变化，产生了轰声，它在地面可产生时间间隔能分辨的增压和减压两个冲击波，被叫做 N 形波，如图 2.4-45 所示。N 形波的超压值是ΔP，间隔时间为ΔT，在地面上 ΔP 幅值是 4.9～49kg/m^2，ΔT 一般在 50～1000 毫秒范围内。N 形波的能量大，影响范围大。粗略的估计，它侧向影响宽度等于用千英尺计算飞机高度数的英里数范围。N 形波最大能量集中在 $1/\Delta T$ 频率上，它的高频声压级包络线以 6dB/oct 衰减，频谱如图 2.3-19 所示，N 波的高频引起了人们的烦恼，低频能引起建筑结构的破坏。

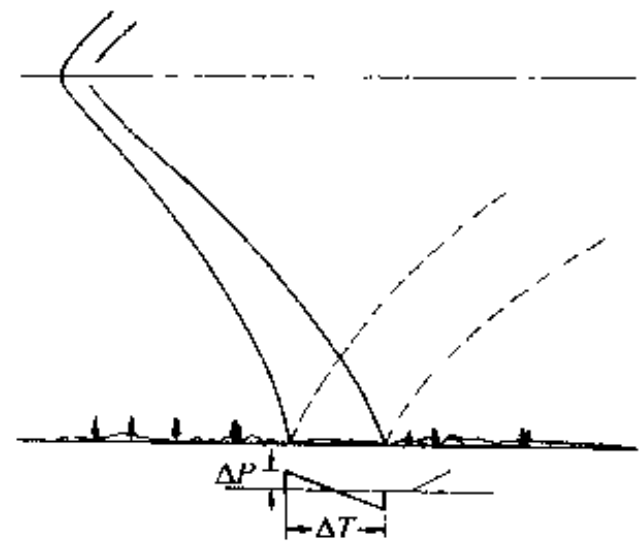


图 2.4-45　N 形波

第 5 章　社会活动噪声源

社会活动噪声主要指社会人群活动出现的噪声，它包括家庭用的电器噪声、人们生活中的喧闹声音、公寓楼内的设备和生活噪声等。

5.1　家用电器及用具噪声

随着科学技术的发展，家庭使用的电器逐渐增多，在方便人们生活的同时，也带来了一定的噪声影响。图 2.5-1 为家庭电器及部分用具的噪声级。

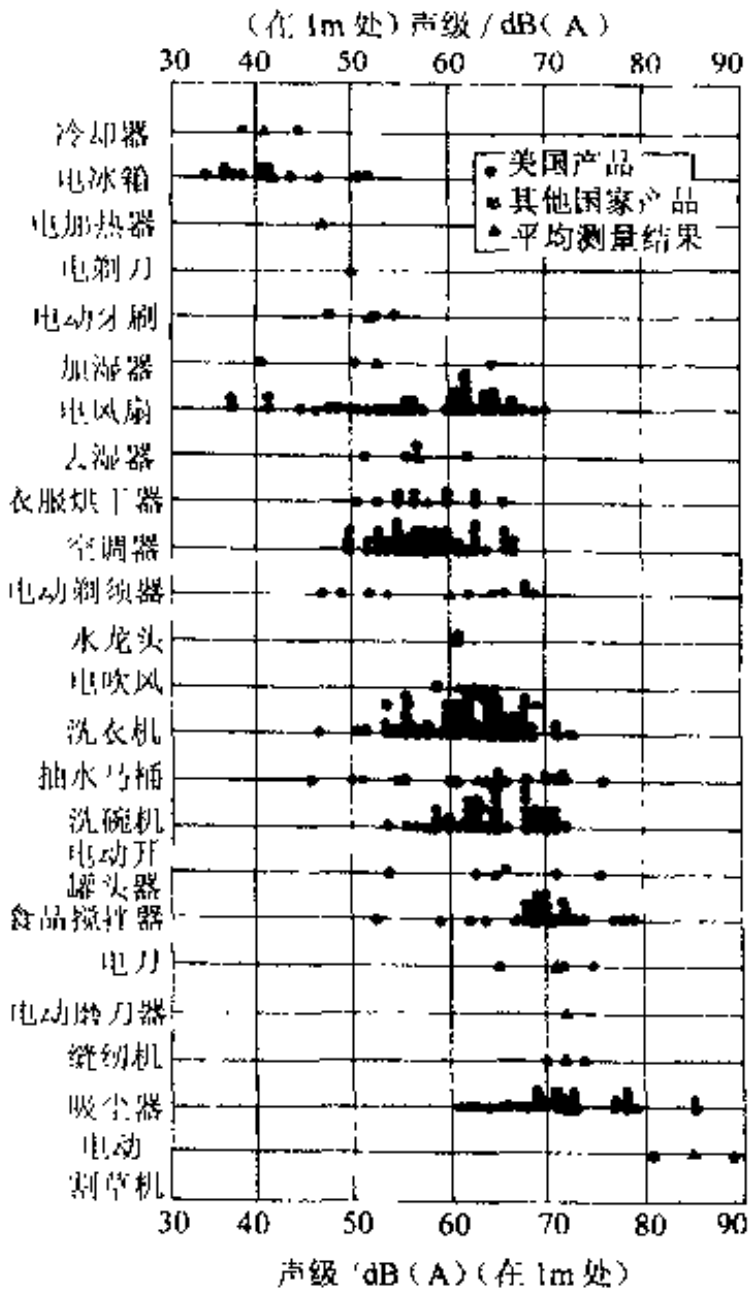


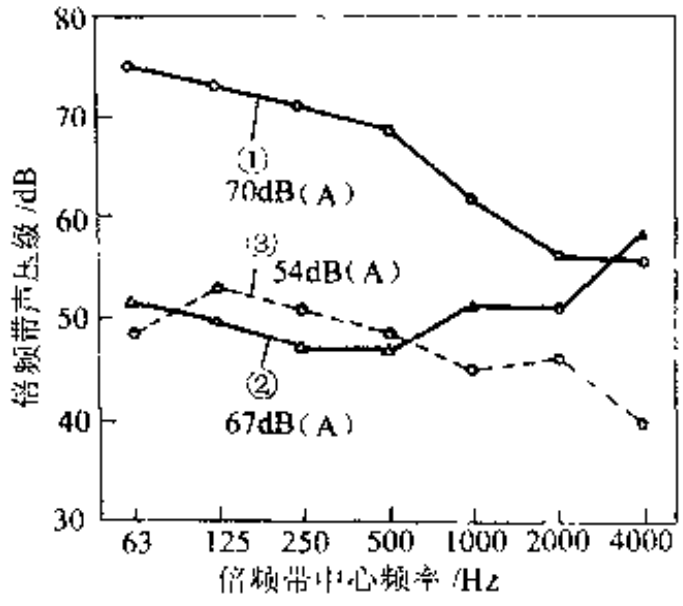
图 2.5-1　家用电器设备在室内的噪声级

厨房的革命带来众多厨房电器及机械用具，表 2.5-1 为若干厨房及其他生活用具的噪声级，由于产品种类繁多，噪声的变化范围是很大的。

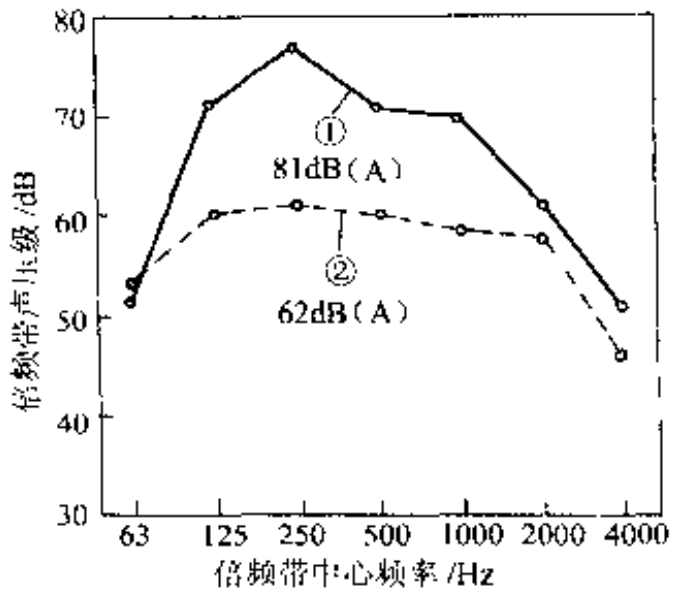
表 2.5-1　若干厨房及其他生活用具的噪声级

用具名称	额定功率 /W	声级 / dB（A）	声压级/dB（1 线性）
冰箱（电机型）	—	45 dB（A）	—
洗衣机	—	63 dB（A）	—
离心干燥机	—	64 dB（A）	—
洗碗机	—	69 dB（A）	—
电动开罐头器	—	79 dB（A）	—
搅拌器	—	82 dB（A）	—
厨房用的水蒸汽吸收器	—	60～90 dB（A）	—
和面机	—	92 dB（A）	—
手持混合器	80～140	52～77 dB（A）	64～78
果汁挤压机	250～300	58～77 dB（A）	67～78
咖啡研磨器	300～500	74～83 dB（A）	75～88
理发吹风机	40～160	49～78 dB（A）	55～57
电动刮须器	—	43～49 dB（A）	51～61
真空吸尘器	400～600	73 dB（A）	—
地毯敲尘器	250～575	80～84 dB（A）	82～88
空气调节器	—	55 dB（A）	—
垃圾溜槽	79	79 dB（A）	—
磨刀机	—	80 dB（A）	—

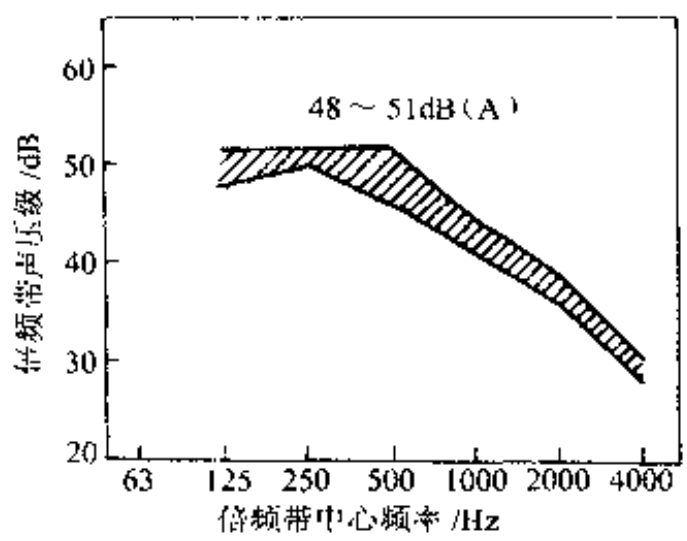
为了控制家用电器的噪声，国家制定了家用电器的噪声标准。例如家用电风扇标准为（距离 1m 处）：直径 300mm 的风扇噪声应低于 63dB（A）、直径 400mm 的风扇噪声应低于 67dB（A）；电话机铃声（2m）为 75dB（A）。图 2.5-2 为日常生活中常见的几种噪声频谱。



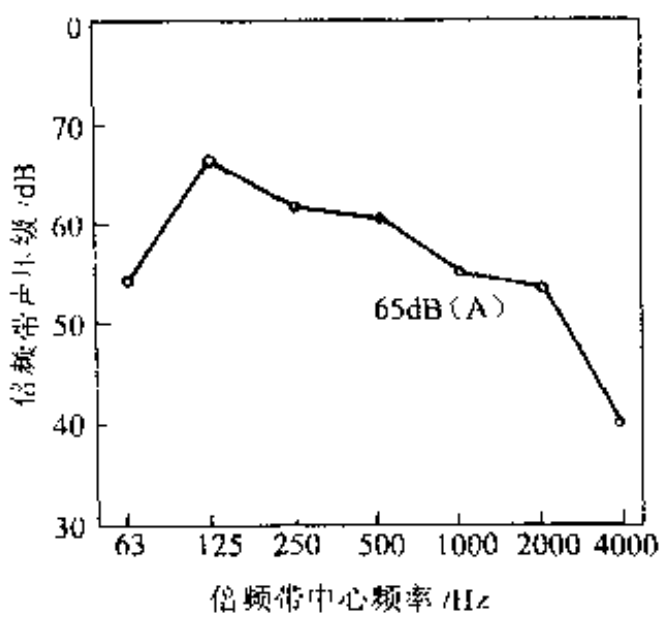
a）



b）



c）



d）

图 2.5-2　日常生活中常见噪声的频谱

a）① 关钢窗，钢筋混凝土结构房屋内，r=1m
② 关铝合金窗，钢筋混凝土结构房屋内，r=1m
③ 拉窗帘，钢筋混凝土结构房屋内，r=1m

b）① 门厅内关闭铜制正门声，r=1m
② 关木门声，r=1m

c）煤气暖风机（4652W）中心轴 45°

d）户外拍打被褥声，在阳台上测定，r=11m

5.2　公寓楼内生活噪声

随着社会的发展及社会化，人们逐渐搬进公寓楼内居住、生活。公寓内各种先进的设施给人们带来了方便，同时也形成了公寓楼内生活噪声，它包括两个方面，一方面是邻里之间相互间的影响；另一方面是各种公用设施运行时产生的噪声，如高楼的电梯、高位水箱的水泵、换热器等设施。表 2.5-2 为公寓楼内生活噪声情况。

表 2.5-2　公寓楼内生活噪声影响情况

分类	噪声名称	声级范围 /dB（A）	备　注
邻里之间	音乐、电视声	32～45	一般墙壁相隔
	楼上的碰撞声	45～55	一般楼板相隔
	空调器风扇声	45～60	在受影响的窗口测量
公用设施	电梯运行	40～50	邻近房间测得
	地下室水泵	35～45	在一层房间内测得
	汽车发动声	50～60	在房间内测得
	汽车报警器	50～65	在房间内测得
	商贩叫卖声	50～65	在房间内测得

5.3 社会噪声（集会、舞会、OK音乐等）

随着社会的发展，人们的文化生活内容丰富了，夜生活的内容增加了，青年人到舞厅、迪斯科厅去娱乐，老年人在街头、公园进行扭秧歌等自娱活动。活动的人达到了娱乐的目的，而周围的居民却受到的是社会噪声的污染。表2.5-3为测得的街头、舞厅等场所各类文化娱乐活动的声级。

表2.5-3 文化娱乐中社会噪声

分类	活动项目名称	声级范围/dB（A）	备注
舞厅OK厅集会	OK厅	85～95	OK厅内
	迪斯科厅	90～120	迪厅内
	舞厅	78～95	舞厅内
	群众集会	75～85	会场内
	学校广播体操	80～90	操场内
街头自娱活动	锣鼓秧歌	90～105	露天街头
	舞场	78～92	街头露天舞场
	练武术伴奏乐曲	70～80	公园内

参考文献

1 马大猷．噪声控制学．北京：科学出版社，1987

2 Harris C M．Handbook of Noise Control.2nd ed．New York：McGraw-Hill Book Company，1979

3 Beranek L L．Noise and Vibration Control．New York：McGraw-Hill Book Company，1971

4 方丹群，王文奇，孙家麒．噪声控制．北京：北京出版社，1986

5 马大猷，沈嶙．声学手册．北京：科学出版社，1983

6 杜功焕等．声学基础．上海：上海科技出版社，1981

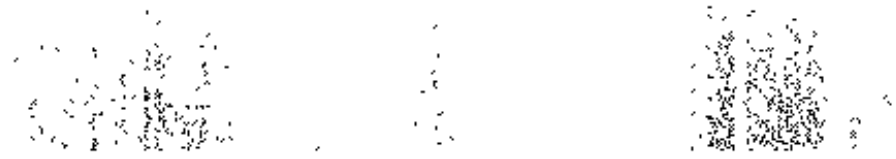
7 焦大化，钱德生．铁路环境噪声控制．北京：中国铁道出版社，1990

8 [俄] A.L.穆宁，曹传军译．航空噪声．北京：北京航天航空大学出版社，1993

第 3 篇

标准规范篇

作　者　辜小安



第1章 标准目录

序号	国家标准号	标准名称	对应等同或等效国际标准号	对应测量方法标准号
（一）环境噪声限值标准				
1	GB 3096—1993	城市区域环境噪声标准		GB/T 14623—1993
2	GB 12348—1990	工业企业厂界噪声标准		GB/T 12349—1990
3	GB 12523—1990	建筑施工场界噪声限值		GB/T 12524—1990
（二）交通运输噪声限值标准				
4	GB9660—1988	机场周围飞机噪声环境噪声标准		GB/T 9661—1988
5	GB 12525—1990	铁路边界噪声限值及其测量方法		GB/T 12525—1990
6	GB/T 3450—1994	铁路机车司机室允许噪声值		GB/T 3449—1994
7	GB/T 12816—1991	铁道客车噪声的评定		
8	GB 13669—1992	铁道机车辐射噪声限值		GB/T 5111—1995
9	GB 14892—1994	地下铁道电动车组司机室、客室噪声限值		GB/T 14893—1994
10	GB 14227—1993	地下铁道车站站台噪声限值		GB/T 14228—1993
11	GB 1495—1979	机动车辆允许噪声标准		GB/T 149—1995
12	GB 16170—1996	汽车定置噪声限值		GB/T 14365—1993
13	GB 16169—1996	摩托车和轻便摩托车噪声限值		GB/T 4569—1996
14	GB 6376—1995	拖拉机噪声限值		GB/T 3871—1993、GB/T 6229—1995
15	GB 11339—1989	城市港口及江河两岸区域环境噪声标准		GB 3222—1994
16	GB 5979—1986	海洋船舶噪声级规定		GB/T 4595—1984
17	GB 5980—1986	内河船舶噪声级规定		GB/T 4595—1984
18	GB 11871—1989	船用柴油机辐射的空气噪声限值		GB/T 9911—1988
（三）通用机械设备噪声限值标准				
19	GB 14097—1999	中小功率柴油机噪声限值		GB/T 1859—1989
20	GB 15739—1995	小型汽油机噪声限值		
21	GB_N 264—1986	通用小型汽油机噪声限值		
22	GB 16710.1—1996	工程机械噪声限值和测定		
23	GB 10069.3—1988	旋转电机噪声限值		
24	GB 13326—1991	组合式空气处理机组噪声限值		GB/T 9068—1988
25	GB 7786—1987	动力用空气压缩机和隔膜压缩机噪声功率级限值		
26	GB 12071—1989	皮革机械噪声声功率级限值		
（四）家用电器噪声限值标准				
27	GB/T 8059.2—1995（5.5.7.1）	家用制冷器具 冷藏冷冻箱噪声声功率级限值		GB/T 8059.2—1995（6.5.7.1）
28	GB/T 4288—1992（2.7）	家用电动洗衣机噪声限值		

（续）

序号	国家标准号	标准名称	对应等同或等效国际标准号	对应测量方法标准号
29	GB/T 7725—1996（5.2.15）	房间空气调节器噪声限值		GB/T 7725—1996（6.3.15）
30	GB_N 158—1982 C_2	电风扇技术条件电风扇允许最大噪声限值		
（五）噪声控制限值标准				
31	GB/T 17249.1—1998	声学　低噪声工作场所设计指南　噪声控制规划	eqv ISO 11690—1：1996	
32	GB J87—1985	工业企业噪声控制设计规范		
33	GB J118—1988	民用建筑隔声设计规范		
34	GB J11—1982	住宅隔声标准		
35	GB J121—1988	建筑隔声评价标准		
36	GB J619	保温隔声门		
37	GB J649	隔声门		
38	GB 11980—1989	吸声用穿孔石膏板		
39	GB/T 13156—1991	电影院观众厅建筑声学的技术要求		
（六）环境振动限值标准				
40	GB 10070—1988	城市区域环境振动标准		GB/T 10071—1988
（七）人体振动限值标准				
41	GB/T 13442—1992	人体全身振动暴露的舒适性降低界限和评价准则		GB/T 13441—1992
42	GB/T 14790—1993	人体手传振动的测量与评价方法		
（八）交通运输振动限值标准				
43	GB/T 7183—1987	铁路干线电力机车车内设备机械振动烈度评定方法		
44	GB/T 5913—1986	柴油机车车内设备机械振动烈度评定方法		
45	GB/T 7452.1—1996	商船振动综合评价基准		
46	GB/T 7452.2—1996	船长小于 100m 商船振动综合评价基准		
47	GB/T 16301—1996	船舶机舱辅机振动烈度评价		
48	GB/T 8419—1987	土方机械司机座椅振动试验方法和限值		
49	GB/T 8421—1987	农业轮式拖拉机驾驶座传递振动的评价指标		
（九）通用机械振动限值标准				
50	GB/T 10397—1989	中小功率柴油机振动评定		
51	GB/T 10399—1989	小型汽油机振动评定		
52	GB/T 11347—1989	大型旋转机械振动烈度现场测量与评定		
53	GB/T 11348.1—1989	旋转机械转轴径向振动的测量和评定　第一部分　总则		

（续）

序号	国家标准号	标准名称	对应等同或等效国际标准号	对应测量方法标准号
54	GB 10068.2—1988	旋转电机振动测量方法及限值 振动限值		
55	GB/T 15371—1994	曲轴轴系扭转振动的测量与评定方法		
56	GB/T 12779—1991	往复式机器整机振动测量与评定方法		
57	GB/T 7777—1987	往复活塞压缩机机械振动测量与评价		
58	GB 10889—1989	泵的振动测量与评定方法		
59	GB/T 6075.1—1999	有非旋转部件上测量和评价机器的机械振动 第1部分：总则		
（十）家用电器振动限值标准				
60	GB/T 8059.2—1995 (5.5.7.2)	家用制冷器具 冷藏冷冻箱振动限值标准		GB/T 8059.2—1995 (6.5.7.2)
（十一）振动控制限值标准				
61	GB/T 14124—1993	振动与冲击对建筑物振动影响的测量和评价基本方法及使用导则		
62	GB/T 8540—1987	振动与冲击隔离器确定特性要求导则		
63	GB10867—1989	弹簧减震器		
64	GB/T 14527—1993	复合阻尼隔振器和复合阻尼器		
65	GB/T 14654—1993	弹性阻尼簧片减振器		
66	GB/T 16305—1996	扭转振动减振器		
67	GB/T 13437—1992	扭转振动减振器特性描述		
68	GB 11227—1989	弹性联轴器用户和制造厂提供的技术资料		
69	GB/T 12522—1996	不锈钢波形膨胀节		
70	GB/T 12777—1999	金属波纹管膨胀节通用技术条件		
71	GB/T 16693—1996	软管快速接头		

第 2 章　标准限值及适用范围

2.1　环境噪声限值标准

1. GB3096—1993《城市区域环境噪声标准》

标准限值等效声级　　L_{Aeq}/dB

类　别	区　　域	白　天	夜　间
0	安静住宅区	50	40
I	居民、文教区	55	45
II	居民、商业和工业混合区	60	50
III	工业区	65	55
IV	道路两侧	70	55

适用范围：本标准适用于城市区域环境噪声评价。乡村生活区域可参照执行。

2. GB12348—1990《工业企业厂界噪声标准》

标准限值等效声级　　L_{Aeq}/dB

类　　别	白　　人	夜　　间
I	55	45
II	60	50
III	65	55
IV	70	55

适用范围：本标准适用于工厂及有可能造成噪声污染的企事业单位的边界噪声评价。

I 类标准适用于居住、文教机关为主的区域；

II 类标准适用于居住、商业、工业混杂区以及商业中心区；

III 类标准适用于工业区域；

IV 类标准适用于交通干线道路两侧区域。

夜间频繁突发噪声（如排气），其峰值不准超过标准 10dB（A）；夜间偶发噪声（如鸣笛），其峰值不准超过标准 15dB（A）。

3. GB12523—1990《建筑施工场界噪声限值》

标准限值等效声级　　L_{Aeq}/dB

施工阶段	主 要 声 源	白 天	夜 间
土石方	推土机、挖掘机、装载车等	75	55
打桩	各种打桩机	85	禁止施工
结构	混凝土搅拌机、振捣器、电锯等	70	55
装修	起重机、升降机等	65	55

适用范围：本标准适用于城市建筑施工期间施工场地产生的噪声评价。

2.2　交通运输噪声限值标准

1. GB9660—1988《机场周围飞机噪声环境噪声标准》

标准限值　　L_{WECPN}/dB

适 用 区 域	标　准　值
一类区域	≤70
二类区域	≤75

适用范围：本标准适用于机场周围受飞机通过时所产生噪声影响的区域评价。

一类区域：特殊住宅区，居民、文教区；二类区域：除一类区域外的生活区。

2. GB12525—1990《铁路边界噪声限值及其测量方法》

标准限值等效声级　　L_{Aeq}/dB

昼　间	70
夜　间	70

适用范围：本标准适用于城市铁路边界距铁路外侧轨道中心线 30m 处的噪声的评价。

3. GB/T3450—1994《铁路机车司机室允许噪声值》

铁路机车司机室内噪声限值

车　型	试验车速 km/h⁻¹		稳态噪声/dB（A）	添加间歇噪声后的等效声级 L_{eq}/dB（A）
	客运	货运		
内燃机车	90	70	80	85
电力机车	90	70	78	85
蒸汽机车	80	60	85	90

适用范围：本标准稳态噪声允许值适用于铁路干线机车司机室的噪声检验，等效声级允许值适用于对铁路运营机车司机室噪声的卫生评价。

4. GB/T12816—1991《铁道客车噪声的评定》

客车车内噪声标准限值平均稳态 A 声级　　L_A/dB

车　　种	允许噪声级（不大于）	车　　种	允许噪声级（不大于）
软席卧车（空调、非空调）	65	行李车（空调）乘务员室	68
硬席卧车（空调、非空调）	68	行李车（非空调）乘务员室	70
软席座车（空调、非空调）	68	行李车　办公室	75
硬席座车（空调）	68	邮政车（空调乘务员室）	68
硬席座车（非空调）	70	邮政车（非空调乘务员室）	70
硬席座车（市郊车）	75	邮政车　办公室	75
餐车（空调餐车）	68	发电车　办公室	80
餐车（非空调餐车）	70	发电车（非空调乘务员室）	70
餐车　厨房	75		

适用范围：本标准适用于标准轨距铁路上运用的新造普通全金属座车、卧车、行李车、邮政车、餐车、发电车和上述车种的合造车噪声评价。不适用于动车组的车辆噪声评价。公务车、卫生车、维修车和试验车等特殊用途车以及其他有特殊要求的客车，除允许噪声级及测点位置按设计及使用需有特殊要求外，其他也应符合本标准。

客车车外噪声标准限值平均稳态A声级　L_A/dB

车　种	允许噪声级（不大于）
各车种客车	85

适用范围：本标准适用于各种客车静止时，空调机组及发电机满负荷运转时，距离轨道中心线3.5m处测量的车外噪声限值。

5. GB13669—1992《铁道机车辐射噪声限值》

铁道机车辐射噪声标准限值平均稳态A声级　L_A/dB

机车类别	噪声限值
电力机车	90
内燃机车	95
蒸汽机车	100

适用范围：本标准适用于新设计、新制造或经大修后出厂的铁道电力、内燃和蒸汽机车的辐射噪声检验。内燃机车大修后检验结果允差应不大于3dB。

6. GB14892—1994《地下铁道电动车组司机室、客室噪声限值》

标准限值　　[单位：dB(A)]

地　点	等　级	地面线路测量	地下线路测量	地　点	等　级	地面线路测量	地下线路测量
司机室	一级	74	84	客　室	一级	76	86
	二级	77	87		二级	79	89
	三级	80	90		三级	82	92

适用范围：本标准适用于评价地下铁道电动车组司机室、客室内的稳态噪声检验。

7. GB14227—1993《地下铁道车站站台噪声限值》

标准限值

站台等级	等效声级 L_{Aeq}/dB	f=500Hz时的混响时间 T/s
一级	80	1.5
二级	85	2.0

适用范围：本标准适用于各种形式、结构的地下铁道车站站台噪声和混响时间的评价。

8. GB1495—1979《机动车辆允许噪声标准》

标准限值

车辆种类		车外最大允许噪声级/dB（A）	
		1985年1月1日以前生产的产品	1985年1月1日起生产的产品
载重汽车	8 t≤载重量＜15t	92	89
	3.5 t≤载重量＜8 t	90	86
	载重量＜3.5 t	89	84
轻型越野车		89	84
公共汽车	4 t＜总重量＜11 t	89	86
	总重量≤4 t	88	83
轿　车		84	82
摩托车		90	84
轮式拖拉机（60马力以下）		91	86

适用范围：本标准适用于各类机动车辆产品的噪声限值标准，也是城市机动车辆噪声检查的依据。手扶拖拉机的评定指标按轮式拖拉机的指标执行。

9. GB16170—1996《汽车定置噪声限值》

标准限值　　[单位：dB（A）]

车辆类型	燃料种类		车辆出厂日期	
			1998年1月1日前	1998年1月1日起
轿车	汽　油		87	85
微型客车、货车	汽　油		90	88
轻型客车、货车、越野车	汽　油	$n_r \leqslant 4300$r/min	94	92
		$n_r > 4300$r/min	97	95
	柴　油		100	98
中型客车、货车、大型客车	汽　油		97	95
	柴　油		103	101
重型货车	N≤147kW		101	99
	N>147kW		105	103

适用范围：本标准适用于城市道路允许行使的在用汽车噪声限值。

注：n_r—汽车油转速；N—汽车牵引功率。

10. GB16169—1996《摩托车和轻便摩托车噪声限值》

标准限值　　[单位：dB（A）]

车辆出厂日期		1998年1月1日前		1998年1月1日起	
车辆类型	发电机总工作容积 / mL	加速行驶噪声限值	定置排气噪声限值	加速行驶噪声限值	定置排气噪声限值
轻便摩托车	≤50	77	87	76	85
摩托车	>50且≤100	82	92	80	90
	>100	84		83	

适用范围：本标准适用于摩托车（赛车除外）和轻便摩托车加速行驶噪声的限值，加速行驶噪声限值适用于新车，定置排气噪声限值适用于在用车。

11. GB11339—1989《城市港口及江河两岸区域环境噪声标准》

标准限值　等效声级　　L_{Aeq}/dB

区域类别	昼间	夜间
一类	60	50
二类	70	55

适用范围：本标准适用于城市海港，内河港港区范围内，江河两岸邻近地带受港口设施或交通工具辐射噪声影响的住宅、办公室、文教、医院等室外环境噪声评价。

12. GB6376—1995《拖拉机噪声限值》

标准限值

型　式	标定功率 kW（马力）	环境噪声/dB（A）		驾驶员操作位置处噪声/dB（A）	
		静态	动态	般驾驶室	安静驾驶室
手扶拖拉机		—	84	92	
轮式拖拉机	<14.7（20）		85	95	85
	≥14.7（20）~48（65）		86		
	≥48（65）		87		
履带拖拉机	<73.5（100）	83	—	98	—
	≥73.5（100）	85			

适用范围：本标准适用于农业、林业拖拉机噪声限定，其他拖拉机可参照执行。

13. GB5979—1986《海洋船舶噪声级规定》

标准限值

部　位			限值 L_p/dB（A）
机舱区	有人值班机舱主机操纵处		90[1]
	有控制室或无人的机舱		110[1]
	机舱控制室		75
	工作间		85
驾驶区	驾驶室		65
	桥楼两翼		70
	海图室		65
	报务室		60
起居室	卧室[2]		60
	医务室、病房		60
	办公室、休息室、接待室等舱室		65
	厨　房	机械设备和专用风机不工作	70
		机械设备和专用风机正常工作	80

适用范围：本标准适用于远洋和沿海船舶舱室内的噪声限值，并为船舶设计、制造、检验和使用部门提供了噪声评价依据；本标准适用于货船、油船、客货船、推拖船、供应船及耙吸式和绞吸式挖泥船。其他船舶可参考执行。

① 机舱内任一测点的噪声级不得大于110dB。

② 客舱参照执行。

14. GB5980—1986《内河船舶噪声级规定》

船舶分类

类　别	划分说明		备　注
	船长（两柱间长）/m	航行时间/h	
I	≥75	>24	
II	≥75	12~24	
	30~75	>12	
III	<30		只考虑船长
		<12	只考虑航行时间

标准限值　　[单位：dB(A)]

部　位		限　值		
		I	II	III
机舱区	有人值班机舱主机操纵处	90①		
	有控制室或无人的机舱	110①		
	机舱控制室	75	78	—
	工作间	90		
驾驶室	驾驶室	65	70	70
	报务室	65	70	—
起居室	卧室②	60	65	70
	医务室	60	65	—
	办公室、休息室等舱室	65	70	75
	厨房	80	85	85

适用范围：本标准适用于内河船舶舱室内的噪声限值，并为船舶设计、制造、检验和使用部门提供了噪声评价依据；本标准适用于货船、油船、客货船、拖船、供应船及耙吸式和绞吸式挖泥船。其他船舶可参考执行。

① 机舱内任一测点的噪声级不得大于 110dB。

② 客舱参照执行。

15. GB11871—1989《船用柴油机辐射的空气噪声限值》

A 声功率限值　（功率<736kW）　L_{WA}/dB

标定功率/kW	标定转速/(r/min)								
	≤400	>400~600	>600~800	>800~1000	>1000~1300	>1300~1600	>1600~2000	>2000~2500	>2500
≤17	—	—	—	—	--	105	106	107	108
>17~22	--	—	103	104	105	106	107	108	109
>22~28	—	—	104	105	106	107	108	109	110
>28~35	—	—	105	106	107	108	109	110	111
>35~45		—	106	107	108	109	110	111	112
>45~55	—	—	107	108	109	110	111	112	113

（续）

标定功率/kW	标定转速/(r/min)								
	≤400	>400～600	>600～800	>800～1000	>1000～1300	>1300～1600	>1600～2000	>2000～2500	>2500
>55～70	—	—	108	109	110	111	112	113	114
>70～85	—	—	109	110	111	112	113	114	115
>85～105	—	—	110	111	112	113	114	115	116
>105～135	—	—	111	112	113	114	115	116	117
>135～175	110	111	112	113	114	115	116	117	118
>175～220	111	112	113	114	115	116	117	118	119
>220～275	112	113	114	115	116	117	118	119	120
>275～340	113	114	115	116	117	118	119	120	121
>340～430	114	115	116	117	118	119	120	121	122
>430～545	115	116	117	118	119	120	121	122	123
>545～680	116	117	118	119	120	121	122	123	124
>680～736	118	119	120	121	122	123	124	125	—

A声功率限值　（功率>736kW）　L_{WA}/dB

标定功率/kW	标定转速/(r/min)										
	≤100	>100～175	>175～250	>250～400	>400～600	>600～800	>800～1000	>1000～1300	>1300～1600	>1600～2000	>2000
>736～1000	113	115	117	119	121	122	123	124	125	126	127
>1000～1250	115	117	119	121	123	124	125	126	127	128	129
>1250～1600	116	118	120	122	124	125	126	127	128	129	130
>1600～2000	117	119	121	123	125	126	127	128	129	130	131
>2000～2500	118	120	122	124	126	127	128	129	130	131	132
>2500～3150	119	121	123	125	127	128	129	130	131	132	133
>3150～4000	120	122	124	126	128	129	130	131	132	133	—
>4000～5000	121	123	125	127	129	130	131	132	133	134	—
>5000～6300	122	124	126	128	130	131	132	133	134	135	—
>6300～8000	123	125	127	129	131	—	—	—	—	—	—
>8000～10000	124	126	128	130	132	—	—	—	—	—	—
>10000～12600	125	127	129	131	133	—	—	—	—	—	—
>12600～16000	126	128	—	—	—	—	—	—	—	—	—
>16000	127	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

适用范围：本标准适用于船用柴油机在台架试验时辐射空气噪声的A声功率级的限值。

2.3　通用机械设备噪声限值标准

1. GB14097—1999《中小功率柴油机噪声限值》

多缸柴油机声功率级限值　　L_W/dB（A）

标定功率/kW	标定转速 n（r/min）					
	≤1500	>1500～2000	>2000～2500	>2500～3000	>3000～3500	>3500
≤2.5	96	97	98	99	100	101
>2.5～3.2	97	98	99	100	101	102
>3.2～4.0	98	99	100	101	102	103
>4.0～5.0	99	100	101	102	103	104
>5.0～6.3	100	101	102	103	104	105
>6.3～8.0	101	102	103	104	105	106
>8.0～10.0	102	103	104	105	106	107
>10.0～12.5	103	104	105	106	107	108
>12.5～16.0	104	105	106	107	108	109
>16.0～20.0	105	106	107	108	109	110
>20.0～25.0	106	107	108	109	110	111
>25.0～31.5	107	108	109	110	111	112
>31.5～40	108	109	110	111	112	113
>40～50	109	110	111	112	113	114
>50～63	110	111	112	113	114	115
>63～80	111	112	113	114	115	116
>80～100	112	113	114	115	116	117
>100～125	113	114	115	116	117	118
>125～160	114	115	116	117	118	119
>160～200	115	116	117	118	119	120
>200～250	116	117	118	119	120	121
>250～315	117	118	119	120	121	122
>315～400	118	119	120	121	122	123
>400～500	119	120	121	122	123	124
>500～630	120	121	122	123	124	125
>630～800	121	122	123	124	125	126
>800～1000	122	123	124	125	126	127
>1000～1250	123	124	125	126	127	128
>1250～1600	124	125	126	127	128	129
>1600～2000	125	126	127	128	129	130
>2000	126	127	128	129	130	131

注：对直喷式柴油机噪声限值允许按表中数值相应加 1dB（A）。

单缸柴油机声功率级限值　　L_W/dB（A）

冷却方式	标定功率 P_n/kW	
	P_b≤9.5	P_b >9.5
水冷	105	107
风冷	107	

注：对直喷式柴油机噪声限值允许按表中数值相应加 1dB（A）。

适用范围：本标准适用于中小型功率柴油机产品噪声限值，不适用于多缸风冷柴油机。

2. GB13326—1991《组合式空气处理机组噪声限值》

声功率级标准限值　　[单位：dB(A)]

风　量/（m^3/h）	设定余压/Pa（全压）	通风机组	冷热风二管制机组	冷热风四管制机组	净化机组	喷水室机组
6300～10000	400	74	78	79	83	81
12500～20000	600	79	83	84	87	85
25000～50000	800	85	89	89	91	90
63000～100000	1000	90	93	92	92	92
125000～160000	1200	92	95	95	95	95

适用范围：本标准适用于组合式空气处理机组的噪声限值，不适用于对噪声有特殊要求的机组。

2.4　家用电器噪声限值标准

1. GB/T8059.2—1995（5.5.7.1）《家用制冷器具　冷藏冷冻箱噪声声功率级限值》

声功率级标准限值

制冷器容积/L	声功率级/dB（A）
＜250	52
＞250	55

适用范围：本标准适用于 500L 以下的封闭式电机驱动压缩式家用冷藏冷冻箱的噪声性能检验，不适用于特殊用途的冷藏冷冻箱。

2. GB/T7725—1996（5.2.15）《房间空气调节器噪声限值》

标准限值

额定制冷量/W	室内噪声/dB（A）		室外噪声/dB（A）	
	整体式	分体式	整体式	分体式
≤2500	≤53	≤45	≤59	≤55
2500～4500	≤56	≤48	≤62	≤58
＞4500～7100	≤60	≤55	≤65	≤62
＞7100		≤62		≤68

适用范围：本标准适用于制冷量在 14000W 以下的空气冷凝器、全封闭型电动机-压缩机的房间空气调节器的噪声性能检验。

2.5　噪声控制限值标准

1. GB/T17249.1—1998《声学　低噪声工作场所设计指南　噪声控制规划》

推荐的各种工作场所背景噪声级　稳态 A 声级　L_A/dB

房间类型	L_A/dB	备　注
会议室	30～35	背景噪声是指室内技术设备（如通风系统）引起的噪声或者是由室外传进来的噪声，此时对工业性工作场所而言生产用机器设备没有开动
教室	30～40	
个人办公室	30～40	
多人办公室	35～45	
工业实验室	35～50	
工业控制室	35～55	
工业性工作场所	65～70	

适用范围：本标准适用于新建或已有工作场所噪声问题的规划。适用于装设有机器的各种工作场所。本表及下表中所推荐的各种工作场所噪声控制指标，应按现实情况确定，使噪声达到标准和规范允许的限值所需取得的降噪量，需综合考虑技术发展、生产工艺过程、工作间性质和噪声控制措施等情况。

推荐的各种工作场所房间声学特性

房间容积/m^3	混响时间/s	距离每增加一倍的声衰减率 DL_2/dB	备　注
<200	0.5~0.8	—	1. 如果房间的平均吸声系数大于 0.3 或等效吸声面积大于 0.6~0.9 倍的占地面积，一般就能满足上述要求 2. 当房间是扁平状的（即房间不具有扩散声场条件），优先采用等效吸声面积及空间衰减率
200~1000	0.8~1.3		
>1000	—	3~4	

2. GBJ87—1985《工业企业噪声控制设计规范》

工业企业厂区内各类地点噪声标准

序号	地点类别		噪声限值/dB	备　注
1	生产车间及作业场所（工人每天连续接触噪声 8h）		90	1. 本表所列噪声限值，均应按现行国家标准测量确定 2. 对于工人每天接触噪声不足 8h 的场合，可根据实际接触噪声的时间，按接触时间减半噪声限值增加 3dB 的原则，确定其噪声限制值 3. 本表所列的室内背景噪声级，指在室内无声源发声的条件下，从室外经由墙、门、窗（门窗启闭状况为常规状况）传入室内的室内平均噪声级
2	高噪声车间设置的值班室、观察室、休息室（室内背景噪声级）	无电话通信要求时	75	
		有电话通信要求时	70	
3	精密装配线、精密加工车间的工作地点、计算机房（正常工作状态）		70	
4	车间所属办公室、实验室、设计室（室内背景噪声级）		70	
5	主控制室、集中控制室、通信室、电话总机室、消防值班室（室内背景噪声级）		60	
6	厂部所属办公室、会议室、设计室、中心实验室（包括试验、化验、计量室）（室内背景噪声级）		60	
7	医务室、教室、哺乳室、托儿所、工人值班室（室内背景噪声级）		55	

适用范围：本标准适用于工业企业中的新建、改建、扩建与技术改造工程的噪声（脉冲噪声除外）控制设计。新建、改建、扩建工程的噪声控制设计必须与主体工程设计同时进行。

3. GBJ118—1988《民用建筑隔声设计规范》

标准限值　稳态声级　L_A/dB

建筑物名称	一　级	二　级	三　级
1. 住宅			
卧室、书房	≤40	≤45	≤50
起居室	≤45	≤50	
2. 学校建筑			
有特殊安静要求的房间	≤40	—	—
一般教室	—	≤50	—
无特殊安静要求的房间	—	—	≤55
3. 医院建筑			
病房、医务人员休息室	≤40	≤45	≤50
门诊室	≤55	≤60	
手术室	≤45	≤50	
听力测听室	≤25	≤30	

（续）

建筑物名称	一级	二级	三级
4. 旅馆建筑			
客房	≤40	≤45	≤55
会议室	≤45	≤50	
多用途大厅	≤45	≤50	—
办公室	≤50	≤55	
餐厅、宴会厅	≤55	≤60	—

适用范围：本标准适用于全国城镇新建、扩建和改建的住宅、学校、医院及旅馆等四类建筑中主要用房的隔声减噪设计。各类建筑的噪声限值为昼间开窗条件下的标准值。

4. GBJ11—1982《住宅隔声标准》

分户墙与楼板空气声隔声标准限值

空气声隔声等级	一级	二级	三级
隔声指数 I_a/dB	≥50	≥45	≥40

楼板撞击声隔声标准限值

撞击声隔声等级	一级	二级
隔声指数 I_a/dB	≤65	≤75

适用范围：本标准适用于各类民用建筑尤其是居住建筑中围护结构的隔声性能，便于建筑设计时直接采用。

2.6　环境振动限值标准

GB10070—1988《城市区域环境振动标准》。

标准限值　　VL_z/dB

适用地带范围	昼　间	夜　间
特殊住宅区	65	65
居民、文教区	70	67
混合区、商业中心区	75	72
工业集中区	75	72
交通道路干线两侧	75	72
铁路干线两侧	80	80

适用范围：本标准适用于城市区域环境振动评价。

2.7　人体振动限值标准

GB/T13442—1992《人体全身振动暴露的舒适性降低界限和评价准则》。

Z轴向（脚或臀部至头方向）振动加速度 a_z 的舒适性降低界限数值

频率 /Hz	加速度 /（m/s²）								
	暴露时间								
	24h	16h	8h	4h	2.5h	1h	25min	16min	1min
1.00	0.09	0.14	0.20	0.34	0.44	0.75	1.13	1.35	1.78
1.25	0.08	0.12	0.18	0.30	0.40	0.67	1.00	1.19	1.59
1.60	0.07	0.11	0.16	0.27	0.36	0.60	0.89	1.06	1.43

（续）

频率 /Hz	加速度 /（m / s²）								
	暴露时间								
	24h	16h	8h	4h	2.5h	1h	25min	16min	1min
2.00	0.06	0.10	0.14	0.24	0.32	0.54	0.79	0.95	1.27
2.50	0.06	0.08	0.13	0.21	0.29	0.48	0.71	0.84	1.13
3.15	0.05	0.08	0.11	0.19	0.25	0.42	0.63	0.75	1.00
4.00	0.04	0.07	0.10	0.17	0.23	0.37	0.57	0.67	0.89
5.00	0.04	0.07	0.10	0.17	0.23	0.37	0.57	0.67	0.89
6.30	0.04	0.07	0.10	0.17	0.23	0.37	0.57	0.67	0.89
8.00	0.04	0.07	0.10	0.17	0.23	0.37	0.57	0.67	0.89
10.00	0.06	0.08	0.13	0.21	0.29	0.48	0.71	0.84	1.13
12.50	0.07	0.11	0.16	0.27	0.36	0.60	0.89	1.06	1.43
16.00	0.09	0.14	0.20	0.34	0.44	0.75	1.13	1.35	1.78
20.00	0.11	0.17	0.25	0.42	0.57	0.95	1.43	1.68	2.25
25.00	0.14	0.21	0.32	0.54	0.71	1.19	1.78	2.13	2.86
31.50	0.18	0.27	0.40	0.67	0.89	1.51	2.37	2.70	3.56
40.00	0.23	0.34	0.51	0.84	1.13	1.90	2.86	3.37	4.44
50.00	0.29	0.42	0.63	1.06	1.43	2.38	3.56	4.19	5.71
63.00	0.36	0.54	0.79	1.35	1.78	3.02	4.44	5.40	7.11
80.00	0.44	0.67	1.00	1.68	2.25	3.75	5.71	6.73	8.89

X轴向或 Y轴向（背至胸或右侧至左侧）振动加速度

a_x 或 a_y 舒适性降低界限数值

频率 / Hz	加速度 /（m / s²）								
	暴露时间								
	24h	16h	8h	4h	2.5h	1h	25min	16min	1min
1.00	0.03	0.05	0.07	0.11	0.16	0.27	0.40	0.48	0.63
1.25	0.03	0.05	0.07	0.11	0.16	0.27	0.40	0.48	0.63
1.60	0.03	0.05	0.07	0.11	0.16	0.27	0.40	0.48	0.63
2.00	0.03	0.05	0.07	0.11	0.16	0.27	0.40	0.48	0.63
2.50	0.04	0.06	0.09	0.14	0.20	0.34	0.51	0.60	0.79
3.15	0.05	0.08	0.11	0.18	0.25	0.42	0.63	0.75	1.00
4.00	0.06	0.10	0.14	0.23	0.32	0.54	0.79	0.95	1.27
5.00	0.08	0.08	0.18	0.29	0.40	0.67	1.00	1.19	1.59
6.30	0.10	0.15	0.23	0.36	0.51	0.84	1.27	1.51	2.00
8.00	0.13	0.19	0.29	0.44	0.63	1.06	1.59	1.90	2.54
10.00	0.16	0.24	0.36	0.57	0.79	1.35	2.00	2.38	3.17
12.50	0.20	0.30	0.44	0.71	1.00	1.68	2.54	3.02	3.97
16.00	0.25	0.37	0.57	0.89	1.27	2.13	3.17	3.75	5.08
20.00	0.32	0.48	0.71	1.13	1.59	2.70	3.97	4.76	6.35
25.00	0.40	0.60	0.89	1.43	2.00	2.37	5.08	6.03	7.94
31.50	0.51	0.75	1.13	1.78	2.54	4.19	6.35	7.49	10.00

（续）

频率 / Hz	加速度 /（m / s²）								
	暴露时间								
	24h	16h	8h	4h	2.5h	1h	25min	16min	1min
40.00	0.64	0.95	1.43	2.25	3.17	5.40	7.94	9.52	12.70
50.00	0.79	1.19	1.78	2.86	3.97	6.73	9.48	11.90	15.87
63.00	1.00	1.51	2.25	3.56	5.08	8.14	12.70	14.51	20.00
80.00	1.27	1.90	2.86	4.44	6.35	10.63	15.87	19.05	25.40

适用范围：本标准适用于人体全身振动暴露时，保持人体舒适的振动参数界限和评价准则。适用于各种运载工具或机械产生的人体全身振动环境，用以评价各种作业振动环境对人员舒适性的影响；并可作为设计各种装置或设施，评价其性能或采取振动控制措施的依据。

2.8　交通运输振动限值标准

GB/T 5913—1986《柴油机车车内设备机械振动烈度评定方法》。

柴油机车车内设备机械振动烈度评定

振动烈度级 /（mm/s）	dB	机器和设备分类				
		I	II	III	IV	V
0.28～0.45	93	A	A	A	A	A
0.45～0.71	97					
0.71～1.12	101					
1.12～1.80	105	B				
1.80～2.80	109		B			
2.80～4.50	113	C		B		
4.50～7.10	117		C		B	
7.10～11.2	121	D		C		B
11.2～18.0	125		D		C	
18.0～28.0	129			D		C
28.0～45.0	133				D	
45.0～71.0	137					D
71.0～112.0	141					

备注：表中振动速度基准值取 10^{-6}cm/s。A、B、C、D 为振动质量级：A—良好工作状态，B—正常工作状态，C—容忍工作状态，D—不允许工作状态。I、II、III、IV、V 为直接安装于柴油机车车体内部的设备分类：I 类 —≤15kW，≥3000r/min 的回转设备；II 类 —≤15kW，≤3000r/min 的回转设备；III 类—牵引电动机的通风机、空压机、辅助柴油机、≥15kW，≤15kW 的发电机，电动机等；IV 类 —≥150kW 的发电机，电动机、冷却风扇、牵引柴油机（无隔振装置）、牵引用柴油发电机组（无隔振装置有共同底座）；V 类—牵引柴油机（有隔振装置）、牵引用柴油发电机组（有隔振装置有共同底座）。

适用范围：本标准适用于直接安装于新研制的和新造的柴油机车车体内的设备，包括本身产生机械振动与本身不产生机械振动的设备所规定的振动烈度评定方法。

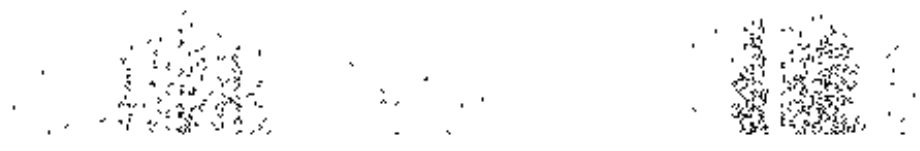
2.9　家用电器振动限值标准

GB/T 8059.2—1995（5.5.7.2）《家用制冷器具　冷藏冷冻箱振动限值标准》。

振动限值

名　称	振动速度有效值 /（mm / s）
电冰箱	0.71

适用范围：本标准适用 500L 以下的封闭式电机驱动压缩式家用冷藏冷冻箱的振动性能检验，不适用于特殊用途的冷藏冷冻箱。



第 4 篇

测　　量

作　者　　张绍栋　金志春　刘　扬

王　毅　孙家麒　马　筠



第 1 章　噪声和振动测量概述

1.1　噪声和振动测量目的

噪声和振动测量不仅是噪声和振动控制工程的主要技术步骤，亦是环境保护、劳动保护工作中监测噪声和振动是否符合有关规定的手段。评价各种机械设备和汽车、火车、轮船等交通运输工具的噪声和振动，不仅是它们本身的重要质量指标，而且也涉及到对环境的污染和职工健康的影响。噪声和振动测量已涉及到国家经济和社会发展的许多领域。噪声和振动测量仪器的使用者亦从为数有限的专业工作者普及到冶金、煤炭、石油、化工、交通运输、机械、纺织、轻工、电力、建筑、航空及国防工程等有关部门从事新产品、新材料、新工艺研究和工程设计的科技工作者，以及从事噪声和振动控制和监测的非专业工作者。

噪声和振动测量的分类有以下几种：

就测量对象而言，可以区分为设备本身（噪声源和振源）特性测量和噪声与振动环境的特征测量。

就噪声和振动随时间变化的特性，可以区分为稳态噪声和振动与非稳态噪声和振动。非稳态噪声和振动又可以区分为周期性变化噪声与振动、无规变化噪声与振动、脉冲声和冲击振动等。

就噪声源和振源的频率特性而言，可以区分为宽带噪声和振动、窄带噪声和振动以及含有突出纯音成分的噪声和振动。

从测量要求的精度来看，可以分为精密（实验室）测量、工程测量和普查，等等。

在进行任何噪声与振动测量前，首先应明确测量的对象和目的以及为达此目的所必须的测量数据，同时编制测量计划。从一开始就应仔细考虑选择合适的噪声和振动测量仪器，以保证达到预定测量要求。选择仪器时要考虑噪声和振动本身的特性，例如频谱，交通噪声具有宽带频谱，飞机具有窄带频谱，电机具有较高的频率成分。又如连续工业生产作业时噪声级与振级可认为是恒定的，在建筑施工工地则是间歇的，而在铁路边则是火车不来时长时间保持安静，当火车来时则噪声与振动非常强。有时候还会遇到脉冲噪声和冲击振动的测量问题，如射击、打桩、气锤及工业脉冲噪声与冲击振动。在进行环境评价时，所有这些不同噪声源和振源特性都应考虑，并相应地选择测量仪器和测量方法。

测量数据进行分析的工作量及要求的形式也影响到测量仪器和测量方法的选择。一个基础研究通常需要大量的精确的数据和图表，此后要用许多不同的方法对以上资料进行分析；噪声控制工程一般要求的图表信息要少一些，而作为监测目的通常只要求检测并记录噪声和振动随时间的变化情况。

如果要将测量仪器放在现场使用，如测量环境和社会生活噪声与振动，那么这些仪器应当是便携式的，以便于在现场操作和校准。

最简单的噪声测量是测量线性声压级，它与频率无关，而且随时间的变化亦予忽略，这里不考虑人对噪声主观感觉的影响。通常这只是应用于振动测量时，以及将数据记录下来供日后进行实验室分析使用。噪声信号频率的计权相应于人耳的响应，这样测量出的计权声压级能较好地表达人的主观影响。

A 计权声压级获得了广泛应用，许多国家和国际标准都是以 A 声级作为基本评价量的，或者是 A 声级随时间变化而导出的评价量，例如累计百分声级 L_N 和等效连续声级 L_{eq}。

在振动测量中，研究机械结构的强度、变形和旋转机件不平衡时，选择测量振动的位移；在评价机器振动烈度时，测量振动的速度

（有效值），振动的速度和噪声的大小直接有关；在研究机械疲劳、冲击时，测量振动的加速度，加速度和作用力及负载成比例。测量振动对人体及建筑物的影响，以及测量环境振动时，需要测量计权加速度或计权加速度级。

假如需要进行噪声与振动的频率分析，应根据应用场合及所希望的分辨率，选择标准的倍频程带宽或 1/3 倍频程带宽进行测量。对于由办公机器和通风系统引起的室内噪声评价采用倍频程分析；为评价航空噪声测量感觉噪声级 PNL，则要进行 1/3 倍频程分析；对于含有明显纯音成分或者不规则频谱的噪声与振动，则要用窄带分析，以便将主要的频率成分分离出来，如果需要对噪声与振动信号进行详尽的研究分析，则要采用 FFT 技术进行实时分析。

1.2 测量注意事项

噪声与振动仪器使用得正确与否，直接影响到测量结果的准确性，为此，在测量时应注意以下几个方面：

1. 测点的选择及声源附近反射的影响

在现场测量机器噪声时，由于安装机器的厂房既不是消声室，也不是混响室，由机器辐射的噪声随距离的变化情况如图 4.1-1。在靠近机器附近是近场区，这个区域大致可以这样确定，当测量距离小于机器所发射噪声的最低频率的波长时，或者小于机器最大尺度的两倍时（两者之间以大的为准），可以认为是近场区。近场区的声场是不太稳定的，如太靠近机器测量，那么测点位置稍有变动就会引起声级的变化，测量应尽量避免这一区域。在近场区以外则是自由场区，在这区域中离声源距离增加一倍，声压降低 6dB，现场测量应选择在这个区域进行。当测点离声源太远且距墙壁或其他物体太近时，反射很强，这个区域称为混响区，应避免在这一区域进行测量。

由于反射而使声级增加的值可由图 4.1-2 计算得到。图示增加的声级是由于附近的单一表面反射引起的。假定距离 A 为 3m，距离 B 为 5m，反射路程为（$A+B$）=8m，直接路程距离 C 为 4m，则路程距离比 R=（3+5）/4=2，从图中查得增加的声级为 1dB。

可以看出，要使反射对声级测量的影响小于 0.5dB，R 值应大于 3。图 4.1-2 是根据噪声是无规入射、传声器是无方向性的假定得到的。如果噪声包含有不连续声调，则声级的增加还要大一些。

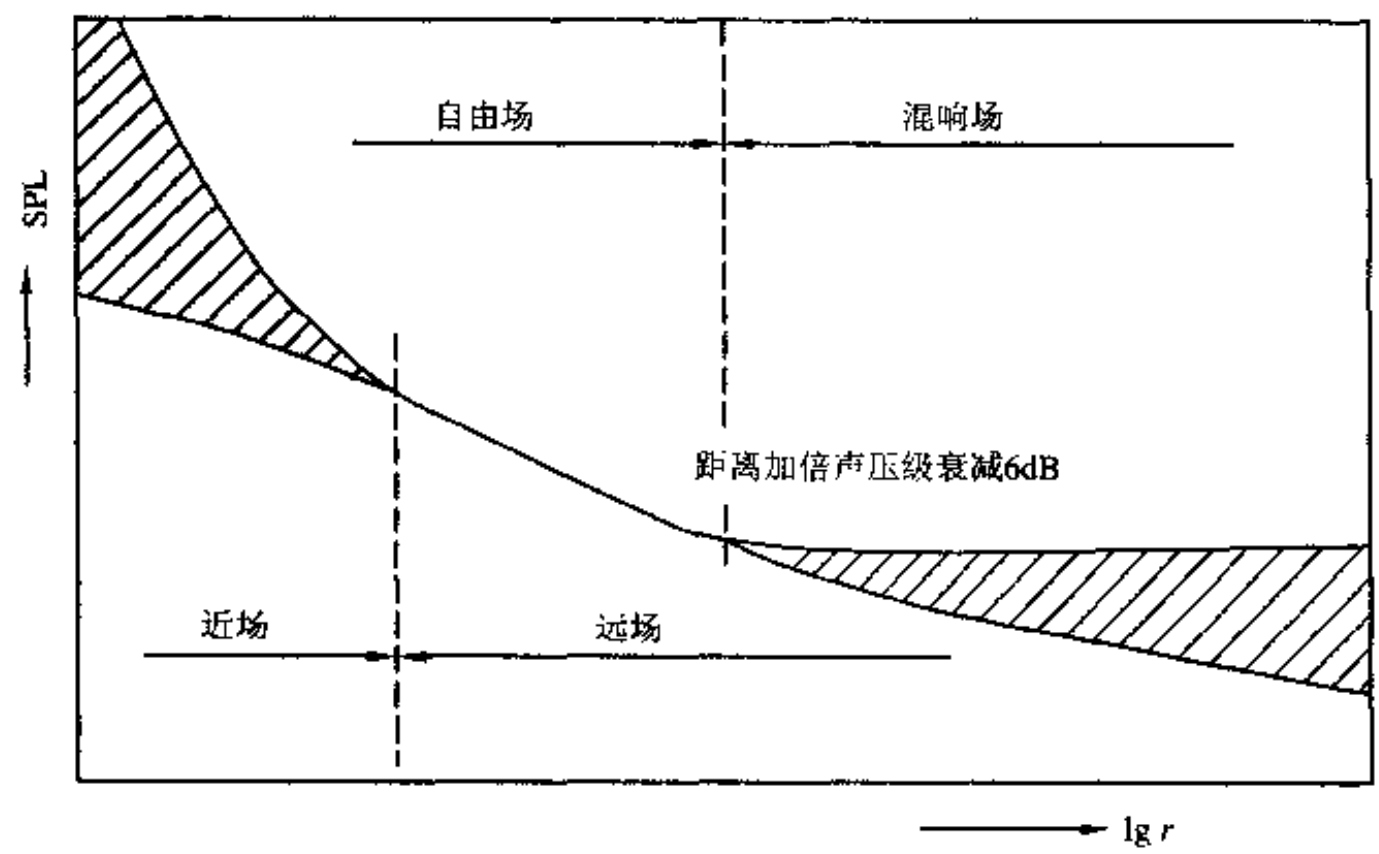


图 4.1-1 机器声场分布

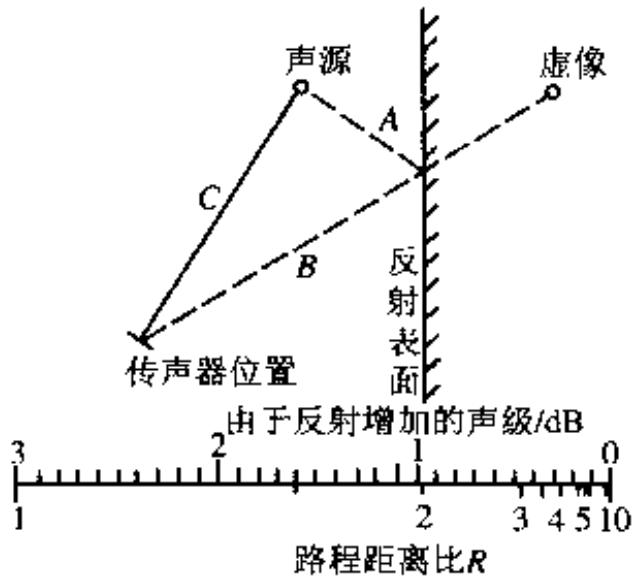


图 4.1-2　单一反射面引起声级的增加值

由于反射波的存在，它可能与直达声波相互干涉，形成驻波。当发现有驻波时，应采取修正方法来估算声级。若驻波的最大值与最小值之差小于 6dB，则取这两个值的平均值；若差大于 6dB，则取比最大声级小 3dB 的数值。

2. 时间计权（电表阻尼）特性的选择

声级计一般具有“快”和“慢”时间计权（电表阻尼）特性，在脉冲声级计中还有“脉冲”和“保持”时间计权特性，测量时要根据测量规范的要求来选择。例如测量车辆噪声规定用“快”特性，测量地下铁道电动车组司机室、客车室内部噪声规定用“慢”特性。在没有规定时，如测量比较稳定的噪声，“快”和“慢”特性会得到相同的测量结果；如果噪声不稳定，用“快”特性时，电表指针摆动较大（如大于 4dB），就应当用“慢”特性。又如若要测量某一时间内的最大值，则应当用“快”特性。

对于短暂的脉冲和冲击声，应当使用“脉冲”特性。另外可以使用“保持”特性，把测量结果在电表上保持一段时间，以便于读数，这对于测量变化噪声的最大值尤其方便。

在振动测量中，由于测量频率范围较低，因此可能具有更慢的时间常数，通常选择 0.125s（相当于声级计“快”）、1s（相当于“慢”）或 8s，而且在很多情况下需要测量信号的峰值，并由峰值保持电路保持峰值读数。

3. 背景噪声影响的修正

在实际测量中，如果被测声源停止发声后，还会有其他噪声存在，这种噪声叫背景噪声（或背景噪声）。背景噪声会影响到测量的准确性，但可以按图 4.1-3 进行修正。例如测量某发动机噪声，当发动机未开动时，测量背景噪声为 76dB，开动发动机测得总噪声级（包括发动机噪声和背景噪声）为 83dB，两者之差为 7dB，查图曲线，修正值为 1dB，于是发动机的噪声值为 82dB。

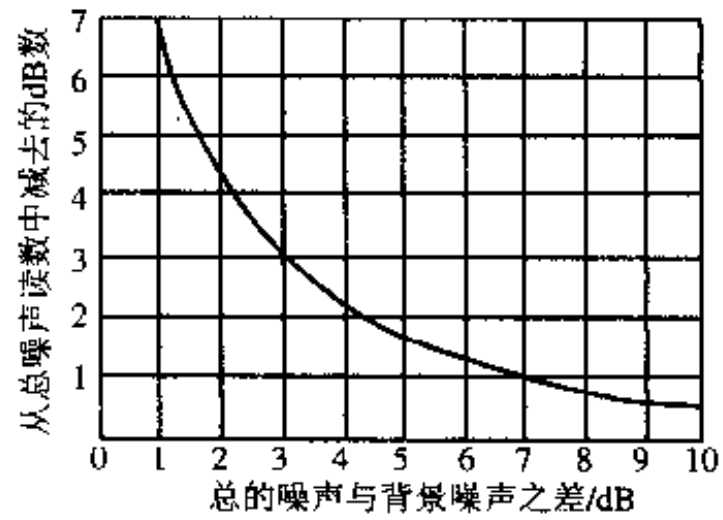


图 4.1-3　背景噪声影响的修正

比较粗略的修正方法是：两者之差为 3dB 时，应在总噪声级中减去 3dB；两者之差为 4～5dB 时，应减去 2dB；两者之差为 6～9dB 时，应减去 1dB；当两者之差大于 10dB 时，则背景噪声的影响可以忽略。但如果两者之差小于 3dB，那么最好采取措施降低背景噪声，或者移至背景噪声较小的场所进行测量，否则测量误差就比较大。

4. 声级计外形及人体的影响

便携式声级计往往把传声器直接安装在声级计上，这时由于声级计外形的影响，可能给测量带来误差。声级计的体积愈大，影响愈大；频率愈高，影响也愈大，一般在 500Hz 频率以下，影响可以忽略。

当手持声级计位于测量人体和声源之间时，可能对高于 100Hz 的被测噪声造成 1dB 或更大的误差。

在实际使用时，应尽量使声级计及人体远离传声器，这可以借助延伸杆与延伸电缆来达到，或者使被测声波的入射方向与传声器膜片

平行，也就是与传声器轴线垂直（掠射式），以减小声级计及人体的影响。

5. 传声器的指向

根据传声器的适用入射方向，分为两种传声器，一种是垂直入射型传声器，这种传声器在声波垂直入射时具有平坦的频率响应；另一种是无规入射型传声器，这种传声器在声波无规则入射时具有平坦的频率响应。

在自由场中测量噪声时，传声器位置应能使其获得最平坦的自由场响应。假使采用垂直入射型传声器，传声器的轴线应对着声源，也就是传声器的轴向与声波入射方向一致。如果使用无规入射型传声器，则传声器的轴线应与声波入射方向成 90° 角。

图 4.1-4 表示了用数学方法计算得到的垂直入射型传声器在无规入射时和掠射（与轴线垂直)时频率响应的修正值。当频率为 10000Hz 时，对于无规入射，其灵敏度降低了 3dB；对于掠射，则降低约 4dB。

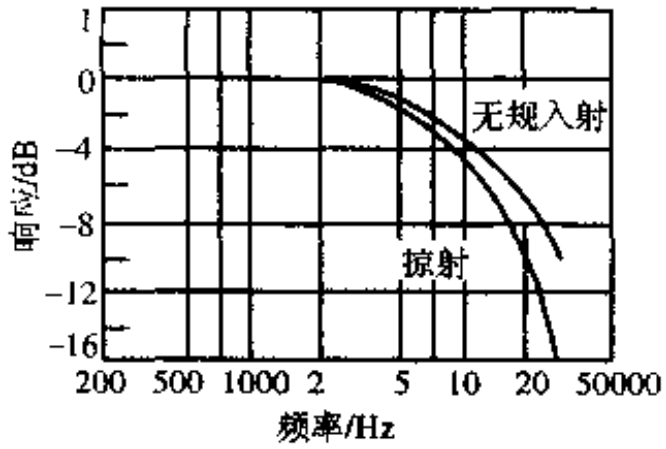


图 4.1-4 垂直入射型传声器在无规入射和掠射时的修正

图 4.1-5 表示了用数学方法计算得到的无规入射型传声器在垂直入射和掠射时频率响应的修正值。当频率在 10 000Hz 时，对于垂直入射，其灵敏度升高 3dB，对于掠射则降低 1dB。

6. 环境的影响

当环境温度、湿度及大气压力变化时，传感器及仪器的灵敏度可能会受到影响，制造厂一般都给出它们的影响误差。一般要求，当大气压力变化 10%时，对 0 型和 1 型声级计，整机灵敏度变化不大于 0.3dB，对 2 型和 3 型声级计不大于 0.5dB。在制造厂规定的温度范围内，相对于 20℃时的指示，0 型和 1 型声级计灵敏度变化不大于±0.5dB，2 型和 3 型声级计不大于±1dB。另外，在制造厂规定的湿度范围内，以 65%相对湿度时的指标为参考，对 0、1 和 2 型声级计，灵敏度变化不大于±0.5dB，对 3 型声级计不大于±1dB。

声级计用来测量电力设备的噪声时，强的电磁场可能在声级计中引起嗡嗡的干扰，从而影响测量的准确性。可以改变声级计的方位(不改变传声器位置）并注意这时指示的声级是否有明显的变化。如果发现磁场干扰较大，应当变换声级计的方位或在离磁场更远处进行测量。

把声级计置于振动环境中（例如在行驶中的汽车或火车上）进行测量时，振动将影响测量的准确性。当振动方向与传声器膜片垂直时，影响尤其严重。声级计在承受 $1m/s^2$ 加速度的正弦振动时，振动的影响应由制造厂给出。

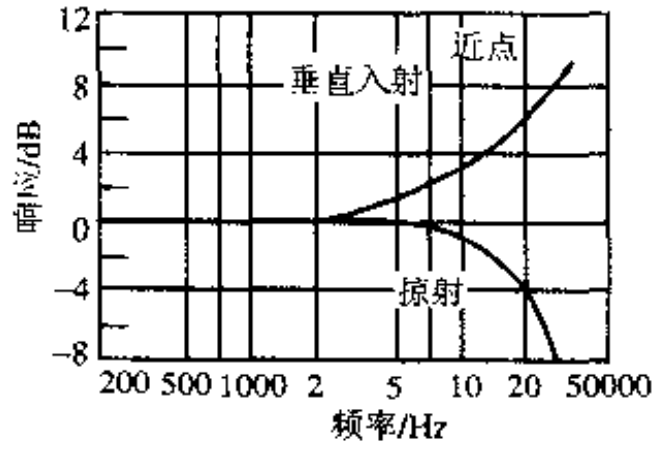


图 4.1-5 无规入射型传声器在垂直入射和掠射时的修正

7. 测量仪器的校准

为了保证测量的准确性，仪器使用前及使用后要进行校准。可以使用活塞发声器、声级校准器或其他声压校准仪器来进行声学校准。声学校准时，能对从传声器、前置放大器、放大器、计权网络直到检波指示器的整个噪声测量仪器进行校准，因此校准的准确性较高。

使用活塞发声器进行声学校准时，仪器的计权开关应放在“线性”或“C”计权位置。因为活塞发声器所发出声音的频率在 250Hz，

只有“线性”及“C”计权在 250Hz 处频率响应是平直的，而“B”及“A”计权在 250Hz 频率处分别有 1.3dB 和 8.6dB 的衰减，因此不能进行校准。校准时，把活塞发声器紧密套入电容传声器头部，推开活塞发声器的电源开关至“通”位置，活塞发声器产生 124dB 声压级，调节仪器的“灵敏度调节”电位器，使仪器读数正好是 124dB。关闭并取下活塞发声器，噪声测试仪器已校准完毕。

声级校准器产生声音频率是 1000Hz，因此，使用声级校准器校准时，噪声测试仪器可以置于任何计权开关位置，校准时都能得到相同的读数。因为在 1000Hz 处，对于任何计权以及线性响应，灵敏度都相同。校准时，把声级校准器套入电容传声器头部，调节仪器的“灵敏度调节”电位器，使读数正好是声级校准器产生的声压级。对于 1in[⊖] 或ϕ24mm 外径的自由场响应电容传声器，校准值为 93.6dB；对于 1/2in 或ϕ12mm 外径的自由场响应电容传声器，校准值为 93.8dB。

电容传声器灵敏度变化一般不大，因此在没有声压校准仪器的情况下，可根据电容传声器的灵敏度修正值（K 值），利用噪声测试仪器内部电校准信号来校准。但它仅仅校准了放大器及检波指示器的灵敏度，电容传声器没有被校准，校准的准确性不如声学校准，因此，有条件的应尽可能使用声学校准，至少应定期进行声学校准。显然，声学校准后，就不必进行电校准了。在测量过程中，不能再调节“灵敏度调节”电位器。

振动测量仪器的现场校准利用校准激励器进行。校准器产生一定频率的精确加速度值（例如 10m/s^2），将待校加速度计固定安装于校准器上，在校准器的激励下，调节振动测量仪器的灵敏度使加速度指标为 10m/s^2。丹麦 B&K 公司的 4294 型校准激励器就属这一类，它产生一频率为 159.2Hz、加速度有效值为 10m/s^2 ±3%的振动。

噪声和振动测量仪器经过一段时间使用后，应送有关计量部门对其主要性能进行全面检定，检定周期规定为 1 年。

1.3　附件的选用

噪声和振动测量仪器通常具有各种附件，正确选用这些附件，可以避免环境的影响，并满足其他测量需要。

1. 风罩

风罩是一种用多孔的泡沫塑料或尼龙细网做成的球，见图 4.1-6，用来降低风噪声的影响。当风吹到传声器上时，传声器膜片上压力会产生变化，从而引起风噪声。将风罩套在电容传声器头上，就可以大大衰减风噪声，而对声音却无衰减，从而提高了在风的环境下测量的准确性。这种风罩一般用于野外测量，但当风速大于 5m/s 时，一般不应进行测量。



图 4.1-6　风罩

风罩对风噪声的减少量与风速和频率有关，图 4.1-7 及图 4.1-8 分别表示丹麦 B&K 公司传声器有风罩和无风罩的情况下，测得

⊖ 1in=0.025 4m。

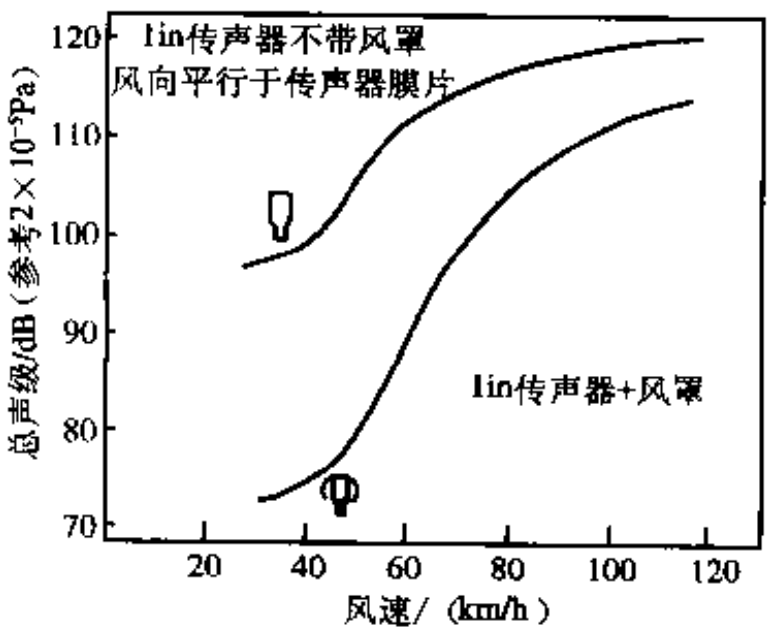


图 4.1-7 20Hz～20kHz 风噪声与风速的关系

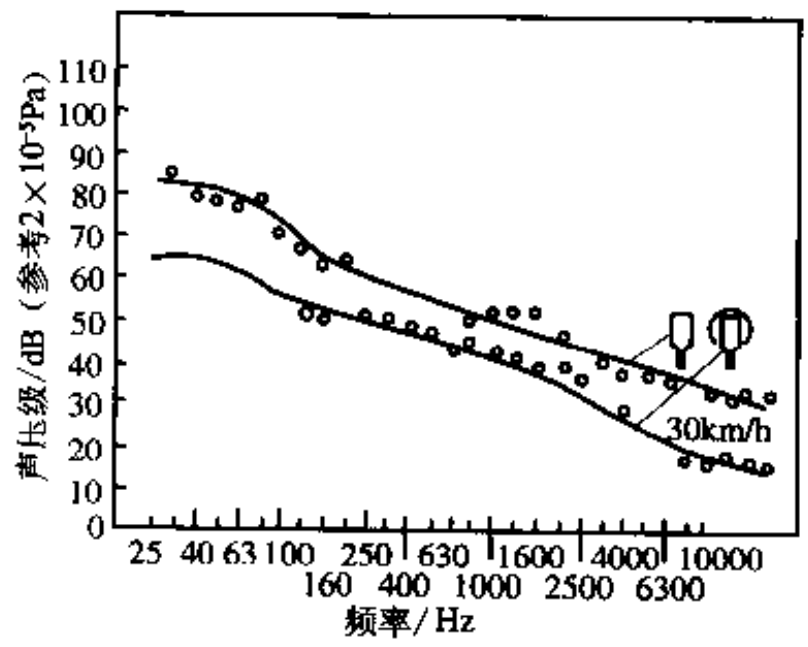


图 4.1-8 风噪声与频率的关系，风向平行于传声器膜片，以 1/3 倍频程滤波器测试

的风噪声随风速及频率变化的情况。

2. 鼻锥

当传声器受高速风影响时，在传声器上将会因湍流而产生噪声，这时可以用鼻锥代替正常保护栅来降低风噪声，见图 4.1-9。鼻锥尤其适宜于使用在固定风向和固定风速的情况，

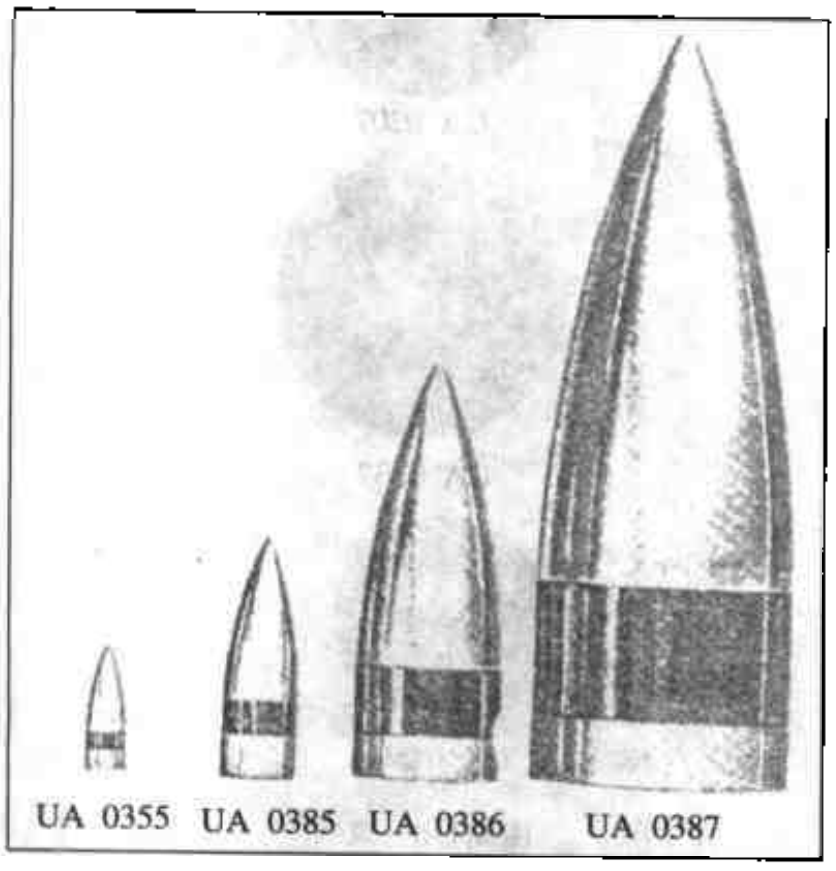


图 4.1-9 鼻锥

例如在风道中。鼻锥做成流线形是为了尽可能减小空气阻力，四周的金属网允许声波透入到传声器膜片上，金属丝网里面截断的锥体减小了膜片前腔的空气容积。鼻锥除了降低风噪声影响外，亦大大改善了传声器的全方向特性。

3. 无规入射校正器

如果被测声音不是来自一个方向，而是来自几个方向时，为了改善传声器的全方向特性，可将传声器的正常保护栅旋下，然后旋上无规入射校正器，见图 4.1-10。

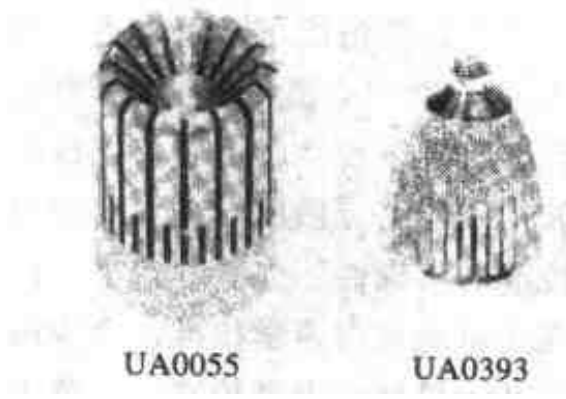


图 4.1-10 无规入射校正器

4. 延伸杆

延伸杆用来使传声器延伸到离声级计一定距离以外，这样，声级计外壳及人体对测量的影响可以减小。为了减小延伸杆接线的分布电容对传声器灵敏度的影响，延伸杆做成双层屏蔽结构，里面屏蔽层接到前置放大器的输出，通过这一自举作用，减小了分布电容的影响，保证了测量的准确性。

5. 延伸电缆

为了把电容传声器延伸到更远的地方，可用延伸电缆。延伸电缆有两种结构，对于前置

放大器不能移出来的声级计，使用与延伸杆相同原理的双层屏蔽延伸电缆，延伸电缆连接在电容传声器与前置放大器之间。这种电缆长度一般不超过 3m，这时大约引入不到 1dB 的附加衰减。使用这种延伸电缆时，最好能重新进行声学校准。另一种多芯延伸电缆适用于前置放大器可以移出来的声级计，这种延伸电缆连接在前置放大器与声级计之间。由于前置放大器的输出阻抗较低，因此可以使用较长的延伸电缆，例如 10m 和 30m。

6. 三脚架

三脚架用来支撑声级计或传声器，三脚架结构要牢固可靠，但也不要过于笨重，以致不便携带。

第 2 章　噪声测量仪器

2.1　噪声测量基本系统

用于噪声测量的系统现在有多种多样，由于它们的功能和用途不同，包含的内部连接的仪器（或电路）亦各不相同。但是每个系统基本上都是由传感器、分析部分和读数显示部分组成，如图 4.2-1 所示。

传感器通常是传声器，目前用得最多的是测试电容传声器，在声强测量中使用两只传声器组成传声器对。由于电容传声器阻抗较高，它必须通过前置放大器进行阻抗变换后才能连接到其他仪器。

系统中有各种不同的电路用来对信号进行放大、衰减、计权、积分等。通常分析部分是最复杂的，最简单的情况是按照某个频率计权网络对输入信号的频率成分进行计权，或者以倍频程、1/3 倍频程或窄频带进行滤波。当主要研究噪声的时间变化特性时，将 A 计权声级进行积分，得出 L_{eq}、L_{AX}，或者连续进行统计分析，得出 L_N、SD 等。

输出部分包括检波器和指示器，指示器以前多用电表，它应满足 IEC 标准中规定的“快”、“慢”或“脉冲”时间计权特性。输出信号还可被送到级记录仪或录音机，以获得被测信号的永久记录保存。近年来，电表已被数字显示器代替，而且 CRT 显示器、点阵式 LCD 及字符打印机等都可能包含在噪声测量系统中。

由于电子计算机和大规模集成电路的飞速发展，单片计算机、微型计算机和信号处理器在噪声测量系统中获得了广泛的应用，使噪声测量仪器实现了智能化、数字化、实时分析。噪声测量仪器的功能大大增强，分析处理的速度大大加快，有力地推动了噪声控制事业的发展。

图 4.2-2 为部分国产噪声测量仪器外形照片。

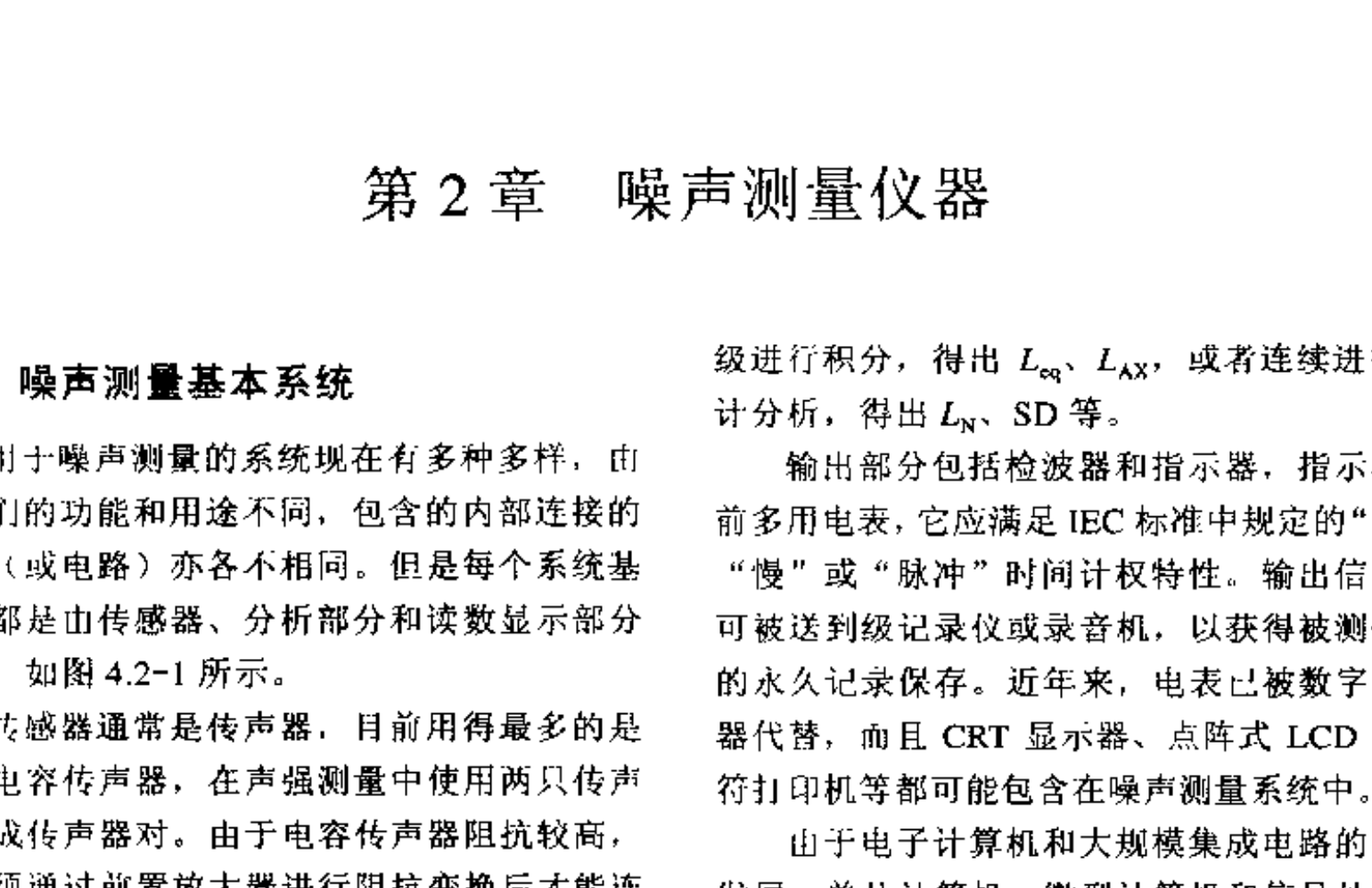


图 4.2-1　噪声测量系统的组成

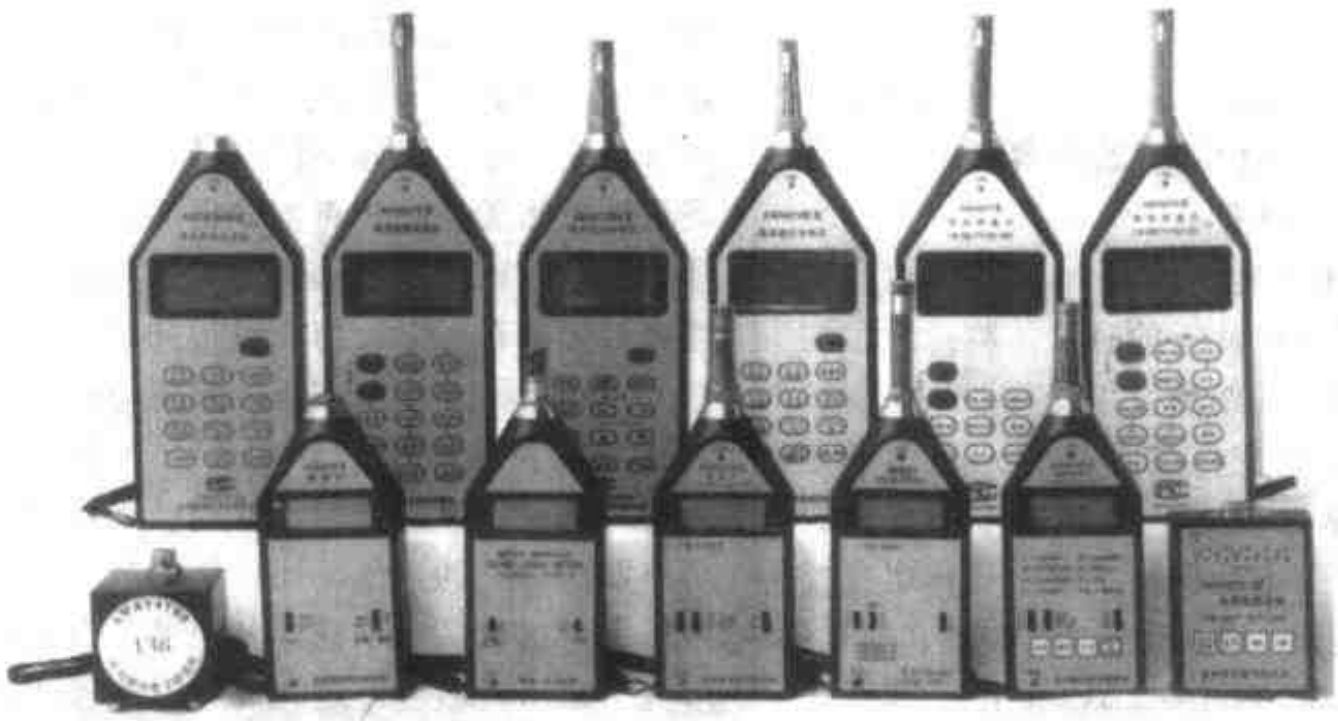


图 4.2-2　部分国产噪声测量仪器外形照片

2.2　传声器

传声器又称话筒，是一种声电变换器，用来把被测声信号变换成电信号。在声学测量中所用传声器又称为测量传声器。理想的传声器所产生电信号应真实地重现声波，且不应由于它的存在而扰乱声场，传声器的灵敏度不应随时间或环境条件的变化而变化。事实上，传声器只近似理想情况，但在大多数噪声测量中所用传声器提供了满意的近似，有时对偏离理想的偏差进行修正以提供更好的准确性。

按照换能原理和结构的不同，传声器大致可分为三种：电动式传声器、压电传声器和电容传声器。

电动式传声器也叫动圈式传声器，它主要由跟线圈连在一起的振膜及磁体所组成。当传声器接收到声音后，传声器的振膜发生振动，使线圈在磁场中运动，从而线圈中产生了交变电压输出。电动式传声器的固有噪声较小，输出阻抗低，不需要阻抗变换器，可以直接连接到衰减器和放大器，因此电路比较简单。但是它的体积较大，频率响应不平直，易受电磁场干扰。以前曾用于普通声级计，现已很少采用。

压电传声器又叫晶体话筒，它是靠具有压电效应的晶体（如罗谢尔盐、磷酸二氢铵等）在声音作用下变形而引起电压输出的换能器。这种传声器结构简单，价格便宜，频率响应也较平直，但是受温度影响较大，稳定性差，一般都用在普通声级计中。

电容传声器具有频率范围宽、频率响应平直、灵敏度变化小、长时间稳定性好等优点，因此使用于精密声级计和标准声级计中，是声学测量中应用最多的传声器。它的缺点是内阻高，需要用阻抗变换器与后面的衰减器和放大器匹配，而且要加极化电压才能正常工作。

电容传声器主要由紧靠着的后极板和绷紧的金属膜片所组成（图 4.2-3），后极板和膜片在电气上互相绝缘，从而构成一个以空气为介质的电容器的两个电极板。

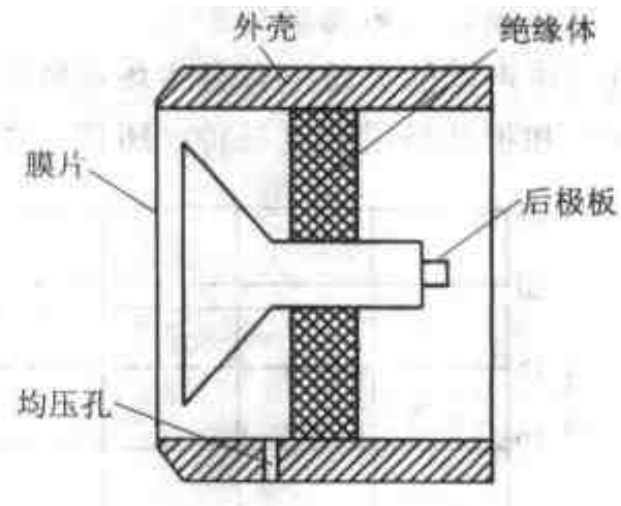


图 4.2-3　电容传声器简图

当一个直流电压加在两电极上时，电容器就充电，所加电压称极化电压。充电电荷的大

小由库仑定律决定：

$$Q=C_M V \qquad (4.2\text{-}1)$$

式中 C_M —— 两极板之间的电容量，单位 F（法拉）；

V —— 极化电压的大小，单位 V（伏）。

当声波作用在膜片上的时候，膜片发生振动，膜片和后极板的距离发生变化，从而引起电容量变化，设其变化量为$\Delta C(t)$。由于充放电电路时间常数很大，电容器来不及充放电，因此电容器上电荷保持不变，这样电容器上电压将发生变化，设变化量为$\Delta V(t)$，则有：

$$Q=[C_M \pm \Delta C(t)][V \pm \Delta V(t)] \qquad (4.2\text{-}2)$$

$$\Delta V(t)=\frac{\Delta C(t)}{C_M \pm \Delta C(t)}V \qquad (4.2\text{-}3)$$

因为电容器电容量的变化很小，$\Delta C(t) \ll C_M$，所以

$$\Delta V(t)=\frac{\Delta C(t)}{C_M}V \qquad (4.2\text{-}4)$$

上式说明，电容传声器的输出电压与传声器电容量变化成正比，也就是与作用的声压成正比。另外也与所加极化电压成正比，为使传声器灵敏度保持恒定，要求极化电压保持恒定。

电容传声器的膜片一般由镍膜做成，后极板与外壳的材料为不锈钢，绝缘体为玻璃或石英。均压孔用来保持传声器后腔的气压与外面大气压力平衡，这样可以避免当大气压力变化时，传声器膜片凸起或凹下造成传声器灵敏度变化，甚至损坏传声器膜片。

电容传声器的灵敏度有自由场灵敏度、声压灵敏度和扩散场灵敏度三种。所谓自由场指声场中只有直达声而没有反射声的声场，一般是不可能做到这一点的，所以实际上指反射声和直达声相比可以忽略的声场。传声器的自由场灵敏度指的是：传声器输出端的开路电压和传声器放入前该点自由声场声压与作用在传声器膜片上的声压之比值。我们知道，当传声器放入声场后，声场中某点的声压与传声器放入前该点的声压是不一样的。由于传声器的放入，声场产生散射作用，从而使得实际作用在传声器膜片上的声压，比传声器放入前该点的声压大，这样，对于同一传声器，自由场灵敏度大于声压灵敏度，这在高频时比较明显。图4.2-4画出了HS14401型电容传声器自由场灵敏度与声压灵敏度随频率变化的特性曲线（频率响应）。

从图中可以看出，HS14401型电容传声器的自由场响应曲线是比较平直的，而声压响应曲线则在高频时跌落较多，这种传声器叫自由场（或叫声场型）传声器，主要用于自由声场测量，它能比较真实地测量出传声器放入前该点原来的自由场声压，传声器放入后对声场的影响已经被修正。在声级计中使用的就是这种传声器。另外一种传声器的声压频率响应曲线是比较平直的，而它的自由场响应则在高频时抬高较多，这种传声器叫声压型（或压力型）传声器，如国产的HS14402、CH14型，它主要用在配合仿真耳进行受话器测量或听力计校准。两种传声器不能混淆使用，否则会造成测量误差，表4.2-1和表4.2-2中列出了国产及丹麦B&K公司电容传声器的主要参数。

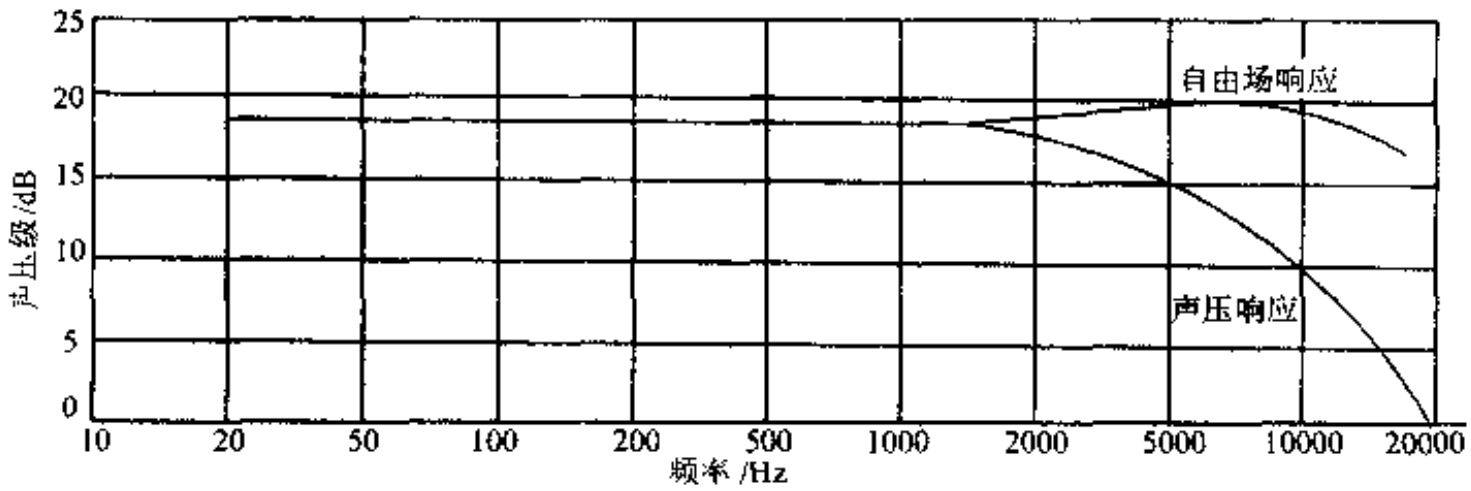


图4.2-4 HS14401型电容传声器的频率响应

表 4.2-1　国产测试电容传声器主要性能

型　号	外径/mm	灵敏度/（mV/Pa）	极化电压/V	频率范围	频响特性	动态范围/dB	生产厂
HS14401	φ23.77（1″）	50	200	20Hz～18kHz	自由场	15～146	江西红声器材厂
HY203							湖南衡阳仪表厂
CCM—1							江苏常州计量研究所
6591							中国测试技术研究所
CH11							北京 797 厂
HS14402				20Hz～7kHz	声压	15～146	江西红声器材厂
CCM—2							江苏常州计量研究所
6592							中国测试技术研究所
CH12							北京 797 厂
CCM-3	φ12.7 ½	10	200	20Hz　40kHz	自由场	32～150	江苏常州计量研究所
6593							中国测试技术研究所
CH13							北京 797 厂
CCM—4				20Hz～20kHz	声压	32～150	江苏常州计量研究所
6594							中国测试技术研究所
CH14							北京 797 厂
HS14417	φ12.7		60	20Hz～14kHz	自由场		江西红声器材厂
CH33	φ12.7	10	28	20Hz～12.5kHz	自由场	29～140	江西红声器材厂
CCM—7							江苏常州计量研究所
6598							中国测试技术研究所
HS14421	φ12.7	25	0	20Hz～12.5kHz	自由场	20～146	江西红声器材厂嘉兴分厂
CCM—9		50					江苏常州计量研究所
HY205				4Hz～16kHz			湖南衡阳仪表厂
MP201							中国科学院声学研究所
HS14422	φ12.7	25	0	20Hz～8kHz	声压	19～146	江西红声器材厂嘉兴分厂
CCM—10		50					江苏常州计量研究所
MP202							中国科学院声学研究所
CH16	φ6	1	200	30Hz～70kHz	声压	70～180	北京 797 厂

表 4.2-2 丹麦 B&K 公司电容传声器主要性能

型号	外径	灵敏度/（mV/Pa）	极化电压/V	频率范围	频响特性	配用前置放大器	动态范围/dB	用途
4138	1/8"	1	200	6.5Hz～140kHz	声压和无规	2633+UA0160 2639/45/60 +UA0031	56～168	特高频、高声级和脉冲测量
4135	1/4"	4		4Hz～100kHz	自由场和无规	2633 或 2639/45/60 +UA0035	36～164	高频、高声级测量
4136		1.6		4Hz～70kHz	声压		43～172	高频、高声级和耦合腔测量
4129	1/2"	50	0	6.5Hz～8kHz	自由场和无规	2639/45/60	15～142	一般声压级测量，2型
4130		10	28			2642 或 2639/45/60	22～142	
4133 4149		12.5	200	4Hz～40kHz	自由场	2639 2645 2660	21～160	电声测量，半永久性室外安装 实验室耦合腔测量
4134				4Hz～20kHz	声压和无规			
4147		1.6	28	0.0065Hz～18kHz	声压和无规	2639	38～160	低频及振声测量
4155		50	0	4Hz～16kHz	自由场	2639 2645 2660	15～146	声压级测量，1型
4165			200	2.6Hz～20kHz	自由场		15～146	
4166				2.6Hz～10kHz	声压和无规		15～146	
4176			0	6.5Hz～12.5kHz	自由场		14～142	
4188		32		8Hz～12.5kHz	和无规		15～146	
4180		12.5	200	4Hz～20kHz	声压	2645	21～160	实验室标准，精密测量
4144	1"	50	200	2.6Hz～8kHz	声压	2639/45/60	10～146	实验室标准，低声级测量
4145				2.6Hz～18kHz	自由场		11～146	一般实验室用，低声级测量
4160		47		4Hz～8kHz	声压	2645+UA0786	10～146	实验室标准，精密测量
4179		100		10Hz～10kHz	自由场	2660	-2.5～102	很低声级测量系统

由表 4.2-1 中可以看出，电容传声器的性能与传声器的外径有很大关系。外径越小，频率范围越宽，可能测量的声压级越高，传声器的方向性也较好，但其灵敏度较低，因此不适宜于低声级测量。

传声器的响应是随着声波入射到传声器的角度不同而不同，这就是传声器的指向性。大多数传声器是无指向性的（全方向性），也就是对于所有声入射方向，在频率低于 1kHz 时，它们的响应接近相同。在较高频率处，当传声器的任何尺寸与声波波长可比拟时，方向性就明显起来，这种影响通过传声器的指向图来解释。指向图是表示传声器响应随声波入射角而变化的图，通常以极坐标图表给出。它通常以

垂直于传声器膜片的轴为对称。图 4.2-5 表示 1in 测试传声器的指向性图。有些传声器有意做成对从某些方向到达的声波有很小的响应，这种传声器称为“指向性传声器”，它们很少用于声学测量。

所谓扩散场是指满足下述条件的声场：空间各点声能密度均匀，从各个方向到达某一点的声能流的概率相同以及各方向到某点的声波的相位是无规的。传声器的扩散场灵敏度是指传声器置于扩散场中，其输出开路电压与传声器未放入前该扩散声场的声压之比。

对指向性为旋转对称的传声器，其扩散场灵敏度 M：

$$M^2 = K_1 M_0^2 + K_2 M_{30}^2 + K_3 M_{60}^2 + \cdots + K_7 M_{180}^2 \tag{4.2-5}$$

式中　M_0、M_{30}、…、M_{180} 为各对应入射角的传声器自由场灵敏度；$K_1=K_7=0.018$，$K_2=K_6=0.129$，$K_3=K_5=0.224$，$K_4=0.258$。

电容传声器的灵敏度单位为 V/Pa（或 mV/Pa），并以 1V/Pa 为参考 0dB，得到灵敏度级。HS14401 型电容传声器的标称灵敏度为 50mV/Pa，灵敏度级为–26dB。但是每一只传声器的灵敏度不可能都相同，也不是都等于 50mV/Pa 或–26dB。实际传声器的灵敏度级与标称灵敏度级的差值就是所谓传声器灵敏度的修正系数，并以 K 值表示。K 值可为正数，也可为负数。当传声器灵敏度低于标称灵敏度时，K 值为正；当传声器灵敏度高于标称灵敏度时，K 值为负。在电容传声器出厂时都附有每个传声器的 K 值或灵敏度级 dB 数，如 HS14401 电容传声器 K=+2.3，其灵敏度级为–28.3dB。

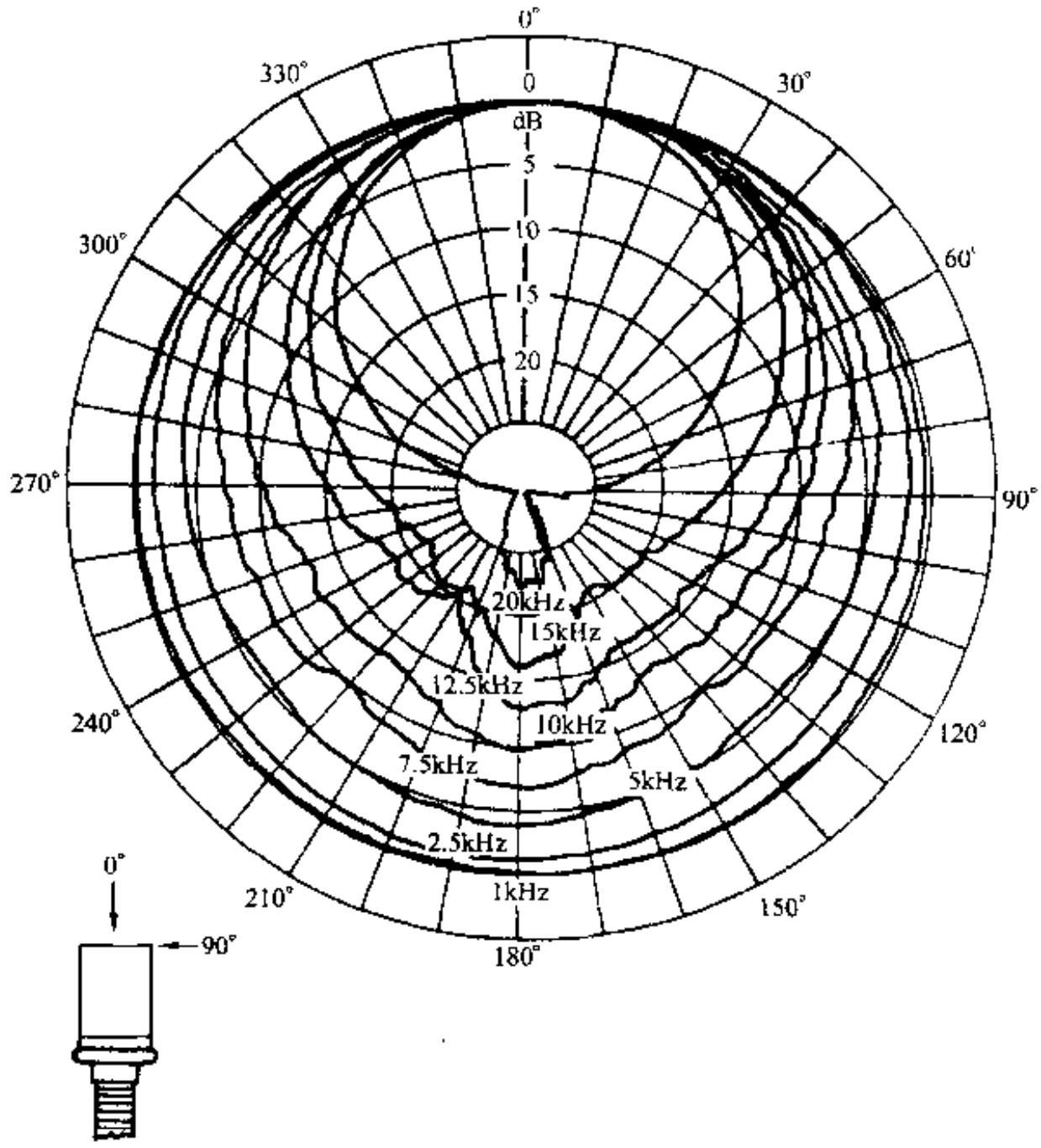


图 4.2-5　1in 测试传声器指向性图

传声器灵敏度是用传声器输出端的开路电压与声压之比来表示的，因此称为传声器的开路灵敏度。传声器开路灵敏度测量比较困难，而且传声器往往与前置放大器连接在一起提供，因此，有时用前置放大器的输出电压与声压之比值来表示传声器的灵敏度，称之为负载灵敏度，因为前置放大器已成为电容传声器的负载。一般前置放大器的增益小于1，因此负载灵敏度总是小于开路灵敏度，使用时应该注意。

电容传声器是一种精密测量元件，它的膜片只有几微米到十几微米厚，膜片与后极板之间的距离也只有几十微米。使用时必须十分小心，一般不要打开前面的保护罩，切忌用手或其他东西去碰触膜片，以免弄破膜片使传声器损坏。同时要避免传声器受潮，否则容易造成跳火或击穿。

近年来，驻极体电容传声器的性能得到了显著的提高。这种传声器在外加电场或其他因素作用下，两电极极化，当外电场去除后，两电极之间仍保留着电极化状态，也就是电极上仍保留着电荷。当传声器膜片在声波作用下振动时，传声器上就产生交变电压，从而把声音变成电信号。这种传声器工作时不需要另加极化电压，使用比较方便。现在已把这种驻极体传声器广泛应用于普通声级计和精密声级计中。

电容传声器的一个缺点是内阻比较高，它的电容量一般只有几十皮法（pF），甚至几个皮法，如果与它连接的放大器输入电容量可以与之比拟，就会降低传声器的灵敏度；如果放大器输入电阻太低，则电容传声器在低频时灵敏度会降低，也就是说频率范围受到了限制。因此，在声级计中需要使用前置放大器。前置放大器又叫输入级，它本身不起放大作用，电压增益小于并接近等于1，它只起阻抗变换作用，因此又称为阻抗变换器。

2.3 声级计

声级计是一种按照一定的频率计权和时间计权测量声音的声压级和声级的仪器，它是声学测量中最常用的基本仪器。声级计可用于机器噪声、车辆噪声、环境噪声以及其他各种噪声的测量，也可用于电声学、建筑声学等测量。因为声音是由于振动而产生的，因此，把声级计上的传声器换成加速度计传感器，就可以利用它来测量振动。

为了使世界各国生产的声级计的测量结果互相可以比较，国际电工委员会（IEC）制定了声级计的有关标准，并推荐各国采用。1979年5月通过了IEC651标准，这个标准统一并取代了以前公布的IEC123、IEC179和IEC179A等几个标准。我国国家标准GB/T 3785—1983《声级计电、声性能及测试方法》等效采用了IEC651标准。

声级计按其用途可以分为一般声级计、脉冲声级计、积分声级计、噪声暴露计（又称噪声测量计）、统计声级计（又称噪声统计分析仪）和频谱声级计等。按其体积大小可分为台式声级计、便携式声级计和袖珍式声级计。按其显示方式可分为模拟指示（电表、声级灯）和数字显示声级计。按其准确度可分为四种类型：0型声级计，作为标准声级计；1型声级计，作为实验室用精密声级计；2型声级计，作为一般用途的普通声级计；3型声级计，作为噪声监测的普查型声级计。四种类型的声级计的各种性能指标具有同样的中心值，仅仅是容许误差不同，而且随着类型数字的增大，容许误差放宽。根据IEC标准和国家标准，四种声级计在参考频率、参考入射方向、参考声压级和参考温湿度等条件下，容许的固有误差如表4.2-3所示。

表4.2-3 各种类型声级计的固有误差

（单位：dB）

声级计类型	0	1	2	3
固有误差	±0.4	±0.7	±1.0	±1.5

各种类型声级计的工作原理基本上是相同的，所不同的往往是附加有一些特殊的性能，这些特殊性能使它们能用作各种不同的测量。声级计一般由传声器、放大器、衰减器、计权滤波器、检波器、指示器及电源等部分组成，其工作原理方框图见图4.2-6。

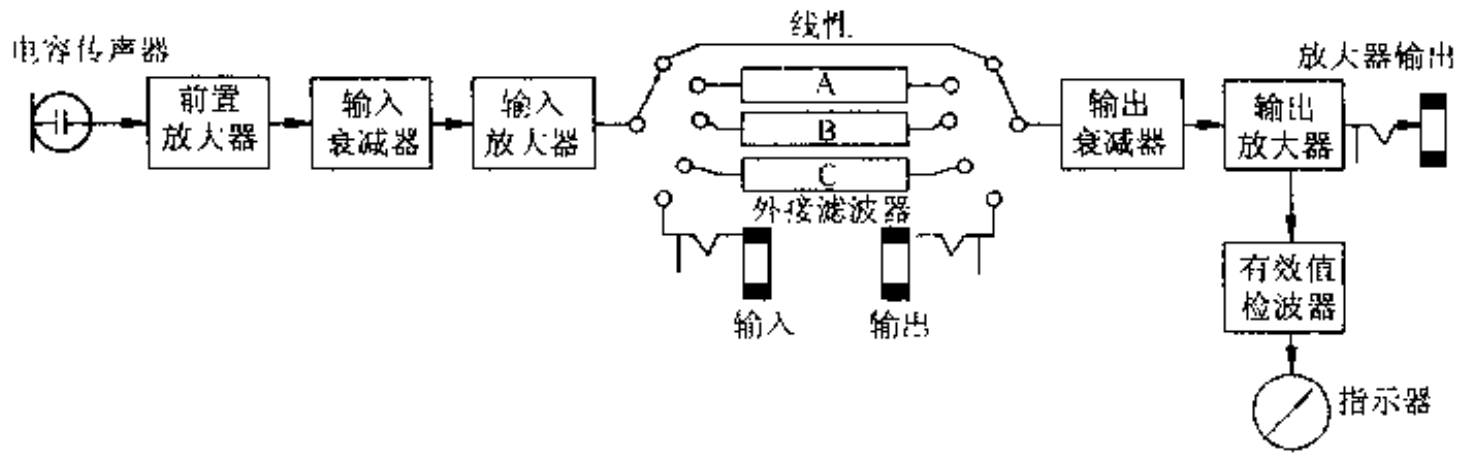


图 4.2-6　声级计工作原理方框图

被测量的声信号被传声器接收，传声器将声信号变成电信号，微小的电信号经前置放大器送到输入衰减器和输入放大器，放大器将微小电信号放大，衰减器对较大的输入信号加以衰减，使在指示器上获得适当的指示，也使测量量程扩大。计权滤波器对通过的信号进行频率滤波，使声级计的整机频率响应符合规定的频率计权特性的要求，以便能测量计权声级（简称声级）。信号再经输出衰减器和输出放大器后被送到检波器进行检波，交流信号变成直流，并由显示器以“dB”指示出来。检波器还使声级计具有“快”、“慢”、“脉冲”或“保持”等时间计权（电表阻尼）特性。电源部分将交流市电或电池电压进行变换，供给声级计各部分所需要的电源电压。有的声级计还具有“外接滤波器”插孔，用来与其他滤波器连接进行频谱分析。“放大器输出”插孔输出交流信号，以观察信号波形或进行测量记录与分析。

声级计中的计权滤波器是一组根据一定要求进行频率滤波的电子网络。声级计的计权特性已经由国际电工委员会进行标准化，在 IEC651《声级计》标准中规定了 A、B 和 C 频率计权特性的要求，声级计至少要具有一种频率计权特性。由于 A 声级应用最广泛，因此声级计中都具有 A 计权特性，有的还具有 C 计权，B 计权已用得很少。也有的声级计还具有“线性”频率响应，这时声级计在一定频率范围内的频率响应是平直的，也就是不随频率变化而变化，线性响应用来测量声音的声压级。为了测量航空噪声，有的声级计还具有“D”计权特性，在 IEC537《用于航空噪声测量的频率计权（D 计权）》标准中规定了 D 计权特性的要求。几种频率计权特性的频率响应见图 4.2-7，对于不同类型的声级计，它们容许公差是不同的。应当指出，频率计权特性是声级计在自由场中在参考入射方向上的相对响应，它不仅与计权滤波器的频率特性有关，也与传声器的频率响应、放大器和检波指示器的频率响应都有关。但是由于测试传声器的频率响应基本上是平直的，因此可以用电信号测量声级计的电响应来代替测量自由场响应。必要时，可根据传声器的频率响应对测量进行修正，这种修正只是在高频时才有必要。

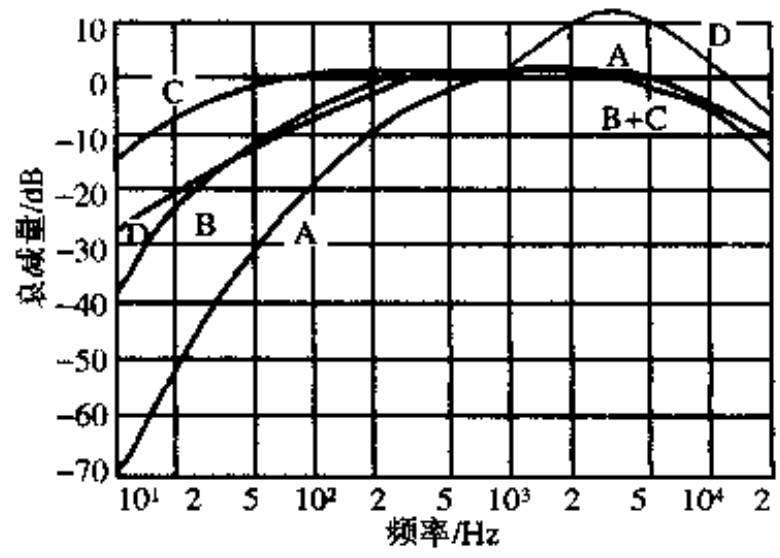


图 4.2-7　几种频率计权特性的频率响应

声级计上使用的检波器最常用的是有效值（RMS）检波器，因为有效值决定了声信号的功率。只有在某些场合，例如要测量冲击信号的幅度或者考虑放大器是否会出现过载时，就需要测量峰值。通常使用的线性检波器动态

范围为 15～20dB，为了提高动态范围，有的声级计（尤其是数字指示声级计）使用对数有效值（LMS）检波器，其动态范围可达到 60dB 以上。这种检波器的输出直流电压与输入交流电压有效值的对数成比例。该直流电压被送到电表指示，则电表上 dB 刻度的分格是相等的，而且可具有 30～50dB 刻度范围。如直流电压送到 A/D 转换器，可由数字直接指示被测声级的 dB 数。数字显示的声级计要求分辨率不低于 0.1dB，数字显示重复速率为每秒一次，而且具有最大声级保持显示方式。

在日常生活中，往往会遇到不连续的噪声，也就是脉冲声或冲击声，如打字机噪声、冲压机床噪声和枪炮声等。这种脉冲噪声持续时间很短，重复出现的间隔时间可能很长，甚至在一段时间内只出现一次，也就是脉冲声具有很高的峰值因数。脉冲声对人耳和听力损伤的危险性也与连续声不一样。因此人们设计了脉冲声级计，它主要附加了测量脉冲声的特殊功能，例如脉冲时间计权特性、高峰值因数容量、输入及输出过载指示等。脉冲时间计权特性是一种快上升慢下降的特性，能指示短时间有效值的最大值。对于连续而稳定的噪声，它与“快”、“慢”特性的测量结果是一致的。但对于脉冲声或冲击声，“脉冲”方式的测量结果通常比“快”和“慢”方式大，最大时可能达到 20dB。因此，对于脉冲声或冲击声，不能使用一般声级计进行测量，否则会有相当大的误差。

国内常用声级计的主要性能指标见表 4.2-4。

表 4.2-4 常用声级计的主要性能指标

性能 \ 型号名称	HS5666A 精密脉冲声级计	HS2633、DAS5633 数显声级计	HY104A 数显声级计	HY108 微型声级计	ND2 精密声级计倍频程滤波器	ND10/ND12 小型声级计
准确度	1 型	2 型	2 型	2 型	1 型	2 型
传声器尺寸/mm	φ12.7	φ12.7	φ12.7	φ12.7	φ23.77	φ12.7
频率范围/Hz	10～2000	31.5～8000	31.5～8000	31.5～8000	20～1800	31.5～8000
测量范围/dB（A）	32～138 40～138 45～138	40～138 （30～120）	35～130 40～130	35～120	25～140 38～140	43～130 55～130
时间计权	F，S，I	F，S，最大值保持	F，S	F，最大值保持	F，S	F，S，最大值保持
检波器特性	有效值	有效值	有效值	有效值	有效值	有效值
指示方式	电表及 3-1/2 位数显	3-1/2 位数显	3-1/2 位数显	3-1/2 位数显	电表	电表
刻度范围/dB	0～30				-10～+10	-10～+10
量程转换	手动	自动	高、中、低	自动	手动	手动
极化电压/V	60	0	0	0	200	28
输出	交流及直流	—	—	—	交流	—
设定与指示	—	有	—	—	内显 10 组倍频程滤波器	—
电源	4×R6 电池	4×R6 电池	4×R6 电池	1×6F22 电池	3×R20 电池	1×R20 电池
外形尺寸/mm	290×106×65	130×65×32	257×74×24	150×74×32	415×124×88	200×75×60
重量/kg	0.85	0.3	0.45	0.19	3.5	0.7
生产厂	江西红声器材厂	江西红声器材厂、杭州爱华电子研究所	湖南衡阳仪表厂	湖南衡阳仪表厂	江西红声器材厂	江西红声器材厂

2.4　积分声级计和个人声暴露计

在实际应用的许多场合，尤其对于非稳定噪声，需要测量噪声的等效连续声级 L_{eq}。但是，一般声级计是不能直接测量等效连续声级的，只能通过测量不同声级下的暴露时间，然后计算等效连续声级。当然，这种方法是非常花费时间和人力的，而且测量结果的准确性也有一定限制。使用积分声级计就能够直接测量并显示出某一测量时间内被测噪声等效连续声级，使测量变得非常简单、快捷和准确。

积分声级计又称为积分平均声级计或平均声级计，它除应符合 IEC651《声级计》标准中有关指向特性、频率计权特性和各种环境下的灵敏度要求外，还应符合 IEC804《积分平均声级计》中规定的积分和平均特性、指示器特性和过载检测及指示特性的要求，这些特性要求对于测量稳态声、断续声、起伏声和脉冲声的等效连续声级 L_{eq} 是必须的。

积分声级计和一般声级计都对频率计权声压进行平均，然而平均过程在两个方面有所不同。首先，一般声级计仅有有限个固定的，且持续时间相对较短的指数平均特性，最通用的就是 F（快）和 S（慢）两种，前者平均时间常数是 0.125s，后者是 1s。相比之下，积分声级计的线性平均时间要长得多，可达几分钟或几小时。其次，积分声级计对发生在选定的平均时间内的所有声音给予同等重视，而一般声级计则对最新发生的声音比先前发生的声音要重视得多。一般声级计的时间计权按指数衰减，这样，如使用 1s 特性，起主要作用的是最近 1s 内发生的声音，而对之前 10s 发生的声音很少起作用。

积分声级计比一般声级计应具有更宽的线性度范围，对于 0 型积分声级计至少为 70dB，1 型为 60dB，2 和 3 型为 50dB，它们相应的脉冲范围分别至少为 73dB、63dB 和 53dB。不管是模拟式的还是数字式的积分声级计，指示器范围应至少为 30dB。

积分声级计应具有检测峰值过载的监视器。在积分期间的任何时刻，若发生过载，监视器应能给予锁定指示。只有当重新开始计算等效连续声级时，过载指示才被复位。

有的积分声级计还设计成能测量 A 计权声暴露级 L_{AE} 和平均 AI 计权声压级 $L_{AIeq\cdot T}$。L_{AE} 是在一定时间间隔测得的，相对于 $4\times10^{10}Pa^2\cdot s$ 的 A 计权声暴露级，$L_{AIeq\cdot T}$ 是用频率计权 A 和时间计权 I，在一定时间间隔内测得的平均声压级。

积分声级计也分为 0、1、2、3 型，它们的固有误差及适用场合与一般声级计相同。积分声级计的典型应用有：

1）能引起听力损伤或烦恼的工业噪声测量；

2）公共噪声（交通、居民住宅区、工业区及机场）测量，这种噪声可能使人烦恼或者违反规定；

3）测量产品噪声或其他声源的平均声压级，在这种情况下，可以使用积分功能来确定空间平均和时间平均。

积分声级计通常由传声器、具有规定频率计权的放大器、积分器、时间平均器及指示器组成，随着计算机技术的发展，在积分声级计中已普遍使用单片计算机技术。典型的积分声级计工作原理方框图如图 4.2-8 所示。

国产的积分声级计已在国内普遍使用，它们的主要技术性能见表 4.2-5。国外的积分声级计则主要有丹麦 B&K 公司的 2231 型模块式精密声级计，美国 Larson-Davis 实验室 814 型精密积分声级计等。

另一种用于测量声暴露的仪器叫做声暴露计，佩带在人身上测量声暴露的仪器称为个人声暴露计。IEC1252《个人声暴露计规格》和 GB/T 15952—1995《个人声暴露计技术要求》对个人声暴露计有关技术要求作出了规定。

个人声暴露计技术要求与积分声级计在很多方面是相同的，主要有以下几点不同：

表 4.2-5 积分声级计主要性能比较

型号名称 / 性能	AWA5610A 积分声级计	HS5670 精密积分声级计	HS5618 积分声级计	HY118 微型积分声级计	AWA5618 积分声级计	HS5690 多功能声级计
准确度	1 型	2 型	2 型	2 型	2 型	2 型
传声器	φ12.7，60V	φ12.7，预极化	φ12.7，预极化	φ12.7，预极化	φ12.7，预极化	φ12.7，预极化
频率范围/Hz	20～12500	20～8000	31.5～8000	31.5～8000	31.5～8000	31.5～8000
测量范围/dB	29～140（A）	35～130（A） 40～130（C） 0～1999%DL	35～130（A） 0～1999%DL	35～120（A）	35～130（A） 0～1999%DL	40～130（A）
时间计权	F，S，I	F，S，	F，S	F	F，S	F，S
指示方式	电表及 LCD 数显	LCD 数显	LCD 数显	LCD 数显	LCD 数显	LCD 数显
量程转换	手动	自动	自动	自动	自动	自动
测量功能	L_p，L_{eq}，L_{max}，L_{AE}，T	L_p，L_{eq}，L_{max}，DL	L_p，L_{eq}，L_{AE}，DL	L_p，L_{eq}，L_{10}，L_{50}，L_{90}，SD，L_{max}，T	L_p，L_{eq}，L_{10}，L_{50}，L_{90}，SD，L_{AX}，L_{max}，T，DI	L_p，L_{max}，L_{eq}，L_{AE}，DL，T
测量时间	手动 10s、1min、10min、15min、20min、1h、4h、8h、24h	手动 10s，1min，10min，15min，20min，1h，4h，8h，24h	手动 10s，1min，5min，10min，15min，20min，1h，8h，24h	手动，5s 的整数倍	手动 10s，1min，10min，20min，1h，4h，8h，24h	10s，1min，10min，20min，1h
滤波器	外接	—	—	—	—	—
接口输出	未用接口	—	—	—	RS-232C	—
电源	6×R6	4×R6	6×LR6	1×6F22	6×R6	4×R6
外形尺寸/mm	290×106×65	240×65×30	260×65×30	150×74×23	240×65×30	140×65×30
重量/kg	0.85	0.4	0.45	0.19	0.4	0.4
生产厂	江西红声器材厂	杭州爱华电子研究所	江西红声器材厂嘉兴分厂	湖南衡阳仪表厂	杭州爱华电子研究所	江西红声器材厂

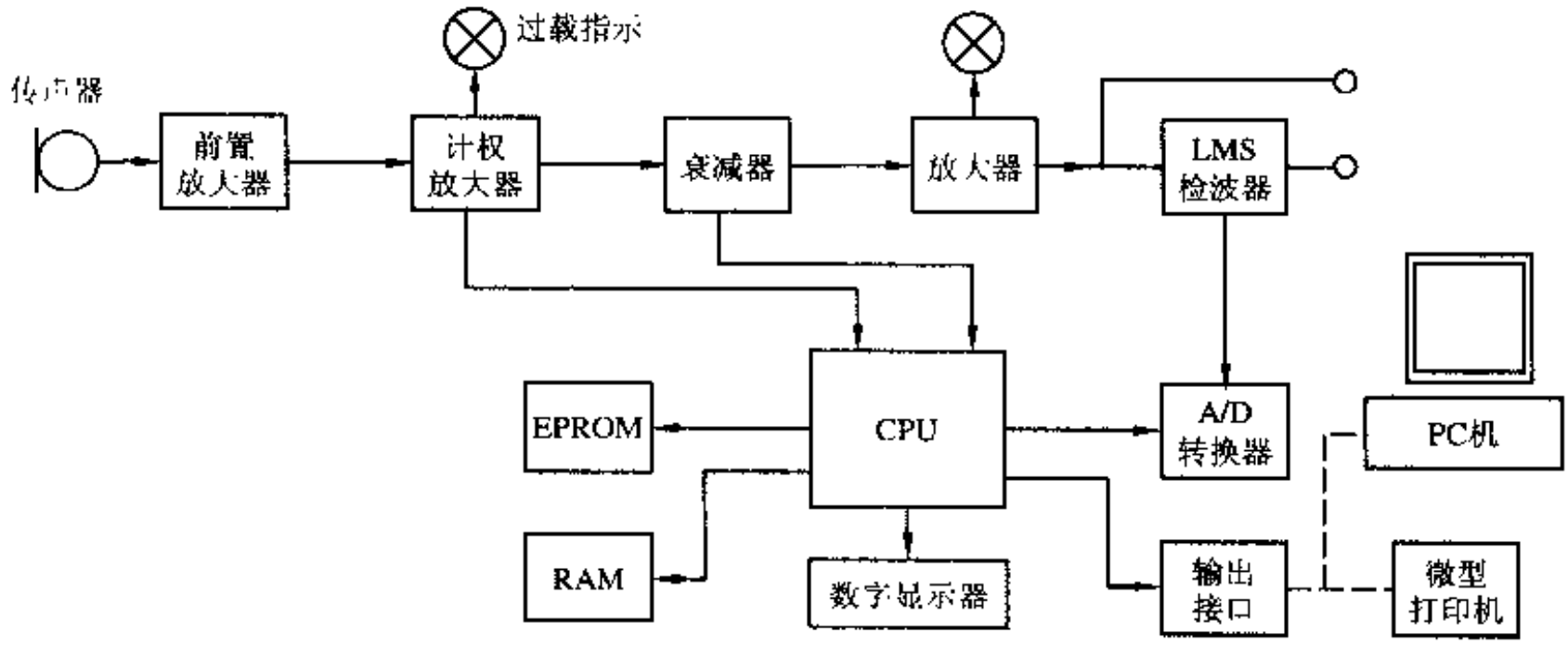


图 4.2-8　积分声级计工作原理方框图

1）测量与显示声暴露，而不是等效连续 A 频率计权声压级或声暴露级；

2）声暴露计用的传声器是佩带于人体上、肩上、衣领上的或其他靠近耳朵的部位，故对其指向性要求不加规定；

3）仅规定了一个准确度等级的个人声暴露计，相对于 1 型积分声级计的准确度；

4）规定频率范围为 63Hz～8kHz，声暴露指示范围至少 0.1～99.9Pa^2·h，声级范围应至少由 80dB 扩展到 130dB。

个人声暴露计的主要应用是测量人头部附近的声暴露，并由此可按国际标准 ISO1999 来评估可能的听力损失。声暴露遵循“等能量交换率”，即恒定声级积分时间加倍（或减半），也使声暴露加倍（或减半）；同样，对恒定积分时间输入声级增加（或减小）3dB，使声暴露加倍（或减半）。

另一种测量声暴露的仪器叫噪声剂量计，它能指示出法定声暴露限定的百分比的噪声剂量（DL）。例如规定每天工作 8h 的工人，容许噪声标准为 90dB，也就是声暴露为 3.2Pa^2·h，此时的噪声剂量为 100%，其他不同的声暴露都与它比较并以百分数表示。对 1.6Pa^2·h，噪声剂量计上读数为 50%，对于 6.4Pa^2·h，读数为 200%。由于各国对噪声暴露的限度及其定义不一样，且会改变，这样不同国家，甚至同一国家不同时期所指的噪声剂量百分数就不能互相比较。因此噪声剂量计制造厂应规定将噪声剂量示值转换为声暴露（Pa^2·h）的方法。值得指出的是美国、加拿大等少数几个国家标准并不按照“等能量交换率”，而是规定暴露时间减半时，容许噪声标准提高 5dB（而不是 3dB），也就是交换率为 5（而不是 3），它是根据暂时阈损失的理论而提出来的。

有的厂家在积分声级计上增加测量声暴露或噪声剂量的功能，如江西红声器材厂的 HS5690 型多功能声级计、江西红声器材厂嘉兴分厂的 HS5618 型积分声级计、杭州爱华电子研究所的 AWA5610A 型和 AWA5611 型积分声级计、美国 Larson-Davis 实验室的 700 型积分声级计/噪声剂量计。专门的测量仪器有杭州爱华电子研究所的 AWA5911 型个人声暴露计和丹麦 B&K 公司的 4436 型噪声剂量计等，其主要性能对比见表 4.2-6。

表 4.2-6　个人声暴露计（噪声剂量计）主要性能一览表

型号名称 / 性能	4436 噪声剂量计	705 噪声剂量计	AWA5911 型个人声暴露计
传声器	1/4"连 70cm 声管亦可外加	--	12.7mm 预极化
时间计权	F，S	F，S	F
频率计权	A 和 C（并联）	A，C	A
动态范围/dB（A）	60～140	--	40～130
剂量显示	%，$Pa^2 \cdot h$，L_{EP}，d	%，$Pa^2 \cdot h$	$Pa^2 \cdot h$，%
声级显示	SPL，Peak，MaxL，MaxP，L_{eq}/L_{av}	L_{eq}，Peak，L_{max}	SPL，L_{eq}
统计分析	统计分布与累积分布	L_n（n=1～99）	--
时钟	日历、时、分、秒	—	--
储存	有	32K	--
接口	RS-232 打印机或微机	RS-232	--
电源	1×6F22 电池	1×AAA 电池	1×6F22 电池
外形尺寸/mm	137×79×22	—	95×60×25
重量/kg	0.25	--	0.2
生产厂	丹麦 B&K 公司	美国 Larson-Davis 实验室	杭州爱华电子研究所

2.5　噪声统计分析仪

噪声统计分析仪又称统计声级计，是用来测量噪声级的统计分布，并直接指示 L_n（例如 L_5、L_{10}、L_{50}、L_{90}、L_{95}等）的一种声级计。这种仪器一般还能测量并用数字显示 A 声级、等效连续声级 L_{eq}、均方偏差 SD 等。它还可以通过打印机打印上述测量结果，并画出噪声级的统计分布图和累积分布图。噪声统计分析仪还能用来进行 24h 环境噪声监测，每小时测量 1 次，然后显示或打印出每小时噪声值（L_{eq}、L_{10}、L_{50}、L_{90}、SD），并画出 24h 的噪声分布曲线。有的噪声统计分析仪还具有数据存储功能及输出接口，可把存储数据送到计算机显示、打印、存盘或进一步处理，以及进入数据库。噪声统计分析仪最适用于各级环境监测部门进行环境噪声自动监测。

噪声统计分析仪的基本组成与积分声级计相似，不过数据存储器（RAM）的容量更大，增加了输出接口，一般还配备微型打印机，程序软件也更丰富得多，许多计算和统计功能都由软件来完成。

国产的 AWA6218B 型噪声统计分析仪（见图 4.2-9）是一种新设计的自动噪声测量仪器，其性能指标满足 IEC651 和 IEC804 对 1 型仪器的要求。它具有积分声级计、噪声统计分析仪、数据采集器、数字式记录仪和噪声剂量计等几种仪器的功能。显示器采用点阵式 LCD，可同时显示 8 个数据，或者显示统计分布图、累积分布图、24h 的 L_{eq} 分布图等，还可显示动态条形图，兼具模拟表头的优点。测量的瞬时值可以 L_p-N 图表显示，便于删除非正常测量（突发噪声）数据；也可以 L_p-T 曲线显示，了解噪声随时间变化情况，并能自动计算出飞机噪声测量中的 L_{EPN}，可人工设定组号、噪声源代码、功能区类别。该仪器及其他国产噪声统计分析仪的主要性能列于表 4.2-7。

另一种进行噪声统计分析的仪器叫噪声采集器，它将噪声测量、数据采集和储存的功能集中在一个袖珍式测量仪器内。测量完毕后，将储存数据送到个人计算机进行显示、处理和打印。该仪器一般不带显示器或者显示器只显示瞬时声级。典型产品有中国科学院声学研究所的 NL-2 型记录式声级计和江西红声器材厂的 HS6290A 型噪声采集器。

表 4.2-7　噪声统计分析仪主要性能比较

型号名称 / 性能	AWA6218B 噪声统计分析仪	AWA6218 噪声统计分析仪	HS6288 噪声统计分析仪	HS5691 智能声级计	SH125/126 智能声级计
准确度	1 型	2 型	2 型	2 型	2 型
测量范围/dB	25～130（A） 30～130（C） 40～130（L）	35～130（A）	35～130（A）	40～130（A）	30～130（A）
测量及显示功能	各种统计分析、24h 自动测量及数据采集的各种数据和图表	L_p, L_{eq}, L_5, L_{10}, L_{50}, L_{90}, L_{95}, SD, T, L_{max}, L_{min}, N2	L_p, L_{eq}, L_{10}, L_{50}, L_{90}, SD, L_{AE}, L_{max}, L_{min}	L_p, L_{eq}, L_{max}, L_{10}, L_{50}, L_{90}, SD, L_{AX}, T, DL	L_p, L_{eq}, L_{max}, L_{min}, L_n（n=1～99）, SEL
测量时间	手动 10ms～24h 任选及 24h 自动测量	手动 10s、1min、10min、20min、1h、4h、8h、24h	手动 10s、1min、5min、10min、15min、20min、1h、8h、24h	10s, 1min, 10min, 20min, 1h	
数据储存	195 组或 12 万个瞬时值，可调阅	58 组数据，可调阅	30 组数据	—	60 组数据，可调阅
日历时钟	内置	内置	无	无	无
显示器	120×32 点阵式 LCD，可显示数据或图表	4 位 LCD	4 位 LCD	4 位 LCD	3.75 位 LCD
输出接口	RS-232C	RS-232C	RS-232C	RS-232C	RS-232C
电源	5×LR6	6×LR6	5×LR6	4×R6	4×R6
外形尺寸/mm	260×90×32	240×65×30	300×80×30		200×75×26
重量/kg	0.5	0.4	0.4		0.45
生产厂	杭州爱华电子研究所		江西红声器材厂嘉兴分厂	江西红声器材厂	湖南衡阳仪表厂，中国科学院声学研究所

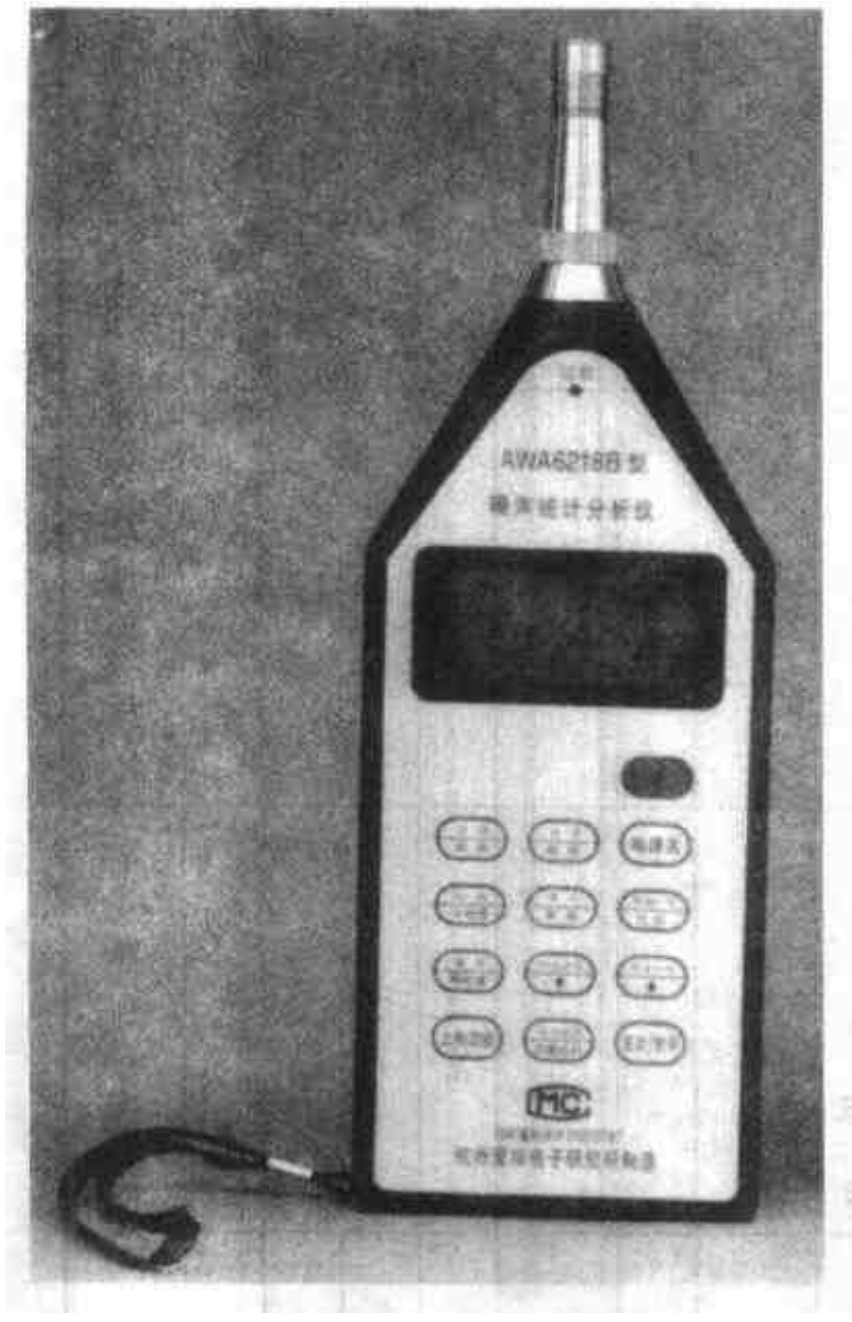


图 4.2-9　AWA6218B 型噪声统计分析仪外形照片

2.6　滤波器和频率分析仪

滤波器是只让一部分频率成分通过，其余部分频率衰减掉的仪器或电路。滤波器有四种，即高通滤波器、低通滤波器、带通滤波器和带阻滤波器。在频率分析中经常使用的是带通滤波器。

带通滤波器只允许一定频率范围（通带）内的信号通过，高于或低于这一频率范围的信号不能通过。图 4.2-10 中虚线画出了理想带通滤波器的幅度特性，在 f_1 至 f_2 频率范围（通带）内信号不衰减，f_2 以下及 f_1 以上频率范围（阻带）信号全部被衰减到为 0。f_1 和 f_2 分别称为滤波器的下限截止频率和上限截止频率。

但是，实际滤波器在通带内不可能没有衰减，在阻带内亦不可能衰减到 0。图 4.2-10 亦画出了实际滤波器的幅频特性（实线），一般画出了实际滤波器的幅频特性降低到 0.707（-3dB）处为其通带范围，即在截止频率 f_1 和 f_2 处幅度衰减到 0.707，即所谓半功率点。

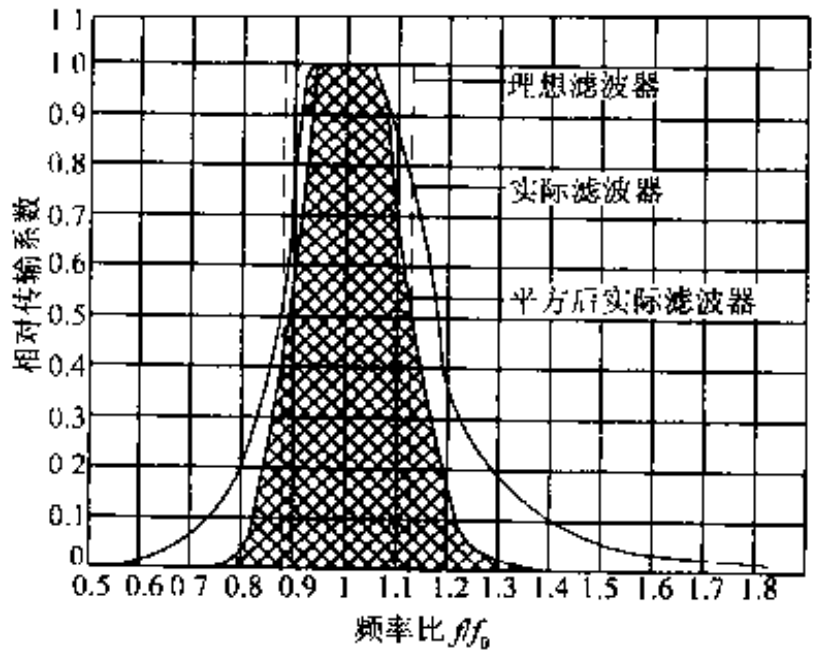


图 4.2-10　滤波器的幅度频率特性

从图 4.2-10 可以看出，当用截止频率相同的理想滤波器和实际滤波器同时去测量噪声，则实际滤波器能够通过的噪声能量比理想滤波器要大，因此引出了“有效噪声带宽”的概念。实际滤波器的有效噪声带宽定义为这样一个理想滤波器的带宽，这个理想滤波器在通带内具有均匀的传输系数，并等于实际滤波器的最大传输系数，而且传输的自噪声功率与实际滤波器相同，则此理想滤波器的带宽就是实际滤波器的有效噪声带宽（见图 4.2-10），其数学式表示为：

$$\Delta f = \frac{1}{G_{max}} \int_0^{\infty} G(f)\,\mathrm{d}f \qquad (4.2\text{-}6)$$

式中　Δf 是有效噪声带宽；$G(f)$ 是滤波器的功率增益随频率的函数关系；G_{max} 是 $G(f)$ 的最大值；f 是频率。也就是实际滤波器的幅频特性经平方后的曲线与 0 线所包括的面积，被面积内最大高度除，得到的值就是实际滤波器的有效噪声带宽。

在噪声与振动测量中使用的滤波器有两种基本类型，一种是恒带宽滤波器，它在整个工作频率范围内绝对带宽都相同，例如带宽为

3Hz、10Hz 等；另一种是恒百分比带宽滤波器，它的带宽是通带中心频率的恒定百分数，例如 3%、23%等。图 4.2-11 表示了两种滤波器作为频率函数的差异。

对恒带宽滤波器，它在线性刻度上的分辨是均匀的，由于它对不同谐波分量的分辨间隔相等，因而有利于检测谐波分量，但线性频率刻度对较宽的频率范围只能分波段刻度。恒百分比带宽滤波器在对数频率刻度上的分辨率是均匀的，利用对数刻度可以在一幅有限宽度的图表上画出宽频率范围的频率分析图，即使被分析信号有谐振峰，只要我们选择比谐振峰略窄的恒百分比带宽滤波器进行分析，仍能选出谐振成分。但是，由于它的绝对带宽随着中心频率的提高而加宽（这在线性频率刻度上可以明显看出），这就可能将不同的高次谐波包括在同一滤波器带宽中。所以，用恒百分比带宽滤波器进行谐波分析时，对高次谐波可能分析不准确。

倍频程和 1/3 倍频程滤波器是最常用的恒百分比带宽滤波器，它们的上限和下限频率 f_2 和 f_1 之间有如下关系：

$$\frac{f_2}{f_1}=2^n \qquad (4.2\text{-}7)$$

对于倍频程滤波器 n=1，对于 1/3 倍频程滤波器 n=1/3，它们相应的百分比带宽为 70.7% 及 23.16%。

为了统一起见，国际标准化组织（ISO）和我国国家标准规定了倍频程和 1/3 倍频程滤波器的中心频率（见表 4.2-8）。知道了中心频率 f_0，就可以知道滤波器的频率范围，因为 $f_0=\sqrt{f_1 f_2}$，所以滤波器的上限频率 f_2 和下限频率 f_1 可由下式求出：

$$f_2=\sqrt{2^n}\,f_0 \qquad (4.2\text{-}8)$$

$$f_1=\frac{f_0}{\sqrt{2^n}} \qquad (4.2\text{-}9)$$

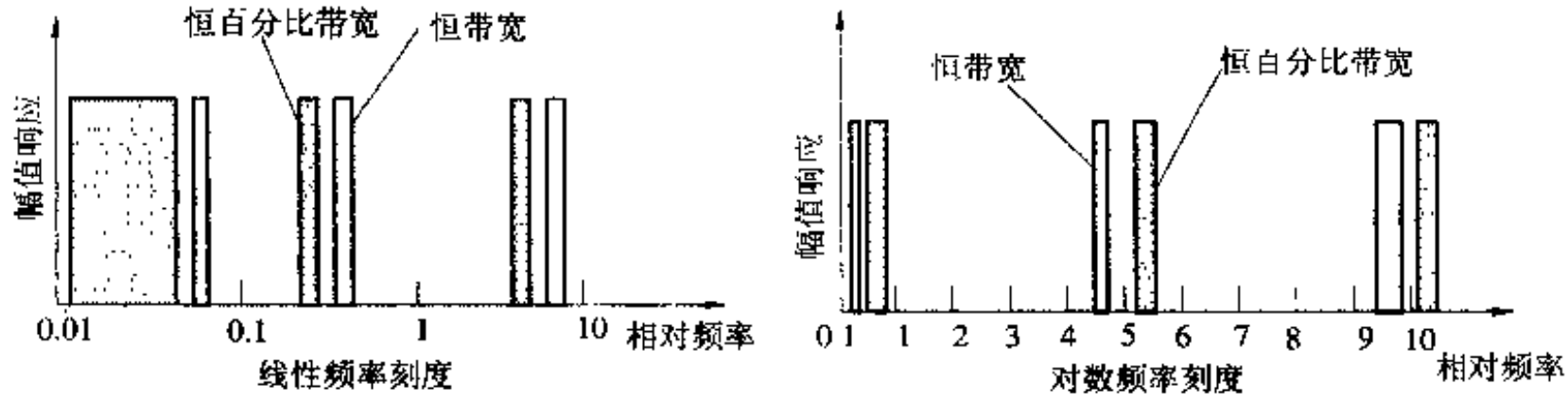


图 4.2-11　恒带宽和恒百分比带宽滤波器的比较

表 4.2-8　倍频程和 1/3 倍频程滤波器的中心频率　　（单位：Hz）

倍 频 程	1/3 倍频程		
16	16	20	25
31.5	31.5	40	50
63	63	80	100
125	125	160	200
250	250	315	400
500	500	630	800
1000	1000	1250	1600
2000	2000	2500	3150
4000	4000	5000	6300
8000	8000	10000	12500
16000	16000	20000	25000

国际电工委员会（IEC）225 号标准和国家标准 GB/T3241—1998 对声学和振动分析用倍频程、1/2 倍频程和 1/3 倍频程滤波器的各种性能做了规定，对于滤波器的衰减特性的要求见表 4.2-9。

倍频程和 1/3 倍频程滤波器可以使用 LC 无源滤波器，也可以使用 RC 有源滤波器。RC 有源滤波器具有体积小、重量轻、制造方便等优点。近年来，集成化的开关电容滤波器（SCF）已获得广泛应用，它们只需一片集成电路，就可以做成低通、高通、带通滤波器，其中带通滤波器又可做成 1/1、1/2、1/3 或 1/6 倍频程滤波器。不需任何外部元件，只需改变时钟频率，就改变滤波器的中心频率（或截止频率），性能优良，使用十分方便。典型产品有美国 MSI 公司的 MSFS 系列可选择低通/带通滤波器，一片滤波器电路可做成低通（7 极巴特沃斯、贝塞尔或椭圆函数型）或带通（6 极 1/1、1/3 或 1/6 倍频程），中心频率范围为 1Hz～20kHz，通带波动为 0.2dB，阻带衰减对贝塞尔低通为 65dB，椭圆低通为 80dB，带通滤波器特性完全符合 IEC225 标准要求。

为了对一定频率范围内的噪声与振动信号进行分析，用若干组同样形式电路、不同中心频率的滤波器组成一台仪器，通过转动波段开关或按键开关，即可选择任何一个滤波器，测出该滤波器通带内的频率成分。倍频程滤波器的频率响应特性示于图 4.2-12。

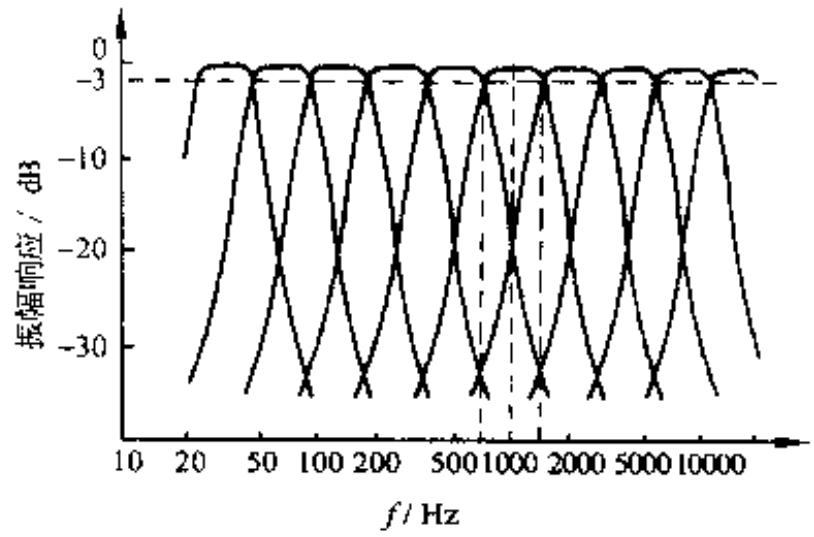


图 4.2-12 倍频程滤波器频率响应曲线

国产的袖珍式滤波器主要有江西红声器材厂的 HS5721 型倍频程滤波器和 HS5731 型 1/3 倍频程滤波器，它们主要用于配合 HS5670 型积分声级计进行频谱分析。丹麦 B&K 公司生产有 1624 型倍频程滤波器、1625 型 1/3～1/1 倍频程滤波器以及 1617 型带通滤波器等。

各种滤波器与测量放大器（或声级计）配合使用，可以用来进行频率分析。有时将滤波器与测量放大器组合成一台仪器，这种仪器通常称为频率（或频谱）分析仪。根据滤波器的特性，有 1/3 倍频程和倍频程频谱分析仪、恒百分带宽频率分析仪和恒带宽频率分析仪（外差分析仪）。国产的袖珍式频谱分析仪和滤波器的性能见表 4.2-10。

表 4.2-9 滤波器的衰减特性

频 率	倍频程滤波器衰减量Δ/dB	频 率	1/3 倍频程滤波器衰减量Δ/dB
$0.84f_0$～$1.19f_0$	$-0.5\leqslant\Delta\leqslant1$	$0.943f_0$～$1.06f_0$	$-0.5\leqslant\Delta\leqslant1$
$0.707f_0$～$1.414f_0$	$-0.5\leqslant\Delta\leqslant6$	$0.89f_0$～$1.123f_0$	$0.5\leqslant\Delta\leqslant6$
在 $0.5f_0$ 和 $2f_0$ 处	$\Delta\geqslant18$	在 $0.79f_0$ 和 $1.26f_0$ 处	$\Delta\geqslant13$
在 $0.25f_0$ 和 $4f_0$ 处	$\Delta\geqslant40$	在 $0.25f_0$ 和 $4f_0$ 处	$\Delta\geqslant50$
在 $0.125f_0$ 和 $8f_0$ 处	$\Delta\geqslant60$	在 $0.125f_0$ 和 $8f_0$ 处	$\Delta\geqslant60$

表 4.2-10　国产袖珍式频谱分析仪和滤波器主要性能

型号名称 / 性能	AWA6270 频谱分析仪	HS6280 噪声频谱分析仪	HS5721 倍频程滤波器	HS5731 1/3 倍频程滤波器
准确度	1 型	2 型	1 型	1 型
滤波器类型	倍频程和 1/3 倍频程	倍频程	倍频程	1/3 倍频程
频率范围	倍频程： 31.5Hz～16kHz，10 组 1/3 倍频程： 20Hz～20kHz，31 组	31.5Hz～8kHz，9 组	31.5Hz～16kHz，10 组	25Hz～20kHz，30 组
测量范围/dB	30～130	40～130	50	50
显示器	120×32 点阵式 LCD，显示频谱表格或图形	4 位 LCD	配合 HS5670 和 HS5660A 型声级计使用	
积分平均功能	可测量 L_{eq}、L_N、L_{max} 等	可测量 L_{eq}、L_N、L_{AE} 等	—	—
滤波器选择	手动或自动	手动或自动	手动或自动	手动或自动
输出接口	RS-232C 可连至 UP40S 打印机或 PC 机	HS4782 型打印机（D 型）	—	—
电源	5×LR6	5×LR6	由声级计提供	由声级计提供
外形尺寸/mm	260×90×32	300×80×30	100×80×50	100×80×50
重量/kg	0.5	0.4	0.37	0.37
生产厂	杭州爱华电子研究所	江西红声器材厂嘉兴分厂	江西红声器材厂	江西红声器材厂

2.7　实时分析和数字信号处理

在信号频谱分析中，前面介绍的不连续档级滤波器和扫描滤波器分析方法对稳态信号是完全适用的。但对于瞬态信号的分析，则只能借助于磁带记录器把瞬态信号记录下来，做成磁带环进行反复重放，使瞬态信号变成“稳态信号”，然后再进行分析。如果用实时分析仪进行分析，则只要将信号直接输入分析仪，立刻就可以在荧光屏上显示出频谱变化，并可将分析得到的数据输出并记录下来。有些实时分析仪还能作相关函数、相干函数、传递函数分析，其功能也就更多。

实时分析仪有模拟的、模拟数字混合的以及采用数字技术的。

模拟的实时分析仪最典型的是实时并联分析仪，它由频率分析器和控制显示器组成，它将多个相邻滤波器、放大器和检波器通道并联组合，通过电子开关扫描，将各通道的输出显示在荧光屏上（图 4.2-13）。由于是将信号同一部分同时并联地加到各通道，并采用电子扫描，因而，它显示的就是某一时刻信号的频谱。另外，它还能快速地将分析结果以数字形式传输到电子计算机或其他数字处理装置。

这种分析仪的滤波器仍然采用模拟滤波器，它的带宽只能限于 1/3 倍频程，它包括 32 个并联通道，其中 30 个通道为中心频率从 25Hz 至 20kHz 的 1/3 倍频程滤波器，一个通道是计权网络，可任选 A、B、C、或 D 计权中的任一种，另一通道是线性放大。显示器每 20ms 显示一个频谱，而数字信号输出一个完整频谱数据则仅需 2ms。

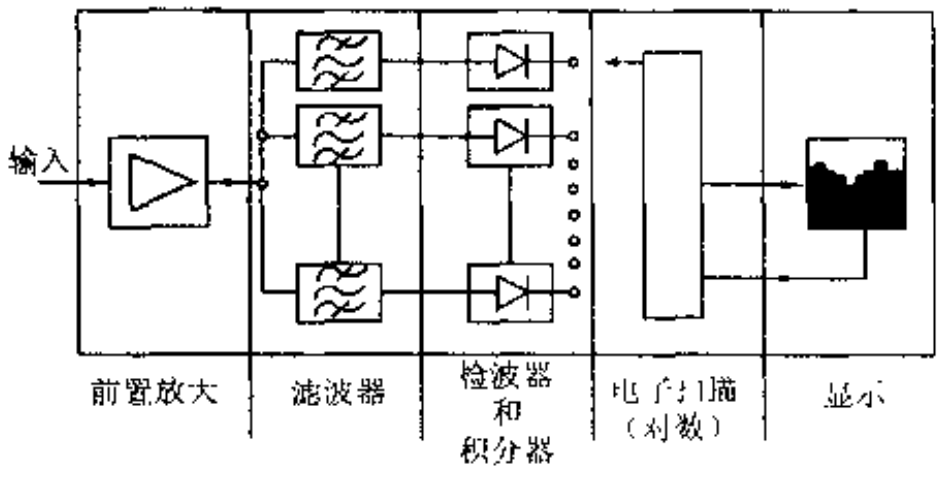


图 4.2-13 实时并联分析仪原理图

实时并联分析仪每个滤波器分析的时间受下式所限制：

$$BT_D \geqslant K \qquad (4.2\text{-}10)$$

式中 B —— 滤波器带宽；

T_D —— 每个带宽所需要的滞留时间；

K —— 常数。

由上式，带宽一定，那么在每个带宽上化去的分析时间下限就定了，不可能再缩短。要缩短分析时间，就要增加滤波器的带宽。事实上，以一种速度记录信号，然后以 M 倍的较快速度将被记录的信号重放，便能做到这一点，而且不影响分辨率。但是，如果用低速将信号记录在调频磁带机上，并以最高的磁带速度重放出来，加速比率一般不超过 10。而采用数字存储器作为中间记录的媒介，就很容易达到几千的加速比。

时间压缩实时分析仪采用数字存储器记录并以高速重放的技术，在连续进行分析时可以连续不断地更新被记录信号的频谱。这种分析仪的分析器部分的方框图如图 4.2-14 所示。典型的产品是丹麦 B&K 公司以前的产品 3348 型实时分析仪，实际上是一台模拟、数字混合型分析仪，其时基压缩部分采用了数字技术。

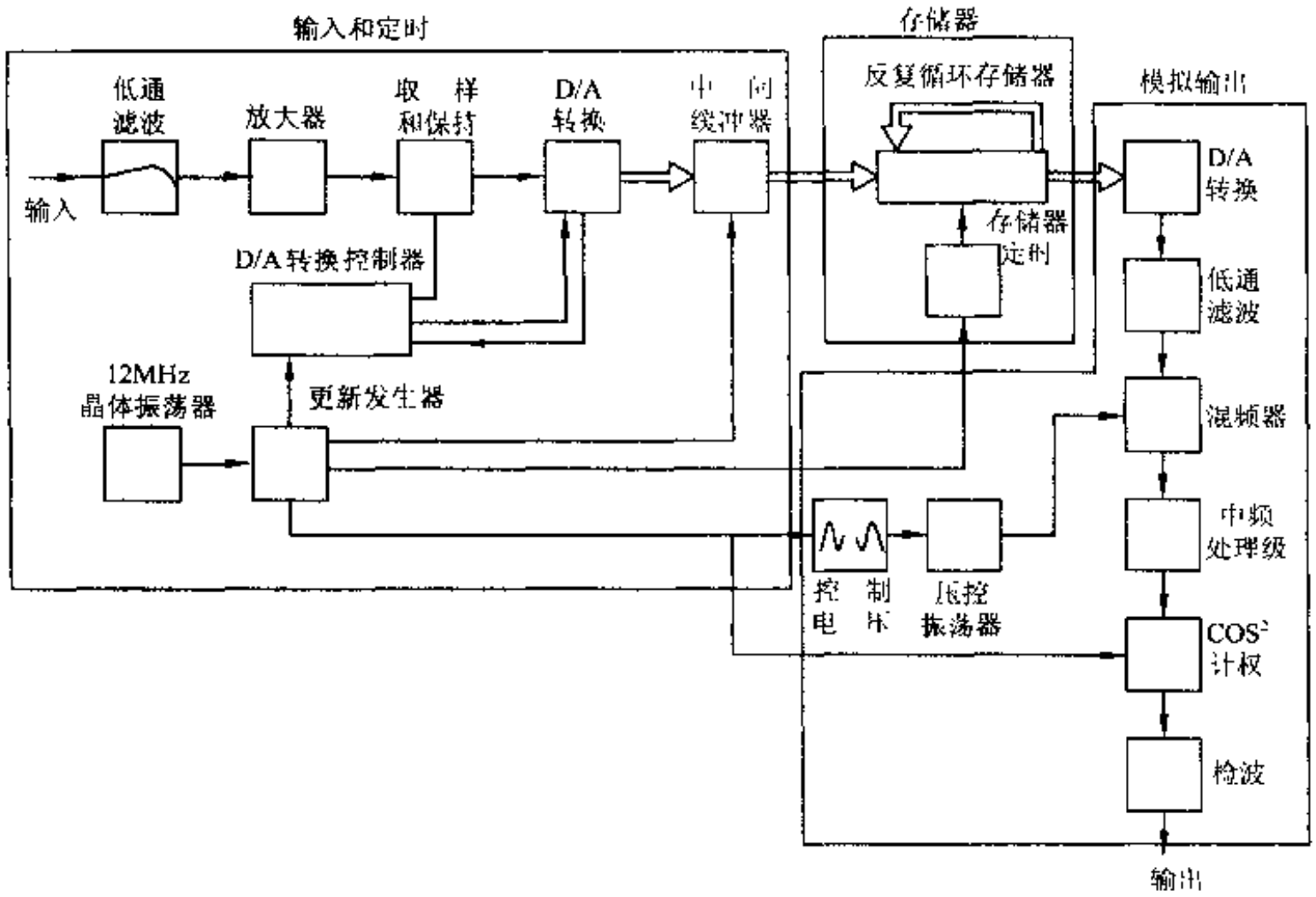


图 4.2-14 时间压缩实时分析仪的分析器部分的方框图

数字频率分析仪是一种采用数字滤波、检波和平均技术代替模拟滤波器来进行频谱分析的分析仪。数字滤波器是一种数字运算规则，当模拟信号通过采样及 A/D 转换成数字信号后，进入数字计算机进行运算，使输出信号变成经过滤波了的信号，也就是说，这种运算起了滤波器的作用。我们称这种起滤波器作用的数字处理机为数字滤波器。

在数字频率分析仪中使用的是二极点递归滤波器，它的方框图如图 4.2-15 所示。

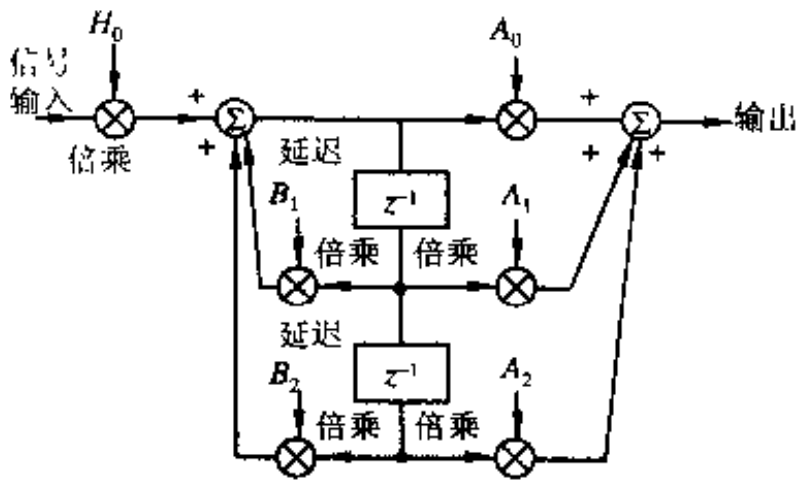


图 4.2-15　二极点递归数字滤波器方框图

用 z 变换表达的该滤波器的传递函数为：

$$H(z)=H_0\frac{A_0+A_1z^{-1}+A_2z^{-2}}{1-B_1z^{-1}-B_2z^{-2}} \qquad (4.2\text{-}11)$$

式中，A_0、A_1、A_2、B_1、B_2 是乘法器的系数，它们决定了滤波器的特性，如滤波器衰减特性、相对带宽，以及滤波器是低通、高通、带通或带阻。滤波器的工作频率范围是延迟 z^{-1} 的函数。假如加法和乘法运算同时进行，z^{-1} 等于一次取样间隔。通过改变取样间隔，就能够改变滤波器工作频率范围。例如取样间隔加倍（即取样频率降低一半），滤波器的相对带宽不变，但频率范围低一个倍频程。

丹麦 2131 型数字频率分析仪的输入部分和滤波器部分方框图如图 4.2-16 所示。信号输入以后，立即转换为数字形式，随后所有的运算都是数字的。图中抗混叠滤波器是一个截止频率为 27kHz 的模拟低通滤波器。采样频率为 66.667kHz。来自 A/D 转换器的每个采样同时通过一个 1/3 倍频程带通滤波器部分和一个低通滤波器部分。1/3 倍频程滤波器由三个 2 极点滤波器单元串联组成，对每次采样通过所选用的系数给出一个 1/3 倍频程带宽的 6 极点切比雪夫滤波器，使同一信号循环三次进入这个 1/3 倍频程滤波器，每次运算改变一下滤波器系数，就可以得到同一倍频程中三个相邻中心频率的 1/3 倍频程带宽的信号输出，例如为 20kHz、16kHz 及 12.5kHz。如果再将采样频率降低一半，将同一采样信号送到前述 1/3 倍频程滤波器进行运算，就得到中心频率降低一半的另外三个 1/3 倍频程滤波分析，即 10kHz、8kHz 和 6.3kHz。如此类推，就可对中心频率为 1.6Hz～20kHz 范围内，进行 42 个通道 1/3 倍频程带宽分析。为了防止频率混叠，在采样频率降低时，必须采用相应低一些截止频率的低通滤波器。而每个滤波器前面的多路调制器的作用是使滤波器跟踪于不同采样频率。

快速傅里叶变换（FFT）是一种用以获得离散傅里叶变换（DFT）的快速算法或运算程序。与直接计算方法相比，它大大减少了运算次数。最初，FFT 算法是在大型计算机上用高级语言（如 FORTRAN）实现的。随后，以汇编语言在小型计算机上实现。自从微处理器出现以后，计算机和仪器成为一个整体的小型和高价的 FFT 分析仪。

信号 $X(nF)$ 的离散傅里叶变换为：

$$X(k)=\sum_{n=0}^{N-1}x(nT)\,e^{-j2\pi nk/N} \qquad (4.2\text{-}12)$$

由上式可见，要计算 $X(k)$ 需要 N^2 次复数乘法和 $N(N-1)$ 复数加法。当 N 很大时，例如 N=1000，则进行 10^6 次复数乘法和 10^6 次复数加法，这就是 DFT 不能直接应用于信号分析的原因。我们将上式改写为如下形式：

$$X(k)=\sum_{n=0}^{N-1}x(n)\,W^{nk} \qquad (4.2\text{-}13)$$

式中　$W=e^{-j(2\pi/N)}$。

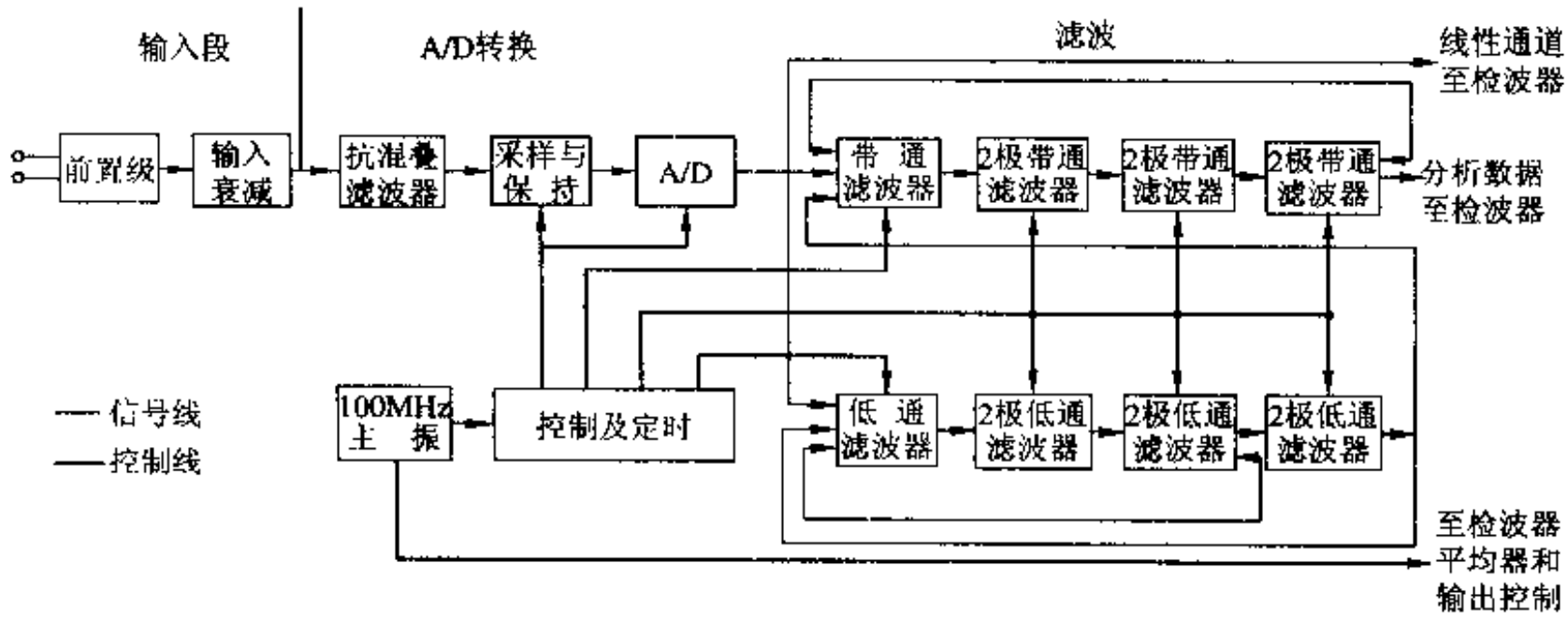


图 4.2-16　2131 型数字频率分析仪输入部分和滤波器部分方框图

假定取样数 N 可被 2 除尽，可以把 $X(nT)$ 分成两个更短的序列 g_l 和 h_l：

$$g_l=X_{2l}$$

$$l=0,\ 1,\ \cdots,\ \frac{N}{2}-1 \qquad (4.2\text{-}14)$$

$$h_l=X_{2l+1}$$

这两个序列的 DFT 同样都是 $N/2$ 个点的序列，可以写作：

$$G_k=\sum_{l=0}^{\frac{N}{2}-1}g_l(W^2)^{lk} \qquad (4.2\text{-}15)$$

$$H_k=\sum_{l=0}^{\frac{N}{2}-1}h_l(W^2)^{lk} \qquad (4.2\text{-}16)$$

此时 $X(k)$ 为

$$X(k)=\sum_{l=0}^{\frac{N}{2}-1}\left[g_lW^{2lk}+h_lW^{(2l+1)k}\right] \qquad (4.2\text{-}17)$$

简化后

$$X(k)=G_k+W^kH_k \qquad (4.2\text{-}18)$$

计算 G_k 和 H_k 各需要 $(N/2)^2$ 次运算，把它们组合起来总的运算次数为 $N+\frac{N^2}{2}$ 次，当 N 很大时，比直接计算 $X(k)$ 要进行 N^2 次运算几乎节省了一半的计算工作。

假设 $N/2$ 同样可以被 2 整除，因而对 G_k 和 H_k 可以用简化 $X(k)$ 同样的办法来简化。这样，对 $X(k)$ 的计算可以简化成越来越多的离散傅里叶变换，每个傅里叶变换的点越小，就越节省计算次数，这就是 FFT 的实质。一般来说，计算次数可由 N^2 次减少到 $N\log_2N$ 次。设 N=1000，FFT 算法只需 10000 次，比直接计算减少了 100 倍。N 越大，减少的倍数越大。图 4.2-17 给出了两种计算法所需乘法次数的比较。

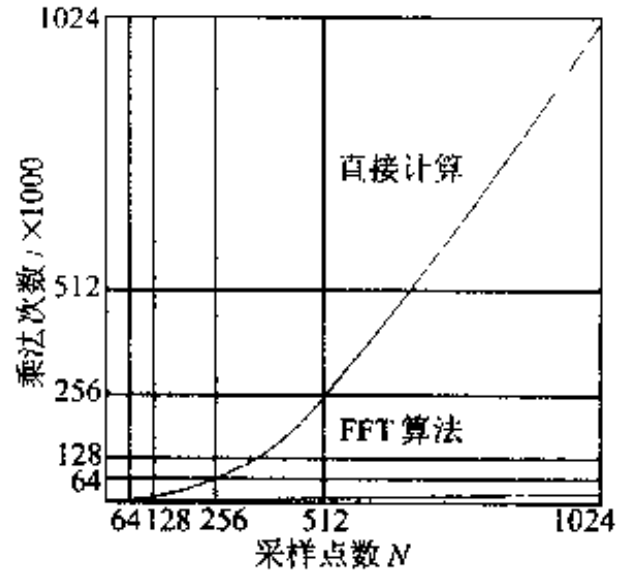


图 4.2-17　直接计算与 FFT 算法所需乘法次数的比较

FFT 分析仪现在已有许多种，不仅有单通道的，而且有双通道，甚至多通道的。单通道 FFT 分析仪可用于正反 FFT 变换、功率谱密度、自相关、传递函数等分析。双通道 FFT 分析仪则还可以进行函数、相干函数、互相关功率谱、倒功率谱分析和声强测量。有关 FFT

分析仪的指标参数是：

1）频率范围：FFT 分析仪的频率范围上限频率 f_n 是采样频率 f_s 的一半，$f_n = f_s/2$，f_n 称为奈奎斯特频率。也就是说 FFT 分析仪的频率范围是 0～f_n。

2）分辨率 β：β 为频谱中谱线间的频率增量，它与原始时间序列的采样数 N 的关系为：

$$\beta = \frac{f_s}{N} = \frac{2f_n}{N} \qquad (4.2\text{-}19)$$

3）带宽 B：由分辨率和加于数据上的任一时间计权函数（时间窗）所确定，对于线性计权数据，有效噪声带宽等于分辨率，

$$B_{有效} = \beta \qquad (4.2\text{-}20)$$

对于其他计权，其带宽等于计权函数的带宽。

4）动态范围：它由表示输入数据的有效位数及用于计算的比特数来确定。作为一个粗略估计，每位输入数据得到 6dB 的动态范围，12 位的 A/D 转换器给出 72dB 的动态范围。

但是，FFT 算法如果用微型计算机来承担运算，其运算速度相对来讲还不够快，无法达到实时分析处理。由此，专门设计了一种用于数字信号处理的超大规模集成电路芯片，叫做数字信号处理器（DSP），它的处理速度比微机有很大提高，如 TI 公司的 TMS320C30 处理器每秒可进行 3300 万次浮点运算，从而在声频范围以至更高的频率范围均可达到实时分析处理。

中国科学院声学研究所研制的 SH802 型声学测量分析工作站，它是双通道 FFT 分析仪，采用 TI 公司的 TMS320C32 浮点数字信号处理器，能获得几乎所有声学测量仪器的功能，这些功能均通过软件来实现，广泛应用于电声测量、噪声测量、建筑声学测量、语言声学及乐器音质分析、振动测量分析，A/D 和 D/A 芯片，双通道同时采样，最高采样频率为 200kHz，具有很高的分析精确度和很大的动态范围。工作站工作在 Windows95 系统中，操作界面友好，操作灵活方便。系统的组成见图 4.2-18。

中国科学院声学研究所另一种基于 DSP 的是使携式数字式声级、声谱测量分析仪，动态范围大、分析精度高、频率分辨率高、可测量声级及实时 1/1 及 1/3 倍频程谱分析、128×112 点阵式 LCD 显示并可连接微型打印机和计算机等优点。其系统框图如图 4.2-19 所示。

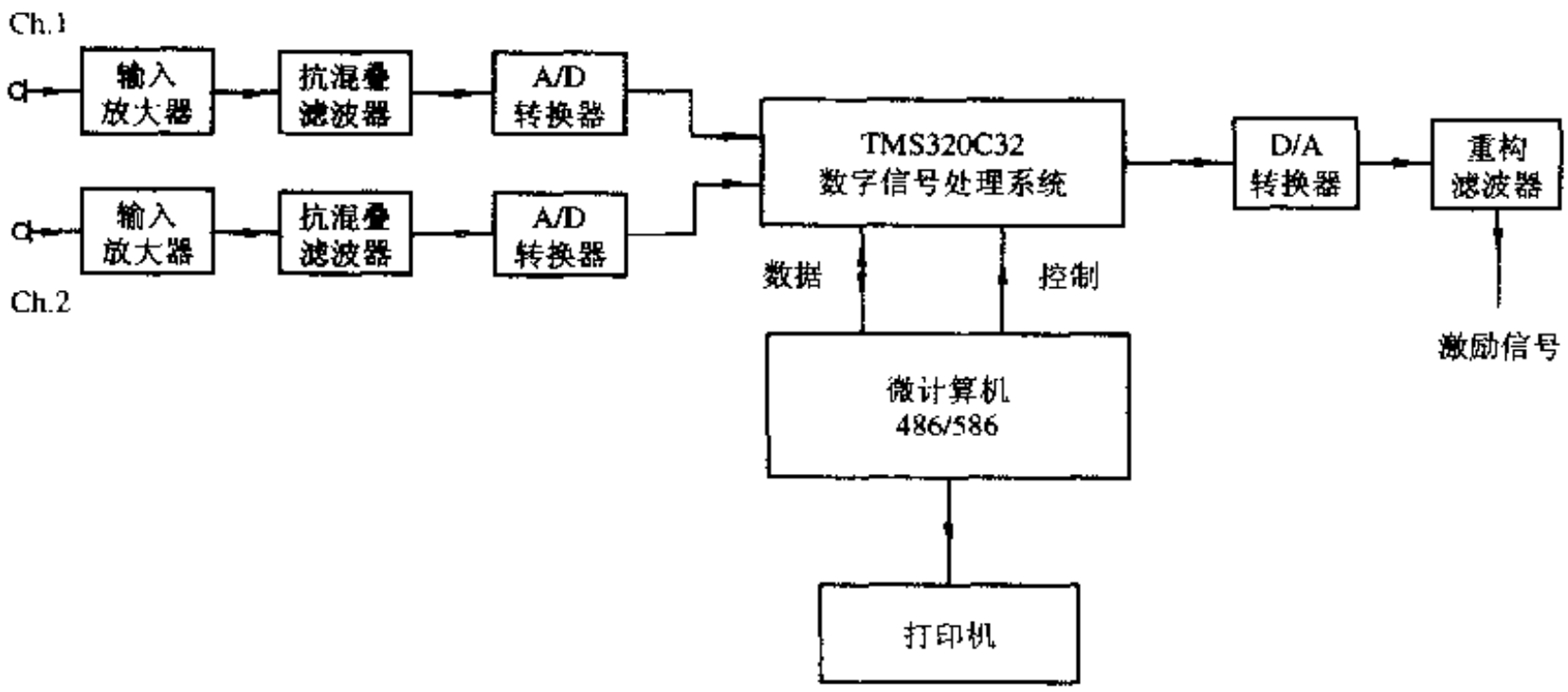


图 4.2-18　声学测量分析工作站组成

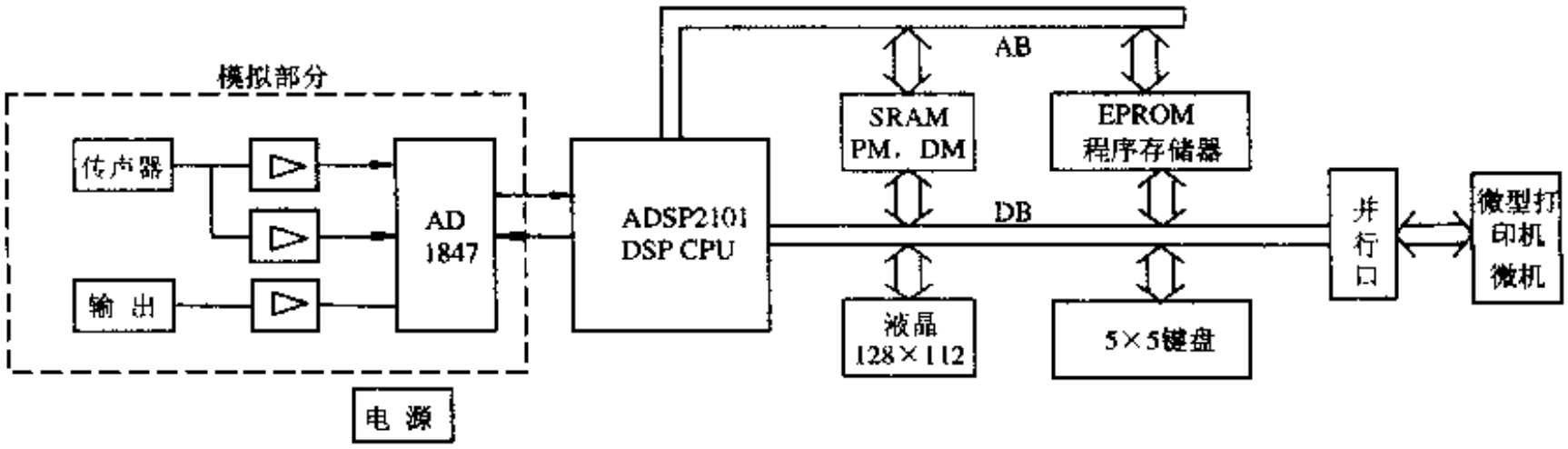


图 4.2-19 声级、声谱分析仪系统框图

2.8 声强测量

在声学测量中，一般是测量声压（或声压级），声压测量的原理简单，方法简便，测量仪器也比较成熟。测量得声压或声压级后，可以计算得到声强、声强级和声功率、声功率级。但是，声压测量受环境的影响（背景噪声、反射等）较大，往往需要进行修正，有时还需要在特定的声学环境（如消声室、混响室）中进行测量。

随着近代电子技术的发展，各种直接测量声强的仪器相继问世。由于声强测量及其频谱分析对噪声源的研究有着独特的优越性，能够有效地解决许多现场声学测量问题，因此成为噪声研究的一种有力工具。国际标准化委员会已公布了利用声强测量噪声源声功率级的国际标准，即 ISO9614—1 和 ISO9614—2，前者规定了离散点测量方法，后者规定了扫描法。国际电工委员会则公布了 IEC1043：1993《电声—声强测量仪器》——利用声压响应传声器对进行测量。

1. 声强测量原理

声场中某一点上，在单位时间内，在与指定方向（或声波传播方向）垂直的单位面积上通过的平均声能量，称为声强。在没有流动的介质中，声强矢量 $\vec{I}$ 等于瞬时声压 p（t）和同一点上相应的质点速度 u（t）的时间平均乘积：

$$\vec{I}=\frac{1}{T}\int_0^T p(t)\,\vec{u}\,(t)\,\mathrm{d}t \qquad (4.2\text{-}21)$$

在给定方向声强矢量的分量是

$$I_0=\frac{1}{T}\int_0^T p\,(t)\,u_0(t)\,\mathrm{d}t \qquad (4.2\text{-}22)$$

式中 p（t）、u_0（t）——表示传播方向 r 上某一点的瞬时声压和瞬时空气质点速度。

声场中某点的质点速度的测量可以通过两只适当安放的传声器组成的探头来进行（图 4.2-20）。两只传声器测出的声压分别为 p_1（t）和 p_2（t）。当两传声器距离 Δr 远小于声波波长时，

$$p\,(t)=\frac{p_1(t)+p_2(t)}{2} \qquad (4.2\text{-}23)$$

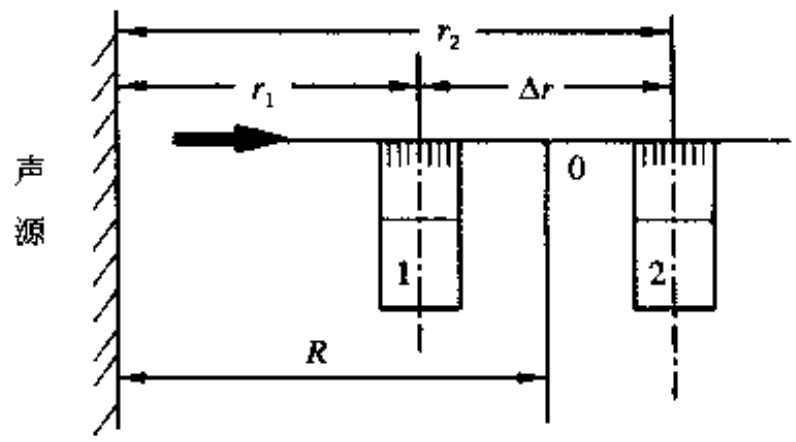


图 4.2-20 双传声器声强探头示意图

声波传播方向上，质点速度与声压梯度的积分成正比，即

$$u_r(t)=-\frac{1}{\rho_0}\int\frac{\partial p}{\partial r}\mathrm{d}t \qquad (4.2\text{-}24)$$

式中 ρ_0——空气密度。

因为 Δr 很小，所以可以用有限差值 $\frac{p_2-p_1}{\Delta r}$ 来近似声压梯度，于是质点速度为：

$$u_r(t)=-\frac{1}{\rho_0}\int\frac{p_2(t)-p_1(t)}{\Delta r}\mathrm{d}t \qquad (4.2\text{-}25)$$

测量点的声强可表示为

$$I_r=-\frac{p_1(t)+p_2(t)}{2\rho_0}\int\frac{p_2(t)-p_1(t)}{\Delta r}\mathrm{d}t \qquad (4.2\text{-}26)$$

利用电子线路完成上述运算，就可以测量出声强的平均值。

2. 声强测量仪器

声强测量仪器大致有三种：一种是模拟式声强计，它能给出线性或 A 计权声强或声强级，也能进行倍频程或 1/3 倍频程声强分析，适用于现场声强测量；另一种是利用数字滤波技术的声强计，由两个相同的 1/3 倍频程数字滤波器获得实时声强分析；第三种是利用双通道 FFT 分析仪，由互功率谱计算声强，并能进行窄带频率分析。

图 4.2-21 所示为小型模拟式声强计方框图。这种仪器应用模拟倍乘方法，能实时测量声压级、质点速度和声强级，测量结果都用 dB 表示。声强测量探头的两只传声器测得的声压 $p_1(t)$ 和 $p_2(t)$，经放大器放大，通过 f_c=100Hz 的高通滤波器滤去寄生的低频信号，以避免电路过载。两信号在通道 1 中相减，在通道 2 中相加，分别得到（p_2-p_1）和（p_1+p_2），再各自通过 A 计权滤波器（或外接带通滤波器作特殊分析）。其中通道 1 的（p_2-p_1）再进入积分电路，输出信号便是μ，它用（p_1+p_2）/2=p 的信号相乘，就得到声强 I。经过线性/对数转换器，在电表上得到以 dB 指示的声强级。

为了减小实际测量中由于相位失配引起的误差，声强测量探头的两只传声器的相位失配要小（100～10000Hz 小于 0.5°），同时使 p 和μ通道在相位上精确地匹配，再根据所研究的频率范围调节距离Δr，使两个通道之间的相位失配在 100～10000Hz 频率范围低于 1°。

声强测量设备中对两个测量通道的幅度和相位匹配要求甚严，如采用模拟滤波器进行声强分析，将会由于相位失配使测量误差大大增加，而使用数字滤波器，则可能完全避免相位失配。虽然数字滤波器具有与一般滤波器相类似的相位响应曲线，但通过将同一滤波器单元在时间上在两测量通道之间平分，使两个滤波器通道的相位函数完全相同，就可避免两通道之间的相位失配。

图 4.2-22 画出了数字滤波器应用于声强测量的方框图。数字滤波器的输出被交叉地送到求和、求差及积分电路后送到乘法器，由乘法器输入到平均电路的信号经线性/对数转换，再经过均方处理，在荧光屏上直接显示出 1/3 倍频程声强级的实时值。

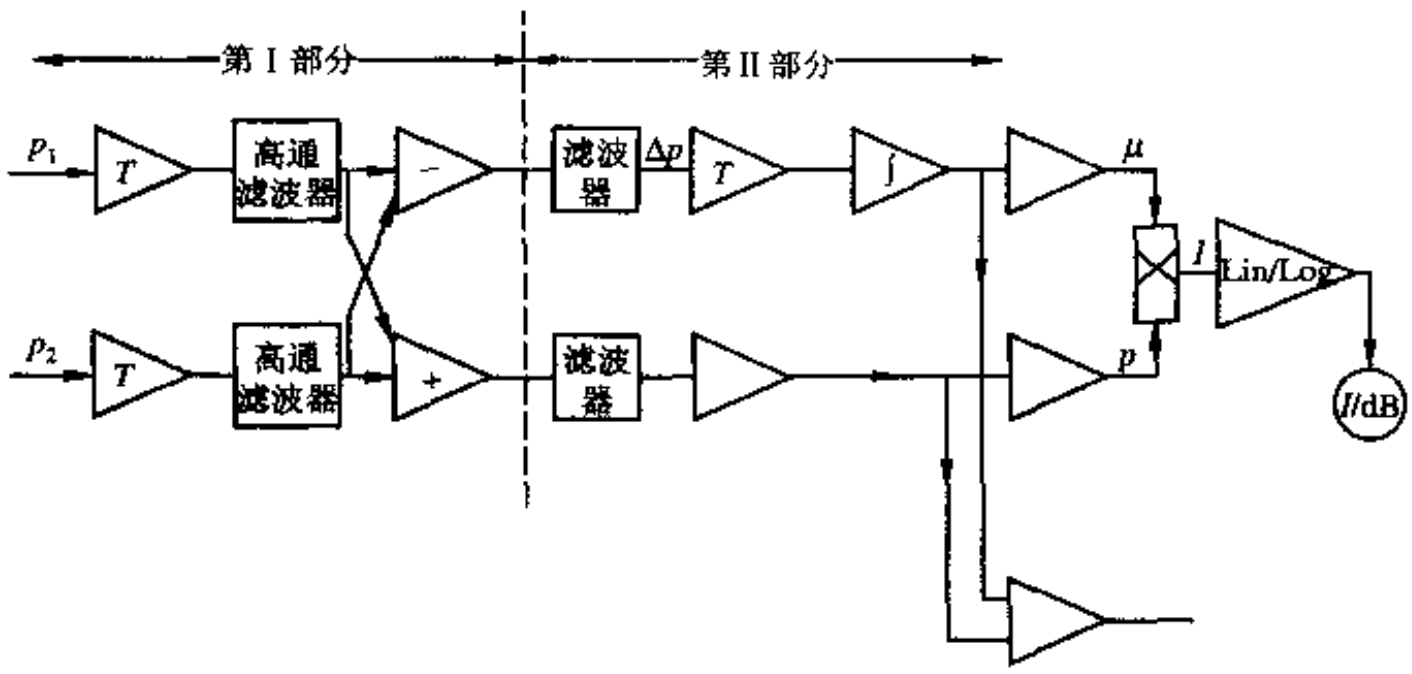


图 4.2-21　小型模拟声强计方框图

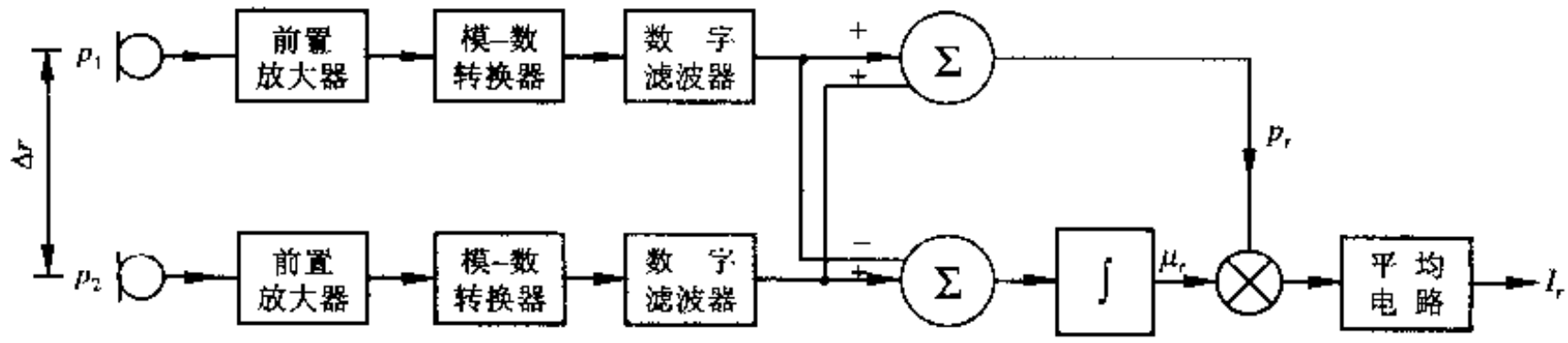


图 4.2-22 数字滤波器应用于声强测量方框图

根据随机信号分析理论，两个平稳随机信号 p（t）和 U（f）的互相关函数 Rpur（0）与互功率谱密度函数 Gpur（t）（单边谱）之间存在如下关系：

$$\text{Rpur}\ (0)=\int_0^{\infty}\text{Gpur}(f)\mathrm{d}f \qquad (4.2\text{-}27)$$

对于单一频率

$$\text{Rpur}\ (0)=\text{Gpur}(f)\Delta f \qquad (4.2\text{-}28)$$

式中 Δf——有限傅里叶变换相关频率分辨率。

对于非单一频率

$$\text{Rpur}=\sum_{i=1}^{n}\text{Gpur}\ (f_i)\ \Delta f \qquad (4.2\text{-}29)$$

由于互相关函数即为两信号乘积的数学期望，因此可得声强在频域中的表达式为

$$I_r(f)=\text{Gpur}\ (f)\ \Delta f \qquad (4.2\text{-}30)$$

将互功率谱密度函数的估计值

$$\text{Gpur}\ (f)=I\lim_{T\to\infty}\frac{1}{T}\sum\left[F_p^{*}\cdot\text{Fur}\right] \qquad (4.2\text{-}31)$$

代入式（4.2-30）后可得声强为：

$$I_r(f)=I\lim_{T\to\infty}\frac{1}{T}\sum\left[F_p^{*}\cdot\text{Fur}\right]\Delta f \qquad (4.2\text{-}32)$$

将式（4.2-23）与式（4.2-24）进行傅里叶变换后代入式（4.2-32），经整理可以得到声强的互谱表达式：

$$\begin{aligned}I_r(f)&=\frac{1}{2\pi\rho\Delta rf}\text{Im}\left[G_{21}(f)\cdot\Delta f\right]\\&=\frac{1}{2\pi\rho\Delta rf}\text{Im}\left[G_{\text{II}}(f)\right]\end{aligned} \qquad (4.2\text{-}33)$$

式中 G_{21}（f）——传声器 1 与 2 测出的声压 p_1（t）与 p_2（t）的互功率谱密度函数；

G_{II}（f）——此两声压的互功率谱；

Im ——表示取虚部。

从声强表达式中可以清楚地看到，只要获得了两个声压信号的互功率谱，就可以测出声强及其频谱。而通过双通道 FFT 分析仪，不难进行互功率谱的测量与计算。

IEC1043 标准对声强测量仪器及组成该仪器的处理器和声强探头，按能达到的测量准确度分为 1 级和 2 级，而且 2 级允许误差比 1 级大。另外还规定了 2x 级，该级的处理器和仪器不能实时测量。当处理器和探头同时提供成为规定等级仪器时，探头和处理器至少都要满足该等级的要求。当处理器和探头分别提供时，1 级仪器应配置 1 级处理器和 2 级探头，2 级仪器配置 1 级处理器和 2 级探头，或 2 级处理器和 1 级探头，或 2 级处理器和 2 级探头。2x 级仪器应配置 2x 级处理器和 1 级或 2 级探头。该标准还规定了声强处理器的指标及性能要求（表 4.2-11）。1 级声强计用于 ISO9614 标准规定的精密级和工程级声功率测量，2 级则用于调查级测量。

表 4.2-12 列出了几种声强测量系统的性能。

表 4.2-11　声强处理器指标及性能要求

	1 级	2 级	2x 级
滤波器类型	1 级 1/3 倍频程（模拟或数字）	2 级倍频程或 1/3 倍频程（模拟或数字）	2 级倍频程或 1/3 倍频程（模拟或数字）
实时信号处理	必须具备。如果频带由 FFT 分析合成，则要求重迭处理		时间窗、数据获取和处理时间要求的全部信息
指示器准确度/dB	±0.2	±0.3	±0.3
各个传声器准确度/dB	±0.1	±0.2	±0.2
时间平均	10～180s 连续或以 1s 或更小分挡	10～180s 连续或分挡	30～600s
在环境条件下提供声强校准	必须具备	任选	任选
频率范围	45Hz～7.1 kHz（对 1/3 倍频程），45Hz～5.6 kHz（对倍频程）		
计权特性	A 计权，符合 IEC651 标准，计权误差为 1 型声级计误差的一半		
分辨率/dB	0.1		
峰值因数容量	>5（14dB）		
量程选择	自动或手动		
过载指示	应提供		
工作环境/℃	5～40		

表 4.2-12　几种声强测量系统的性能

制造厂	中国科学院声学研究所	丹麦 B&K 公司	丹麦 B&K 公司	法国 RETRAVIB
型号	—	3562	—	—
形式	双通道 FFT	双通道 FFT	数字滤波器	模拟式
主要设备	笔记本电脑信号处理器（DSP）	2144 双通道实时频率分析仪	2133 实时频率分析仪	声强计
显示	点阵 LCD 显示	点阵 LCD 显示	CRT 显示	表头及数字显示
声强探头	双传声器面对面式、Δr 为 12mm、25mm 和 50mm	3584 型	3583 型或 3584 型	三传声器顺置式 Δr_{12}=15mm Δr_{13}=120mm
功能	声压级 实时声强分析 声功率 1/3 倍频程分析 自功率谱、互谱 频率响应函数 自相关 混响时间测量隔声测量等	声压级 实时声强分析 1/*n* 倍频程分析 （*n*=1，3，12，24） 实时倍频程或 1/3 倍频程分析 互谱等	声压级 实时声强分析 1/*n* 倍频程分析 （*n*=1，3，12，24） 实时倍频程或 1/3 倍频程分析 互谱 声强密度分布图等	声压级 质点速度 声强及声强级 倍频程频谱

3. 声强测量探头

由两只声压响应传声器组成的声强探头（p-p 探头）是声强测量系统的重要组成部分，通常有四种形式：并列式、顺置式、背靠背式和面对面式。

并列式声强探头的两个传声器的中心轴线平行排列，测量时传声器轴线与声波传播方向垂直（见图 4.2-20）。这种形式易于安装前置放大器，在测量中易于变换位置以消除测量通道之间的相位误差。其主要缺点是对测量轴线不易做到完全几何对称，两传声器之间的声学距离与几何尺寸的距离偏差较大，在高于某一频率时对相位响应产生不利影响，传声器之间距离不能小于传声器的外径。

顺置式探头的两个传声器前后布置在一根轴线上，声波对传声器反向入射。这种形式能够产生较大的声压梯度，但是前置放大器要与传声器分开安装。

背靠背的装置方式仅仅适用于采用薄形的驻极体传声器，不然传声器之间的距离不可能做得很小。

面对面安装的声强探头把两个传声器面对面地布置在一根轴线上，测量时传声器中心轴线与声波传播方向一致。传声器之间装有分隔垫块，使声波只能沿传声器的径向边缘入射（见图 4.2-23）。一种特制的“在位”校准的双静电激发器结构，可以在整个频率和灵敏度范围内同时校准两个传声器，也可以利用活塞发声器或其他声源在专门耦合腔中进行校准，如丹麦 B&K 公司的 3541 型声强校准器。

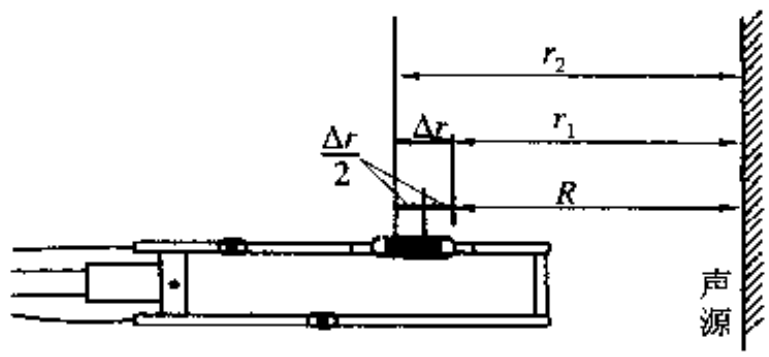


图 4.2-23　面对面安装声强探头

IEC1043 标准将声强探头按准确度等级分为两级，即 1 级和 2 级，并分别对它们的机械结构、声压响应、声强响应、指向性等做了规定。

声强探头两传声器之间的间距（Δr）直接影响声强探头的频率范围，表 4.2-13 给出了不同间距的声强探头的频率响应。探头的上限频率指比 250Hz 参考频率响应降低 1dB 处的频率，表中可以看出，间隔越小，上限频率越高。另外，对于两个传声器之间同样的相位误差（例如 0.5°），对于不同间隔的声强探头，间隔越小，低频时的测量误差越大，也就是说下限频率越高。为了满足 45Hz～7.1 kHz 整个频率范围的要求，声强探头往往做成几种结构可供调整选择。

声强探头中的两只传声器的性能直接影响探头性能及测量误差，对两只传声器的主要要求是相位彼此相同，幅度灵敏度也要一致，而且稳定性要好。丹麦 B&K 公司专门设计了两种用于声强探头的测试传声器，它们的性能指标见表 4.2-14。

表 4.2-13　不同Δr声强探头的频率范围

传声器外径 \ Δr/mm	6	12	25	50
1/4 英寸	250Hz～10 kHz	125Hz～5 kHz	—	—
1/2 英寸	—	125Hz～5 kHz	63Hz～2.5 kHz	31.5Hz～1.25 kHz

表 4.2-14　声强探头用传声器对性能

型　号	外　径	相 位 匹 配	幅 度 匹 配	放置间隔/mm	极化电压/V	灵敏度/（mV/Pa）
4178	1/4"	125Hz～5 kHz：<0.2°	<0.5dB（250Hz）	6 12	200	4
4181	1/2"	125Hz～5 kHz： <0.05° 125Hz～5 kHz： <f/5000°	125Hz～5 kHz：～0.2dB 125Hz～5 kHz：<0.4dB	12 25 50	200	11.2

2.9　声校准器

声校准器是一种能在一个或几个频率点上产生一个或几个恒定声压的声源。它用来校准测试传声器、声级计及其他声学测量仪器的绝对声压灵敏度，有时候还将它作为声测量装置的一部分，来保证声测量的精度。作为一种校准器，对声校准器的准确度和稳定度都比一般仪器有更高的要求。为了能满足声学测量的校准要求，IEC942—1988《声校准器》标准，将声校准器的准确度等级由原来的 1 级、2 级、3 级提高到 0 级、1 级、2 级，并提出了相应的稳定度指标。要求声校准器至少产生一个不低于 90dB 的声压标称值，其允差及稳定度极限见表 4.2-15。

表 4.2-15　使用规定形式传声器或声级计时，声压级的允差及稳定极限

声级校准器级别	0	1	2
允差/dB	±0.15	±0.3	±0.5
稳定度/dB	±0.05	±0.1	±0.2

表中的允差是指在大气压力为 101.3kPa，温度为 20℃，相对湿度为 65%的标准环境条件下，经过生产厂规定的稳定时间后，声校准器在 20s 内的平均声压级偏离标称值的允许误差。稳定度是指声校准器在生产厂规定的稳定时间后，在与上述相同环境条件下，用 F 时间计权测定其输出声压级，在工作 20s 内相对平均值的起伏变化极限。

有关声校准器的频率，要求至少有 1 个频率在 160～1000Hz 范围内，如专为声测量装置配套使用，建议选 1000Hz。其允差及稳定度极限见表 4.2-16。

表 4.2-16　输出频率的允差和稳定度极限

声校准器级别	0	1	2
允差（%）	±1	±2	±4
稳定度（%）	±0.3	±0.5	±1

标准要求声校准器在大气压 65～108kPa 之间变化，或者环境温度-10～+50℃范围变化时，如声校准器产生的声压级与标称值的偏差大于表 4.2-15 规定的允差，生产厂应加以说明并提供修正数据。在相对湿度在 10%～90%之间变化，如超出允差范围，生产厂应对满足允差范围的湿度范围作出规定，并至少为 30%～80%。如果在 85～105kPa、5～35℃、30%～80%范围内，声校准器产生的未修正的声压级和频率值不能满足表 4.2-15 和表 4.2-16 的要求，则在声校准器的级别名称后紧跟标以字母“L”，表示仅在有限条件下使用。

按照工作原理，声校准器主要有以下几种类型：

（1）活塞发声器

活塞发声器是一种恒定声源，其工作原理如图 4.2-24 所示。当电动机转动时，带动一只活塞在空腔内往复移动，从而改变了空腔的压力，产生了声音。声音作用在校准的传声器上，对声级计的灵敏度进行校准。

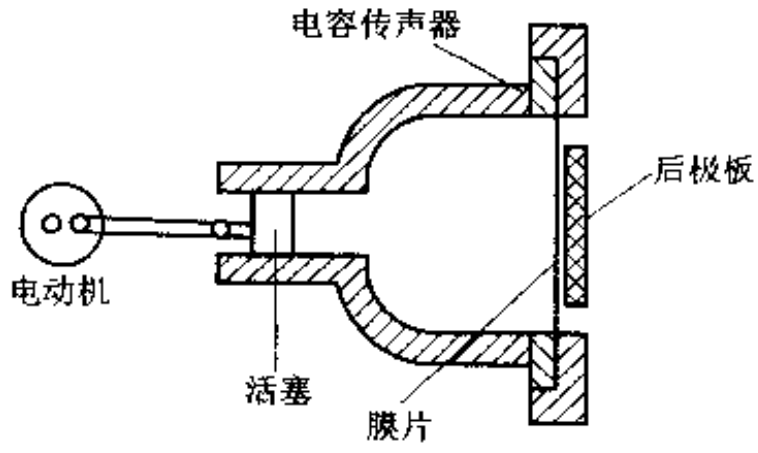


图 4.2-24　活塞发声器的工作原理

空腔内产生的有效值声压（Pa）为：

$$p=\gamma p_0\frac{A_p s}{\sqrt{2}V} \qquad (4.2\text{-}34)$$

式中　$\gamma=C_p/C_v$，是腔中气体比热容（对于20℃，一个大气压下空气的$\gamma=1.402$）；

p_0 —— 大气压力；

A_p —— 活塞面积；

s —— 活塞从中间位置开始移动的峰值振幅；

V —— 活塞在中间位置时空腔的容积加上传声器等效容积。

可以看出，式中 A_p、s 和 V 都与外界环境变化无关，γ 受温度的影响也很小。因此在一定大气压下，活塞发声器所产生的声压是恒定的，这样就可以作为恒定声源来校准声级计的灵敏度。

图 4.2-24 所示活塞发声器，当电动机转一圈时，产生一个周期声压变化。当电动机转速为 3000r/min 时，所产生声压的频率为 50Hz。如果需要产生 250Hz 频率的声压，则电动机的转速应为 15000r/min。转速太高后，电动机的机械振动及噪声将急速增加，而且影响电动机寿命，所以产生的声压频率不可能高。

国产 NX6 型活塞发声器工作原理如图 4.2-25 所示。在微型直流电动机转轴上装一只凸轮，凸轮形状按 $r=a+b\sin 4\varphi$ 规律加工（图 4.2-26），两只活塞被保持弹簧以一定压力对称地紧靠在凸轮上。当电动机转动时，凸轮推动活塞按正弦规律往复移动，腔内压力也正弦变化，变化的频率四倍于电动机的转速。直流电动机带有离心开关以保持转速恒定，从而使频率保持恒定。电动机的转速为 3750r/min，活塞发声器的工作频率为 250Hz。由于两只活塞对称地放置，使产生的声压提高一倍，产生的有效值声压（Pa）为：

$$p=\gamma p_0\frac{2A_p s}{\sqrt{2}V} \qquad (4.2\text{-}35)$$

式中　A_p —— 一个活塞的面积；

V=19.6cm³。

对于校准 HS14401 型和 HS14402 型电容传声器（等效容积为 0.15cm³），产生的声压级为 124dB。

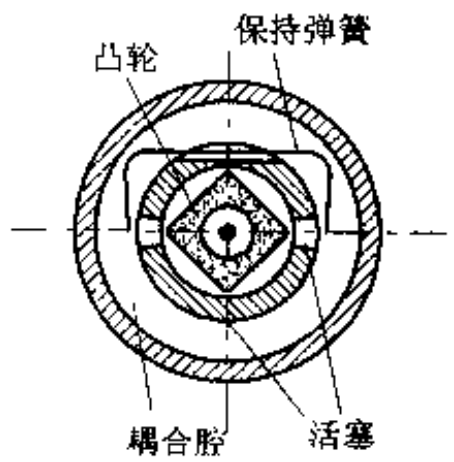


图 4.2-25　NX6 型活塞发声器工作原理

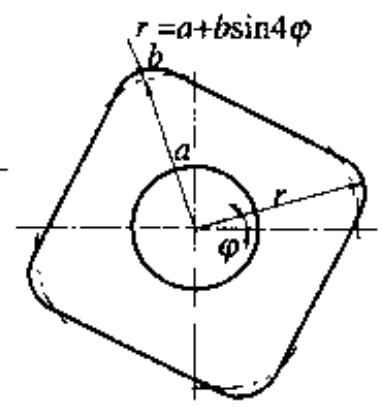


图 4.2-26　凸轮外形尺寸

活塞发声器产生的声压可能会有非线性失真，失真的原因主要在于凸轮的形状和活塞在凸轮上的磨损。因此要求凸轮严格按 $r=a+b\sin 4\varphi$ 精密加工，活塞在凸轮上摩擦系数尽可能小。活塞发声器失真不大于 3%。

活塞发声器产生的声压级准确度为±0.2dB，满足 1 级声校准器要求，适宜于实验室作精密校准。经过改进的丹麦 B&K 公司的 4228 型活塞发声器，其声压级准确度可达到±0.15dB，可作为 0 级声校准器。活塞发声器还附有各种配合器，以便校准各种不同外径尺寸的传声器。活塞发声器可由内部电池供电，也可外接 8～10V 直流电源供电，耗电约 100mA。

当活塞发声器套入（或脱开）被校准传声器时，耦合腔容积突然变小（或变大），耦合腔内气压也突然升高（或降低），这有可能损坏传声器的膜片。为了避免这种情况，在耦合腔壁上有毛细管孔，使空腔内压力与大气压平衡。

如前所述，当大气压力不是一个标准大气压（760mmHg[⊖]）时，活塞发声器产生的声压必须进行修正，修正值可由随产品出厂的气压表或图 4.2-27 所示低气压或高海拔时修正曲线查得。

另外，当校准不同型号传声器时，即使它们的外径可能相同，但它们的等效容积可能不同，因此，也需要进行修正，并将修正ΔL 加到活塞发声器标准声压级上去。

$$\Delta L = 20\lg\frac{V}{V'} \qquad (4.2\text{-}36)$$

式中　V —— 活塞发声器标准总容积；

V' —— 校准不同等效容积传声器时的总容积。

（2）声级校准器

声级校准器是一种便携式声学校准仪器，适用于声学仪器的现场校准。它的特点是由于采用了独特的结构，使校准器具有较大的等效容积，产生的声压与传声器等效容积无关。因此，不需要把传声器紧密配合到耦合腔中，也不需要对不同传声器等效容积进行修正。

国产 ND9 型声级校准器产生的声压级为 94dB（即 1Pa），准确度为±0.3dB，工作频率为 1000Hz。这样在校准声级计时可以任意使用 A、B、C 或 D 计权特性，因为在 1000Hz 时，无论哪一种计权，灵敏度都相同。这不仅使用比较方便，而且对于只有 A 计权特性的普通声级计更是必要的。声级校准器的结构如图 4.2-28 所示。由稳压二极管稳幅的振荡器激励压电片，使压电片产生机械振动。压电片连接到一振膜，振膜也随之振动，从而在空腔内产生声压。因为整个系统的谐振点在 1000Hz，所以工作频率选在 1000Hz 时，其等效容积就很大，可达 200cm³ 以上。

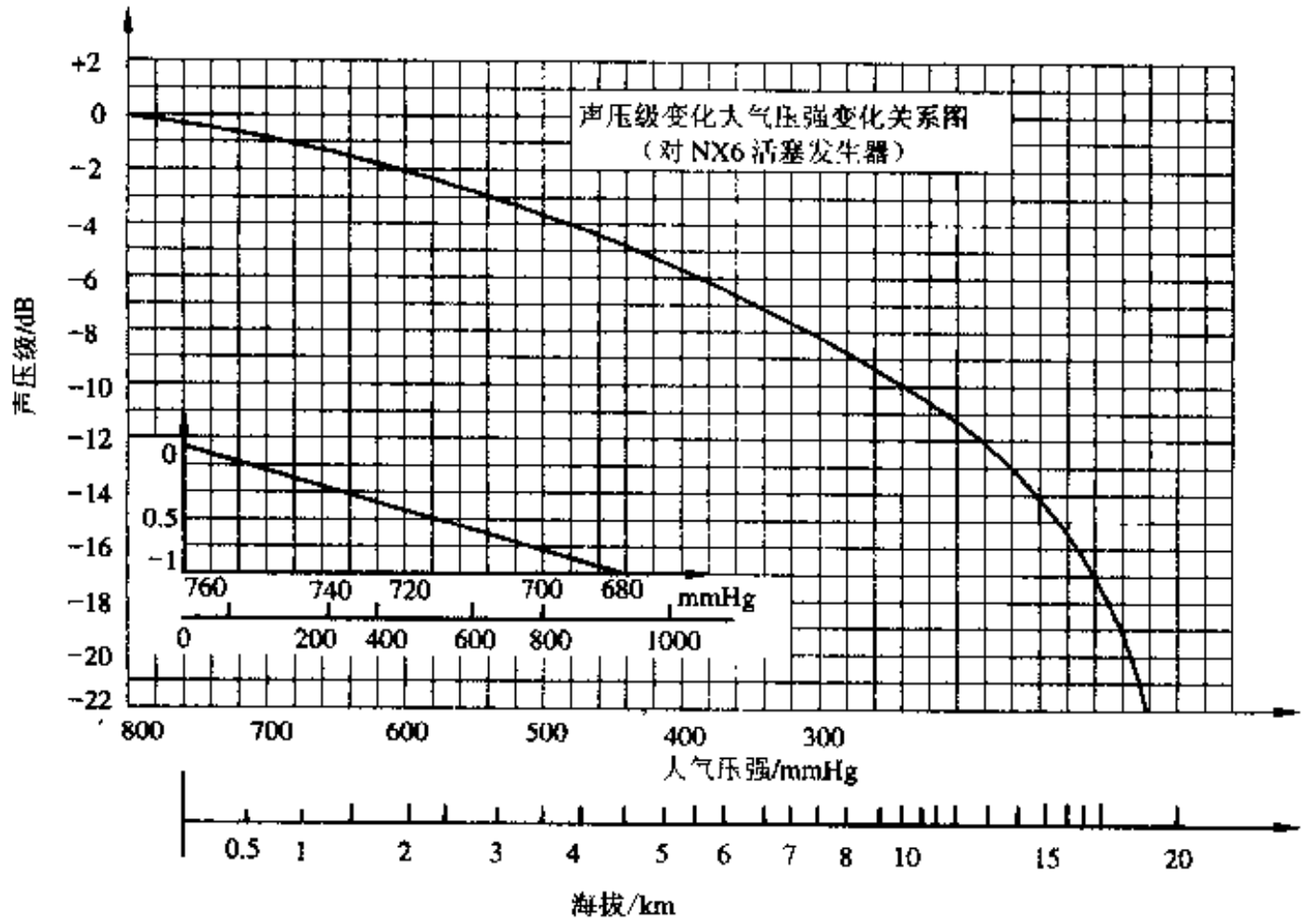


图 4.2-27　低气压或高海拔时修正曲线

⊖ 1mmHg=133.322Pa。

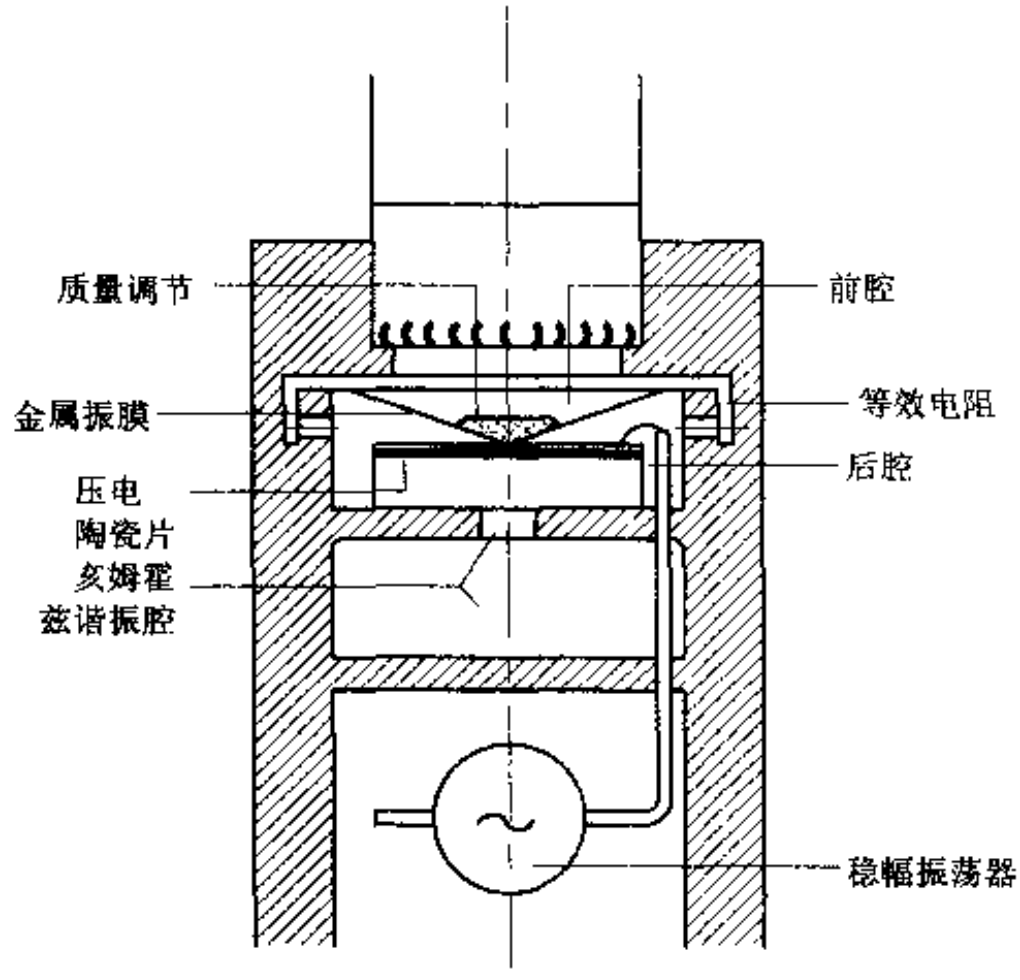


图 4.2-28 声级校准器的结构

在振膜后面有一个亥姆霍兹谐振腔，其谐振频率亦为 1000Hz，在这一频率上它的声阻抗很低，这样使得环境压力变化不影响系统的谐振频率。在耦合腔和振膜后面的容积中有均压孔，以减小当传声器放入或取出时的“活塞”效应造成相当大压力变化，否则可能损坏校准器和传声器的振膜。

内部的温度补偿保证声级校准器在整个工作温度范围内产生的声压级基本保持不变。当温度由 25℃变化到 0℃或 50℃时，其基本误差约增加±0.25dB。

利用声级校准器校准 1in（或ϕ24mm）及 0.5in（ϕ12mm）声压响应电容传声器时，校准声压级为 94dB。当校准 1in（或ϕ24mm）自由场响应电容传声器时，如丹麦 4145 型、4160 型和国产 HS14401 型等，校准声压级为 93.6dB；校准 0.5in（ϕ12mm）自由场响应电容传声器时，如丹麦 4133 型和国产 CH13 型等，校准声压级为 93.8dB。这是因为这些传声器在 1000Hz 频率时的声压灵敏度分别减低 0.4dB 和 0.2dB。

（3）带声负反馈的声级校准器

丹麦 B&K 公司的 4231 型声级校准器是一种新型的声校准器，它的工作原理截面图如图 4.2-29 所示。

声校准器由电路产生一个频率为 1000Hz 的电信号，经可控增益放大器放大后驱动一只小型扬声器发声，该声压被参考传声器接收，并反馈到放大器，控制加到扬声器上的电压，使其产生的声压恒定。可以看出，该声校准器的稳定度主要决定于参考传声器的稳定度。参考传声器是专门设计的，它具有特别高的稳定度，并在 1000Hz 校准频率附近灵敏度不随静压力和温度而变化，从而保证了声校准器温度系数为±0.0015dB/℃，气压系数为$+8\times10^{-5}$dB/Pa，湿度系数为 0.001dB/（%RH）。

4226 型多用途声校准器的声校准部分工作原理与 6231 型类似，声校准稳定度稍差一些，为+0.004dB/℃。它的主要优点是可以产生 94dB、104dB 及 114dB 三种声压级，且具

有 11 个频率，既有线性频率响应，又有倒置 A 计权响应，可以进行绝对声校准，也可以进行频率响应（声压、自由场和混响场）试验，还可以进行时间计权试验、峰值因数（=3）试验和噪声剂量计的校准，因此是一种用途比较广泛的校准装备。

国内目前生产的声校准器主要有三种类型，它们的主要性能指标列于表 4.2-17 中。国外丹麦 B&K 公司生产的几种声校准器的性能指标列于表 4.2-18 中。

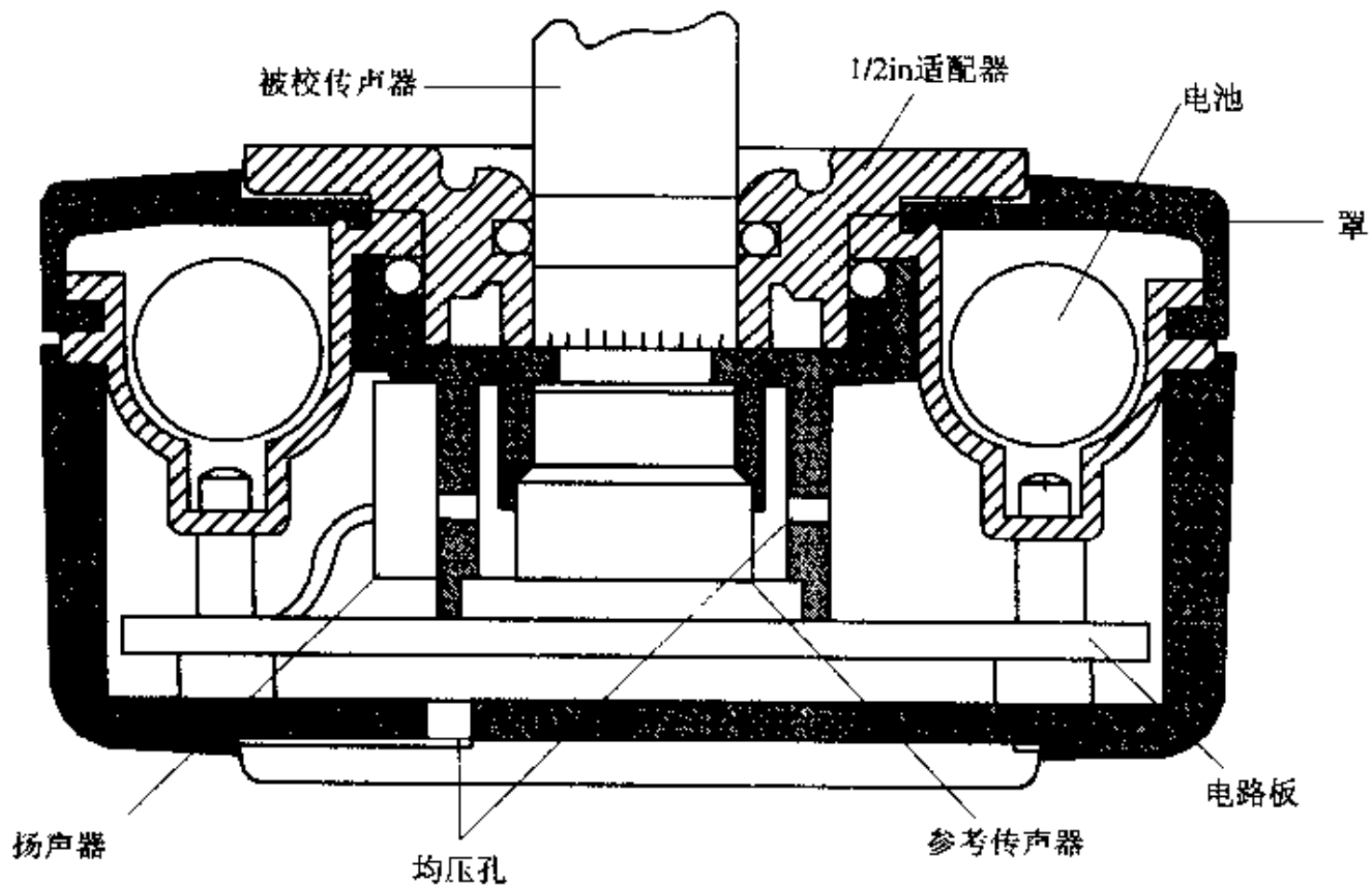


图 4.2-29　4231 型声级校准器原理截面图

表 4.2-17　国产声校准器主要性能指标

类　型	活塞发声器	压电陶瓷声级校准器	扬声器声级校准器
型号及生产厂	NX6 型（江西红声器材厂） HF-IA（湖南衡阳仪表厂）	ND9 型（江西红声器材厂）	HY603（湖南衡阳仪表厂）
声压级/ dB	124	94	94 及 104
声压准确度/ dB	±0.2	±0.3（20～25℃）	±0.35（25±5℃）
频率/ Hz	250	1000	1000
频率准确度（%）	±0.2	+2	±1.5
谐波失真（%）	≤3	≤±2	≤1

表 4.2-18　丹麦 B&K 公司几种声校准器性能指标

型　号	4228 型活塞发声器	4231 型声级校准器	4226 型多用途声校准器
按 IEC942 等级	0 级	1 级	1 级
标称声压级/dB	124	94 和 114	94、104 和 114
声压级准确度/dB	±0.09（参考条件下） ±0.15（连气压表）	+0.2（对 94dB，参考条件下） ±0.3（-10～+50℃）	±0.2（对 94dB、1000Hz 参考条件下）

（续）

型 号	4228 型活塞发声器	4231 型声级校准器	4226 型多用途声校准器
声压级稳定度/dB	—	±0.2（按 IEC942）	—
频率/Hz	251.2	1000	31.5Hz～16kHz 按倍频程点加上 12.5kHz
频率准确度（%）	±0.1	±0.1	±0.1
频率稳定度	—	—	$<\pm 30\times 10^{-6}$
谐波失真（%）	<3	<1	<1
使用温度范围/℃	-10～+55	-10～+50	-10～+50

第 3 章　振动测量仪器

3.1　振动传感器

振动实际上是一种交变运动，可用位移、速度、加速度随时间变化来描述。振动测量就是将此种振动运动转变为与之成正比的电学或其他便于观察、显示或处理的物理信号。在现代振动测量中，除某些特定情况采用光学测量外，一般用电测的方法，将振动运动转变为电学（或其他物理量）信号的装置称为振动传感器。

根据被测振动运动是位移、速度还是加速度，可以将振动传感器分为位移传感器、速度传感器和加速度传感器。由于位移和速度分别可由速度和加速度积分所得，因而速度传感器还可以用于测量位移，加速度传感器也可用来测量速度和位移。位移、速度和加速度三者之间的变换关系见表 4.3-1。

从力学原理上，振动传感器又可分为绝对式传感器和相对式传感器。绝对式传感器测量振动物体的绝对运动，这时需将振动传感器基座固定在振动体待测点上。绝对式振动传感器的主要力学元件是一个惯性质量块和支承弹簧，质量块经弹簧与传感器基座相连，在一定频率范围内，质量块相对基座的运动（位移、速度和加速度）与作为基础的振动物体的振动（位移、速度、加速度）成正比，传感器敏感元件再把质量块与基座的相对运动转变为与之成正比的电信号，从而实现绝对式振动测量。相对式传感器测量振动体待测点与固定基准的相对运动，这时，由传感器敏感元件直接将此相对运动（即振动体的运动）转变为电信号。相对式传感器又可分为接触式和非接触式两种。实际上，有时（如振动体在空间宏观移动）很难建立一个测量的固定基准，另外，从现场振动测量的便利条件和应用方便而言，使用得最多的是绝对式传感器。

从电学原理上，根据所采用的将力学量转变为电学量的传感器敏感元件的性质，振动传感器又可分为电感型、电动型、电涡流型、压电型等。

振动传感器的技术性能主要有：

1）频率特性：包括幅频特性和相频特性。

2）灵敏度：电信号输出与被测振动输入之比。

3）动态范围：可测量的最大振动量与最小振动量之比。

表 4.3-1　振动三个基本量间的关系

已知量	变换为		
	s	v	a
s $s=s_0\sin(\omega t)$	—	$v=\dfrac{\mathrm{d}s}{\mathrm{d}t}$ $v=\omega s_0\cos(\omega t)$	$a=\dfrac{\mathrm{d}^2 s}{\mathrm{d}t^2}$ $a=\omega^2 s_0\sin(\omega t)$
v $v=v_0\sin(\omega t)$	$s=\int v\mathrm{d}t$ $s=\dfrac{1}{\omega}v_0\cos(\omega t)$	—	$a=\dfrac{\mathrm{d}v}{\mathrm{d}t}$ $a=\omega v_0\cos(\omega t)$
a $a=A_0\sin(\omega t)$	$s=\int\int a\mathrm{d}t^2$ $s=\dfrac{1}{\omega^2}A_0\sin(\omega t)$	$v=\int a\mathrm{d}t$ $v=\dfrac{1}{\omega}A_0\cos(\omega t)$	—

4）幅值线性度：理论上在测量频率范围内传感器灵敏度应为常数，即输出信号与被测振动成正比。实际上传感器只在一定幅值范围保持线性特性，偏离比例常数的范围称为非线性，在规定线性度内可测幅值范围称为线性范围。

5）横向灵敏度：实际传感器除了感受测量主轴方向的振动，对于垂直于主轴方向的横向振动也会产生输出信号。横向灵敏度通常用主轴灵敏度的百分比来表示。从使用观点看，横向灵敏度越小越好，一般要求小于3%～5%。

3.1.1　位移传感器

绝对式传感器是振动测量中应用最广泛的一类传感器，但在某些场合，无法或不允许将传感器直接固定在试件上（如旋转轴、轻小结构件等），无法实现绝对式测量，因而必须采用相对式测量。

1. 电感型位移传感器

图 4.3-1 为电感型位移传感器的原理图。传感器由导磁材料制的铁心和通电线圈组成，在固定于参考基准点的铁心和试件上的衔铁之间形成空气间隙。当试件振动（即铁心与衔铁之间相对运动）时，气隙变化引起磁路中磁阻变化，从而使线圈的电感发生变化，设磁通量为Φ，线圈匝数和电流分别为 w 和 i，则电感为

$$L=\frac{w\Phi}{i} \qquad (4.3\text{-}1)$$

磁通可由下式计算

$$\Phi=\frac{iw}{R} \qquad (4.3\text{-}2)$$

式中　R —— 磁阻，由铁心磁阻 R_F 和气隙磁阻 R_δ 组成，通常 $R_\delta \ll R_F$，因而 $R=R_\delta$。

设空气磁导率为μ_0，气隙面积为 S，则空气磁阻为

$$R_\delta=\frac{2}{\mu_0 S}\delta \qquad (4.3\text{-}3)$$

式中　δ —— 气隙厚度。

将式(4.3-2)和式(4.3-3)代入式(4.3-1)，可得电感与相对运动间的关系

$$L=\frac{w^2}{R_\delta}=\frac{\mu_0 w^2 S}{2\delta} \qquad (4.3\text{-}4)$$

传感器与被测物体产生相对运动（振动）时，二者之间的气隙将发生变化，于是，电感 L 及其感抗产生相应变化，在一定的线圈电压作用下，将产生与气隙变化量近似成正比的电流信号，并在负载上产生相应的电压输出信号，由于铁心磁阻、铁损电阻、线圈寄生电容等多种实际因素，电感型传感器线性特性较差，动态范围较小，可测量的位移量实际为 $\Delta\delta$，为保证线性度，要求$\Delta\delta \ll \delta$。

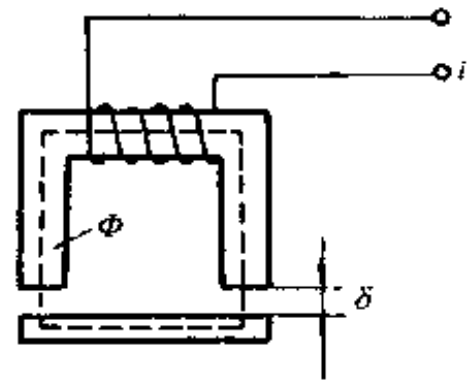


图 4.3-1　电感型位移传感器原理图

2. 电涡流位移传感器

目前使用较广的相对式位移传感器为电涡流传感器，大量的应用于大型旋转机械上监测轴系的径向振动和轴向振动。

图 4.3-2 为电涡流传感器的原理图。传感器以通有高频交流电流的线圈为主要测量元件，当载流线圈靠近被测导体试件表面时，穿过导体的磁通量随时间变化，在导体表面感应出电涡流。电涡流产生的磁通又穿过线圈，因此线圈与涡流相当于两个具有互感的线圈，互感的大小和线圈与导体表面的间隙 d 有关。等效电路如图 4.3-2b 所示。R、L 为传感器线圈的电阻与自感；R_e、L_e 为涡流的电阻与自感。当电流频率ω很高时，从$\omega L_e \gg R_e$，传感器线圈的等效阻抗可简化为

$$Z=R_0+\mathrm{j}\omega L_0 \qquad (4.3\text{-}5)$$

式中　$R_0=R+\frac{L}{L_e}K^2R_e$，　$L_0=L(1-K^2)$。

其中 $K=\frac{M}{\sqrt{LL_e}}$ 为耦合系数，M 为互感系数。由于互感 L_e 和传感器线圈与导体试件表面的距离 d 有关，因此耦合系数 K 也随 d 而变化。在传感器线圈上并联一个电容，构成 L-C-R 振荡回路，其谐振频率为

$$f_0 = \frac{1}{2\pi}\frac{1}{\sqrt{LC\ (1-K^2)}} \qquad (4.3\text{-}6)$$

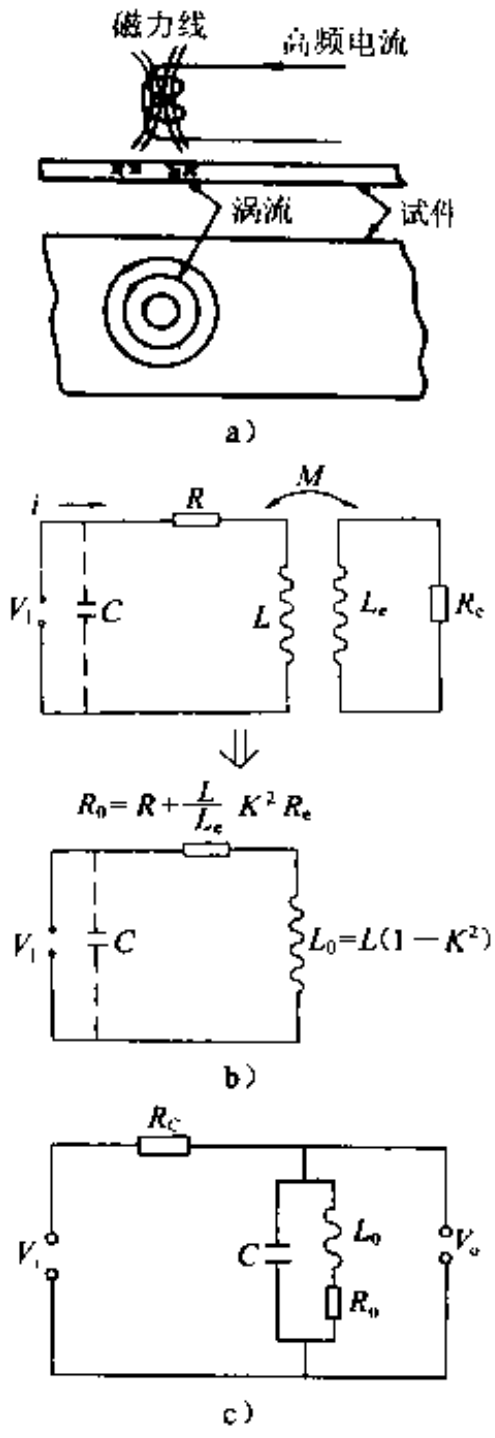


图 4.3-2　电涡流传感器原理图

a）高频电流通过线圈在导体表面产生涡流

b）等效电路　c）分压线路图

由此可见，传感器等效阻抗 Z、谐振频率 f_0 和耦合系数 K 有关，也就是与间隙 d 有关。在谐振回路之前引入一个分压电阻 R_c，如图 4.3-2c 令 $R_c \gg |Z|$，则输出电压信号为

$$V_o = \frac{Z}{R_c}V_i \qquad (4.3\text{-}7)$$

当 R_c 确定时，输出电压仅取决于振荡回路的阻抗。

将线圈振荡频率 f_0 稳定在某一频率（如 1MHz），可得对应不同间隙值的输出电压关系，如图 4.3-3 所示，图中直线部分是有效测量范围。

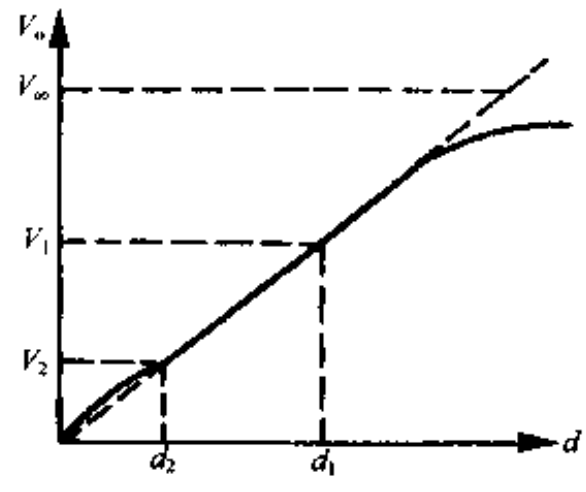


图 4.3-3　输出电压与间隙的关系

电涡流传感器的特点是：结构简单，灵敏度高，线性度好，频率范围宽（0～10kHz），抗干扰性强，因此广泛应用于非接触式振动位移测量。

图 4.3-4 示出电涡流位移传感器外形图，表 4.3-2 所示美国本特利公司生产的 7200 系列电涡流位移探头的性能参数。

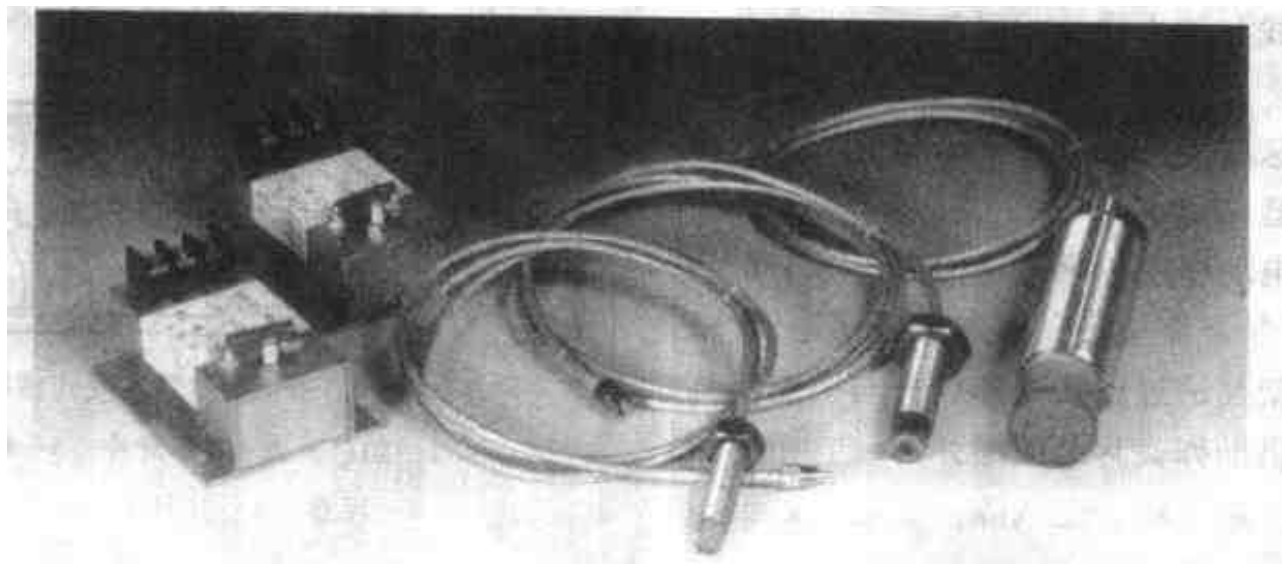


图 4.3-4　电涡流位移传感器外形图

表 4.3-2　电涡流位移探头（7200 系列）

型　　号	7200 系列				
测量范围/mm	2	2	4	12.7	25.4
灵敏度/（mV/μm）	8	8	4	0.8	0.4
线性度（%）	1				
频率响应/Hz	0~10k				
温漂/℃⁻¹	0.07%				
联接螺纹	M8×1	M10×1	M14×1.5	M30×1.5	
探头直径 / mm	φ5	φ8	φ11	φ25	φ50

3.1.2　速度传感器

速度传感器应用较广的是电动式速度传感器，其主要组成部分是永久磁体、磁路和运动线圈。磁路内留有一个空气间隙，运动线圈处在空气间隙内。由电磁感应原理，当运动导体在固定的磁场内切割磁力线时，导体两端即感生电动势，图 4.3-5 表示此类传感器的原理。运动线圈通常绕在空心的非磁性材料骨架上，当测量振动时，线圈运动并切割空气间隙内的磁力线，在线圈的两端产生感应电动势。在这种结构内，线圈的运动方向、导线及磁力线方向三者互相垂直。根据电磁感应定律，感应电动势 e（V）的大小由下式确定

$$e = Blv10^{-8} \qquad (4.3\text{-}8)$$

式中　B —— 空气隙内的磁通密度（Gs[○]）；

l —— 磁场内导线的有效长度（cm）；

v —— 线圈与磁力线的相对切割速度（cm/s）。

对于结构已定的传感器，灵敏度 $k=Bl$ 是一个常数，因此在理想情况下，传感器的输出电压仅和导线与磁力线的相对速度（即振动速度）成正比。

电动式速度传感器又可分为相对式和绝对式两种传感器。

相对式电动速度传感器结构如图 4.3-6 所示，绕在铝合金骨架上的线圈在环形空气隙内，合金骨架又通过连接杆和顶杆与被测物体直接接触，借助弹簧片的压缩弹力使它始终跟随被测物体一起运动。空气隙内磁通由磁钢与磁路提供。若外壳支撑在空间不动的支架上，此时线圈与磁力线的相对运动就是被测振动物体的运动，传感器的输出电压与被测振动速度成正比，所以是速度传感器。相对式电动速度传感器的特点是可测频率从零开始，其使用的最高频率由接触杆与被测物体表面的接触共振频率确定，或由连接杆和线圈骨架所组成的弹性系统的轴向固有频率所限制。若被测振动体是金属表面，则这个频率上限为几百～1000Hz 左右。这种传感器在使用频率内，输入与输出信号间的相位角基本为 0°。

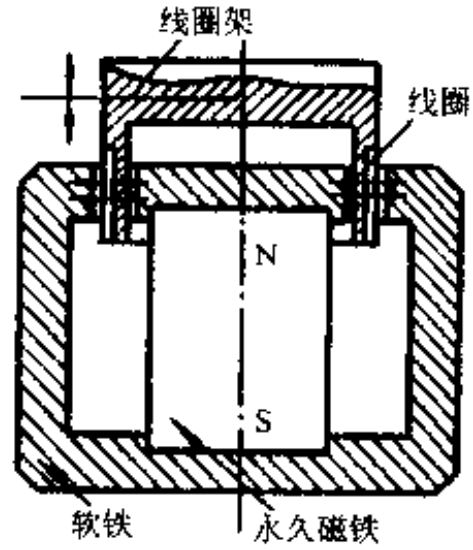


图 4.3-5　电动速度传感器的结构原理图

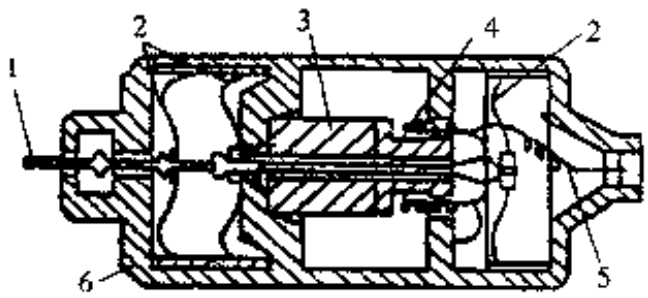


图 4.3-6　相对式速度传感器

1—顶杆　2—拱形簧片　3—磁钢　4—线圈　5—引出线　6—外壳

○　1Gs=10⁻⁴T。

绝对式电动速度传感器的结构形式较多，图 4.3-7 是其中的一种。磁路由永久磁钢、外壳及环形空气隙组成，处在气隙内的线圈是由弹簧片悬挂在外壳上，线圈、骨架及阻尼环质量与弹簧片组成一个振动系统。由单自由度振动系统的运动分析可知，当被测振动频率远大于振动系统的固有频率时，则线圈相对于空间是静止的，它切割磁力线的速度就等于被测振动的绝对速度。

这种传感器的频率范围下限为几～十几 Hz，上限一般在 1000Hz 以下。另外，还要充分注意安装固有频率对它的使用频率上限的影响，此种传感器的测量动态范围主要受结构参数及非线性失真等因素的限制，测量时传感器的全部重量都附加在被测物体上，这对某些振动测量结果的可靠性有较大影响。

总的来讲，电动式速度传感器是目前测量振动速度的主要传感器，这种传感器的灵敏度一般比较高，特别是在几百 Hz 以下的频率范围内，它的输出电压较大。此外，它的线圈阻抗较低，因而对与它相配的测量仪器的输入阻抗、连接电缆的长度及质量要求都可以相应降低。通过电子线路的微分或积分可获得振动的加速度值和位移值。

图 4.3-8 示出速度传感器外形，表 4.3-3 列出速度传感器的性能参数。

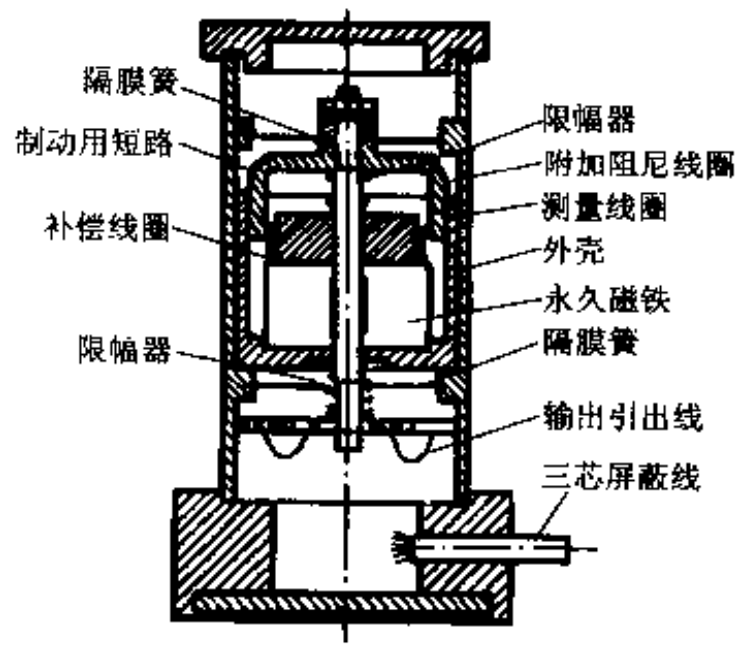


图 4.3-7　绝对式电动速度传感器

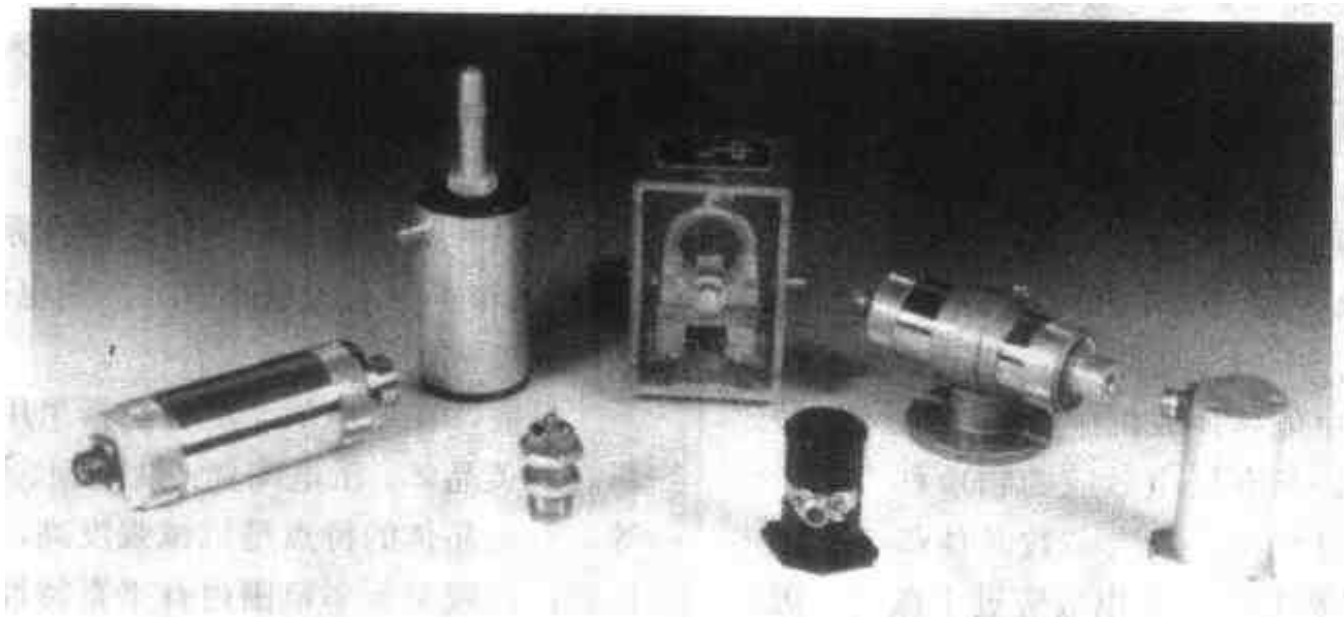


图 4.3-8　速度传感器外形

表 4.3-3　速度传感器的性能参数

型　号	CD-1	CD-2	CD-4	CD-7-C CD-7-S	CD-8-F	CD-21-2-C CD-21-2-S
灵敏度/（mV/cm · s^{-1}）	600	300	600	600，6000	>20	400，200，280
频率范围/Hz	10～500	2～500	2～300	0.5～200	2～500	10～1000
最大可测位移/mm	±1	±1.5	±7.5	±6	—	±1
最大可测加速度/（m/s^2）	50	100	100	<10	—	500（冲击）
线性度（%）	5	5	5	5	5	5
测量方式	绝对	相对	相对	绝对	非接触	绝对
尺寸/mm	φ45×160	φ50×100	φ65×170	φ70×700×113	φ20×55	φ36×80
应用范围	稳态	稳态	稳态	低频	转速	监视用

3.1.3　加速度传感器

目前，用于测量振动加速度的传感器最多的是压电式传感器。

有些自然晶体材料（如石英晶体）在受到外力作用变形时，晶体表面会产生相应的电荷信号。除了石英晶体外，人工压电陶瓷（如钛酸钡、锆钛酸铅等）在极化处理后，也会产生此种现象，这种现象称为正压电效应。在机械振动和冲击测量技术中，广泛利用这种效应制成的传感器称为压电式传感器，把待测的机械振动量和冲击振动量转变成电量（电荷或电压），且输出电量的瞬时值与它感受的机械振动加速度的瞬时值成正比，所以压电式传感器也称为加速度传感器或加速度计。这种传感器具有灵敏度高、频率范围宽、线性动态范围大、重量轻及体积小等优点，成为机械振动与冲击测量中的重要换能元件。

1. 压电晶体的压电效应

从物理学知道，某些晶体在沿一定方向上受到外力作用而变形时，内部会产生极化现象，同时在其表面产生电荷；当外力去掉后，又重新回到不带电状态，这种将机械能转变为电能的现象，称为“顺压电效应”。相反，在晶体的极化方向上施加电场，它会产生机械变形，这种将电能转换成机械能的现象，称为“逆压电效应”。具有压电效应的物质称为“压电材料”。在自然界中，大多数晶体都具有压电效应，但多数晶体的压电效应过于微弱，因此并无实用价值，而能用于测量的只不过几十种，石英就是其中性能良好的一种压电晶体。随着科学技术的发展，人工制造的压电陶瓷，如钛酸钡、锆钛酸铅等多晶压电材料的问世，已获得越来越广泛的应用。

将压电晶体沿某特定方向切成薄片，在薄片两个面上镀上电极，当在薄片的特定方向（如沿厚度垂直或剪切方向）加力时，在电极面上将产生电荷，当力的方向相反时，电荷符号也相反（图 4.3-9）。

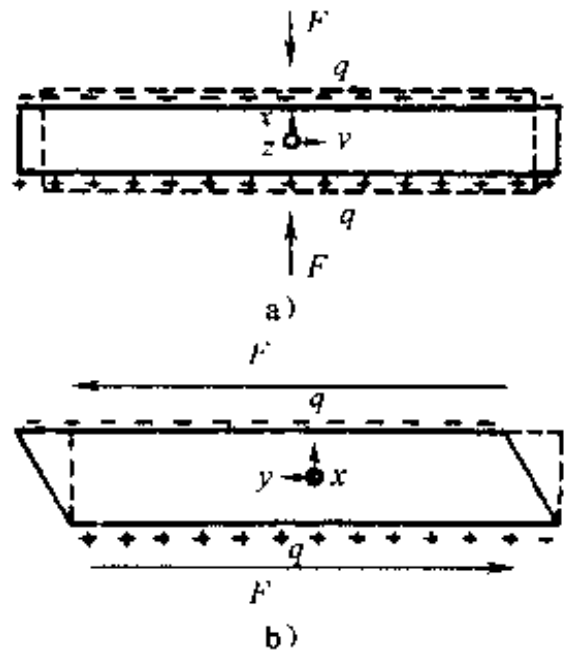


图 4.3-9　压电晶体受力后产生电荷

a）压缩型　b）剪切型

设 q 为电极面上的电荷，F 为外力，于是

$$d=\frac{q}{F} \qquad (4.3\text{-}9)$$

式中　d ——与晶体切割方向和变形状态有关的常数，称为压电常数，单位为库仑/牛顿（C/N）。

由式（4.3-9）可知，压电晶体的输出电荷与外力成正比，

$$q=dF \qquad (4.3\text{-}10)$$

用它作为振动换能器时，弹性系统的惯性力 $F=ma$，加于压电晶体上，则电荷 q 与振动加速度成正比。

目前，在压电加速度传感器里用的压电材料有石英晶体、压电陶瓷（钛酸钡、锆钛酸铅）等。石英晶体的特点是机械强度高，绝缘性能良好，在较宽频率范围内有平直特性，压电常数值在 120℃以下，实际上不随温度而变化，但它的压电常数值比较低，因此，石英晶体主要用于做标准加速度传感器的压电材料。压电加速度传感器广泛使用的压电材料是压电陶瓷，它是由陶瓷铁电材料制成片状或管状，经过反复多次高电压极化之后得到的，这种压电元件的压电常数比石英晶体差不多大一个数量级，但这种材料的压电特性的稳定性比石英晶体差，而且随着温度的升高，它的压电常数下降。

2. 压电式传感器的工作原理

目前，根据压电元件的变形方式，压电式传感器大体分为压缩型和剪切型。压缩型和剪切型相比较，主要是在基座应变上。原理上，压缩型传感器的晶体片只在受到与基座面垂直方向（即敏感轴方向）的拉压变形时，才产生输出信号。但实际上当基座产生变形时（如将基座固定在弹性变形较大的柔性结构时），晶体也会产生变形而有输出，而减小基座应变的一项有效措施就是采用剪切型传感器。

下面以压缩型传感器为例分析其工作原理，压缩型传感器的结构原理图如图 4.3-10a。

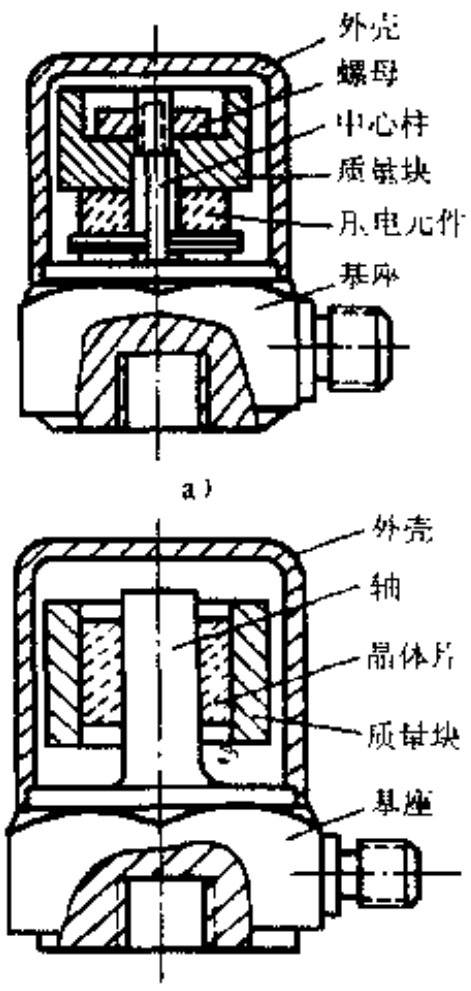


图 4.3-10　压缩型和剪切型加速度传感器

a）压缩型　b）剪切型

压电元件一般由两片压电片组成，在压电片的两个表面上镀银层，并在银层上焊接输出引线，或在两个压电片之间夹一片金属，引线就焊接在金属片上，输出端的另一根引线直接与传感器基座相连，在压电片上放置一个质量块，质量块一般采用密度较大的高密度合金，然后用一硬弹簧或螺栓、螺母对质量块预加载荷，整个组件装在一个厚基座的金属壳体中。

当传感器沿 x 方向振动时，金属块 M 的惯性力交变地施加在压电片上，压电片两端便产生电荷输出。使用时应与振动体做刚性连接，这样基座和外壳便可看成是振动物体的一部分。金属块和压电材料在振动物体上的运动和受力分析如下：系统在外力作用下作强迫振动，设振动方向仅发生在 x 方向，并将坐标原点取在基座上，则这个系统中金属块质量 M 远远大于压电材料的质量，这样就可以把金属块看作惯性元件，而压电元件看作一个弹性元件，其刚度系数为 K。当外力沿 x 方向作用于该系统时，反映在坐标系内则是作用在金属块沿 x 的反方向的一个相等的力，设外力为 F，在坐标系中应满足如下运动方程

$$M\frac{\mathrm{d}^2x}{\mathrm{d}t^2}+Kx=F \qquad (4.3\text{-}11)$$

设　a ——振动物体的加速度。

若加速度是正弦周期函数，角频率为 ω 时，上式的解为

$$x=\frac{Ma}{K-\omega^2M} \qquad (4.3\text{-}12)$$

该系统的共振频率为

$$\omega_0=\sqrt{\frac{K}{M}} \qquad (4.3\text{-}13)$$

由于加速度计仅在远远低于共振频率的区域使用，即 $\omega\ll\omega_0$，所以式（4.3-12）可以写成

$$x=\frac{Ma}{K} \qquad (4.3\text{-}14)$$

设压电片厚度为 d，面积为 S，弹性模量为 E，则刚度 K 满足

$$K=\frac{SE}{d} \qquad (4.3\text{-}15)$$

压电片受压变形，在两侧分别产生极性相反的电荷，电荷电量为

$$q=Se\frac{x}{d}=\frac{eM}{E}a \qquad (4.3\text{-}16)$$

式中　e ——压电材料的压电模量。

电荷 q 与加速度 a 之比称为加速度计的电荷灵敏度 S_q，

$$S_q=\frac{q}{a}=\frac{eM}{E} \qquad (4.3\text{-}17)$$

可以看出，这种传感器本质上就是一个电荷发生器，其质量越大，灵敏度越高。

压电片也可看成是一种电容器，设压电片的电容量为 C，则有

$$C=\frac{\varepsilon S}{d} \qquad (4.3\text{-}18)$$

式中　ε——压电材料的介电常数。

电容器两端的电压输出 V_o 为

$$V_o=\frac{q}{C}=\frac{S_q}{C}a \qquad (4.3\text{-}19)$$

加速度计的电压灵敏度为

$$S_V=\frac{S_q}{C} \qquad (4.3\text{-}20)$$

近年来，内装集成电路放大器的压电式加速度计已被普遍选用，这种传感器提供低阻抗的输出电压，输出阻抗小于 100 欧姆，可以直接连接到一般放大器的输入端，不再需要另加高阻抗的电荷放大器或电压放大器。它由恒流源供电，因此输出仍为两线，不需另加电源线，使用非常方便。图 4.3-11 是压电式加速度计的外形，表 4.3-4 列出压电式加速度计的参数指标。

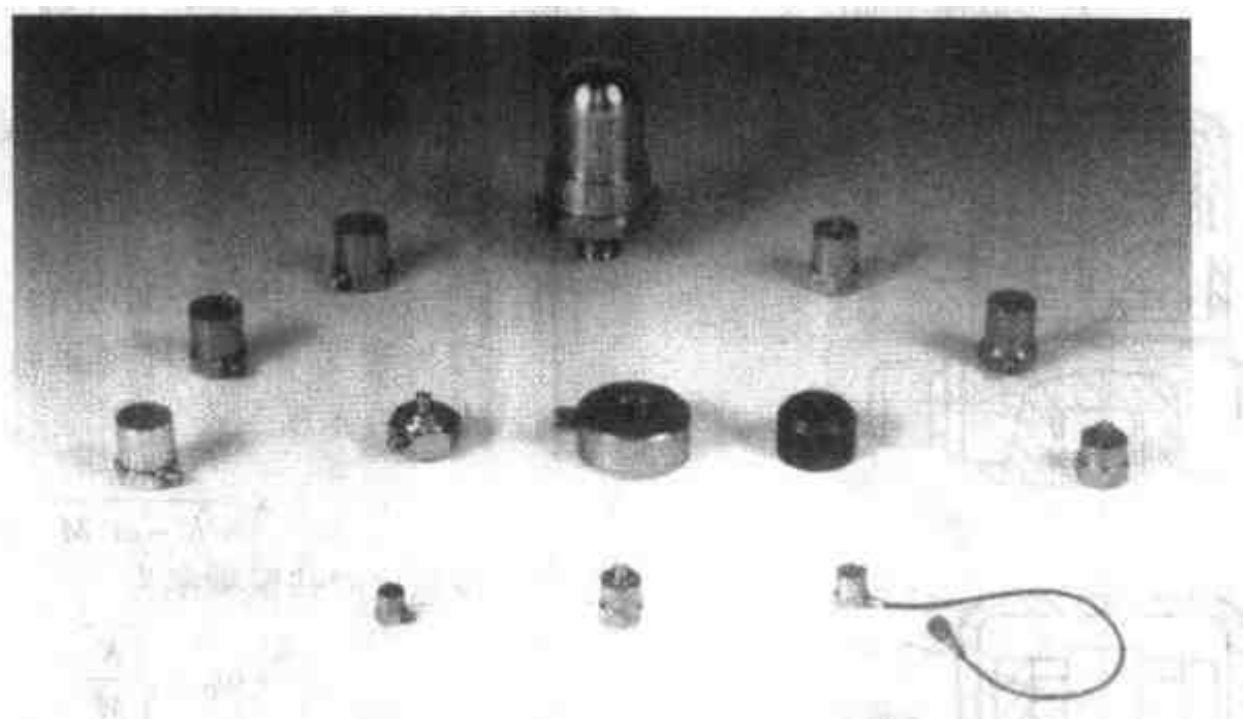


图 4.3-11　压电式加速度计外形

表 4.3-4　压电式加速度计的参数指标

型　号	YD-1	YD-3	E-2	YD-5-1 YD-5-2 YD-5-3	YD-39
灵敏度	8～13mV	0.7～0.8mV	2.5pc	0.3mV	0.7pc
频率/Hz	1～10000	1～10000	1～10000	1～10000 1～15000 1～20000	1～20000
极限加速度/ms^{-2}	2000	2000	5000	300000	5000
工作温度/℃	-20～100	<150	-20～100	-20～100	-20～100
引出方式	顶向	顶向	顶向	顶向	顶向
重量/g	26	12	12	11	8
尺寸/mm	15 六方×30	12 六方×14	14 六方×20	12 六方×14	9 六方×11
安装螺纹	M5	M4	M5	M5	M5
结构形式	周边压缩	周边压缩	环形剪切	周边压缩	环形剪切
应用范围	通用	高温	小型	冲击	微型
电容/pF	700	1150	600	600	700

（续）

型　号	YD-8	YD-12	YD-36	YD-25A	JZY-2
灵敏度	0.5mV	8～10pc	7～11pc	400pc/N	4pc/N 10pc/ms^{-2}
频率/Hz	1～18000	1～10000	1～5000	1～10000	5～4000
极限加速度/ms^{-2}	5000	5000	1000	100N	1000
工作温度/℃	-20～100	-20～100	-20～100	-20～100	-20～100
引出方式	侧向	侧向	侧向	侧向	侧向
重量/g	2.6	30	30	25	200
尺寸/mm	9 六方×9	17 六方×23	24 六方×23	24 六方×20	45 六方×55
安装螺纹	M3	M5	M5	M5	M16
结构形式	周边压缩	中心压缩	三角剪切	压缩	压缩
应用范围	微型	通用	抗干扰	测力	机械阻抗
电容/pF	600	1350	2200	500	20/2000

3.1.4　振动传感器的选择与安装

理论上，可选择加速度、速度和位移三个量中的任一个来测量振动。三者之间的关系在前面已介绍了。

对机械系统来说，可检测到的位移只出现在低频区，故位移的测量对一般机械振动的研究价值有限。对于旋转机械，由于较大的位移常发生在轴的旋转频率，利用位移测量可确定这个对平衡来说最重要的频率成分。因此，一般采用位移量作为旋转机械失衡及其损坏效应的依据。在这些测试中通常采用位移或速度传感器（积分一次）进行测量。

由于振动的速度与振动的动能有关，且几何相似的结构，并以相同的模式振动，则在给定的速度下，它们的应力也相同。因此，采用速度的有效值检测振动的严重程度及振动的损失效应。在以上检测中常采用速度传感器或加速度传感器（积分一次）进行测量。

加速度测量可获得丰富的高频振动成分，所以当测量的频率处于高频段时，应优先采用加速度参量进行测量，尤其是当前很多振动测量的频率上限高达 10 000Hz，甚至更高。另外高频振动能传递大量对监测与诊断有用的信息，这些信息反映了滚动元件（滚珠、滚轴、滚针）、轴承、齿轮、叶片等的工作状况。压电加速度传感器广泛地应用于这些测量领域。

位移、速度、加速度三种传感器中，由于加速度传感器具有体积小、重量轻、频率范围和动态范围非常宽的特点，故在一般振动响应的测量中总是优先选用压电式加速度计，并且加速度计所配的积分电路在很宽的频率与动态范围内可精确方便地从加速度信号得到速度和位移量，故以下讨论在振动测量中如何选择加速度计。

（1）灵敏度

理论上灵敏度越高越好，但灵敏度越高，压电元件叠层越厚，致使传感器自身的谐振频率下降，影响测量频率范围，而且灵敏度高的加速度计自身质量较大，不利于轻小结构试件的测量。现代的测量系统能接受低振级的信号，因而灵敏度不再是起决定作用的因素。

（2）安装谐振频率

加速度计安装在相对质量很大的刚性结构上时的固有频率

$$f_m = \sqrt{\frac{k}{m_s}}$$

式中　k —— 压电元件的等效刚度；

m_s —— 传感器质量块的质量。

该参数决定了加速度计的测量频率范围。通常取测量频率范围为安装谐振频率的 1/3，为了提高测量精度，可选测量频率上限小于谐振频率的 1/5～1/10。

（3）加速度计的质量

在测试轻小试件时，加速度计的质量就不

能忽视了，因此对加速度计的附加质量会改变测点的振级和频率，从而使得测量结果无效。附加质量对被测结构固有频率的影响可由下式近似估算

$$f_s = f_m \sqrt{1 + \frac{m_a}{m_s}}$$

式中 f_m —— 带加速度计的结构固有频率；

m_a、m_s —— 加速度计附加质量和结构在该固有频率下的等效质量。一般来说加速度计的附加质量应小于等效质量的 1/10。

（4）动态范围

在被测加速度很小或很大时，就要考虑加速度计的动态范围。理论上加速度计的输出线性范围的下限可以从零开始，但实际上由于动态范围的下限取决于连接电缆和测量电路的电噪声，对通用型宽带测量仪器，其下限可低于 $0.01m/s^2$。在用滤波器进行频率分析时，还可以测得更低的振级，加速度计的动态范围上限由其结构强度决定。当测量很大加速度时（包括冲击），应选择足够动态范围的加速度计。

（5）横向灵敏度

加速度计的横向灵敏度是其垂直于主轴平面内的灵敏度，通常用主轴灵敏度的百分数来表示，它越小越好，一般为 3%～5%。

除上述参数外，在选择加速度计时，还需考虑使用环境，其中温度环境需着重注意，一般通用加速度计的使用温度上限可达 200℃左右，若温度再高，由于压电元件的极性开始减弱，会导致灵敏度的永久性下降，特制的高温加速度计的使用温度可达 400℃。其他方面需考虑的是基座应变、磁场、噪声等环境因素的影响。

为了得到精确的振动测试结果，必须考虑加速度计的安装方法，才能保证不会降低加速度计的安装谐振频率。图 4.3-12 给出了各种安装方法及其对应的频率特性。

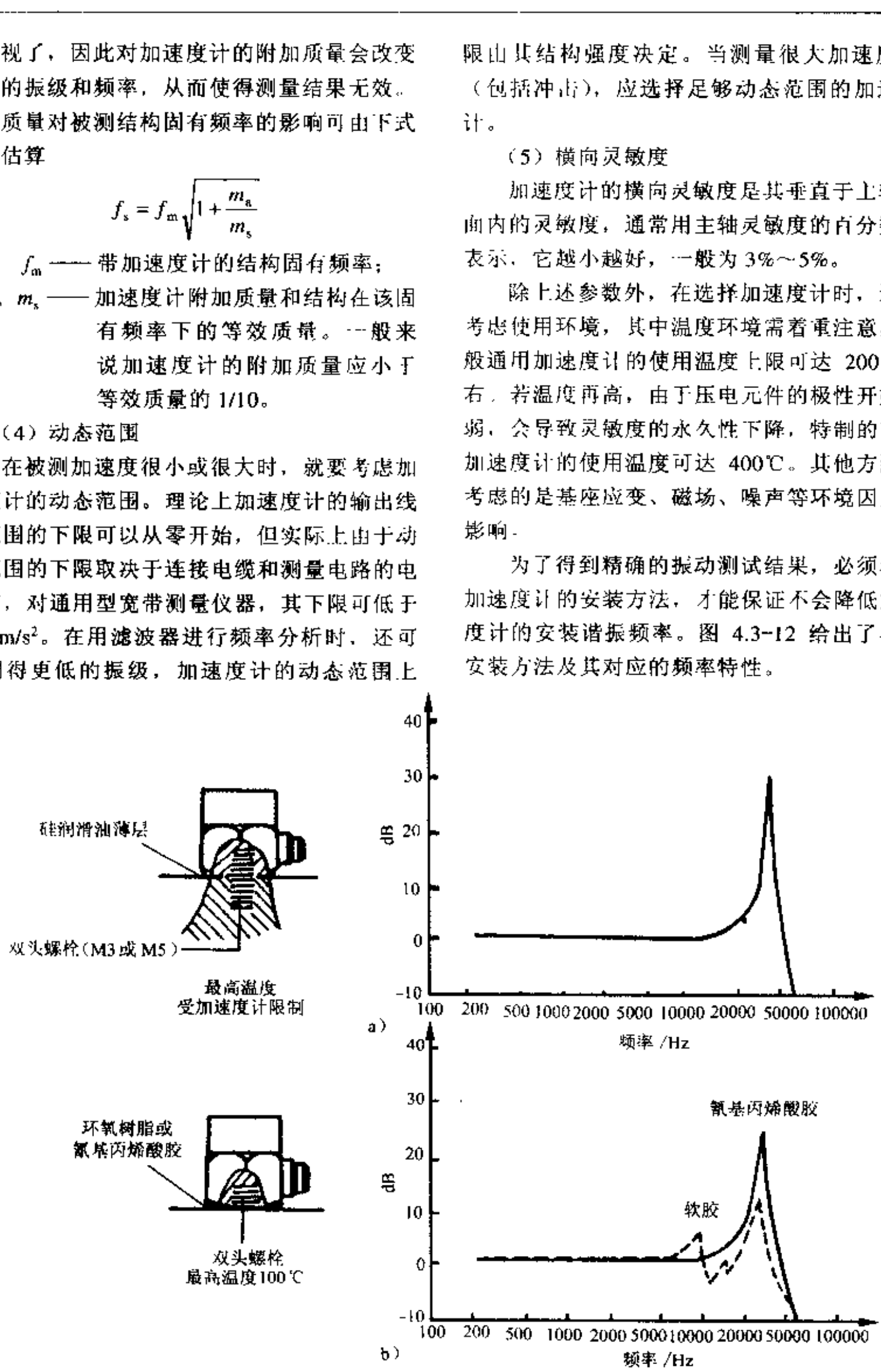
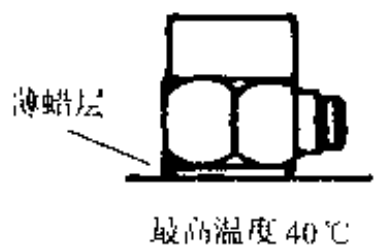
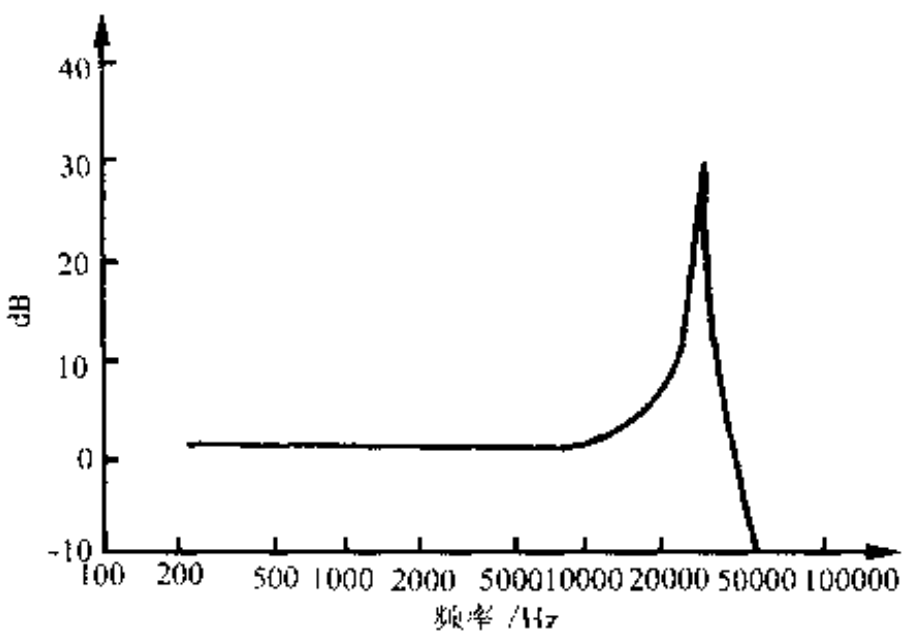
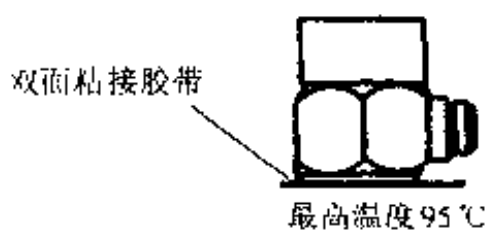


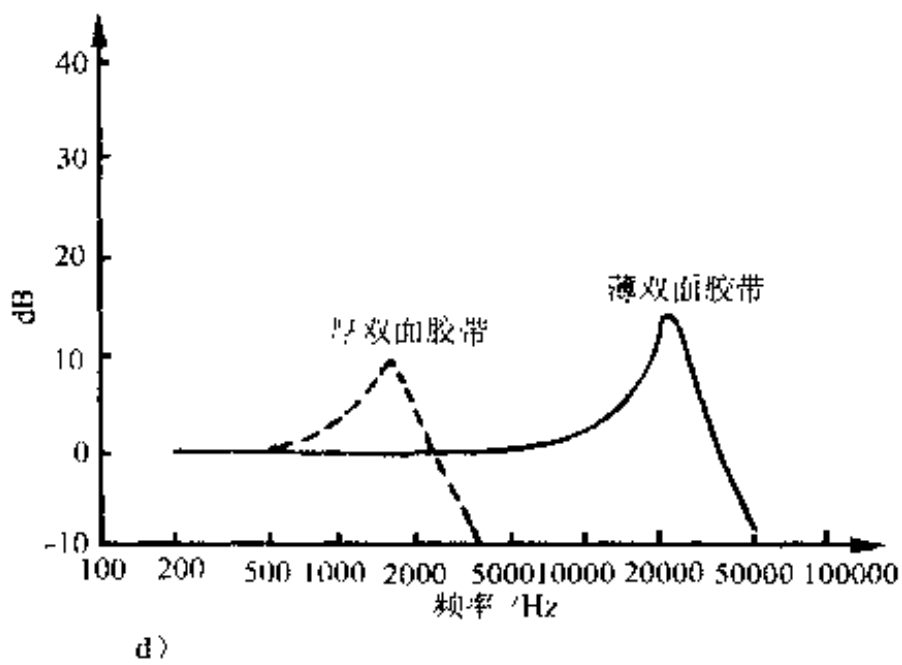
图 4.3-12 压电式加速度计的安装方法及其典型频率响应



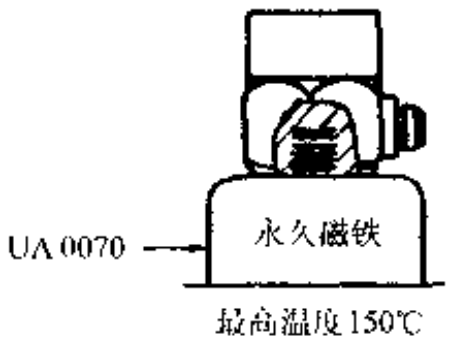


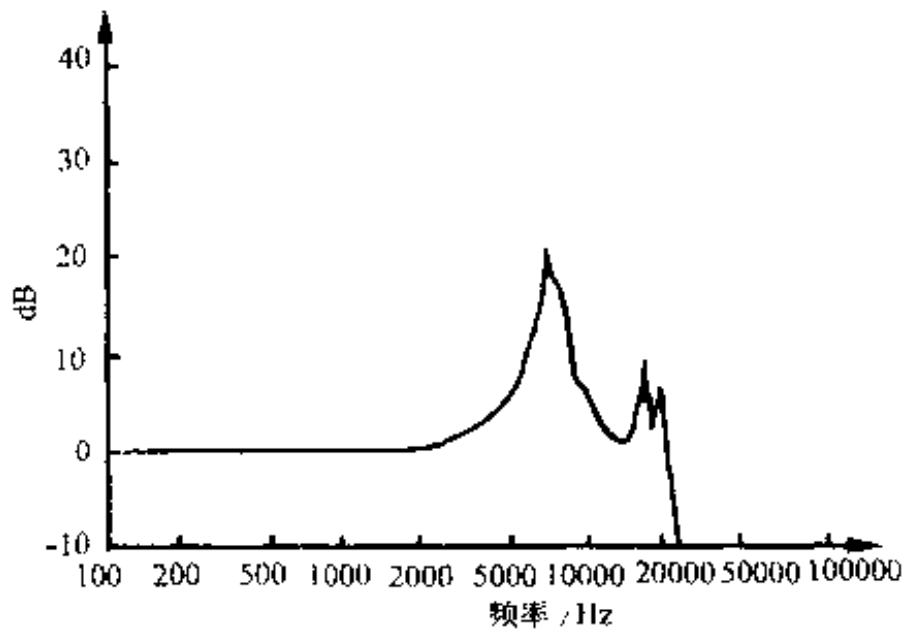
c)





d)





e)

图 4.3-12　压电式加速度计的安装方法及其典型频率响应（续）

1）钢螺栓连接，如图 4.3-12a。这是一种理想的安装方法，能充分保证加速度计的使用频率范围和温度范围。通常在螺栓拧紧前，在安装面上涂一层润滑脂，以增加安装刚度。

2）胶合螺栓，如图 4.3-12b。这种方法适用于不希望在被测体上钻螺孔，而破坏原结构完整性情况。胶接时可用环氧树脂或软胶，将胶合螺栓粘接在测点处。环氧树脂可保证较高的安装谐振频率，软胶适用于测量频率不高情况。

3）石蜡粘接，如图 4.3-12c。此种安装方法是用一层薄蜡将加速度计粘在振动体表面

上，方法简单易行，也能保证较高的安装谐振频率，但只适用于常温情况（＜40℃）。

4）双面胶带。在安装加速度计时，这是一种快速方便的材料，当应用于平滑表面时，效果相当好。频响曲线如图 4.3-12d 所示。但胶带太厚时常会导致可测频率上限严重下降。通常适用于较低频率、传感器质量较小的情况。

5）永久磁铁。若测点位于铁磁物质的平坦面上时，可采用图 4.3-12e 所示的永久磁铁安装方法。永久磁铁和加速度计之间可进行电绝缘，这种安装方法使加速度计的谐振频率下降到 7000Hz，可用的测量频率上限只有 2000Hz 左右。这种安装方法的特点是，可以方便快速地改变安装位置或方向。

安装加速度计时还必须注意连接电缆线的固定，以防止由于电缆颤动和摩擦而引起的电噪声影响，正确方法如图 4.3-13。

另一种可能的电干扰来自接地回路的电噪声。消除接地回路噪声的方法之一是确保整个测试系统在同一点接地，为此要用绝缘螺栓和云母垫圈将加速度计与被测试件隔开。

3.2 振动前置放大器

振动前置放大器的基本作用是把压电加速度计的高阻抗输出转换为低阻抗的信号，以便直接送至测量仪器或分析仪器中。与压电加速度计配用的前置放大器有两种，即电荷放大器和电压前置放大器。

3.2.1 电荷放大器

电荷放大器给出一个与输入电荷成正比例的输出电压，但并不对电荷进行放大。电荷放大器的最明显的优点在于：无论使用长电缆还是短电缆都不会改变整个系统的灵敏度，因此在振动测量中优先采用电荷放大器。

电荷放大器采用一个运算放大器，这个运算放大器的反馈回路上接一只电容器，以形成一个积分网络对输入电流进行积分，这个输入电流是由加速度计内部的高阻抗压电元件上产生的电荷形成的，从而形成与电荷最终也与加速度计的加速度成比例的输出电压。

图 4.3-14 表示压电加速度计和电荷放大器相连接的等效电路。

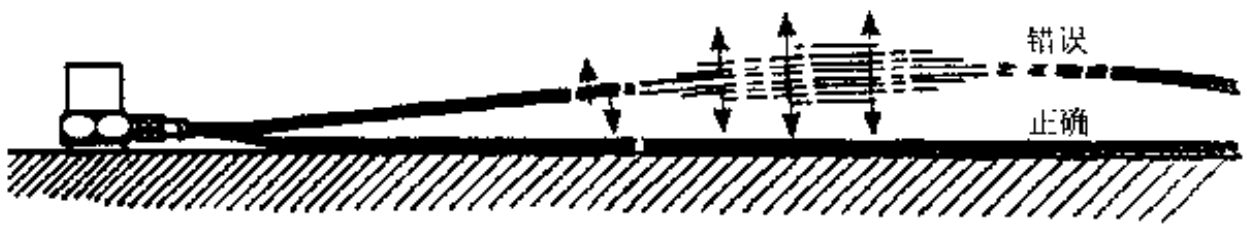


图 4.3-13 固定加速度计电缆，避免其颤动和摩擦的电噪声影响

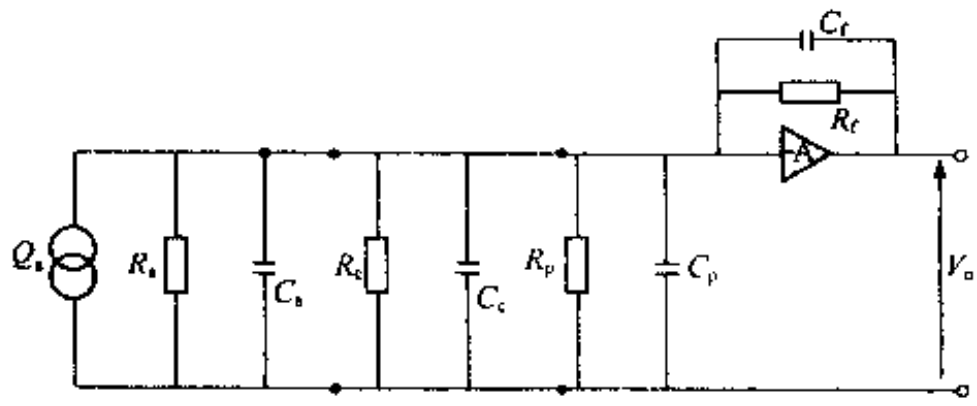


图 4.3-14 电缆连接加速度计和电荷放大器的等效电路

图中：Q_a=压电加速度计产生的电荷（与所加的加速度成比例）

C_a=加速度计的电容量；R_a=加速度计的电阻值；C_c=电缆和连接插头的电容量

R_c=电缆和连接插头的电阻值；C_p=前置放大器输入电容量；R_p=前置放大器输入电阻值

C_f=反馈电容量；R_f=反馈电阻值；A=运算放大器增益；V_o=放大器输出电压

由于加速度计的阻值、放大器输入电阻值和反馈电阻值都很大，因此图 4.3-14 所示电路可以简化为图 4.3-15 所示电路。

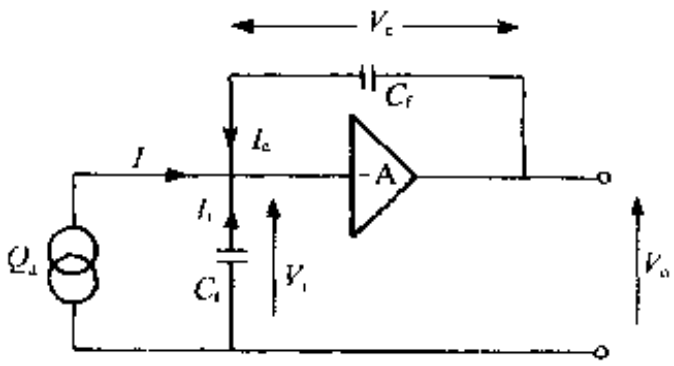


图 4.3-15　加速度计和电荷放大器相连的简化等效电路

图中：$C_i=C_a+C_c+C_p$

I=从加速度计出来的总电流

I_i=从 C_i 出来的电流

I_c=运算放大器反馈回路上的电流

经计算可以得到下列等式

$$V_o=-\frac{Q_a}{C_f} \qquad (4.3\text{-}21)$$

从上式可见，输出电压与输入电荷成比例，也就是输出电压与加速度计的加速度成比例。前置放大器的增益由反馈电容值决定，而输入电容值对输出电压值并不起作用，也就是改变电缆线长度并不影响系统的灵敏度。由于电荷放大器这一显著特点，它不仅应用在测振仪内作为前置放大器，而且还作为单独产品与加速度计配合使用，这种电荷放大器还可具有加速度计灵敏度适配、放大、积分以获得速度信号和位移信号、输入输出过载报警，以及进行低频和高频滤波以去除无用信号等功能。图 4.3-16 是一种电荷放大器的组成方框图。电荷放大器的主要性能比较见表 4.3-5。

3.2.2　电压前置放大器

电压前置放大器检测由振动引起的加速度计电容上的电压变化，并产生与此成比例的输出电压。与电荷放大器相比的缺点是，电缆电容量的变化引起整个灵敏度的变化。

将一个加速度计连到电压前置放大器的等效电路见图 4.3-17。除了运算放大器连接成增益为 1 的电压缓冲器，其余与图 4.3-14 完全一样。

$$V_a=\frac{Q_a}{C_a} \qquad (4.3\text{-}22)$$

当加速度计不接电缆，也不与前置放大器相连时，它有一个输出电压 V_a。

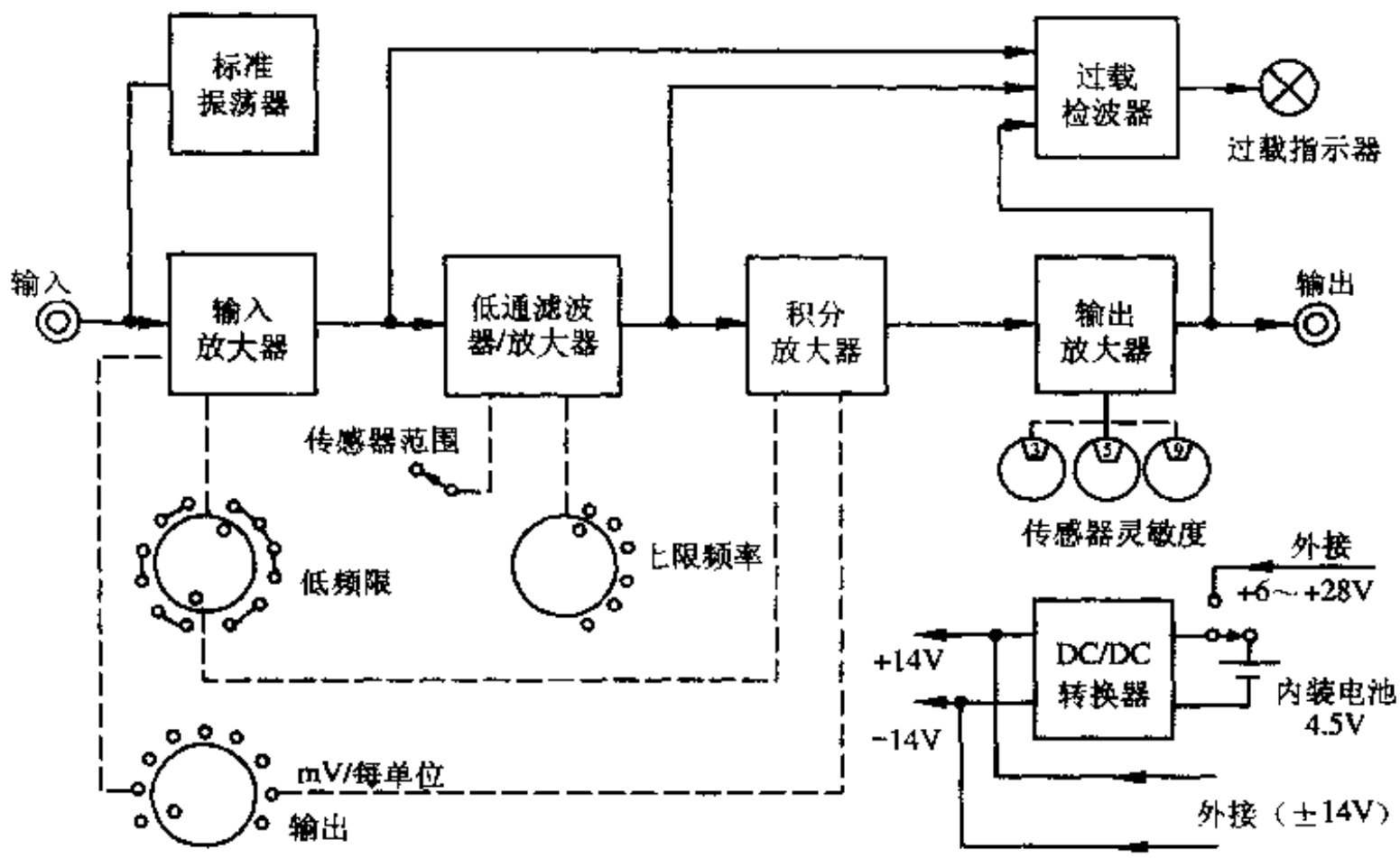


图 4.3-16　电荷放大器组成

表 4.3-5 电荷放大器和电压前置放大器性能参数

前置放大器型号		2635 3 位灵敏度适调低噪声电荷放大器	2626 3 位灵敏度适调低噪声电荷放大器	2651 3 个划一增益灵敏度设定电荷放大器，具有很低的频率测量能力	2634 体积小，坚固，增益可调电荷放大器，对电磁辐射的抗干扰性极佳	2650 4 位灵敏度适调低噪声电荷和电压前置放大器
测量方式		加速度 速度 位移	加速度	加速度 速度	加速度	加速度
放大器灵敏度		0.1×10^{-3}～10V/pC （-20～+80dB）	0.1×10^{-3}～1V/pC （-20～+60dB）	0.1～1 -10mV/pC （-20～+20dB）	0.9～10mV/pC 可内部调节 （0～20dB）	0.1～100mV/pC， 100mV/V～100V/V （-20～+40dB）
频率范围（3dB 点）		0.1Hz- 200kHz	0.3Hz～100kHz	0.003Hz～200kHz	1Hz～200kHz	0.3Hz～200kHz
可选择的频率极限（3dB 点）	低	0.2Hz、1Hz、2Hz、10Hz （10%极限）	0.3Hz、3Hz、10Hz、30Hz	0.003Hz、0Hz、0.03Hz、0.3Hz、1Hz	—	0.3Hz、3Hz、2kHz
	高	0.1Hz、1Hz、3Hz、10Hz、30>100kHz （10%极限）	1Hz、3Hz、10Hz、30>100kHz	200kHz	—	1Hz、3Hz、1 Hz、30>200kHz
电 源		内装电池或外接直流电源	交流市电	外接直流	外接直流	交流市电
其他特点		过载指示器，试验振荡器， 电池供电情况指示器	过载指示器， 直接和变压器耦合输出	输入信号， 浮地或接地	常规或差分输入， 可固定在机械架子上	过载指示器 测试振荡器
应 用		现场振动测量 配以水听器测量水声	通用测量 加速度计的比较校准	多通道测量 冲击测量	工业环境中振动测量 永久性安装	加速度计的比较校准， 一般测量

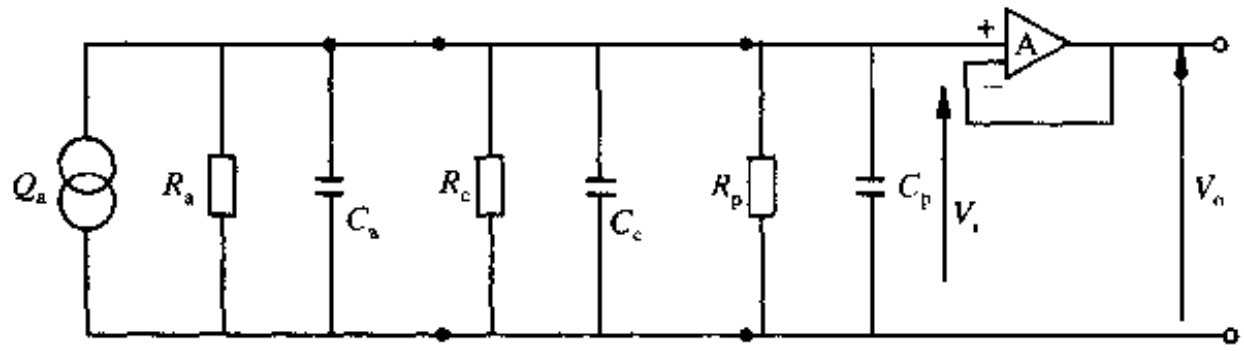


图 4.3-17　用压电加速度计作为一个电压源的电压前置放大器的等效电路

可以计算出加速度计的电压灵敏度 S_{va}（mV/ms^{-2}）和电荷灵敏度 S_{qa}（PC/ms^{-2}）的关系，

$$S_{va}=\frac{S_{qa}}{C_a+C_c+C_p} \tag{4.3-23}$$

$$=S_{va}(\text{开路})\frac{C_a}{C_a+C_c+C_p} \tag{4.3-24}$$

因为电荷灵敏度 S_{qa} 和 C_a 是加速度计的常数，故电压灵敏度 S_{va} 取决于电缆的电容量，这意味着如果更换电缆，电压灵敏度随之改变，从而需要重新进行校准，使用很不方便。另外，如使用较长电缆线会使信噪比降低。因此它一般不作为单独仪器提供与加速度计配合使用，但对于电缆线长度固定不变的场合可以使用电压前置放大器。

3.2.3　NEXUS 系列适调放大器

丹麦 B&K 公司最新推出称为 NEXUS 适调放大器系列，具体型号为 2690、2691、2692 和 2693 型。它们的特点是：结构非常灵活，可根据需要配置不同的输入模块和 124 个通道数。具体有 120dB 动态范围，兼有声学和振动传感器输入，可用于电荷、传声器、声强和恒流源输入。利用串行接口（RS-232）可由计算机控制设定和测试，由一台 PC 机即可控制多达 99 个通道的适调放大器。内装电荷注入校准和安装谐振测试，具有一系列滤波器等。

该系列适调放大器可与电荷加速度计、水听器、力传感器、电容传声器、集成电路加速度计和电压输入以及声强探头等联用，应用于高质量的现场和实验室测量系统，配合便携式数字记录仪记录。

3.3　通用振动计

通用振动计是用于测量振动加速度、速度、位移的仪器，可以测量机械振动和冲击振动的有效值、峰值等，频率范围从零点几 Hz～几 kHz。通用振动计由加速度传感器、电荷放大器、积分器、高低通滤波器、检波电路及指示器、校准信号振荡器、电源等组成。工作原理方框图如图 4.3-18 所示。

加速度传感器检取的振动信号经电荷放大器，将电荷信号转变为电压信号，送到积分器经两次积分后，分别产生相应的速度和位移信号。来自积分器的信号送到高低通滤波器，滤波器的上下限截止频率由开关选定。然后信号送到检波器，将交流信号变换为直流信号。检波器可以是峰值或有效值检波，在一般情况下，测加速度时选峰值检波，测速度时选有效值（RMS）检波，测位移时选峰-峰值检波。检波后信号被送到表头或数字显示器，直接读出被测振动的加速度、速度或位移值。

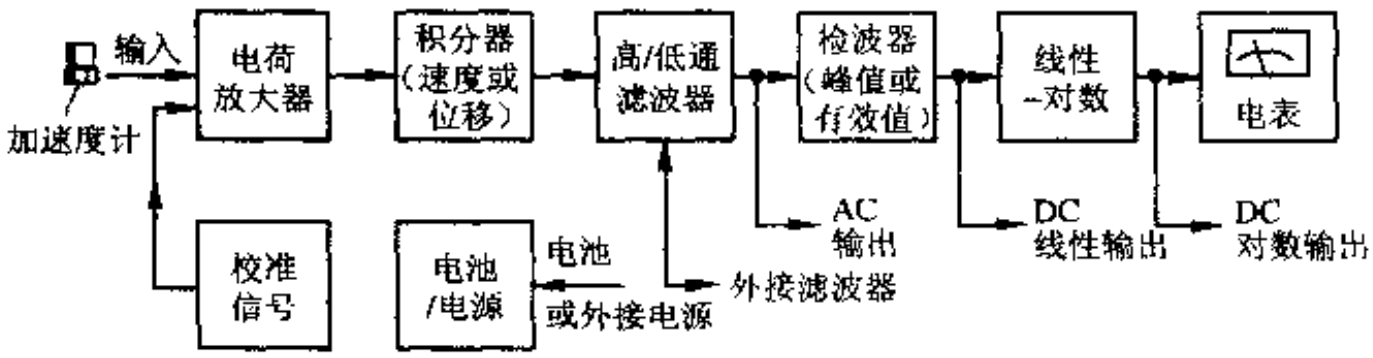


图 4.3-18　振动计工作原理方框图

通用振动计内的校准信号振荡器使得仪器具有自校的功能，还可根据传感器的灵敏度来调节整机灵敏度。而有的振动计具有加速度计灵敏度适调开关，则灵敏度适调功能由该开关完成。振动计还可以外接滤波器进行频率分析。

振动计的选择首先要依据测量对象的振动类型（周期振动、随机振动和冲击振动）、振动的幅度以及对于所研究的振动确定合适的测量项目（加速度、速度、位移、波形记录和频谱分析），选择合适的振动测量或测量系统。有的振动测量研究只需了解振动的位移值（如旋转机械轴系的轴向和径向振动），有的研究了解振动的速度值（如机械底座、轴承座的振动），而且常常把振动烈度，即 10Hz～1kHz 频率范围内振动速度的有效值，作为评价机器振动的主要评价量。另外还需考虑测量的频率范围，幅值的动态范围，仪器的最小分辨率。对于冲击测量还应考虑振动测量仪的相位特性，因为冲击振动频谱分量所确定的频率范围内，不仅要求测量设备的频率响应必须是线性的，而且要求设备的相位响应不能发生转变。

表 4.3-6 列出了一些典型通用振动计的技术性能。

3.4 振动测量用滤波器

振动测量中同样可以使用声测量中最常用的倍频程和 1/3 倍频程滤波器，但它更多使用的是限制测量频率范围的高通及低通滤波器，以及窄带宽的恒带宽和恒百分比带宽滤波器。

3.5 振动分析仪

随着大规模集成电路和计算机技术的发展，振动分析仪发展非常迅速。振动分析仪是一种智能化振动信号分析仪，通常利用 FFT 技术进行窄带谱分析和其他分析，或者利用数字滤波器技术进行倍频程、1/3 倍频程和更窄相对带宽的频谱分析。分析通道数目可以是单通道，但更多的是双通道及多通道。分析速度很快，可以实现实时分析。

振动分析仪的实现途径通常有两种，一种是在通用 PC 机上用软件来实现数字信号处理，这种方式硬件简单、通用，但分析速度较慢，当然它也可以通过采用运算速度更快的计算机及优化软件设计来提高分析速度；另一种是利用信号处理芯片（DSP）进行分析，硬件比较复杂，但分析速度较快。

北京东方振动与噪声技术研究所的 INV303/306 型智能信号采集处理分析系统就是在普通 PC 机（台式机或笔记本电脑）上插入“东方神卡”插件，再配以相应软件而成为一台高性能的动态测试分析仪，可以完成多路信号的高速大容量数据采集、存储、显示、示波、读数、波形分析和频谱分析、数字滤波、波形积分和微分、计算分析等功能，集合了示波器、瞬态记录仪、磁带记录器、信号分析仪、模态分析仪、故障诊断仪、在线监测仪和数据处理机等仪器的功能。配备不同的软件包，实现不同的功能。该系统在用小型火箭激振大桥模态分析试验、桩基承载力测试研究、重载铁路货车模态试验等方面都取得较好效果。

丹麦 B&K 公司的 3560 型分析仪系统是一种带 DSP 板的通用的、面向任务的分析系统，包括 PC 机、PULSE 软件、Windows NT、Microsoft Office、接口、便携式数据采集前端硬件和 DSP 板。系统配置有 4 个输入通道，2 个信号发生器输出通道。PULSE 软件内容非常丰富，它的基本软件是噪声与振动分析。也可以安装进一步的软件，如数据记录仪、Vold-kalman 阶次跟踪分析仪、模态与结构分析、噪声源识别等。该仪器借助于多分析仪功能，可以同步地将数据存入硬盘并进行分析，可以同时进行 FFT 和 1/3 倍频程分析，前端配置最多可达 32 通道，可按实时处理能力要求，选择 1～4 块 DSP 板，借用 MS Word 并利用预定义或用户自定义报告设定功能，能快速及自动地生成报告，因此它是功能非常强、应用很广的分析仪器。

表 4.3-6　典型通用振动测量仪器主要性能

型号名称 / 项目	AWA5930 通用振动计	YE5932 振动计	YE5936 测振仪	DZ-80 振动测量仪	KZ-4 便携式测振表	D3610Ⅲ/2F 型三路正弦振动测试仪	D3610Ⅲ-3F/2F 冲击测量仪	GZ-6 型测振仪
测量范围：a	0.01～1000m/s²	0.1～1000m/s²	0.1～199.9 m/s² （p）	0.001～30g	分三挡	1～1000 m/s²		0.01～100m/s²
v	0.1～10000mm/s	0.1～1000mm/s	0.01～19.99 mm/s（RMS）	0.03～1000mm/s	20、200、2000μm	3～3000mm/s	10～10000m/s²（P）	0.1～1000mm/s
s	0.001～100mm	30～10000μm	1～1999μm（P-P）	0.001～30mm	0.1～1999μm	0.03～30mm		0.001～10mm
频率范围：a	1Hz~15kHz	1Hz～100kHz	L：10Hz～1kHz	10Hz～10kHz	10Hz～1kHz	5Hz～10kHz	0.3Hz～15kHz	0.3～15kHz
v		10Hz～10kHz	H：1kHz～10kHz					
s		10～100Hz	10Hz～1kHz					
			10Hz～1kHz					
滤波器	高通：1Hz、10Hz 低通：1kHz、15kHz 及外接	低通：100Hz、1kHz、10kHz 及外接	—	—	—	—	低通：5kHz、15kHz	低通：1kHz、15kHz 高通：0.3Hz、1Hz、3Hz
检波器	有效值、峰值	有效值、峰值	—	—	--	—	峰值	有效值，峰值
显示	数字 3 位，电表对数刻度	电表对数刻度	数字位 $3\frac{1}{2}$ LCD	电表	—	电表	电表	电表对数刻度
准确度	5%	5%	5%	0.5dB	--	5%	5%	5%
传感器	压电加速度计	压电加速度计	压电加速度计	压电加速度计	速度传感器	压电加速度计	压电加速度计	压电加速度计
灵敏度设定	3 位指轮开关	—	—	—	--	3 个 3 位指轮开关	3 位指轮开关	7～13pc/ms⁻²
电源	6V，1.2A 充电电池	4×R20	1×6F22	220V，50Hz	1×6F22	220V，50Hz	220V，50Hz	220V，50Hz
外形尺寸/mm	260×200×100	225×230×85	32×70×185	265×220×180	170×80×35	370×200×140	360×240×176	320×280×144
重量 / kg	1	1.5	--	4	0.5	5	--	3
生产厂	杭州爱华电子研究所	扬州无线电一厂		上海长江科学仪器厂	清华大学附属仪器厂	西北机器厂西北环境试验设备厂		北京测振仪器厂

丹麦 B&K 公司最新推出的 3560C 型便携式 PULSE 多分析仪系统则是不带 DSP 板，因而使用笔记本电脑可以用于现场和实验室的分析系统。它用“分析引擎”代替了 DSP 板，分析引擎是 PULSE 软件的一部分，使计算机处理器（CPU）能够实时处理数据。若计算机 CPU 速度更快，分析引擎的分析能力更快，实时通道带宽分析能力增强。系统由内置电池或外部交流/直流供电，可以在恶劣的条件下使用。

3.6 机器的振动监测

使用旋转机械的振动数据来确定机器的完好情况，已经有一段很长的历史了。传统的方法是，车间领班或维修工把一字旋具的末端压在轴承座上，将手柄贴着自己的耳朵（乳突），这样，由轴承传来的振动信号由他的脑子进行分析。这种方法几十年来证明是可信赖的，以致仪器行业试图设计出能起同样作用的仪器，而且它们的功能是能重现的，换句话说，仪器的功能与各个使用者的技能和经验无关。

许多年以来，机器故障检测都是使用振动计测量振动速度的有效值读数（振动烈度）与以前的读数作比较，或与既定标准作比较来进行的，它有可能识别不平衡、较大的不同心和严重的轴弯曲，因为这些信号的能量较高，而能量低的信号被隐没在较强的振动信号中。早期的滚珠轴承故障或齿轮箱故障都不可能用这种方法检测，至少在它们产生的振动信号高于被测频带中最高成分振级以前检测不出来，因此，宽带振动监测不能检测出发展中的故障。

假如进行频谱比较，只要频谱中一个频带增加 3～6dB 以上，就能检测出变化，从而很早就发出警告。即使使用倍频程滤波器，其结果证明远远优于总振级的测量。但为了能区别齿轮箱和一般轴承中的早期故障，必须有较高的分辨率，而 1/3 倍频程（≈23%）在有些情况下是很有用的。使用恒百分比带宽频谱检测故障，运用快速数据处理，可简易而确实地检测出早期故障。但这样给出的警告太早了，以致在故障被检测出来以后还允许工作几个月，才有必要送去修理。

一种更加先进的方法是使用 FFT（快速傅里叶变换）。使用 FFT 的故障诊断具有各种事先和事后处理，使它成为今天用于故障诊断的许多最有用的仪器之一。丹麦 B&K 公司 2515 型振动分析仪就是这样一种仪器，它是便携式、电池供电、全天候的分析仪，它能当场回答操作者“机器运行得正常吗？”，其他的如 2148、3550 和 3560 等型号分析仪亦可以作机器故障诊断使用。国内北京自动化研究所、南京汽轮电机厂等亦研制生产机器振动监测和故障诊断仪器，扬州无线电二厂生产的 AMD8900 在线监测系统用于对汽轮机、发电机、电动机、压缩机、鼓风机、泵以及其他旋转机械的运行状态进行监测，包括有轴振动监测器、轴向位置监测器、机壳振动监测器和温度监测器，可用于长期在线监测。

3.7 激振器与激振技术

激振器用于激励被试物体产生所要求的机械运动，它也是一种换能器。激振器通常有两种类型：电动液压型激振器和电动型激振器。电动液压型激振器应用于频率范围 0～20Hz 的低频试验，它能产生大位移冲击及大推力能力。使用电子伺服控制系统很容易产生和控制振动信号。电动型激振器则广泛应用于 10Hz 以上频率，并能适应通常振动试验要求。

电动型激振器的基本结构示于图 4.3-19。连接到工作台面的动圈部件放置于磁场中，电子控制系统提供激励信号，经功率放大器放大后送到动圈激励安装在工作台上的试验物体。对于激振力 200N 以下，使用永久磁铁提供磁场，当要求更大激振力时，则要使用电磁铁。任何激振器的台面应是刚性的，这样所有的点都同相运动，而运动部件则必须悬挂，使得只沿一个轴向运动。表 4.3-7 列出了部分激振器的主要性能，表 4.3-8 列出了国产 Y51 系列电动振动台主要性能。

表 4.3-7　激振器选择指南

型号	最大激振力 /N	最大振幅 /mm	频率范围	最大电流 /A	可动部件质量 /kg	动圈电阻 /Ω	重量 /kg	安装方式
JZK-1	10	±2	10Hz～4kHz	2	0.1	1.8	2	台面
JZK-2	20	±2	10Hz～4kHz	3.5	0.16	1	3	台面
JZK-5	50	±5	10Hz～4kHz	7	0.25	0.8	8	螺杆
JZK-10	100	±5	10Hz～2kHz	10	0.5	0.9	10	螺杆
JZK-20	200	±5	10Hz～4kHz	14	0.8	0.5	18	台面
JZK-40	400	±5	10Hz～4kHz	28	0.9	0.25	22	螺杆
JZK-50	500	±7.5	10Hz～2kHz	25	1.8	0.6	36	台面

表 4.3-8　Y51 系列电动振动台主要参数表

型　号	Y5120-1/ZF	Y5100/ZF	Y5130/ZF	Y5150/ZF	Y51160/ZF	Y5120-3/ZF	Y51500/ZF	Y51700/ZF
名称	3820N 电动台	4900N 电动台	5000N 电动台	6300N 电动台	9000N 电动台	10kN 电动台	30kN 电动台	500kN 电动台
推力/N	3820	4900	5000	6300	9000	10000	30000	50000
频率范围/Hz	5～3000	5～3000	5～3000	5～3000	5～3000	5～3000	5～2500	5～2000
最大位移/mm	25	25.4	51	25.4	51	51	51	51
最大速度 /（m/s）	1.25	0.8	2	1.25	2	1.8	1.35	1.25
最大加速度 /（m/s^2）	735	550	750	981	750	800	650	400
最大载荷/kg	20	50	160	50	160	160	500	700
台面尺寸/mm	ϕ160	ϕ200	ϕ220	ϕ200	ϕ335	ϕ235	ϕ500	ϕ610
振动方向	垂直水平							
冷却方式	强迫风冷							
配套功放	开关型功率放大器							

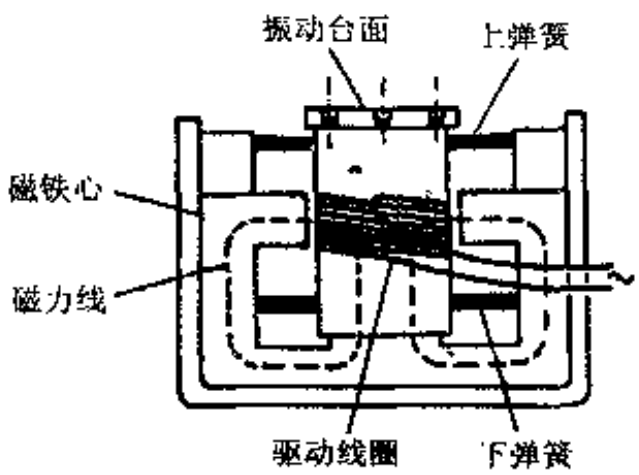


图 4.3-19　电动型激振器基本结构

最常用的振动试验形式有三种：① 固定频率或扫频的正弦波试验；② 宽带或窄带无规噪声试验；③ 使用机械阻抗或动态试验和结构响应测量的力试验。根据不同的试验要求，由不同的振动激励控制仪器来控制振动。下面介绍两种正弦激振技术。

1. 慢速扫频正弦激振

正弦扫频激振分为快速扫频与慢速扫频两类。在慢速正弦扫频激振中，正弦振动的频率随时间线性地或对数地缓慢变化，但振动量（位移、速度、加速度或力）的幅值（或有效值）却保持不变，这一般是通过引入一个自动稳幅的控制回路来实现的。例如，用装在台面上的振动传感器的输出，经伺服回路来控制振动台的输入功率，以保护某一振动量的幅值不随频率而改变，这种调节激振信号的线路称为压缩回路。图 4.3-20 为采用压缩电路进行慢速正弦扫频试验的控制图，图 4.3-21 为一个实际的例子。

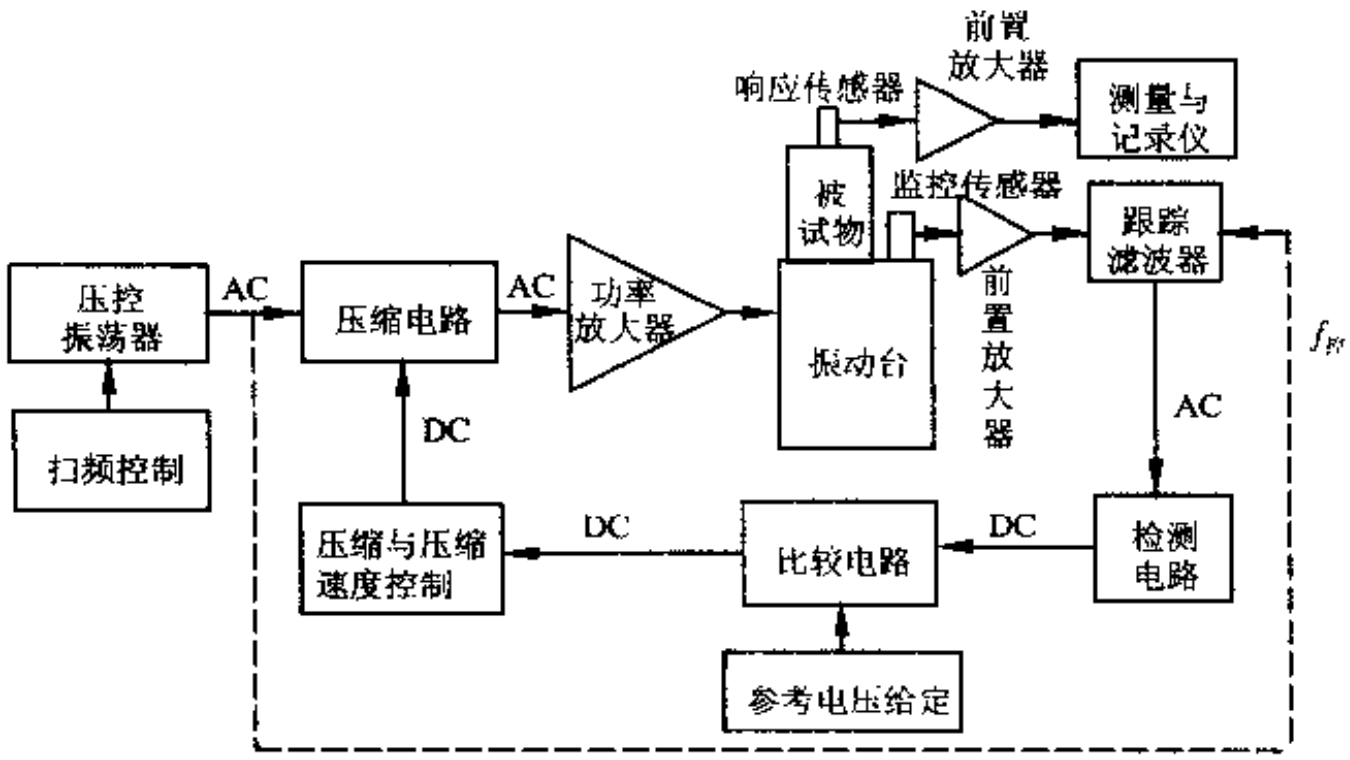


图 4.3-20 压缩控制正弦扫频激振原理图

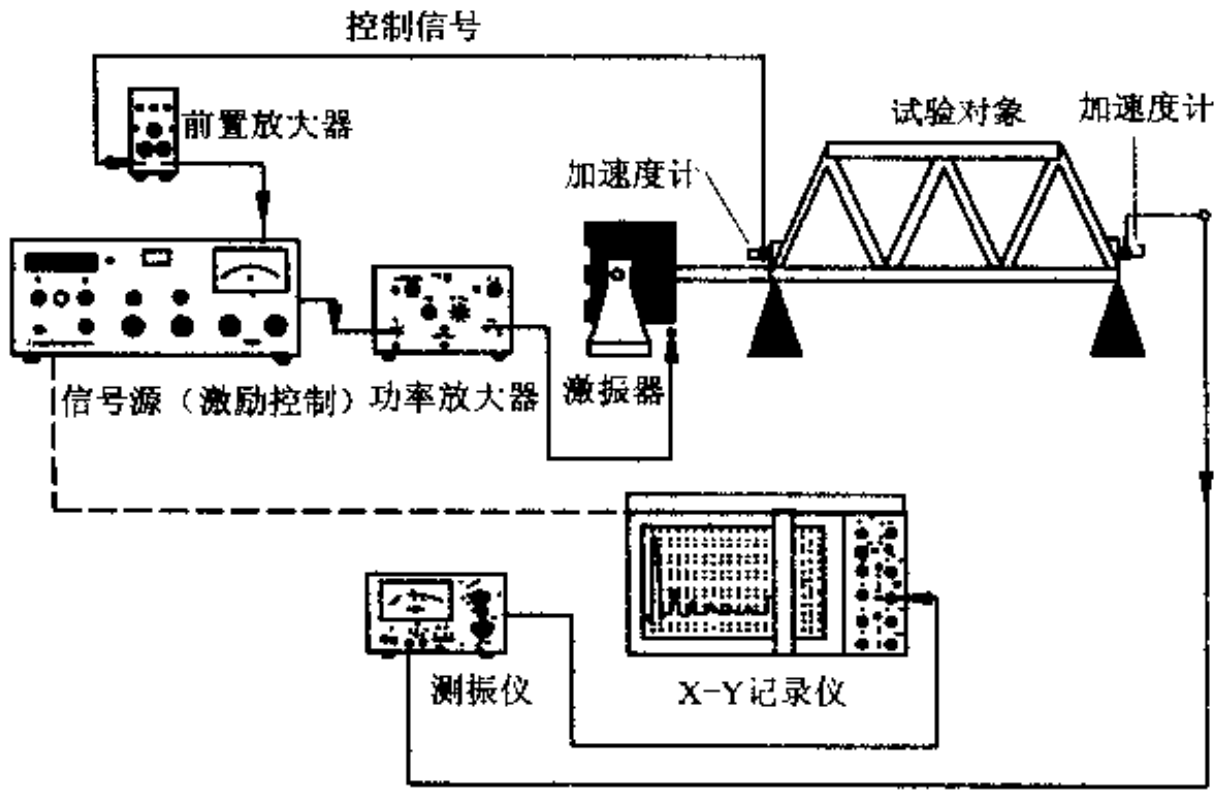


图 4.3-21 压缩控制扫频试验示例

扫频正弦电压由压控振荡器产生，振荡器信号的频率变化受外加扫描电压控制。若控制电压为锯齿波，则频率扫描是线性的；如事先将锯齿波电压经过对数变换，则得到对数的频率扫描。输出信号经压缩电路馈给功率放大器，由功率放大器的输出推动振动台振动，并给试件以振动激励。

在台面上或试件上选取一个监控点，安装一个监控传感器，传感器的输出经电荷放大器反馈给信号发生器的压控输入，经检波后与设定的参考电压相比较，比较信号所得的差值输给压缩电路。压缩电路是一个自动增益控制放大器（AGC），内有跨导可变的放大级，其放大倍数受反馈直流电压控制。当监控点振动大于参考信号时，输给压缩电路的直流反馈电压增加，使压缩电路的放大倍数降低，从而减小了输出给功率放大器的信号，导致振动台的振级降低，反之则增加，最后使监控点的振动自动保持为一个恒定的参考振级。

压缩与压缩速度控制电路有两个作用：一是调节反馈增益，以改变控制精度；二是调节压缩速度。压缩控制速度应根据激振系统与试

件的频率特性和扫频速度来确定。对于任一选定的扫频速度，压缩控制速度必须大于系统谐振建立的速度，否则，所测得的频响曲线会有明显失真。

由于一些待测试件可能包含各种非线性器件，因此即使激振器的输入信号是纯正弦波，而系统的控制响应信号也会产生失真。为了实现用扫频进行正确地压缩控制，常采用以激励频率为中心频率的跟踪滤波器，这样只允许正确的控制信号进入控制电路，图 4.3-21 给出了一个实际的例子。不过，应注意的是，对控制信号的跟踪滤波会降低调节速度和伺服回路的稳定性，所以滤波器不能调节得太快，扫频速度应适当降低。图 4.3-22 是在压缩控制扫频试验装置中，根据激励频率对控制和响应信号实际滤波的例子。

在反馈电路中常接入“程序控制器”，以便在扫描到某些特定频率时自动地从一个振动控制量转到另一个控制量。例如从控制位移振幅恒定转到控制速度振幅恒定或加速度振幅恒定，转换处的频率称为交越频率。图 4.3-23 是这种扫频控制的例子。

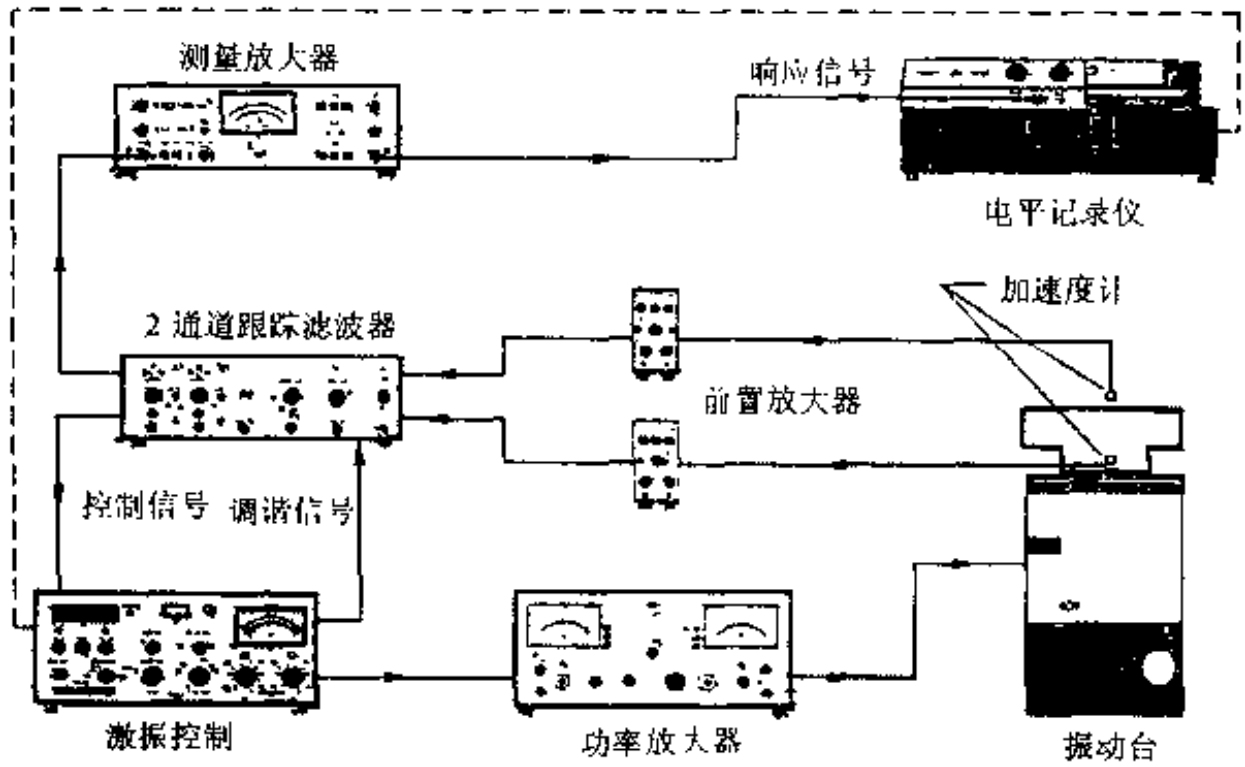


图 4.3-22　压缩控制扫频滤波试验示例

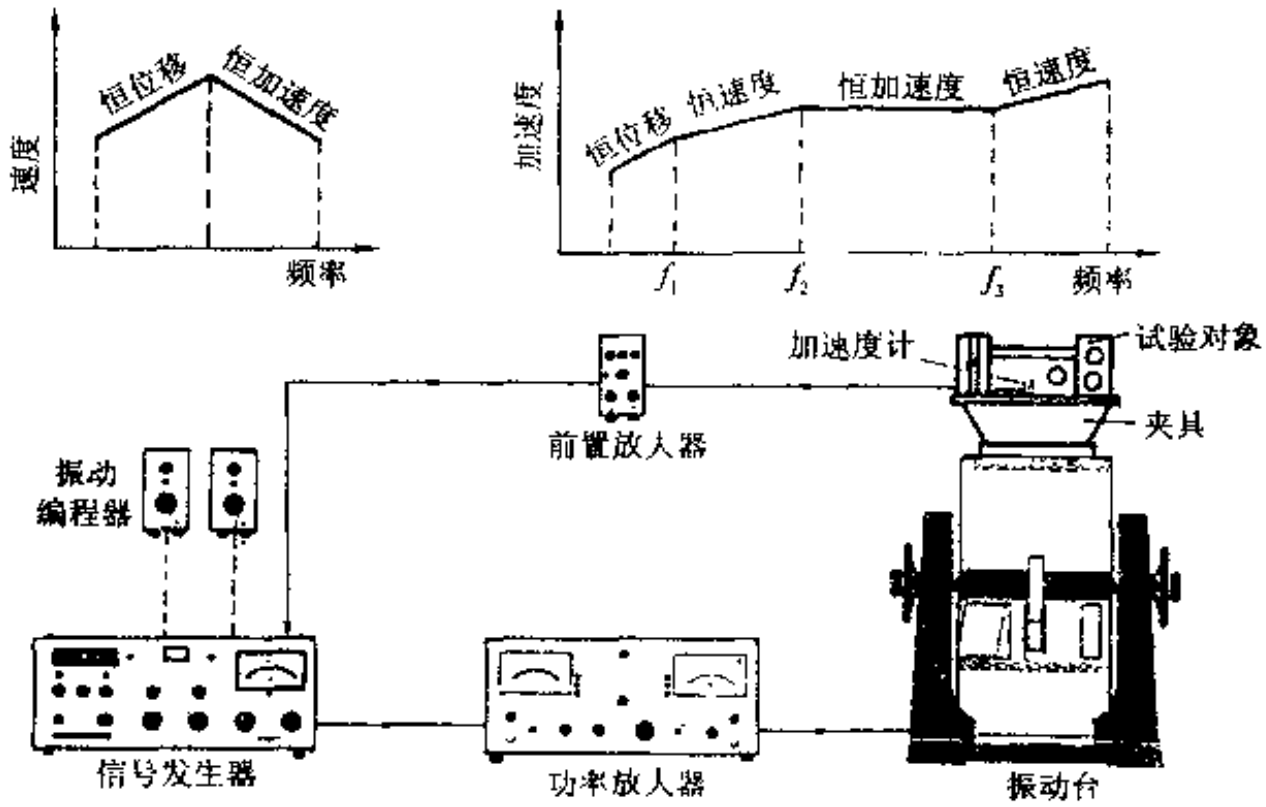


图 4.3-23　正弦扫频编程试验装置

它通过接入“振动编程器”，以实现低频区控制位移幅值恒定，中频区控制速度幅值恒定，高频区控制加速度幅值恒定，最后控制速度恒定，交越频率分别为 f_1、f_2、f_3。

2. 快速扫频正弦激振

快速扫频正弦激振是暂态激振的一种形式，它的扫频时间很短，一般扫过整个试验频段仅需数秒时间，而在扫频过程中可保护激振函数的幅值不变。

快速正弦扫频激振的激振函数为

$$F(t)=\sin(at^2+bt) \quad 0<t<T \tag{4.3-25}$$

若扫频范围由 f_1 至 f_2，扫频时间为 T，则有：

$$\left.\begin{aligned} a&=\pi(f_2-f_1)/T\\ b&=2\pi f_1 \end{aligned}\right\} \tag{4.3-26}$$

图 4.3-24a 为快速正弦扫频波形，根据试验所需的频率范围可确定其扫频频率范围的上、下限 f_1 与 f_2。图 4.3-24b 与图 4.3-24c 是它的幅频谱与相频谱。由幅频谱可见：① 在上、下限频率 f_1 与 f_2 之外，谱很快地衰减；② 在接近 f_1、f_2 处，谱出现两个峰值，在两峰值之间，谱近似平直，平均值为 $\pi/4a$，幅值谱的波动范围与 $\frac{1}{\sqrt{T}}$ 成正比。图 4.3-24d 给出了它的自相关函数，它接近于脉冲函数特性。

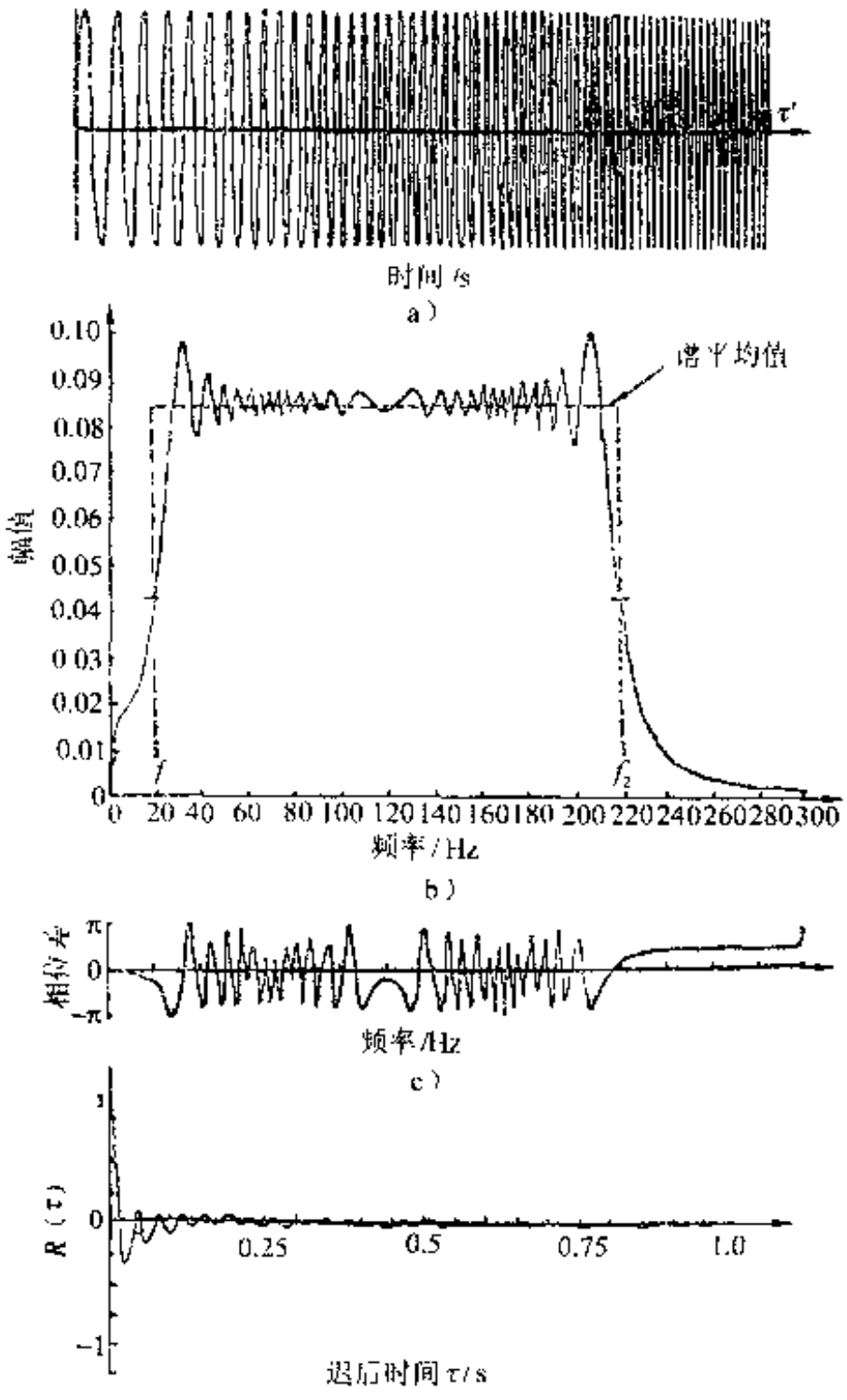


图 4.3-24　快速正弦扫频激振信号

a）波形　b）幅频谱　c）相频谱　d）自相关函数

快速正弦扫频信号一般由快速正弦扫频信号发生器产生，其激振频率范围与扫频时间都可以根据需要加以选择。另外，利用微处理机控制激振系统也能实现快速扫频正弦激振。

快速正弦扫频激振是结构动态特性试验较理想的激振方法。它与一般正弦实验方法相比，其速度大为提高；它与冲击激振相比，能把激振能量集中并平均分配在期望的试验频段内。总之，快速正弦扫频激振速度快，能量集中，从而大大提高了实验的效率与精度。

3.8　人体响应振动计和环境振级计

测量振动对人体影响的仪器叫人体响应振动计。人体响应振动计是根据振动对人体影响的特点来设计的。振动对人体的影响不仅与振动的幅度大小有关，而且与振动作用于人体的部位与方向、振动的频率和振动的作用时间有关。在人体振动测量中总是测量振动加速度的有效值，而且常常是测量计权振级。根据不同频率的振动对人体影响不同的关系，将被测的不同频率的振动加速度值乘以相应的

频率计权因数，就得到计权振动加速度。用 dB 表示时得到计权加速度级，简称计权振级或振级 V_L（dB），

$$V_L = 20\lg\frac{a_w}{a_0} \qquad (4.3\text{-}27)$$

式中　a_w——计权加速度有效值（m/s^2）；

a_0——参考加速度，$a_0=10^{-6}m/s^2$。

计权因数由 ISO2631 及 ISO5349 标准，分别对全身垂向振动、全身水平振动、晕动病、建筑物内振动和手臂振动规定了不同的频率计权因数。对于单频振动或离散和窄带振动，可以对照每个频率（或频带中心频率）所对应的频率计权因数进行计权（被测加速度值乘以计权因数），得到计权加速度。但人体振动往往不是离散和窄带振动，也不是单频振动，而是由许多频率成分组成的具有一定带宽的振动，可能还是随机振动。这时可以采用对振动信号进行频谱分析（一般用 1/3 倍频程滤波器），然后计算出计权加速度的方法。计算方法如下式：

$$a_w = \sqrt{\sum_{i=1}^{n}(a_i k_i)^2} \qquad (4.3\text{-}28)$$

式中　a_i——1/3 倍频程频谱中第 i 频段实测的加速度有效值（m/s^2）；

k_i——1/3 倍频程频谱中第 i 频段相应的频率计权因数。

显而易见，以上方法在实际测量中是比较麻烦的，甚至有时是很难测量的。为此国际标准化委员会根据 ISO2631 和 ISO5349 标准，制定了用于人体振动测量的仪器标准，即 ISO8041—1990《人体对振动的响应——测量仪器》。根据该标准，在检振器和指示器之间加入频率计权网络（滤波器），对不同频率振动成分同时进行频率计权滤波，由指示仪表直接指示被测计权加速度或计权加速度级，这样使计权加速度级的测量就像 A 声级测量一样大大地简化了。在 ISO8041—1990 标准中规定了用于人体振动测量的五种不同频率计权特性的频率范围（表 4.3-9），它们的频率响应曲线示于图 4.3-25。

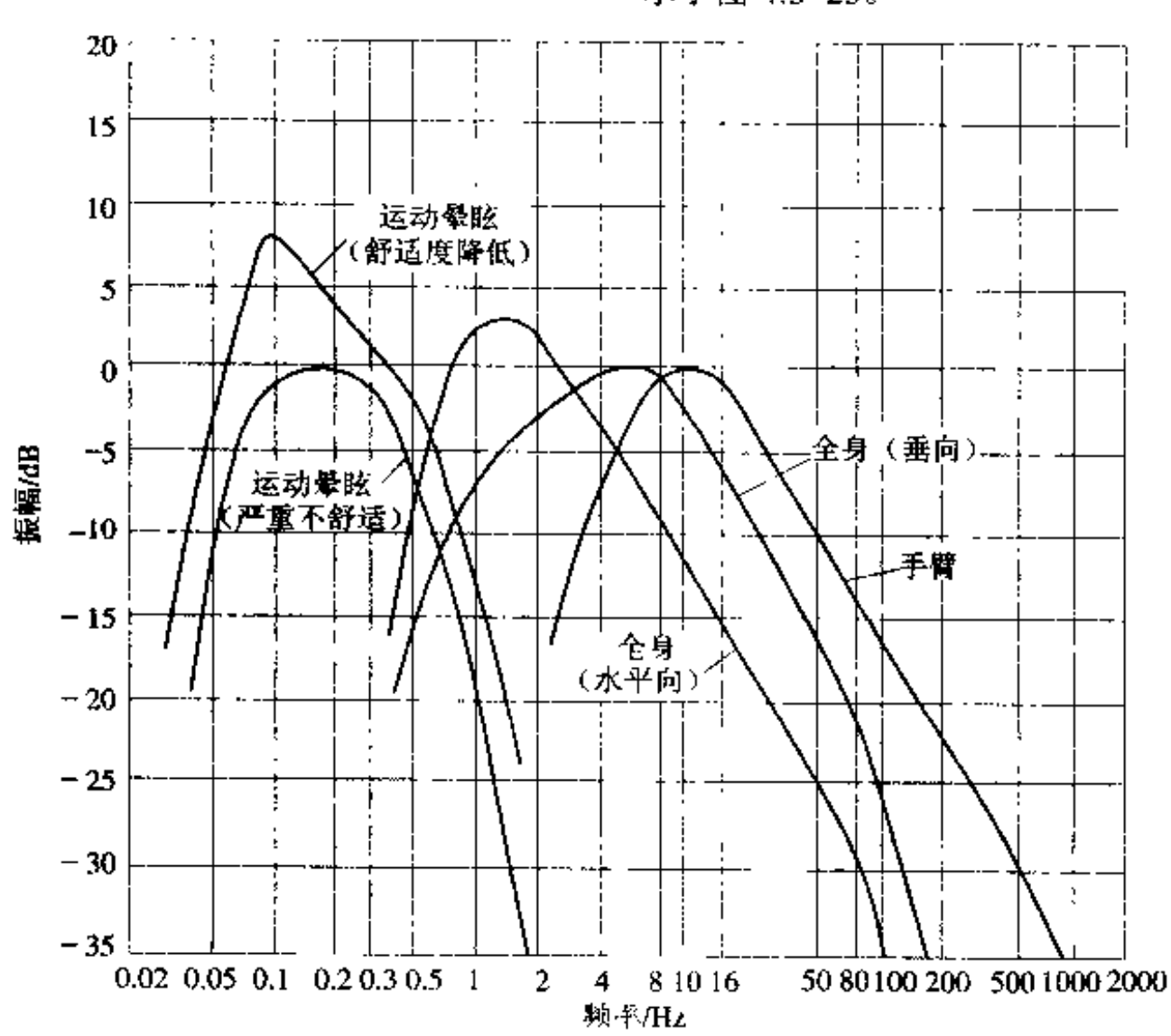


图 4.3-25　振动频率计权的频率响应

表 4.3-9 振动频率计权特性的频率范围

振动特性	频率范围/Hz	国际标准
全身，严重不舒适，z：称为 W.B.S.D.z	0.1～0.63	ISO2631-3：1985（人承受全身振动暴露的评价——第三部分：在频率范围 0.1～0.63Hz 全身 z 轴垂向振动暴露的评价）
全身，x-y：称为 W.B.x-y	1～80	ISO2631-1：1985（人承受全身振动暴露的评价——第一部分：一般要求）
全身，z：称为 W.B.z	1～80	
全身，组合：称为 W.B. Combined	1～80	ISO2631-2：1989（人承受全身振动暴露的评价——第二部分：建筑物内连续与冲击振动（1～80Hz）
手臂：称为 H-A	8～1000	ISO5349：1986（机械振动——人体暴露在手传振动的测量和评价指南）

人体响应振动计至少应具备表 4.3-9 所列的一种或几种频率计权特性，它测量计权振动加速度有效值（或级），也可以包括峰值特性，时间计权通常为 1s 指数平均和不小于 60s 时间的线性积分均方值，也可以包含 0.125s 及 8s 指数平均特性。按照准确度将人体响应振动计分为两种类型：1 型仪器在规定的基准条件下测量准确度为±0.7dB，主要用于振动环境能够严格规定或控制的场合，在一般条件下通常达不到以上准确度；2 型仪器在基准条件下测量准确度为±1.0dB，适合于一般应用。

人体响应振动计一般由拾振器、放大器和衰减器、频率计权网络、频率限止电路、检波器、幅值或级指示器等部分组成。为了能对测量数据进行统计分析处理，有的人体响应振动计在内部装有数据处理单元（单片计算机等）。

拾振器通常采用压电加速度计。为了测量三个方向的全身振动，配有座垫式三轴向加速度计。为了测量手传振动，使用三轴向加速度计或三只微型加速度计。人体响应振动计具有三个轴向输入端。灵敏度可分别设定，通过手控开关或自动控制分别或同时测量三个轴向的计权加速度。

频率限止电路由高通和低通滤波器组成，它使振级测量的频率范围限制在表 4.3-9 所规定的范围内，例如将 W.B.z 计权限制在 1～80Hz，H-A 计权限制在 8～1000Hz，以避免频率范围以外信号的干扰和影响。外接倍频程或 1/3 倍频程滤波器，可对振动信号进行频谱分析。

通过数据处理单元可计算并显示三轴向计权加速度的矢量和等效连续振级，全身振动的舒适感降低限、疲劳—工效降低限、暴露极限等三个等效暴露的百分数，或手传振动的等效暴露的百分数。这些测量结果还可由打印机打印出来。

人体响应振动计主要用于劳动卫生、职业病防治等部门用于研究分析振动对人体的危害。另一种用于测量和评价环境振动的仪器称为环境振级计。根据国家标准 GB/T 10071—1988《城市区域环境振动测量方法》规定，环境振级计性能必须符合 ISO8041 标准有关要求。由于环境振动振级和频率都较低，因此选用高灵敏低频压电加速度计，它内部通常带有前置放大器，起阻抗变换和划一增益输出作用，而且可以接较长电缆线。由于环境振动只要测量全身垂向振级 VLz，因此它只需单轴向拾振器，并直接垂向安放于地面。如果将它水平放置，亦可测量水平方向振级 VLx-y。同样，环境振动测量仪器只需具有全身垂直计权特性 W.B.z，有些仪器也具有 W.B.x-y 计权特性，以测量 VLx-y，及平直频率响应以测量非计权加速度。环境振动测量仪器已普遍实现智能化，它们内置有单片计算机对测量数据进行采集、计算、处理，可直接测量并显示瞬时振级 VL_p、等效连续振级 VL_{eq}、统计振级 VL_N（N=5、10、50、90、95）及均方偏差 SD 等。还可以进行 24h 测量，每遇整点测量一次，每次测量时间可设定。测量结果既可以通过微型打印机打印出来，也可以储存在机内供日后打印或送微机进一步处理、打印、存盘。

国产人体响应振级计和环境振动测量仪器性能比较见表 4.3-10。

表 4.3-10　国产人体响应振动计和环境振动仪器性能比较

型号名称 / 性能	ZDJ-1 便携式人体振动计	HE5935 人体响应振动计	HS5933 环境振级计	AWA6256 环境振动分析仪	HE6250 噪声振动统计分析仪	AWA5910 积分振动计
测量项目	全身垂向、水平振级，手传振级，加速度	全身垂向、水平振级，手传振级，加速度	全身垂向、水平振级，加速度	全身垂向振级	全身垂向、水平振级，加速度，A 声级	加速度，速度（振动烈度，手臂计权，，加速度）
频率范围/Hz	0.3Hz～10kHz	全身：1～80 手传：8～1000 加速度：1～5000	1～80	1～80	振级：1～80 声级：31.5～8000	加速度：10Hz～10kHz 速度：10Hz～1kHz 手臂 H-A：8Hz～1kHz
测量范围/dB	90～160	全身：90～180 手传：100～180	60～140	50～140	振级：60～140 声级：35～130	加速度：0.01～200m/s^2 速度：0.01～200mm/s H-A：0.01～200m/s^2
传感器	三轴向座垫加速度计	三轴向座垫加速度计，三轴向加速度计	低频加速度计	低频加速度计	低频加速度计及测试传声器	通用加速度计，灵敏度约 2PC/ m.s^{-2}
准确度	2 型	2 型	2 型	2 型	2 型	2 型
显示器	电表	3.5 位 LCD	3.5 位 LCD	4 位 LCD	16 位 LCD	3.5 位 LCD
积分统计功能	—	计算全身振动允许暴露百分数，手臂振动等效计权加速度	计算并显示 L_{eq}，L_n 等	计算并显示 L_{eq}，L_{max}，L_{min}，L_5，L_{10}，L_{50}，L_{90}，L_{95}，SD，T，№等	计算并显示 L_{eq}，L_{max}，L_{min}，L_N（N=1～99），SD，T，L_{AX} 等	计算并显示有效值，最大值，H-A 4h 有效值，T 等
输出接口	—	连至 PP40 打印机	RS-232C，可连至 UP40 打印机或微机	RS-232C，可连至 UP40 打印机或微机	连至 PP40 打印机	—
电源	3×R10	4×R20	5×R6	6×LR6	4×R20	4×R6
外形尺寸/mm	280×122×200	210×133×200	240×81×31	170×65×30	210×133×200	130×65×30
重量/kg	3.5	2	1	1	2	0.3
生产厂	北戴河无线电厂	杭州电子工业学院机电总厂	江西红声器材厂嘉兴分厂	杭州爱华电子研究所	杭州电子工业学院机电总厂	杭州爱华电子研究所

3.9 振动测量的校准

振动测量的校准主要是指振动传感器的校准，尤其是应用得最为广泛的压电式加速度计的校准。这里所说的校准经常是指灵敏度的校准，但在进行任何一次校准前，建议测量加速度计的频率响应，因为如果加速度计的频率响应变成无规律性，或者加速度计的频率范围明显变窄了，说明加速度计已经损坏，也就没有必要进行校准了。加速度计的电容量、重量以及环境的影响也是整个校准内容的一部分。

加速度计灵敏度的校准可分为三种不同的方法：① 绝对法，它们有激光干涉法和互易技术；② 相对法，即背靠背方法；③ 校准器法，它包括使用已知振级的振动激励器。

3.9.1 激光干涉技术

这是一种绝对法校准，测量装置以迈克尔逊干涉仪为中心。激光束射向待校标准加速度计的上表面，并由此沿一光路反射回来，干涉仪的分束器（半反射平面镜放置在该光路上），将从加速度计反射回来的部分光束射向光敏晶体管，射至光敏二极管的部分激光光束也来自分束器和干涉仪的固定平面镜，这就在光敏二极管上产生了干涉条纹，放大了的光敏二极管的输出被馈入频率比计数器的输入，并由它测量每一周期的条纹数，而该条纹数是正比于加速度计的峰-峰位移量的。

振动频率由正弦波发生器产生，它的输出还用作频率比计数器的外部时钟，调节振动的振幅，直至显示出正确的比例。标准加速度计的电信号输出，则用一个适调放大器和一个均方根差分电压表测量。

由测得的峰-峰位移量及频率计数器读出的频率数，可以导出加速度值。用测量到的加速度计的电信号输出除以加速度，就得到了灵敏度。通常使用的激励频率为 160Hz，加速度为 $10m/s^2$。图 4.3-26 示出了激光干涉仪装置。用这种方法校准在置信度为 99%时，其不确定度为 0.6%。由于激光干涉法需要使用非常专门的设备，因此只应用专门的实验室中，而一般用户都不可能使用这种方法自己进行校准。

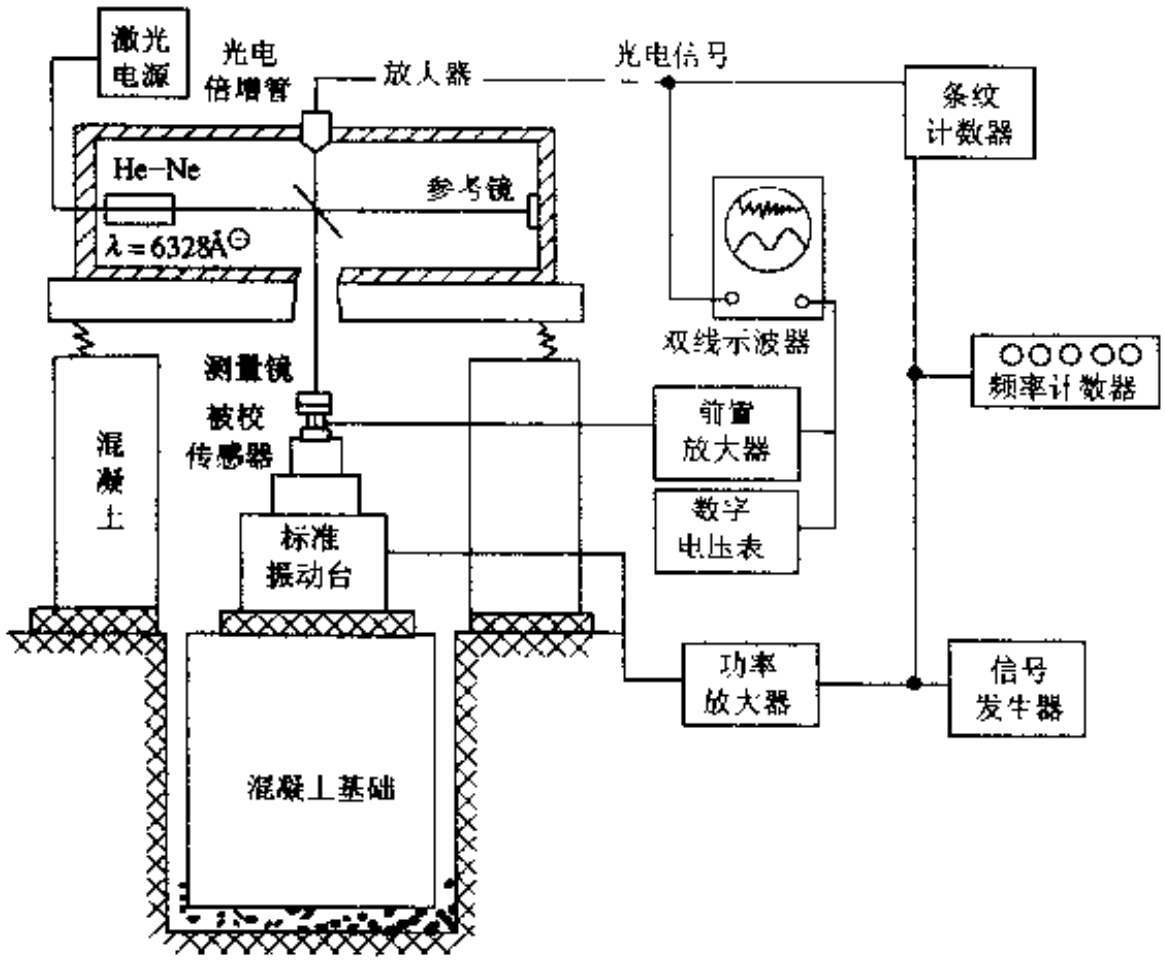


图 4.3-26 激光干涉仪校准装置

⊖ $1Å=10^{-10}m$。

3.9.2　其他的绝对方法

1）互易法校准。压电加速度计一般是无源、可逆、线性的，因此是互易换能器，它是电—力换能器。利用互易校准程序，可以求得压电加速度计的灵敏度。任何一个拥有基本的、并非特殊专门设备的用户，都可以应用此法。但本方法非常繁琐，且难以获得好的结果，其不确定度一般为0.5dB。

2）应用地球引力进行校准。应用本方法时，细心地将加速度计放在沿垂向圈内，以保证只有重力作用于加速度计。本方法仅在低频率下是有用的，有时还适用于静态（直流）加速度计。

3.9.3　背靠背比较校准方法

将待测灵敏度的加速度计以背靠背方式，固定于已知灵敏度的参考校准加速度计上（如丹麦B&K公司8305型），它们再一起被安装于合适的振源上。由于两个加速度计的输入加速度是一样的，它们的输出之比也就是它们的灵敏度之比。

最简单形式的背靠背校准安排示于图4.3-27。两个加速度计以恒定的频率被激励，它们的输出经过前置放大器（可以以电荷或电压模式工作，这取决于测量电荷灵敏度还是电压灵敏度），再分别用已知精确度的高质量电子电压表测量。

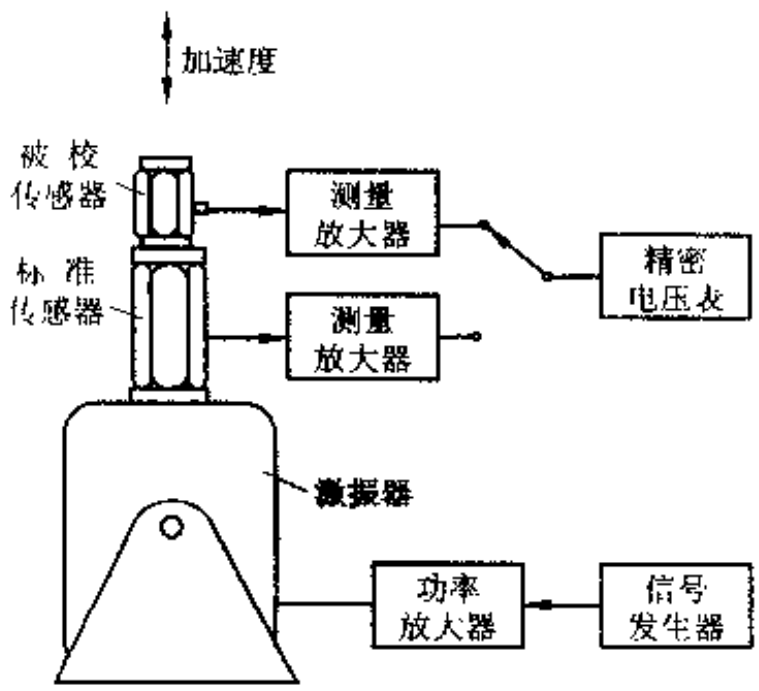


图4.3-27　简易的背靠背校准加速度计的装置

校准时选择频率为160Hz，加速度为100m/s²。由于加速度计在正常工作频率范围和动态范围内具有非常好的线性，因此，在某一频率及加速度下校准已经足够。但在测量电压灵敏度时，必须记住，电压灵敏度是将加速度计和电缆作为整体考虑才有意义，因此，它们是一起进行校准的。假如换了电缆，则校准就不再有效。

背靠背比较校准方法简单易行，因此通常均采用本方法进行校准，任何一个想对加速度计自己进行比较校准者，都可以建立这样一个类似的系统。比较法校准各种加速度计灵敏度，其总的不确定度优于0.95%，加上前面所述参考标准加速度计校准的不确定度0.6%，在置信度为99%时，其值为1.12%。

3.9.4　应用校准激励器进行校准

在日常应用中，最方便和通用的校准方法是应用一台已校准过的振动激励器，例如丹麦B&K公司的4294型校准激励器和国产的设备，它们是一种小型的、袖珍式、电池供电、已校准过的振动激励器。在159.2Hz（1000rad/s）下，产生均方根值10 m/s²的固定加速度，相当于均方根速度10mm/s和均方根位移10mm，精确度优于±3%，非常适用于现场校准，而且不仅可校准加速度计灵敏度，还可校准从加速度计到分析仪整个测量系统的灵敏度。图4.3-28是北京测振仪器厂生产的JX-3B型振动传感器校准仪。它集正弦信号发生器、功率放大器、标准传感器和振动台于一体，具有体积小、精度高、操作简单、使用方便等特点，可在现场和实验室使用。它的功能及特点如下：

1）可校准多种类型的振动传感器，如压电式加速度传感器、磁电式速度传感器及电涡流式传感器。

2）可对由上述传感器所组成的各种振动测试仪表、振动监测系统、数据采集器及振动状态分析系统进行校准。

3）校准仪内部可产生10Hz、20Hz、40Hz、80Hz、160Hz、320Hz、640Hz及1280Hz等

八种频率的正弦信号。

4）所输出的加速度、速度及位移三种振动信号的幅值可通过电位器改变，并由数字显示。

5）可垂直、水平两个方向使用，以校准垂直、水平传感器。

6）有交流供电和交流—直流供电两种形式供用户选择。



图 4.3-28 JX-3B 型振动传感器校准仪

主要技术指示：

输出振动信号误差：

10Hz、20Hz、40Hz、80Hz、160Hz、320Hz、640Hz、1280Hz≤±0.3dB±一个字；

输出频率精度：

10Hz、20Hz、40Hz、80Hz、160Hz、320Hz、1280Hz≤±0.01%；

输出振动幅值范围：

最大加速度：100m/s²（峰值）；

最大速度：170mm/s（有效值）；

最大位移：2mm（峰—峰值）。

3.10 频率响应的测量

加速度计及整个振动测量系统频率响应的测量使用校准激励器（如丹麦 B&K 公司 4290 型和国产），它们在 200Hz～50kHz 频率范围内由正弦发生器驱动。激励器的运动部件是一个 180g 的钢头，钢头上有一个仔细加工的安装平面，平面上有一个带螺纹的安装孔，用来安装加速度计。

应用反馈信号（压缩器回路），振动台的加速度在整个频率范围内保持恒定。安装于激励器头内的一个小型加速度计，产生一个与实际加速度相关的信号。该信号被馈入到发生器的压缩器部分，并被用于自动调节发生器的输出电平，由此，在激励器头部获得了恒定的加速度。待校加速度计的输出随之送入前置放大器，并输到电平记录仪，由记录仪描绘出频率响应曲线。图 4.3-29 示出了用于频率响应测量的装置图。

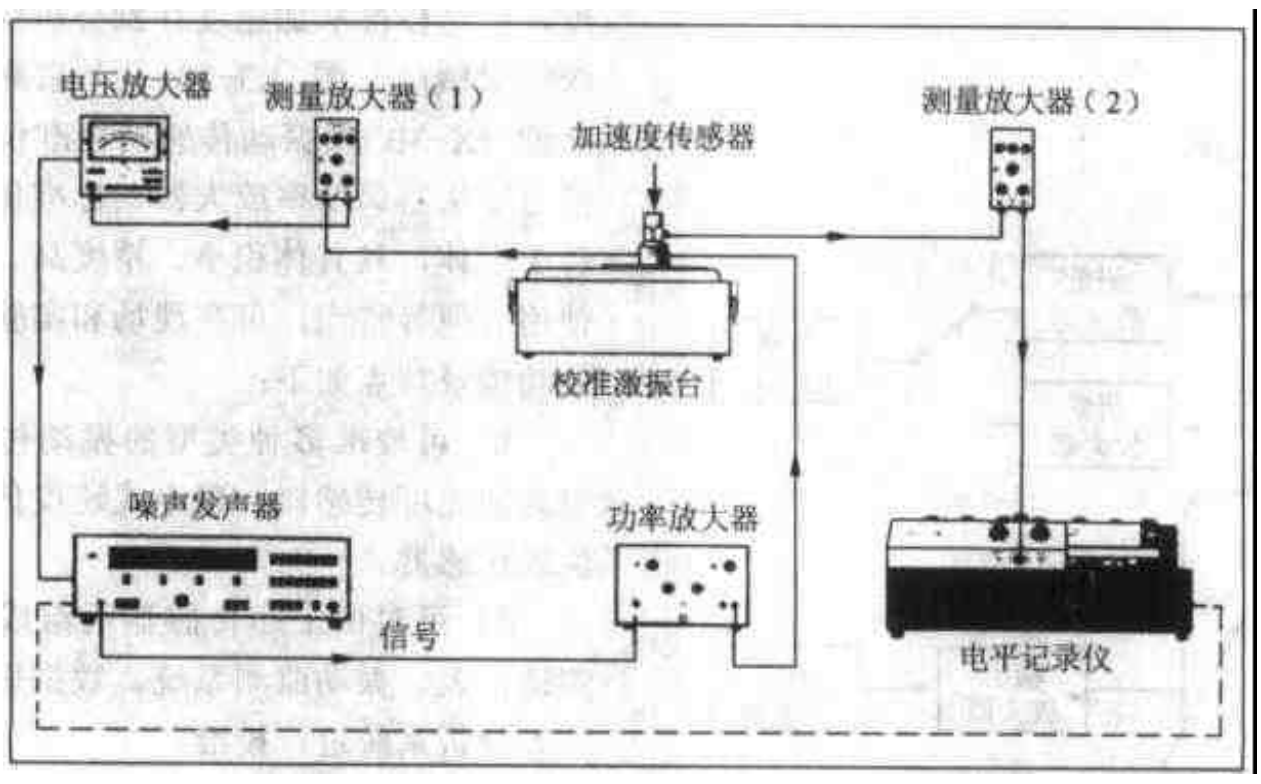


图 4.3-29 测量加速度计频率响应的一套装置

第 4 章　噪声测量方法

4.1　噪声测量的准备工作和注意事项

4.1.1　名词术语

1. 累积百分声级

在规定测量时间 T 内，有 N %时间的声级超过某一 L_A 值，这个 L_A 值叫做累积百分声级，用 L_{NT} 表示，单位 dB。例如 $L_{95,\ 1h}$ 表示 1h 内，有 95%的时间超过 A 声级。

累积百分声级用来表示随时间起伏无规噪声的声级分布特性。

2. 昼夜等效声级

在昼间和夜间的规定时间内测得的等效 A 声级分别称为昼间等效声级 L_d 和夜间等效声级 L_n。昼夜等效声级为昼间和夜间等效声级的能量平均值，用 L_{dn} 表示，单位 dB。

考虑到噪声在夜间要比昼间更吵人，故计算昼夜等效声级时，需要将夜间等效声级加上 10dB 后再计算。如昼间规定为 16h，夜间为 8h，昼夜等效声级为

$$L_{dn}=10\lg\left\{\left[16\times10^{0.1L_d}+8\times10^{0.1(L_n+10)}\right]/24\right\} \tag{4.4-1}$$

注：昼间和夜间的时间，可依地区和季节的不同按当地习惯划定。

3. 稳态噪声，非稳态噪声

在测量时间内，声级起伏不大于 3dB（A）的噪声视为稳态噪声，否则称为非稳态噪声。

4. 周期性噪声

在测量时间内，声级变化具有明显的周期性的噪声。

5. 背景噪声

与测量内容无关的声源产生的噪声，称为背景噪声，也称本底噪声。

4.1.2　测量条件

1. 气象条件

无雨、无雪，风力小于四级（5.5m/s）。

2. 测量时间

分为两个时段：昼间和夜间，昼间为 16h，夜间为 8h。也可分为三个时段：白天、早（或晚）、夜间。

各时段划分由各地按照习惯和季节划定。

若以一次测量结果表示某时段的噪声，则白天测量应在正常的工作时间内进行。早（或晚）及夜间的测量，各地应根据实际情况，选择恰当的时间，要求在该时间内所得测量结果 L_{eq} 值与整个时段的平均 L_{eq} 值的偏差为最小。

3. 测量仪器

测量仪器精度为Ⅱ级以上的声级计或环境噪声自动监测仪，其性能符合 GB/T 3875—1983《声级计电声性能及测量方法》之规定，应定期校验，并在测量前后进行校准，灵敏度相差不得大于 0.5dB（A），否则测量无效。测量时传声器加风罩。

4. 传声器设置

声级计或传声器单元可手持或固定在测量三角架上。传声器距水平支承面 1.2m，并远离其他反射体。

如果测量仪器放在车内，传声器应伸出车外 1m 以外，距地面高为 1.2m。传声器固定在车顶时，要在测量结果中注明。

功能区噪声定期监测，传声器设置高度允许大于 1.2m，每次测量高度不得改变。

道路交通噪声测量，传声器水平设置，垂直指向道路。

环境噪声测量，传声器水平设置，背向最近反射体。

噪声高空监测，传声器垂直设置。

5. 仪器的校准与标定

测量仪器校准：将测量仪器按使用说明书调节至校准状态，用活塞发声器、声级校准器或静电激励器对测量仪器进行整机校准。调节测量仪器的“输入灵敏度”电位器，使显示仪表显示校准信号声级。

记录仪器标定：测量系统中有记录仪器（电平记录仪、磁带记录仪）时，在测量仪器校准的同时，应对记录仪器进行标定。调节记录仪器的“输入衰减器”，使其置于对被测声级有足够的记录动态范围的位置，记录校准信号

仪器校准标定完毕，测量仪器的“输入灵敏度”电位器及记录仪的“输入衰减器”不得再改变位置。

必须使用与传声器外径相同尺寸的校准器校准。

6. 采样方式

1）声级计采样时，仪器动态特性为“慢”响应，采样时间间隔为5s。

2）用环境噪声自动监测仪采样时，仪器动态特性为“快”响应，采样时间间隔不大于1s。

4.1.3 背景值修正

背景噪声会对实际测量噪声级产生影响，应从测得的总噪声级中减去，即在有背景噪声存在时，总声级由于背景噪声不同而不同，因而在作测量之前，应对背景噪声单独作检测，并与所欲测量声源的噪声进行比较。如果两者的差值大于10dB（A），则背景噪声对噪声源测量的影响可予忽略；如果声级的差值小于3dB（A），则被测声源的噪声低于背景噪声，修正的声级仅能作为近似的测量值。如果出现这种情形，测量应安排在较为安静的环境中重做。然而，如果差值介于3～10dB（A）之间，可从表4.4-1获得修正值，所需要的声源独自的声级就能合理地判断出来。

表4.4-1 背景噪声修正表

差值/dB	3	4～5	6～9
修正值/dB	-3	-2	-1

4.1.4 测量过程

噪声测量的目标是取得有效、精确的数据，通常测量应清楚地描述声学状况。本节的目的是指出有关噪声测量的许多因素，指出仪器用于测量和分析的最有效的方法。在进入现场以前应考虑到以下几点：

1）为什么要作测量？真的需要简单的声级？为达到可能用到的噪声控制方法的要求，是否需要作窄带分析？在任何情况下，复杂的分析是否必须以后在实验室中进行？

2）测量和仪器包括仪器的质量、测量技术、测量位置的安排等是否满足一定的标准。

3）所测的噪声类型是什么？是否为脉冲声？是否是统计变化？是否包括重要的纯音成分？是否需要作频率分析？

4）记住上述三点，选择最合适的仪器，以进行所要求的噪声测量，并能获得所需的结果。应考虑到测量的频率范围，是否需要特殊的仪器，如轰鸣声、冲击声和脉冲声的测量。

5）仪器选定后，检查并校准整个仪器系统的安排布局。

6）作好所用仪器的草图和所有仪器的参考数量记录。

7）画好测量位置、声源、传声器和任何反射或大表面草图。

8）注意气象条件，包括风的强度、温度和湿度。

9）检查在所有频段或以后分析中需要的同样频段背景噪声级。

10）测量噪声，记下有关仪器档位，如dB（A）快档等。

11）作好记录，包括仪器档位的任何变化和异常条件。

12）测量中注意仪器及测量人反射的影响。按测量规范的有关要求执行。

4.2　边界排放噪声测量

4.2.1　工业企业厂界噪声测量方法

1. 适用范围

为执行《工业企业厂界噪声标准》（GB12348—1990）而制定《工业企业厂界噪声测量方法》（GB/T 12349—1990），该方法适用于工厂及有可能造成噪声污染的企事业单位边界噪声的测量。

2. 测量内容

按工业企业三种工况进行：

1）厂界噪声为稳态噪声：测量 1min 的等效声级；

2）厂界噪声为周期性噪声：测量 1 个周期的等效声级，当声级分布明显分段时，可按不同声级段简化测量，并按不同时间段来计算等效声级；

3）厂界噪声为非稳态非周期性噪声：测量整个正常工作时段的等效声级，有可能时可采用优化时段测量。

3. 测量时间

测量应在被测企事业单位的正常工作时间内进行。分为昼夜间两部分（分别对应昼、夜间两个标准），时段的划分可由当地人民政府按当地习惯和季节划定。

4. 测点位置

1）测点（即传声器位置）应选在法定厂界外 1m，高度 1.2m 以上的噪声敏感处。如厂界有围墙，测点应高于围墙。

2）若厂界与居民住宅相连，厂界噪声无法测量时，测点应选在居室中央，室内限值应比相应标准值低 10dB（A）。

5. 布点原则

厂界噪声测点数目及位置，应根据不同监测目的采用不同布点方法。

1）若了解厂界噪声扰民情况，应在工厂周围距噪声敏感建筑物最近的地点布点。采用等间隔布点方法，每两点间的声级差不超过 3dB。采用等声级布点方法，声级间隔可选择 3dB 或 5dB。

2）若建立区域环境噪声源档案，可选择厂界噪声级最高处设一个测点。

3）若全面了解一个企业的厂界噪声分布，应用等间隔或等声级方法在整个厂界布点。

6. 测量记录

测量结果应及时填入《工业企业厂界噪声测量记录表》（见附录 A）。

4.2.2　建筑施工场界噪声测量方法

1. 适用范围

为执行《建筑施工场界噪声标准》（GB12523—1990）而制定《建筑施工场界噪声测量方法》（GB/T 12524—1990），该方法适用于城市建筑施工作业期间，由建筑施工场地产生的噪声测量。

建筑施工场地指工程限定的边界范围以内的区域，以及规定界线以外的确定用于建筑或拆毁的其他准备区域。

2. 测点确定

1）根据城市建设部门提供的建筑方案和其他与施工现场情况有关的数据，确定建筑施工场地边界线，并应测量并标出边界线与噪声敏感区域之间的距离。

2）根据被测建筑施工场地的建筑作业方位和活动形式，确定噪声敏感建筑或区域的方位，并在建筑施工场地边界上选择离敏感物或区域最近的点作为测点。由于敏感建筑物方位不同，对于一个建筑施工场地，可同时有几个测点。

3. 测点位置

测点（传声器位置）处于距地面高 1.2m 的边界线敏感处。如果边界处有围墙，为了扩大监测范围，传声器应置于 1.2m 以上的高度，并在报告中加以说明。

4. 测量时间

分为昼间和夜间两部分，时间的划分可由当地人民政府确定。

测量期间，各施工机械应处于正常运行状态，并应包括不断进入或离开场地的车辆，例如：载货汽车、施工机械车辆、搅拌机（车）等，以及在施工场地上运转的车辆，这些都属于施工场地范围以内的建筑施工活动。

5. 测量方法

采用环境噪声自动监测仪进行测量时，仪器动态特性为“快”响应，采样时间间隔不大于 1s。白天以 20min 的等效 A 声级表示该点的昼间噪声值，夜间以 8h 的等效 A 声级表示该点夜间噪声值。

6. 测量报告

测量报告中应包括以下内容：

1）建筑施工场地及边界线示意图；

2）敏感建筑物的方位、距离及相应边界线处测点；

3）各测点的等效 A 声级 L_{eq}；

4）测量结果应及时填入《建筑施工场地噪声测量记录表》（见附录 B）。

4.2.3 铁路边界噪声测量方法

1. 适用范围

为执行《铁路边界噪声限值》而制定《铁路边界噪声测量方法》（GB12525—1990），该方法适用于铁路边界噪声的评价测量工作。

铁路边界是指距铁路外侧轨道中心线 30m 处。

2. 测点位置

测点原则上选在铁路边界高于地面 1.2m，距反射物不小于 1m 处。

3. 测量内容及测量值

1）测量时间：昼间、夜间各选在接近其机车车辆运行平均密度的某一个小时，用其分别代表昼间、夜间。必要时，昼间或夜间分别进行全时段测量。

2）用积分声级计（或具有相同功能的其他测量仪器）读取 1h 的等效声级，单位 dB(A)。

4. 测量报告

测量报告应包括以下内容：

1）测量仪器；

2）测量环境（测点距轨面相对高度，几股线路，测点与轨道之间的地面状况，如土地、草地等）；

3）车流密度（每小时通过机车车辆数）；

4）背景噪声声级；

5）1h 的等效声级；

6）测量结果应及时填入《铁路边界噪声测量记录表》（见附录）。

4.2.4 道路交通噪声测量方法

1. 适用范围

为掌握城市道路交通噪声的排放值，制定《城市道路交通噪声测量方法》（GB/T3222—1994 中第 8 节）。根据国家环保局《城市环境综合整治定量考核指标实施细则》（环控［1997］531 号），城市道路交通噪声定义为城市交通干线噪声平均值。交通干线即城市规划部门确定的城市主、次干线为城市交通干线道路。

2. 测点选择

1）测点应选在两路口之间，道路边人行道上，离车行道的路沿 20cm 处，此处离路口应大于 50m，这样该测点的噪声可以代表两路口间的该段道路交通噪声。

2）为调查道路两侧区域的道路交通噪声分布，垂直道路按噪声传播由近及远方向设测点测量，直到噪声能降到临近道路的功能区的允许标准值为止。

3. 测量时间

测量时间分为：昼间和夜间两部分。具体时间，可依地区和季节不同按当地习惯划定。

一般采用短时间的取样方法来测量。白天选在工作时间范围内（如 08:00～12:00 和 14:00～18:00）；夜间选在睡眠时间范围内（如 23:00～05:00）。

4. 测量方法

在规定的测量时间内，各测点每次取样测量 20min 的等效 A 声级 L_{eq} 及统计声级 L_N，同时记录车流量（辆/h）。

5. 评价值

将各段道路交通噪声级 L_{eq} 及 L_N 按路段长度计权算术平均的方法，来计算全市的道路交通噪声平均值为评价值。

4.3 区域环境噪声测量

城市环境噪声属于非周期变动噪声，具有较大的随机性，为了确切地反映这些噪声的特征，需要采用不同的测量方法。

4.3.1　城市区域环境噪声普查方法

1. 适用范围

本方法为《城市区域环境噪声测量方法》（GB/T14623—1993）的附录 A，适用于为了解某一类区域或整个城市的总体环境噪声水平、环境噪声污染的时间与空间分布规律而进行的测量。

2. 网格测量法

（1）网格的划分方法

将要普查测量的城市某一区域或整个城市划分为多个等距的正方格，网格要完全覆盖住被普查的区域或城市。每一网格中的工厂、道路及非建成区的面积之和不得大于网格面积的50%，否则视为该网格无效。有效网格总数应多于100个。

（2）布点方法

测点布在每一个网格的中心。若网格中心点不宜测量（如为建筑物、厂区内等），应将测点移动到距离中心点最近的可测量位置上进行测量。

（3）测量方法

分别在昼间和夜间进行测量。在规定的测量时间内，每次每个测点测量 10min 的连续等效 A 声级 L_{eq}。

（4）评价方法

1）噪声平均水平　将全部网格中心测点测得的 10min 的连续等效 A 声级做算术平均运算，所得到的平均值代表某一区域或全市的噪声水平。

2）评价　如所测量的区域仅执行某一类区域环境噪声标准，那么该平均值可用该区域适用的区域环境噪声标准进行评价。

3. 定点测量法

（1）测点选择

在标准规定的城市建成区中，优化选取一个或多个能代表某一区域或整个城市建成区环境噪声平均水平的测点，进行长期噪声定点监测。

（2）测量方法

进行 24h 连续监测，测量每小时的 L_{eq} 及昼间的 L_d 和夜间的 L_n。

（3）评价方法

1）噪声平均水平　某一区域或城市昼间（或夜间）的环境噪声平均水平由式（4.4-2）计算：

$$L=\sum_{i=1}^{n}L_iS_i/S \qquad (4.4\text{-}2)$$

式中　L_i —— 第 i 个测点所测得的昼间（或夜间）的连续等效 A 声级；

S_i —— 第 i 个测点所代表的区域面积；

S —— 整个区域或城市的总面积。

2）评价　如所测量的区域仅执行某一类区域环境噪声标准，那么该平均值可用该区域适用的区域环境噪声标准进行评价。

3）噪声污染时间分布　将每一小时测得的连续等效 A 声级按时间排列，得到 24h 的声级变化图形，用于表示某一区域或城市环境噪声的时间分布规律。

4.3.2　城市区域环境噪声（五类功能区）测量方法

1. 适用范围

为执行《城市区域环境标准》（GB3096—1993）制定《城市区域环境噪声测量方法》（GB/T 14623—1993），本方法规定了城市五类功能区域环境噪声测量方法。

2. 测量内容

昼间等效声级

昼间 A 声级的能量平均值，用 L_d 表示，单位 dB（A）。

夜间等效声级

夜间 A 声级的能量平均值，用 L_n 表示，单位 dB（A）。

3. 测量方法

1）测点选择　测量点选在居住或工作建筑物外，离任一建筑物的距离不小于 1m。传声器距地面的垂直距离不小于 1.2m。

2）测量时间　测量分昼间和夜间两部分分别进行。

3）采样方式　仪器的时间计权特性为“快”响应，采样时间间隔不大于 1s。

4）不得不在室内测量时，室内噪声限值低于所在区域标准值 10dB，距窗户约 1.5m，开窗状态下测量。

5）铁路两侧区域环境噪声测量，应避开列车通过的时段。

4.3.3 城市港口及江河两岸区域环境噪声测量方法

1. 适用范围

为执行《城市港口及江河两岸区域环境噪声标准》（GB11339—1989）而制定《城市港口及江河两岸区域环境噪声测量方法》。

2. 测量内容

同城市区域环境噪声（五类功能区）测量方法中的测量内容，即昼间等效声级、夜间等效声级。

3. 测量方法

测点位置应选在户外离建筑物 1m、高 1.2m 以上的噪声影响敏感处（如住宅、办公室的窗外 1m 处）。

4.3.4 机场周围飞机噪声测量方法

1. 适用范围

为执行机场飞机噪声环境标准（GB9660—1988）而制定机场周围飞机噪声测量方法（GB/T 9661—1988）。

本标准规定了机场周围飞机噪声的测量条件、测量仪器、测量方法和测量数据的计算方法。

本标准适用于测量机场周围由于飞机起飞、降落或低空飞越时所产生的噪声。

本标准包括下面三方面内容：

1）测量单个飞行事件引起的噪声；

2）测量相继一系列飞行事件引起的噪声；

3）在一段监测时间内测量飞行事件引起的噪声。

2. 测量条件

1）气候条件 无雨、无雪，地面上 10m 高处的风速不大于 5m/s，相对湿度不应超过 90%、不应小于 30%。

2）传声器位置 测量传声器应安装在开阔平坦的地方，高于地面 1.2m，离其他反射壁面 1m 以上，注意避开高压电线和大型变压器。

所有测量都应使传声器膜片基本位于飞机标称飞行航线和测点所确定的平面内，即是掠入射。

注：在机场的近处应当使用声压型传声器，其频率响应的平直部分要达到 10kHz。

3）噪声级 要求测量的飞机噪声级最大值至少超过环境背景噪声级 20dB，测量结果才被认为可靠。

4）测量仪器 精度不低于 2 型的声级计或机场噪声监测系统及其他适当仪器。声级计的性能要符合 GB/T 3785—1983 的规定。测量录音机及其他仪器的性能参照 IEC561 有关规定。

3. 测量方法

（1）精密测量 —— 需要作为时间函数的频谱分析的测量

传声器通过声级计将飞机噪声信号送到测量录音机记录在磁带上。然后，在实验室按原速回放录音信号，并对信号进行频谱分析。

测量前应进行从传声器到录音机系统的校准和标定。

录音时，根据飞机噪声级的高低适当调整声级计衰减器的位置（并在记录本上记下其位置），使录音信号不至过载或太小。

当飞机飞过测量点时，通过声级计线性输出录下飞机信号的全过程。为此，录音时要使起始和终了的录音信号声级小于最大噪声级 10dB 以上。在录音时要说明飞行时间、状态、机型等测量条件。

（2）简易测量 —— 只需经频率计权的测量

声级计接声级记录器，或用声级计连接测量录音机，读 A 声级或 D 声级最大值，记录飞行时间、状态、机型等测量条件。

测量仪器校准：对一系列飞行事件的飞行噪声级测量前后，应该利用能在一已知频率上产生一已知声压级的声学校准器，来对整个测量系统的灵敏度作校准。

当声级计与声级记录器连用并作绝对测量时，两者必须一起校准和标定。

读取一次飞行过程的 A 声级最大值，一般用慢响应；在飞机低空高速通过及离跑道近的测量点用快响应。

当用声级计输出与声级记录器连接时，记录器的笔速对应于声级计上的慢响应为16mm/s，快响应为 100mm/s。在记录纸上要注明所用纸速、飞行时间、状态和机型。

没有声级记录器时，可用录音机录下飞行信号的时间历程，并在录音带上说明飞行时间、状态、机型等测量条件，然后在实验室进行信号回放分析。

（3）测量记录

测量条件记录：测量日期、测量点位置、气温和 10m 高处风向和风速。

测量时记录内容：飞行时间、飞行状态、飞机型号、最大噪声级（见附录）。

4. 信号分析处理

（1）量与单位

N：噪度（noisiness）

单位：呐，noy。

L_{PN}：感觉噪声级（perceived noise level，缩写为 PNL）

单位：分贝，dB。

L_{TPN}：经纯音修正的感觉噪声级（缩写为 PNLT）

单位：分贝，dB。

C：纯音修正值

单位：分贝，dB。

T_0：标准时间，T_0=10s。

T_d：实际持续时间（s）。

T_e：等效持续时间（s）。

L_{EPN}：有效感觉噪声级（缩写为 EPNL）

单位：分贝，dB。

L_A（或 L_D）：用计权网络 A（或 D）所读到的声级值

单位：分贝，dB。

L_{WECPN}：计权等效连续感觉噪声级（缩写为 WECPNL）

单位：分贝，dB。

（2）精密测量记录信号的分析与处理

将磁带上标定时记录的标准信号经原录音机回放送到分析仪定标。

根据录音时记下的声级计衰减器位置，调整分析器的输入衰减位置，确定飞机噪声级。

按 0.5s 的时间间隔采样，进行 1/3 倍频程频谱分析。

1/3 倍频程频谱分析的频率范围：50Hz～10kHz。

计算感觉噪声级：把从 50Hz～10kHz 中 24 个频带的声压级 L_{psi}，借助于表（附录 G）换算成相应的噪度 N_i。

总噪度 N（noy）按式（4.4-3）计算：

$$N = N_{max} + 0.15\left(\sum_{i=1}^{24} N_i - N_{max}\right) \quad (4.4\text{-}3)$$

式中　N_{max} —— N_i 中的最大值。

感觉噪声级 L_{PN}（dB）按式（4.4-4）计算：

$$L_{PN} = 40 + 10(\lg N / \lg 2) \quad (4.4\text{-}4)$$

纯音修正：在频谱中有显著纯音成分可按附录 E 计算纯音修正值。

经纯音修正的感觉噪声级 L_{TPN}（dB）按式（4.4-5）计算：

$$L_{TPN} = L_{PN} + C \quad (4.4\text{-}5)$$

一次飞行事件的最大值与持续时间：

1）经纯音修正的最大感觉噪声级 L_{TPNmax}；

2）实际持续时间 T_d 是在最大值 L_{TPNmax} 下 10dB 的延续时间。

有效感觉噪声级 L_{EPN}（dB）按式（4.4-6）计算：

$$L_{EPN} = 10\lg\left[(1/T_0)\left(\sum_{i=1}^{n} 0.5\times 10^{L_{TPN_i}/10}\right)\right] \quad (4.4\text{-}6)$$

式中　L_{TPN_i} —— T_d 时间内、0.5s 间隔的 L_{TPN}；

T_0 —— 10s，为标准时间；

n —— T_d 时间内的采样数。

等效持续时间 T_e（s）按式（4.4-7）计算：

$$T_e = \frac{\sum_{i=1}^{n} 0.5\times 10^{L_{TPN_i}/10}}{10^{L_{TPN\,max}/10}} \quad (4.4\text{-}7)$$

（3）简易测量的信号分析处理

用声级计读出并记录一次飞行噪声的 A 声级或 D 声级的最大值。

声级计接声级记录器或用录音机记录相应飞行事件的时间历程，记下飞行时间、飞行状态和飞机型号等条件。

在实验室分析计算记录信号，算出持续时间 T_d（见附录 F）。

用最大声级 L_{Amax} 或 L_{Dmax} 及持续时间 T_d 按式（4.4-8）计算有效感觉噪声级 L_{EPN}（dB）：

$$\begin{aligned} L_{EPN} &= L_{A\max} + 10\lg(T_d/20) + 13 \\ &= L_{D\max} + 10\lg(T_d/20) + 7 \end{aligned} \qquad (4.4\text{-}8)$$

5. 一次飞行事件的噪声级

1）有效感觉噪声级 L_{EPN}（dB）按式（4.4-9）计算：

$$L_{EPN} = 10\lg\left[(1/T_0)\left(\sum_{i=1}^{n} 0.5\times 10^{L_{TPN,i}/10}\right)\right] \qquad (4.4\text{-}9)$$

式中 T_0 —— 10s；

n —— 实际持续时间 T_d 内的采样数。

2）有效感觉噪声级 L_{EPN}（dB）用最大感觉噪声级表示，见式（4.4-10）所示：

$$\begin{aligned} L_{EPN} &= L_{TPN\max} + 10\lg(T_e/T_0) \\ &\approx L_{TPN\max} + 10\lg(0.5T_d/T_0) \\ &= L_{TPN\max} + 10\lg(T_d/20) \end{aligned} \qquad (4.4\text{-}10)$$

注：在近似情况下 $T_e \approx T_d/2$。

3）有效感觉噪声级 L_{EPN}（dB）用 A 声级近似表示，见式（4.4-11）所示：

$$\begin{aligned} L_{EPN} &= L_{A\max} + 10\lg(0.5T_d/T_0) + 13 \\ &= L'_{A\max} + 13 \end{aligned} \qquad (4.4\text{-}11)$$

式中 $L'_{A\max} = L_{A\max} + 10\lg(0.5T_d/T_0)$

$= L_{A\max} + 10\lg(T_d/20)$

4）有效感觉噪声级 L_{EPN}（dB）用 D 声级近似表示，见式（4.4-12）所示：

$$\begin{aligned} L_{EPN} &= L_{D\max} + 10\lg(0.5T_d/T_0) + 7 \\ &= L'_{D\max} + 7 \end{aligned} \qquad (4.4\text{-}12)$$

式中 $L'_{D\max} = L_{D\max} + 10\lg(0.5T_d/T_0)$

$= L_{D\max} + 10\lg(T_d/20)$

6. 一系列相继飞行事件的噪声级

在单个飞行事件的噪声级的基础上，计算相继 N 次事件所引起的噪声级。

1）N 次事件的噪声级是 N 个有效感觉噪声级的能量平均值。

对某一个测量点通过 N 次飞行事件的有效感觉噪声级的能量平均值 $\bar{L}_{EPN}$（dB）按式（4.4-13）计算：

$$\bar{L}_{EPN} = 10\lg\left[(1/N)\left(\sum_{i=1}^{N} 10^{L_{EPN,i}/10}\right)\right] \qquad (4.4\text{-}13)$$

式中 $L_{EPN,i}$ —— 某一次飞行事件的有效感觉噪声级 L_{EPN}。

2）$\bar{L}_{EPN}$（dB）的近似表示：

$$\bar{L}_{EPN} = \bar{L}'_{A\max} + 13 \qquad (4.4\text{-}14)$$

式中 $\bar{L}'_{A\max} = 10\lg\left[(1/N)\left(\sum_{i=1}^{N} 10^{L'_{A\max,i}/10}\right)\right]$

$L'_{A\max,i}$ ——某一次飞行的 $L'_{A\max}$。

7. 对一段监测时间内的连续噪声级的表示

1）计权有效连续感觉噪声级 L_{WECPN}，既考虑了一段监测时间内通过一固定点的飞行引起的总噪声级，同时也考虑了不同时间内飞行所造成的不同社会影响。以一昼夜 24h 定为单位监测时间，L_{WECPN}（dB）按式（4.4-15）计算：

$$L_{WECPN} = \bar{L}_{EPN} + 10\lg(N_1 + 3N_2 + 10N_3) - 39.4 \qquad (4.4\text{-}15)$$

式中 $\bar{L}_{EPN}$ —— N 次飞行的有效感觉噪声级的能量平均值；

N_1 —— 白天的飞行次数；

N_2 —— 傍晚的飞行次数；

N_3 —— 夜间的飞行次数。

这三段时间的具体划分由当地人民政府决定。

2）L_{WECPN}（dB）用 A 声级表示如式（4.4-16）：

$$L_{WECPN}=\overline{L'_{A\max}}+10\lg(N_1+3N_2+10N_3)-27 \tag{4.4-16}$$

8. 机场周围飞机噪声等值线图的制作

1）机场周围测量点的位置：建议主航道下按不大于 1km 的间隔，侧向按不大于 500m 划成网格，在网格内取户外开阔平坦处为测点。

2）记录不同时间段的飞行次数。

3）按上述的测量、分析、处理方法求出各点的 L_{WECPN}。

4）航班周期为一周的机场，一般监测一周，求出平均一昼夜的 L_{WECPN}。不定期飞行机场，求出飞行周期平均一昼夜的 L_{WECPN}。

计算公式如下：

$$L_{WECPN}=\overline{L'_{A\max}}+10\lg\left[\sum_{i=1}^{7}(N_{1i}+3N_{2i}+10N_{3i})/7\right]-27 \tag{4.4-17}$$

式中　$\overline{L'_{A\max}}$ —— 一周内所有飞行的 $L'_{A\max}$ 能量平均值；

N_{1i}、N_{2i}、N_{3i} —— 从周一到周日每天在三个不同时间段内的飞行次数。

5）按 5dB 间隔画等噪声级线，绘制机场周围飞机噪声等值线图。最低等值线的噪声级应小于或等于 70dB。

附　录　A

工业企业厂界噪声测量记录表

工厂名称		适用标准类型		测量仪器		测量时间		测量人
测点编号	主要声源	测量值		测点示意图				
		昼间	夜间					
				备　注				

附 录 B

建筑施工场地噪声测量记录表

工地名称		地 点		时 分至 时 分
仪器型号		气象条件		测量人：
测 点		等效连续 A 声级		

建筑施工场地示意图

建筑施工场地及其边界线，测点位置

备 注	

附 录 C

铁路边界噪声测量记录表

编 号		地 点		时 分至 时 分
几股线路		车流密度		即轨道距离 m
测点与轨道间地面状况				
测量仪器				
等效声级	dB（A）			
背景噪声声级	dB（A）			

测量者：_____

附 录 D

飞机噪声监测记录表（参考件）

测点编号 _____ 测点位置 _____ 环境背景噪声 _____ dB

测量日期 _____ 年 _____ 月 _____ 日 监测人 _____

气象条件：气温 _____ ℃ 湿度 _____ % 风向 _____ 风速 _____ m/s

测量仪器： 名 称 型 号 备 注

_____ _____ _____

_____ _____ _____

_____ _____ _____

监测时间 时 分 秒	飞行状态 起 降	飞机型号	L_{Amax} / dB	持续时间 /s	L'_{Amax} / dB	L_{EPN} / dB	备 注

附　录　E

纯音修正值的计算

（补充件）

参考第 9 篇 1.13 有效感觉噪声级

附　录　F

简易测量法信号分析处理

（补充件）

F1　声级记录器记录的信号

在记录曲线上先找到最大值 L_{Amax} 的位置，然后沿 L_{Amax}-10dB 划一条与时间轴平行线，与曲线相交两点的对应时间为 t_1、t_2，如图 F1 所示。量出 t_1 至 t_2 的长度Δl，如果纸速是 p，则持续时间按式（F1）计算：

$$T_d=t_2-t_1=\frac{\Delta l}{p}(\mathrm{s}) \qquad (F1)$$

例如：L_{Amax}=90dB，沿 L_{Amax}-10＝80dB 划一条与时间轴平行线，与曲线相交两点的对应时间为 t_1、t_2。量出 t_1 至 t_2 的长度Δl＝30mm，纸速是 3mm/s，则持续时间为：

$$T_d=t_2-t_1=\frac{30}{3}=10(\mathrm{s}) \qquad (F2)$$

将录音信号按原速度回放经 A 计权网络到声级记录器绘出曲线，然后按 F1 的方法计算持续时间 T_d。

F2　录音信号分析

注：① 绘出的曲线或声级计的指示只是相对值，不是飞机噪声绝对大小。

② 若用 D 声级测量，计算过程相同。

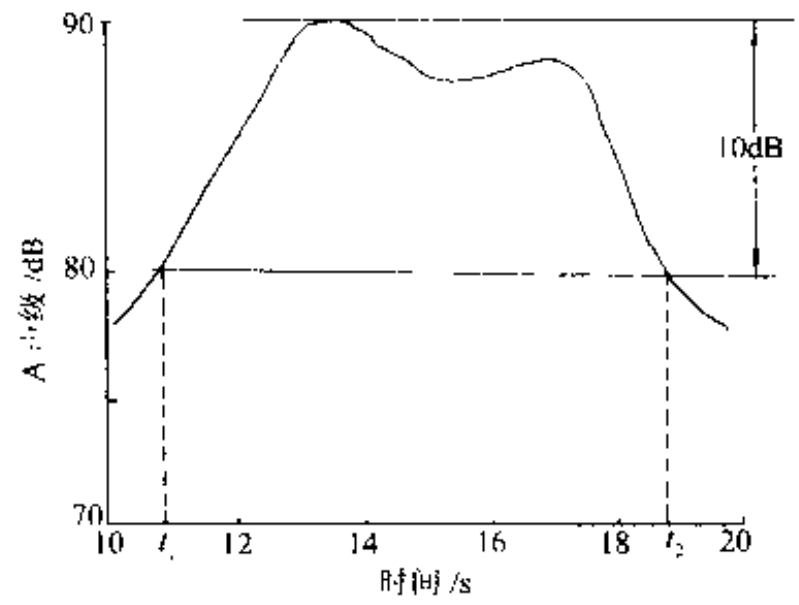


图 F1　一次飞行的时间历程

附　录　G

计算噪度参考资料

（参考件）

为了便于使用数字计算机计算噪度，特提供如下资料。噪度值 N（noy）与声压级 L 的关系由下式给出：

$$N=10^{m(L-L_0)}(\mathrm{noy})$$

式中 m 和 L_0 取决于频带中心频率和 L 的范围。对 400～6300Hz（包括其本身）中心频率的频带，m 和 L_0 只用单个值就足以确定每一频带中的噪度值。对其它频带，就需要分别规定两个 m 和 L_0 的值，这取决于 L 大于或小于临界值。系数由表 G1 给出

表 G1　系数 m 和 L_0

频带中心频率/Hz	L	m	L_0	L	m	L_0
	L 的低值范围			L 的高值范围		
50	64～91	0.043 48	64	92～150	0.030 10	52
63	60～85	0.040 57	60	86～150	0.030 10	51
80	56～85	0.036 83	56	86～150	0.030 10	49
100	53～79	0.036 83	53	80～150	0.030 10	47
125	51～79	0.035 34	51	80～150	0.030 10	46

（续）

频带中心频率/Hz	L	m	L_0	L	m	L_0
	L 的低值范围			L 的高值范围		
160	48～75	0.033 33	48	76～150	0.030 10	45
200	46～73	0.033 33	46	74～150	0.030 10	43
250	44～77	0.032 05	44	75～150	0.030 10	42
315	42～94	0.030 68	42	95～150	0.030 10	41
	L 的全部范围					
400				40～150	0.030 10	40
500				40～150	0.030 10	40
630				40～150	0.030 10	40
800				40～150	0.030 10	40
1 000				40～150	0.030 10	40
1 250				38～148	0.030 10	38
1 600	—	—	—	34～144	0.029 96	34
2 000				32～142	0.029 96	32
2 500				30～140	0.029 96	30
3 150				29～139	0.029 96	29
4 000				29～139	0.029 96	29
5 000				30～140	0.029 96	30
6 300				32～141	0.029 96	31
	L 的低值范围			L 的高值范围		
80 00	38～47	0.042 29	37	48～144	0.029 96	34
10 000	41～50	0.042 29	41	51～147	0.029 96	37

4.4 工业产品噪声测量

4.4.1 风机和罗茨鼓风机

各种类型的通风机、透平鼓风机、透平压缩机均简称为风机。风机和罗茨风机在工业生产和民用建筑中应用广泛，是工业噪声和环境噪声中的主要噪声源。风机和罗茨鼓风机噪声的准确测量是进行风机噪声评价与控制的基础。风机噪声测量摘自 GB/T 2888—1991《风机和罗茨鼓风机噪声测量方法》。

1. 测量内容与测量项目

（1）通风机进风口或出风口噪声

测量通风机进风口或出风口的噪声时，需测量其 A 声级 dB（A）和中心频率为 63Hz、125Hz、250Hz、500Hz、1kHz、2kHz、4kHz、8kHz 倍频带声压级。

（2）风机和罗茨鼓风机机壳噪声

测量风机和罗茨鼓风机机壳的噪声时，需测量其 A 声级 dB（A）和主要测点中心频率为 63Hz、125Hz、250Hz、500Hz、1kHz、2kHz、4kHz、8kHz 倍频带声压级。

测量透平鼓风机、透平压缩机和罗茨鼓风机进风口或出风口的 A 声级 dB（A）和倍频带声压级时，也可参照以下方法进行。

2. 测量方法

（1）测点位置

1）通风机进风口噪声测量　测点是在进风口中心轴线上，距进风口中心的距离等于标准长度 L。测点用 S 表示，如图 4.4-1 所示。

2）通风机出风口噪声测量　测点选在与出风口轴线 45° 方向，距出风口中心的距离为标准长度 L。测点用 D 表示，如图 4.4-2 所示。

3）风机机壳噪声测量　风机的进、排风口都接管道，测量机壳的辐射噪声时，测点位置在通风机主轴水平面内经过叶轮几何中心的直线上，且距机壳表面 1m 处。见图 4.4-3。图中电动机一侧的测点以 M_1、M_2、…来表示，其测量值一般作为参考。

4）罗茨鼓风机、透平鼓风机、透平压缩机噪声测量　测点在设备主轴水平面内，一般在风机和罗茨鼓风机周围表面三个方向上指向风机叶轮几何中心，距机壳 1m 处测量。

各类风机主机长度大于 2m 而小于或等于 4m 时，在同一方向取两点；大于 4m 而小于 6m 时取三个点。依此类推。

（2）测量高度

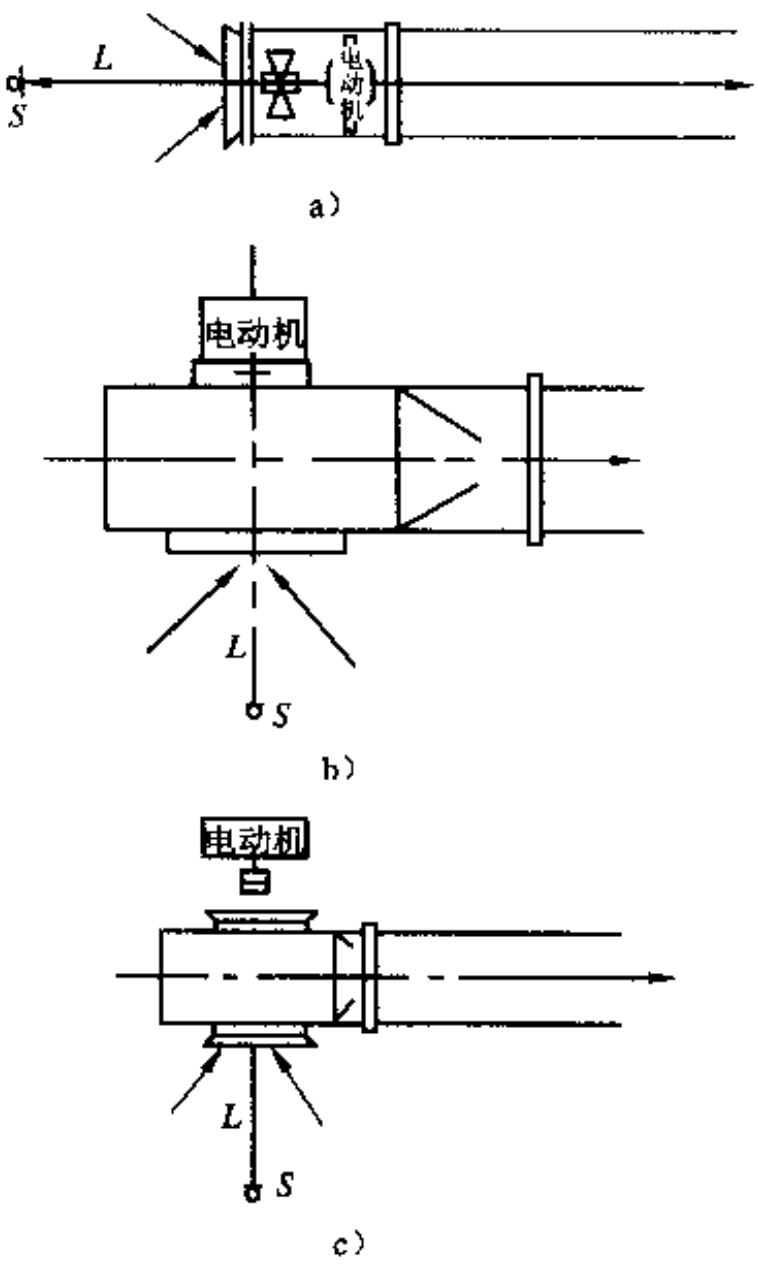


图 4.4-1　通风机进风口噪声测点位置

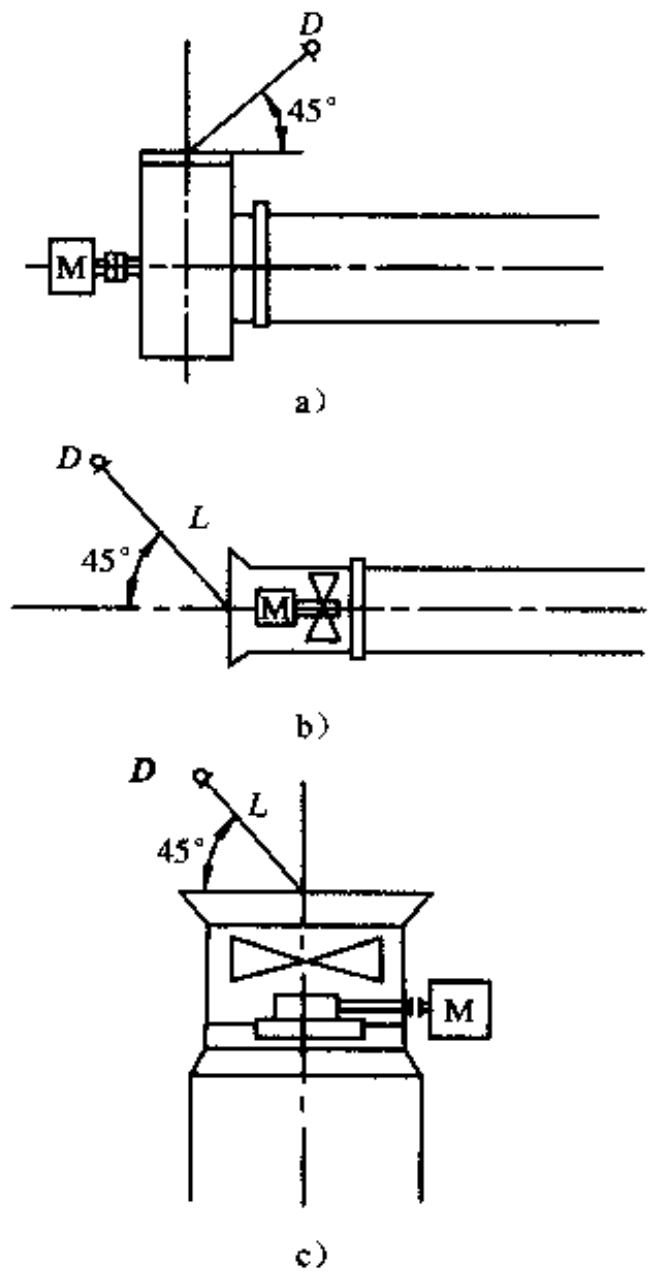
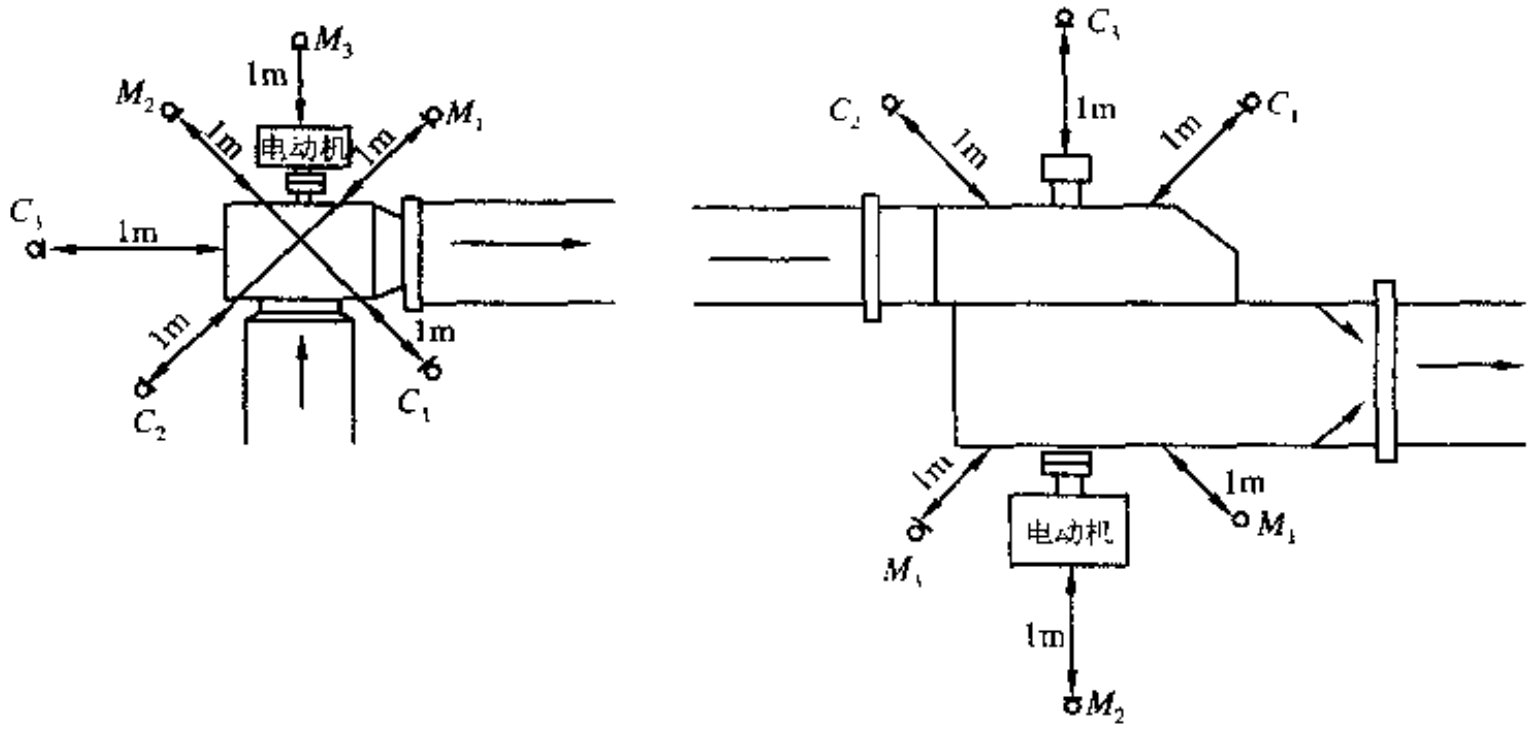
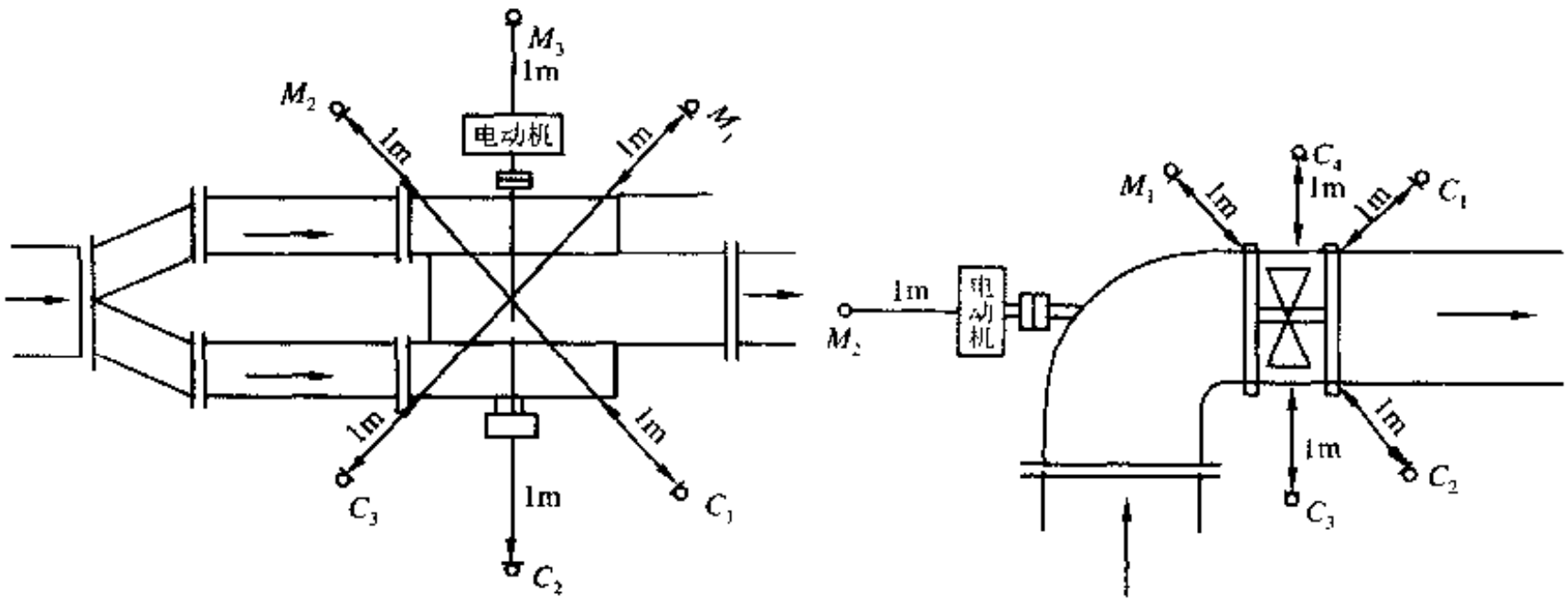


图 4.4-2　通风机出风口噪声测点位置



a) b)



c) d)

图 4.4-3 风机机壳噪声测点分布

测量高度为距地面 1m。如果通风机进风口、出风口的中心或机壳表面的中心高度从地面计算不足 1m 时，应提高到 1m 处测量。

（3）测量步骤

测量开始前，首先测量测点的背景噪声和声场的衰减规律。测量时声级计的传声器指向声源，测量者侧向声源。测量前、后声级计均需进行校正。

3. 测量记录与数据处理

测量记录应包括以下内容：

1）测量仪器名称、型号、校正方式；

2）测量环境和气候条件；

3）测点相对于声源和周围环境的相对位置；

4）被测设备相应各测点的背景噪声；

5）测量读数值；

6）经过背景噪声修正的测量值。

测量时，对于通风机噪声应明确区别是由排风口等开口处产生，还是由机壳所产生，并在测量记录中加以注明。对于风机和罗茨鼓风机的机壳噪声应根据每个测点的测量值，由下式计算平均噪声级：

$$\overline{L}_A = 10\lg\frac{1}{n}(10^{0.1L_1} + 10^{0.1L_2} + \cdots + 10^{0.1L_n}) \tag{4.4-18}$$

式中　$\overline{L}_A$——平均A声级[dB（A）]；

L_1、L_2、…、L_n——分别为各个测点声级或倍频带声压级的测量值[dB（A）]；

n——测点数。

若各测点的测量值之差小于5dB（A），可取其算术平均值。

4. 测量条件

1）测量应在半自由声场或自由声场进行，如：消声室、露天空旷场地、空间较大的车间或进行吸声处理的房间，以避免反射声的影响。

反射声的影响可采用以下方法进行检验：在距离声源1倍和2倍标准长度[1]上分别测量设备运转时的A声级，其A声级之差等于或大于5dB（A），则基本没有反射声的影响；反之，则应另选测量地点或增加测量环境的吸声量，直至满足测量要求。

2）测量环境应避免背景噪声的影响。背景噪声A声级和倍频带声压级应比被测设备噪声相应低10dB（A）以上，当二者差值在3～9dB（A）时，应对测量值进行修正；若差值小于3dB（A），测量应停止。

3）测量应在风机额定工况下进行。

4.4.2　容积式压缩机噪声测量

容积式压缩机包括L型、Z型、V型、W型、对称平稳型、螺杆式、滑片式等，这些容积式空气压缩机的机壳噪声和进气口噪声测量参照JB2747—80的要求进行。简要介绍如下：

1. 测量内容与测量项目

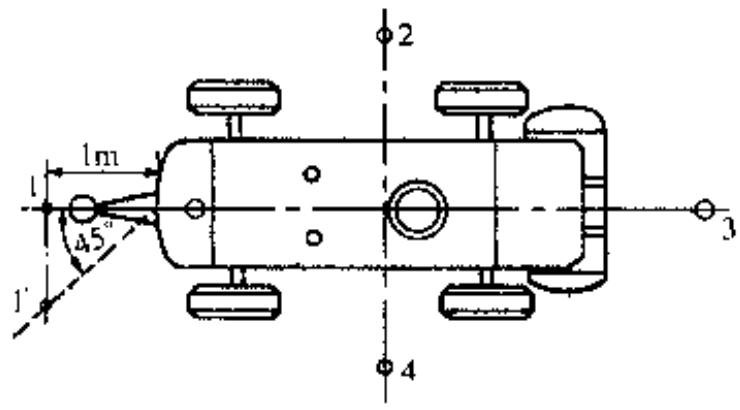
测量压缩机进气口噪声和机壳噪声，均需测量每个测点的A声级、C声级以及中心频率为31.5Hz、63Hz、125Hz、250Hz、1kHz、2kHz、4kHz、8kHz等倍频带声压级。

2. 测量方法

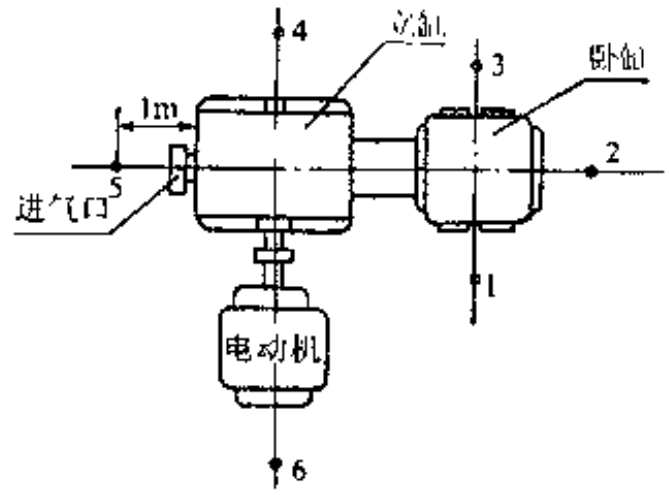
（1）测点位置

测量压缩机进气口噪声时，应将进气管道与设备外壳进行隔声，测点选在管口轴向45°方向上，距管口中心0.5m处。

测量机壳噪声时，测点在距机壳表面水平方向1m处选取。测点分布如图4.4-4所示。



a）移动式压缩机噪声测点位置

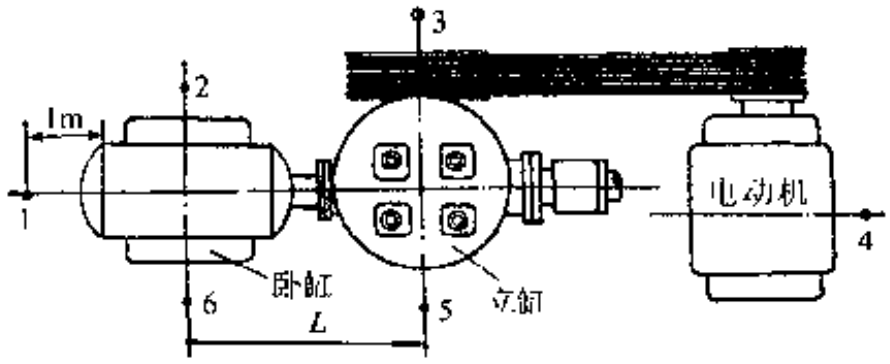


b）L型压缩机噪声测点位置

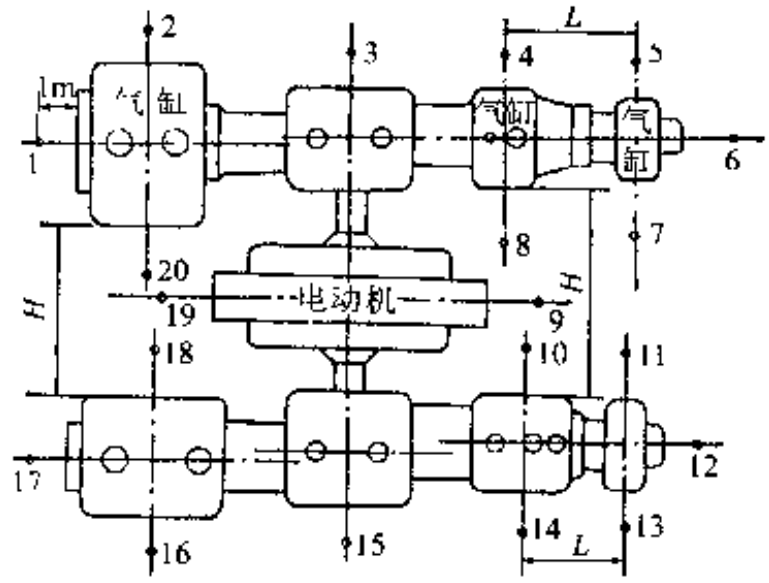
图4.4-4　压缩机噪声测点位置

---

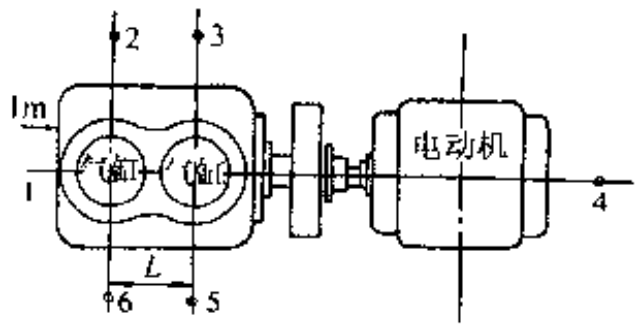
[1] 标准长度是测点到声源的距离，用L表示。测量风机进出口噪声时，当叶轮直径小于或等于1m时，取标准长度为1m；当叶轮直径大于1m时，取标准长度等于叶轮直径。测量机壳噪声时，标准长度取1m。



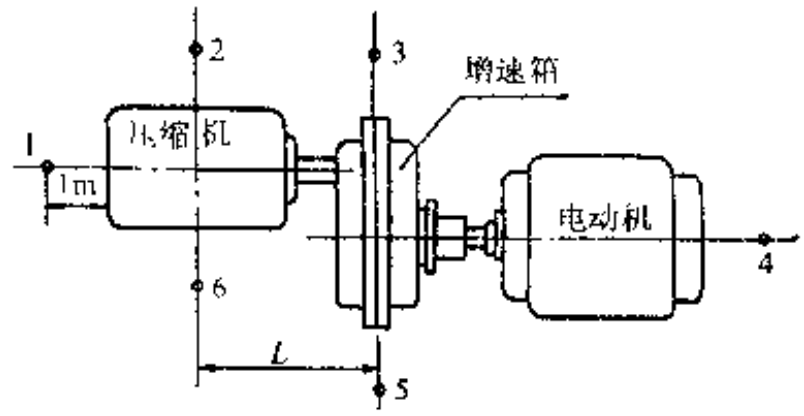
c）皮带传动L型压缩机噪声测点位置



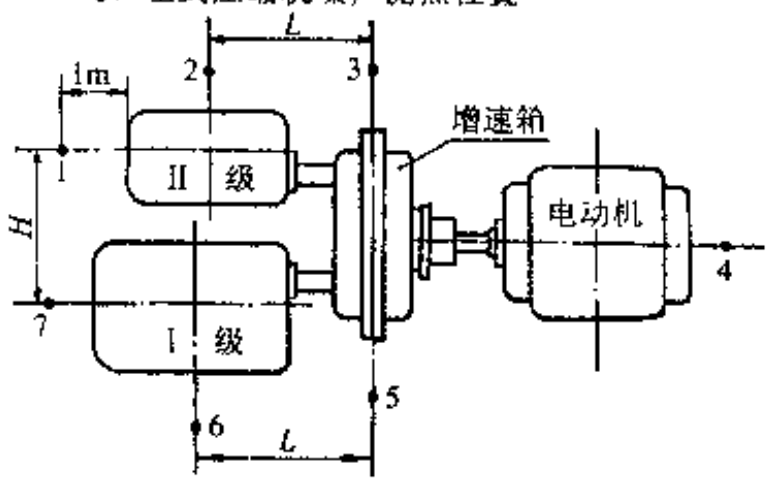
d）对称平稳型压缩机噪声测点位置



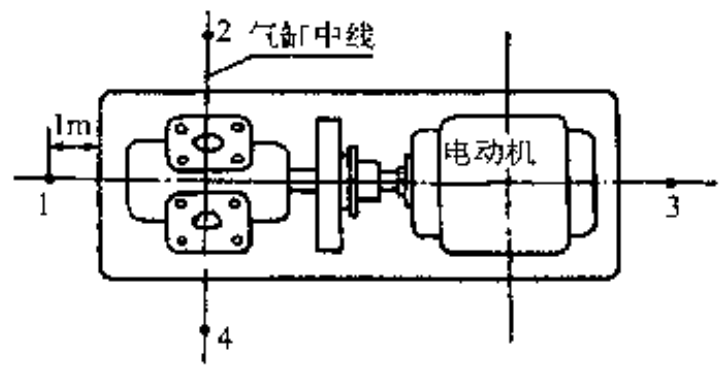
e）立式压缩机噪声测点位置



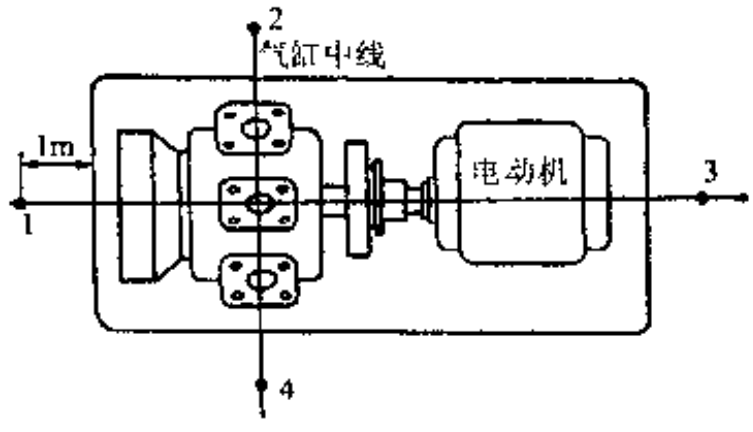
f）单级螺杆压缩机噪声测点位置



g）双级螺杆压缩机噪声测点位置



h）V型压缩机噪声测点位置



i）W型压缩机噪声测点位置

图 4.4-4 压缩机噪声测点位置（续）

（2）测量高度。

测量在距地面 1.5m 的高度进行，若设备高度不足 1m，测点高度可取 1m。

（3）测量步骤

当设备静止时，首先测量测点的背景噪声。测量时声级计的传声器指向声源，测量者侧向声源。测量前、后声级计均需进行校正。

3. 测量记录与数据处理

将各测量数据按规定对背景噪声进行修正，再计算设备机壳噪声的平均值，公式如下所示：

$$\overline{L}_A = 10\lg\frac{1}{n}(10^{0.1L_1} + 10^{0.1L_2} + \cdots + 10^{0.1L_n}) \tag{4.4-19}$$

式中　$\overline{L}_A$ —— 平均 A 声级[dB（A）]；

L_1、L_2、…、L_n —— 分别为各个测点的声级或倍频带声压级的测量值[dB（A）]；

n —— 测点数（不包括进气口测点）。

4. 测量条件

1）测量移动式压缩机噪声要求在地面平坦坚实的室外开阔现场进行。

2）固定式压缩机噪声要求在室内进行测量，其测点距任何反射体的距离应大于 1m，也可以在具有一个大反射面的自由声场进行测量。

3）不论在以上哪种情况下测量，在传声器附近 1m 范围内，均不得有反射物，以避免反射声的影响。

4）测量环境应避免背景噪声的影响。背景噪声 A 声级和倍频带声压级应比被测设备噪声相应低 10dB（A）以上，当二者差值小于 10dB（A）时，应对测量值进行修正。

5）压缩机应在额定转速、额定排气压力下运转，在测量过程中维持不变。

6）若在室外测量时，传声器应加防风罩。当风速超过 5m/s 时，应停止测量。

4.4.3　冷却塔噪声测量

中小型（单塔冷却水量≤1 000m³/h）和大型（冷却水量＞1000m³/h）玻璃纤维增强塑料冷却塔的噪声测量按以下方法进行，详见 GB/T 7190.1—1997《中小型玻璃纤维增强塑料冷却塔》和 GB/T 7190.2—1997《大型玻璃纤维增强塑料冷却塔》附表 B—— 噪声测定方法。

1. 测量内容与测量项目

测量冷却塔出风口、进风口和机壳噪声，需测量每个测点的 A 声级以及中心频率为 31.5Hz、63Hz、125Hz、250Hz、500Hz、1kHz、2kHz、4kHz、8kHz 倍频带声压级。

2. 测量方法

（1）测点位置

测量冷却塔出风口噪声时，测点选在出风口 45° 方向，离风筒为 1 倍出风口直径，当出风口直径大于 5m 时，测量距离取 5m。

测量冷却塔进风口噪声时，测点选在进风口方向，距塔壁水平距离为 1 倍塔体直径，当塔体直径小于 1.5m 时，测量距离取 1.5m；当塔形为方形或矩形时，测量距离取塔体的当量直径：$\sqrt{ab}$，其中，a、b 为塔的边长。测点位置如图 4.4-5 所示。

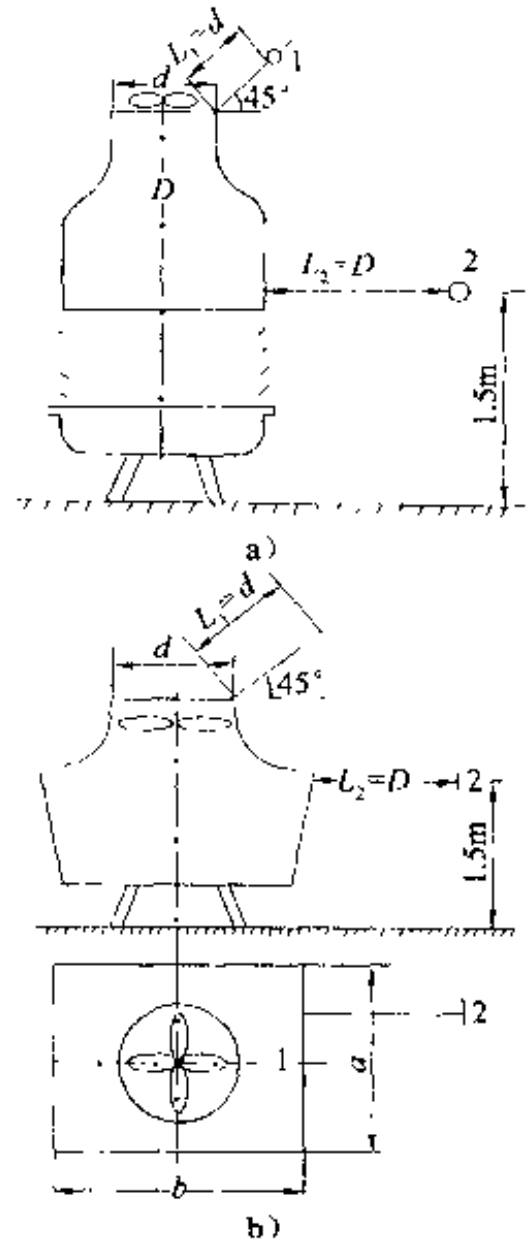


图 4.4-5　冷却塔噪声测点位置

a）圆形逆流塔测点布置图　b）横流塔测点布置图

1、2—测点位置

测量冷却塔机壳噪声时，测点距塔体水平距离为2倍塔体直径。

（2）测量高度

测量冷却塔进风口噪声时，测点距地面1.5m。

3. 测量记录与数据处理

测量至少选两个方向，取其算术平均值。测定声级标准以冷却塔进风口的A档总声级为准，出风口噪声和机壳噪声作为对比。

4. 测量条件

测量应在冷却塔正常运转时进行。测量前，需首先进行背景噪声测试，测量时周围环境必须安静。背景噪声应比冷却塔噪声至少低10dB（A），否则应对测量值进行修正。测量时，传声器应加防风罩。当风速超过5m/s时，应停止测量。

4.5 工业企业噪声测量

工业企业机器设备噪声测量是工业企业噪声控制的依据。电动机、风机、水泵、机床以及建筑施工等机械设备是工业生产和施工企业的主要噪声源。通过对机器设备噪声的现场测量，以近似估计或比较机器噪声的大小，同时为设备噪声控制提供重要的参考。

4.5.1 机器设备噪声测量

1. 测量内容与测量项目

1）对于机器设备噪声，均需进行A声级、C声级测量；

2）测量中心频率为31.5Hz、63Hz、125Hz、250Hz、500Hz、1kHz、2kHz、4kHz、8kHz的倍频带声压级。

2. 测量方法

（1）测点位置

测点的位置和数量可根据机器的外形尺寸来确定。

1）外形尺寸长度小于30cm的小型机器，测点距其表面30cm；

2）外形尺寸长度为30～100cm的中型机器，测点距其表面50cm；

3）长度大于100cm的大型机器，测点距其表面100cm；

4）特大型机器或有危险性的设备，可根据具体情况选择较远位置为测点；

5）各类型机器噪声的测量，均需按规定距离在机器周围均匀选取测点，测点数目视机器的尺寸大小和发声部位的多少而定，可取4个、6个或8个；

6）测量各种类型的通风机、鼓风机、压缩机等空气动力机械的进、排风噪声和内燃机、燃汽轮机的进、排风噪声时，进气噪声测点应在进风口轴向，与管口平面距离不能小于1倍管口直径，也可选在距管口平面0.5m或1m等位置；排气噪声测点应取在与排风口轴线45°方向上，或在管口平面上距管口中心0.5m、1m或2m处。

对于进、排风口噪声测量，除要求测量A声级、C声级和倍频程声压级以外，必要时还需测量1/3倍频程或窄带声压级。

（2）测量高度

测点高度以机器的一半高度为准，或选择在机器水平轴的水平面上。

（3）测量步骤

测量时，传声器应对准机器表面，并在相应的测点上测量背景噪声。

3. 测量记录与数据处理

测量记录内容包括：机器名称、型号、功率、转速、工况、安装条件以及生产厂家、出厂序号和时间等。机器与测点的相对位置应画图表示，必要时还应将机器周围（或车间）的声学环境予以标示。

4. 测量条件

1）必须设法避免或减少环境背景噪声的影响，为此，应使测点近可能地接近噪声源，除待测机器外，应关闭其他无关的机器设备。对于室外或高大车间的机器噪声，在没有其他声源影响的条件下，测点可以选在距机器稍远的位置。

2）要减少测量环境的反射面，增加吸声面积。

3）选择测点时，原则上使被测机器的直达声大于背景噪声 10dB（A），否则应对测量值进行修正。

4）测量若在室外进行，传声器应加防风罩。当风速超过 5m/s 时，应停止测量。

4.5.2　生产环境（车间）噪声测量

生产环境噪声测量是按照《工业企业噪声卫生标准》对生产车间和作业场所进行环境评价的依据，也是对超标声源采取措施或调整工人作业时间的重要参数，以防止工业企业噪声的危害，保护工人身体健康，实现劳动保护。车间噪声测量方法可参见《工业企业噪声检测规范》。

1. 测量内容与测量项目

1）对于稳态噪声，使用声级计“慢”档，测量 A 声级，单位 dB（A）；

2）对于非稳态噪声，使用声级计“慢”档，测量等效连续 A 声级，单位 dB（A），或测量不同 A 声级下的暴露时间，计算等效连续 A 声级，单位 dB（A）。

2. 测量方法

（1）测点位置

测量时，将传声器放置在操作人员的耳朵位置（人离开）。

（2）测点选择

若生产环境内的噪声声级波动小于 3dB（A），则只需选择 1～3 个测点即可；若车间内的噪声声级波动大于 3dB（A），则需按声级大小，将车间分成若干区域，每个区域内的噪声声级之差必须小于 3dB（A），而相邻区域的噪声声级应大于或等于 3dB（A）。每个区域取 1～3 个测点，这些区域必须包括所有工人经常工作、活动的地点和范围。

稳态噪声和非稳态噪声的测点选取方法相同。

（3）测量步骤

等效连续 A 声级的测量可用噪声计量仪或积分声级计来直接测量，也可以先测量不同 A 声级下的暴露时间，然后算出等效连续 A 声级。

3. 测量记录与数据处理

测量数据按声级的大小及持续时间进行整理，以计算等效连续声级。将声级以其算术平均中心声级表示，从小到大排列，每隔 5dB 为一段，则以中心声级表示的各段为：80dB、85dB、90dB、95dB、100dB、105dB、110dB、115dB、…，即：80dB 表示 78～82dB，85dB 表示 83～87dB，依此类推。然后将测量的数据按声级大小及暴露时间进行记录。一天各段声级的总暴露时间可按表 4.4-2 进行统计，按下式进行计算：

$$L_{Aeq}=80+10\lg\frac{\sum 10^{\frac{n-1}{2T_n}}}{480} \qquad (4.4\text{-}20)$$

式中　L_{Aeq} —— 8h 等效连续 A 声级[dB（A）]；

T_n —— 第 n 段声级 L_n 在一个工作日内的总暴露时间；

n —— 声级的分段序号。

表 4.4-2　声级暴露时间统计表

分段序号 n	1	2	3	4	5	6	7	8
中心声级 L_n/dB（A）	80	85	90	95	100	105	110	115
暴露时间 T_n/min								

4. 测量条件

测量时，要注意避免或减少气流、电磁场、温度和湿度等因素对测量结果的影响。

4.6　交通工具噪声测量

本节内容包括公路运输、铁路运输、城市轨道、航海以及航空运输业所涉及到的机动车辆、火车、轨道交通车辆、船舶以及飞机等交通运输工具的噪声测量方法。不同类型的交通运输工具，其噪声的产生机理、声源特性、传播规律等都具有各自的特点，而且处于定置状态（固定式噪声源）和运动状态（移动式噪声源）对环境所产生的影响程度和影响范围也不相同。只有针对不同的噪声源，采取科学有效的方法进行测量，才能对声源进行准确的评价，以达到控制交通噪声的目的。

4.6.1 机动车辆噪声测量

近年来，随着城市机动车辆的不断增加，城市交通噪声污染日益严重。如何对机动车辆噪声进行准确的测量，是交通噪声控制的关键和前提。机动车辆包括各种类型的汽车、摩托车和轮式拖拉机等。

国家标准 GB/T 1496—1979 中规定了机动车辆行驶噪声的测量方法，包括车内噪声和车外噪声测量；GB/T 14365—1993 规定了机动车辆定置噪声的测量方法。摩托车和轻便摩托车行驶噪声、定置噪声的测量方法参照 GB/T4569—1996 中的规定执行。

1. 车辆行驶噪声测量

（1）车外噪声

1）测量内容与测量项目 使用声级计的 A 计权网络，用“快”档分别测量车辆加速行驶噪声和匀速行驶噪声。

① 加速行驶噪声测量 此时车辆档位的选择为，车辆最高档位为 4 档以上时，采用 3 档；最高档位小于 4 档时，采用 2 档。发动机转速为发动机标定转速的 3/4。若此时车速超过 50km/h 时，则车辆应以 50km/h 的速度到达始端线。从车辆前端到达始端线开始，立即全开油门做加速行驶；当车辆到达终端线时，立即停止加速。

车辆加速行驶通过测量区域时，使用声级计“快”档，测量 A 计权声级，读取车辆通过时声级计的最大读数。

② 匀速行驶噪声测量 车辆以常用行驶档位、油门保持稳定，以 50km/h 的速度匀速通过测量区域。

车辆匀速行驶通过测量区域时，使用声级计“快”档，测量 A 计权声级，读取车辆通过时声级计的最大读数。

2）测量方法

① 测点位置 传声器分别位于 20m 跑道中心点两侧，各距中心线 7.5m，见图 4.4-6。

② 测量高度 传声器距地面 1.5m，用三脚架固定，传声器与地面平行，其轴线垂直于车辆行驶方向。

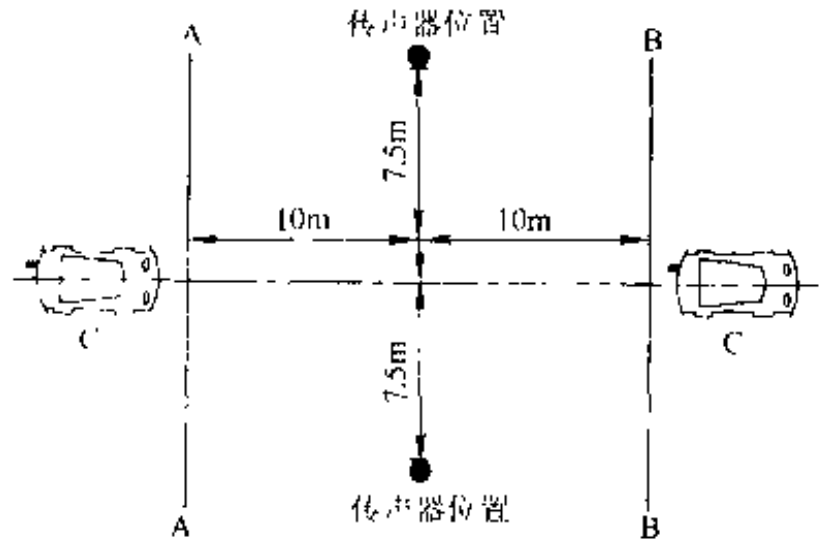


图 4.4-6 车辆行驶噪声车外测点位置

③ 测量步骤 同样的测量往返各进行一次，车辆同侧两次测量结果之差不应大于 2dB，取两次测量结果的平均值。若使用一个声级计测量，则同样的测量应进行四次，即每侧测量两次。

3）测量记录与数据处理 测量记录内容包括：车辆型号、车辆牌照号码、出厂日期、行驶里程、行驶车速、额定载客（重）量、测量日期、测量地点、路面状况、测量仪器、风速、测量数据、背景噪声等。

分别计算每侧两次测量结果的平均值，并取两侧平均值中的最大值作为被测车辆的最大噪声级。

4）测量条件

① 要求测量场地平坦而空旷，在测试中心以 25m 为半径的范围内，不应有大的反射物，如建筑物、围墙等。

② 测试区域至少应有 20m 的平直且干燥的沥青路面或混凝土路面，路面坡度不得大于 5‰。

③ 环境背景噪声应比被测车辆噪声至少低 10dB（A）。

④ 要求被测车辆空载，各部件工况正常，测量时发动机油温正常。

⑤ 测量时，传声器应加防风罩。当风速超过 5m/s 时，应停止测量。

（2）车内噪声

1）测量内容与测量项目

① 车辆以常用档位 50km/h 以上不同车速

匀速行驶时，使用声级计“慢”档测量 A 计权、C 计权声级，读取其最大平均值；

② 进行车内频谱分析时，应测量中心频率为 31.5Hz、63Hz、125Hz、250Hz、500Hz、1kHz、2kHz、4kHz、8kHz 的倍频带声压级。

2）测量方法　将传声器置于人耳附近，朝向车辆前进方向。载客车室内噪声测点可选在车厢中部及后排座的中间位置。

3）测量记录与数据处理　测量记录内容包括：车辆型号、车辆牌照号码、出厂日期、行驶里程、行驶车速、额定载客（重）量、测量日期、测量地点、路面状况、测量仪器、风速、测量数据、背景噪声等。

4）测量条件

① 测量跑道应有足够的长度，应是平直、干燥的沥青路面或混凝土路面。

② 跑道左右 20m 以内不得有高大障碍物。

③ 车内背景噪声应比所测车内噪声至少低 10dB（A）。

④ 测量时，门窗应关闭。

⑤ 车辆应空载，车内除驾驶员和测量人员外，不应有其他人员。

⑥ 测量时风速不能大于 3m/s。

2. 汽车定置噪声测量

这里所介绍的汽车定置噪声测量方法适用于道路上行驶的各类型的机动车辆在定置时的噪声测量。定置状态是指车辆不行驶，发动机处于空载运转状态。采用这种方法所得到的测量数据可评价、检查机动车辆的排气噪声和发动机噪声，但不能表征车辆行驶时的最大噪声级。

（1）测量内容与测量项目

1）使用声级计的“快”档，测量车辆排气噪声的 A 计权声级；

2）使用声级计的“快”档，测量车辆发动机噪声的 A 计权声级；

（2）测量方法

1）测点位置

① 测量排气噪声时，传声器的参考轴应与地面平行，并和通过排气口气流方向且垂直地面的平面成 45°±10° 的夹角。传声器朝向排气口，距排气口端 0.5m，放在车辆外侧。

车辆装有两个或更多的排气管，且排气管之间的间隔不大于 0.3m，并联接于一个消声器时，只需取一个测量位置。传声器应选择位于最靠近车辆外侧的那个排气管。如果两个或两个以上的排气管同时在垂直于地面的直线上，则选择离地面最高的一个排气管。

装有多个排气管，并且各排气管的间隔又大于 0.3m 的车辆，对每一个排气管都要测量，并记录下其最高声级。

排气管垂直向上的车辆，传声器放置高度应与排气管口等高，传声器朝上，其参考轴应垂直地面。传声器应放在离排气管较近的车辆一侧，并距排气口端 0.5m。

② 测量发动机噪声时，传声器朝向车辆，放在没有驾驶员位置的车辆一侧，距车辆外廓 0.5m，传声器参考轴平行地面，位于一垂直平面内，该垂直平面的位置取决于发动机的位置（前置发动机：垂直平面通过前轴；后置发动机：垂直平面通过后轴；中置发动机：垂直平面通过前后轴距的中点。）

2）测量高度

① 测量排气噪声时，传声器与排气口端等高，在任何情况下距地面不得小于 0.2m。

② 测量发动机噪声时，传声器距地面 0.5m。

（3）测量记录与数据处理

每类测量的每个测点重复进行测量，直到连续出现三个读数的变化范围在 2dB 之内为止，并取其算术平均值作为测量结果。

（4）测量条件

1）测量应在开阔、坚硬、平坦的混凝土或沥青等地面的场地上进行，其边缘距车辆外廓至少 3m。测量场地之外的较大障碍物，如停放的车辆、建筑物、广告牌、树木、围墙等，距离传声器不得小于 3m。

2）除测量人员和驾驶员外，测量现场不得有其他人员。

3）背景噪声应比被测噪声低 10dB（A）以上，否则应对测量值进行修正。

4）风速大于 2m/s 时，声级计应使用防风罩；若风速大于 5m/s，则测量无效。

5）被测车辆位于测量场地中央，变速器挂空档，拉紧手制动器，离合器接合。发动机机罩、车窗与车门应关闭，车辆的空调器及其他辅助装置应关闭。

3. 摩托车和轻便摩托车行驶噪声测量

GB/T4569—1996 中规定了摩托车和轻便摩托车行驶噪声测量方法，赛车除外。

（1）测量内容与测量项目

1）使用声级计的 A 频率计权特性和“快”档时间计权特性进行加速行驶噪声测量；

2）使用声级计的 A 频率计权特性和“快”档时间计权特性进行匀速行驶噪声测量。

（2）测量方法

1）测点位置　测量区间跑道长 20m，如图 4.4-7 所示。传声器位于中点两侧，各距跑道中线 7.5m。传声器参考轴与地面平行，并垂直指向跑道中线。

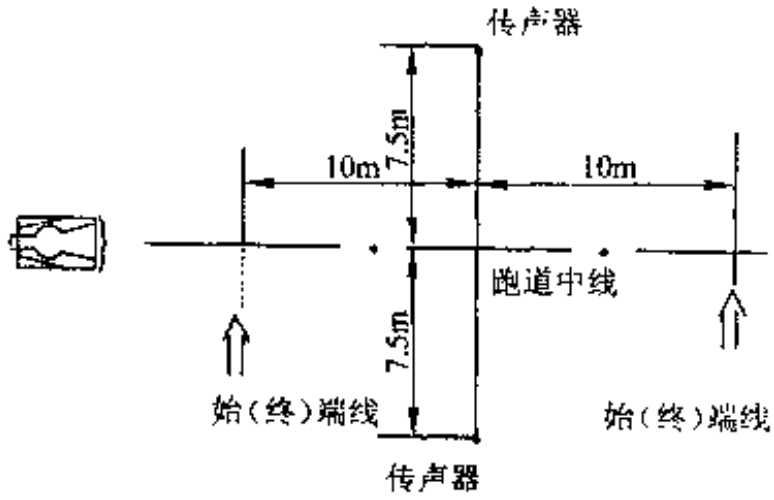


图 4.4-7　摩托车和轻便摩托车行驶噪声测点位置

2）测量高度　传声器距地面 1.2m，用三脚架固定。

3）测量步骤　同样的测量往返各进行一次，每侧至少测量两次。每次取被测车辆通过时的最大读数。同侧连续两次测量结果之差应不大于 2dB（A），否则测量值无效。

（3）测量记录与数据处理

测量记录内容包括：测量日期、测量地点、路面状况、测量仪器、发动机型号、前进档位数、最大功率转速、标定功率转速、风速、测量数据、背景噪声等。

取被测车辆同侧两次测量声级的平均值中的最大值作为被测车辆的加速行驶噪声级。若只用一个声级计测量，同样的测量应往返进行两次，即每侧测量两次。

（4）测量条件

1）测量场地应平坦开阔，表面干燥。在测量中心以 50m 为半径的范围内，无大的反射物，如建筑物、围墙、岩石、树木、桥梁、停放的车辆。在测量中心以 10m 为半径的范围内，场地平面由混凝土或沥青材料构成，并无吸声物。

2）通过测量区的试验跑道应有 100m 以上的平直的混凝土或沥青路面，路面的纵向坡度不大于 10%。

3）传声器位置处的背景噪声应比被测车辆的噪声低 10dB（A）以上。

4）测量时传声器高度处的风速不大于 3m/s。

5）被测车辆除一名驾驶员外，应不载重、不乘人。

6）气缸工作总容积等于或小于 350cm³ 的受试摩托车，前进档位在 4 档以上用 3 档；前进档位为 4 档以下用 2 档。气缸工作总容积大于 350cm³ 受试摩托车，用 2 档。

用 2 档操作，当受试车到达终端线，其速度超过发动机标定功率转速或相对应的车速时，改用 3 档重新测量。

受试轻便摩托车如果有一个以上的档位，用最高档位操作。

7）从受试车前轮前端到达始端线开始，根据受试车可能条件，尽快全开节气门并保持在全开位置，前轮尽可能沿跑道中线加速行驶。当受试车最后端到达终线时，尽快关闭节气门。

4. 摩托车和轻便摩托车定置噪声测量

GB/T4569—1996 中也规定了摩托车和轻便摩托车定置噪声的测量方法，赛车除外。

（1）测量内容与测量项目

1）使用声级计的 A 频率计权特性和“快”档时间计权特性进行排气噪声测量；

2）使用声级计的 A 频率计权特性和“快”档时间计权特性进行发动机噪声测量。

（2）测量方法

1）测点位置

① 当进行排气噪声测量时，传声器的参考轴与地面平行，与通过排气口气流方向并且垂直于地面的平面成 45°±10° 的夹角。传声器朝向排气口，距排气口端 0.5m，放在车辆外侧。受试车装有两个或两个以上的消声器，当消声器之间的间隔不大于 0.3m 时，只取一个测量位置，首先选择位于最后面的消声器；其次选择位于最外侧的消声器；当消声器之间的间隔大于 0.3m 时，对每个消声器都要测量。如图 4.4-8 所示。

② 当进行发动机噪声测量时，两轮和正三轮受试车，传声器放置在发动机空气滤清器空气入口的一侧，当空气入口位于纵向中心平面时，传声器放置在受试车前进方向的右侧。边三轮受试车，传声器放置在车辆前进方向的左侧。传声器参考轴位于垂直于受试车纵向中心平面、并通过轴距中点的垂直平面内，平行于地面，朝向车辆，距发动机外侧 0.5m。如图 4.4-9 所示。

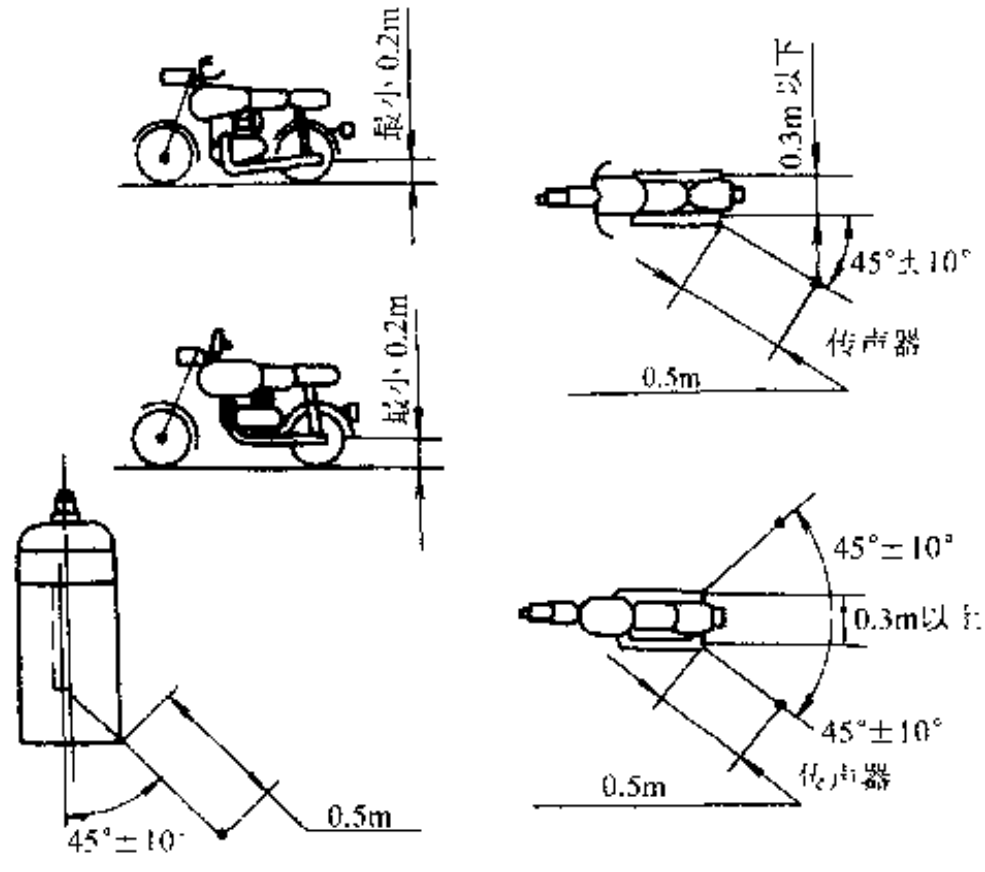


图 4.4-8　摩托车和轻便摩托车排气噪声测点位置图

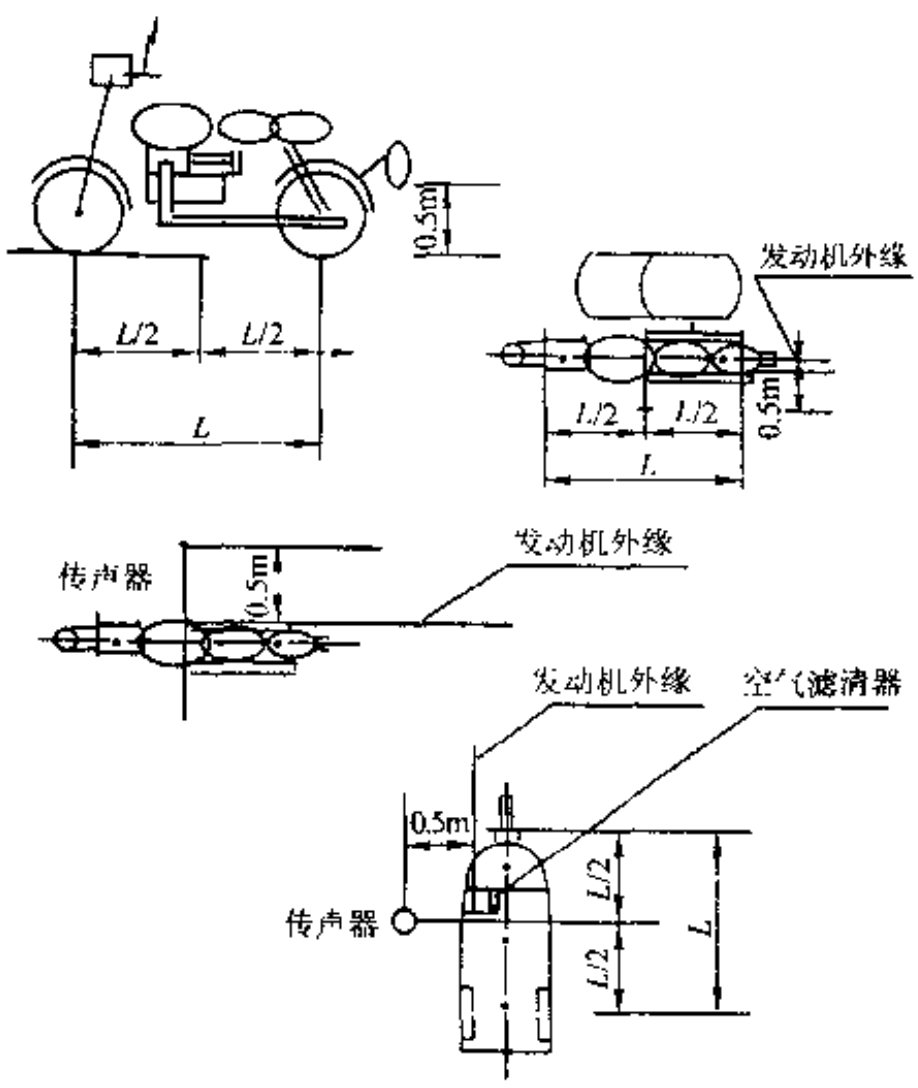


图 4.4-9　摩托车和轻便摩托车发动机噪声测点位置图

2）测量高度

① 当进行排气噪声测量时，传声器放置在排气口同一高度，距地面不得小于0.2m；

② 当进行发动机噪声测量时，传声器距地面高度0.5m。

（3）测量记录与数据处理

测试记录内容包括：测量日期、测量地点、路面状况、测量仪器、最大功率转速、标定功率转速、测量转速、风速、测量数据、背景噪声等。

测量排气噪声时，发动机稳定在指定转速后，测量由稳定转速尽快减速到怠速过程的声级。

测量发动机噪声时，测量由怠速加速到指定转速稳定运转过程的声级。

每一次测量位置重复试验，每次取声级计最大测量值，取其连续三次测量值的算术平均值为测量结果。三次测量值相互之差应不大于2dB（A），否则，测量结果无效。受试车装有两个或两个以上的消声器，取各算术平均值中的最大值作为测量结果。

（4）测量条件

1）测量场地应为表面干燥、由混凝土或沥青等坚硬材料所构成的平坦地面，其边缘距车轮外廓至少3m。测量场地之外的较大障碍物，例如停放的车辆、建筑物、广告牌、围墙等，距离传声器不小于3m。

2）除测量人员和驾驶员外，测量区间不应有其他人员，以免影响测量结果。

3）传声器位置处的背景噪声应比被测车辆的噪声低10dB（A）以上。

4）测量时传声器高度处的风速不大于3m/s。

5）受试车位于测量场地中央，变速器挂空档，离合器啮合。如果没有空档，其后轮架空。受试车如有车窗与车门，应关闭。

6）发动机转速要求：标定功率转速大于5 000r/min，为标定功率转速的1/2；标定功率转速不大于5 000r/min，为标定功率转速的3/4。转速误差为50r/min。

5. 车辆喇叭的噪声测量

（1）声学特性测量

测量汽车、摩托车、摩托脚踏两用车的喇叭声学特性一般按ISO512中规定的方法测量。

1）测量内容与测量项目

① 使用精密声级计，其性能应符合IEC651关于Ⅰ类声级计的规定。测量时，使用声级计的“快”档，测量喇叭的A声级。

② 如需进行频谱分析，则需采用倍频程、1/2倍频程或1/3倍频程滤波器进行倍频程声压级测量，滤波器性能应符合IEC255的有关规定。

2）测量方法

① 测点位置 测点与喇叭应处于同一水平面上，传声器放在测点上，使传声器最大灵敏度的指向与汽车喇叭辐射声强的最大方向在同一条直线上，但方向应相反。

② 测量高度 传声器距地面1.15～1.25m。

③ 测量步骤 测量时，一次连续工作不得超过30s，喇叭每两次连续工作的间隔时间不得小于2min。

3）测量条件

① 测量应在消声室进行。消声室的截止频率必须低于待测喇叭辐射声音的最低频率。测量也可以在半消声室或露天进行。露天空间最好为直径不小于50m的开阔区域，并在此区域内不应有高大建筑等反射体。测量应在该区域中心20m直径范围内进行，该范围内应具有平坦坚硬的反射地面。

② 测量时背景噪声至少低于喇叭各频带声压级10dB。

③ 如在室外测量，风速大于5m/s时应停止测量。

④ 测量时的环境温度建议为10～30℃。

⑤ 在测量过程中，喇叭和测点附近不得有人，传声器最好由电缆引伸到声级计上，以减少对测量结果的影响。

⑥ 待测喇叭必须按照生产厂家的要求安

装。一般将汽车喇叭刚性固定在质量较大的金属基座上，基座质量至少比喇叭质量大10倍，且最少为30kg，才能保证基座的振动和声反射对测量结果无影响。

⑦ 测量时喇叭的工作条件，一般根据其能量来源而定，分为三种情况：

（a）使用交流电的喇叭，应在电动机最大转速和1/2最大转速之间测量其声学特性。测量时除了喇叭之外，电动机不得有其他负载。

（b）使用直流电的喇叭，按其输入阻抗规定输入电压，如：0.05Ω、0.10Ω、0.20Ω的输入阻抗，规定其额定电压分别为6V、12V和24V，并保证供电电压的变化小于±0.1V。

（c）使用压缩气体的气动喇叭，测量时其供气条件应按照生产厂家的规定执行。

（2）喇叭噪声的监测

1）测量内容与测量项目　测量时，使用普通声级计，并用声级计的“快”档，测量一次A声级，读取5s观测时间内的平均数值。

2）测量方法

① 测点位置　测点应在被测车辆行驶方向的正前方纵向轴线上，距车辆前侧2m。

② 测量高度　传声器距地面1.5m.。

3）测量条件

① 汽车喇叭应按常规要求安装在被测车辆上。应在至少为10m直径的露天空间下测量，其地面应为坚硬的反射面。

② 环境背景噪声必须至少比喇叭声低10dB。

③ 测量时风速不得超过5m/s。

④ 测量时各种喇叭的工作条件均应符合下列规定：

（a）交流电动喇叭，应在交流发电机最大转速供电状态下工作。

（b）直流电动喇叭，应在生产厂家规定的额定电压下工作，该电压的变化必须小于±0.1V。

（c）气动喇叭，供气条件应按生产厂家的规定执行。

4.6.2　铁路车辆噪声测量

关于铁路车辆噪声测量一般分为典型测量和监测测量。典型测量必须在规定的条件下进行，用以检验生产厂家交付的车辆其噪声是否符合规定的要求。典型测量除必须测量的A声级以外，还需在某些测点上测量倍频带或1/3倍频带声压级。监测测量是为了检查经过维修或运行一段时间后的车辆噪声是否符合规定。

铁路车辆噪声测量方法包括：《铁路机车车辆辐射噪声测量》（GB/T 5111—1995）和《铁路机车车辆内部噪声测量》（GB/T 3449—1994）。

1. 铁路机车车辆辐射噪声测量

GB/T 5111—1995《铁路机车车辆辐射噪声测量》对铁路上运行的机车车辆和地下铁道上运行的电动客车辐射噪声的测量进行了规定，适用于铁路机车车辆在型式试验、例行试验和监测试验中对车辆噪声的测量，以评价铁路车辆噪声对环境的影响。

（1）测量内容与测量项目

1）在型式试验和监测试验中，使用声级计“快”档测量A声级，单位dB（A）；

2）当型式试验需要在定置状态下进行频谱分析时，应测量倍频带声压级或1/3倍频带声压级，单位dB。

（2）测量方法

1）测点位置　测量机车车辆行驶噪声时，传声器应置于试验车辆空旷一侧，距轨道中心线7.5m。传声器应与车辆侧壁垂直，指向噪声源。

测量机车车辆定置噪声时，传声器应置于车辆两侧距钢轨中心7.5m，分别在车辆两侧各布置三个测点，每个测点的间距为3～5m。传声器方向与车辆侧壁垂直，指向噪声源。

2）测量高度　测量机车车辆行驶噪声时，传声器一般距轨面1.5m。如主要噪声源位于机车车辆的上部时，则应增加第二个测点，置于距轨面3.5m处。

测量机车车辆定置噪声时，传声器距轨面1.5m。如主要噪声源位于机车车辆的上部时，则应增加第二个测点，置于距轨面3.5m处。

当进行型式试验时，按以上所述方法选择测点。当进行例行试验和监测试验时，对于行驶噪声，仅测距轨道中心 7.5m，距轨面高 1.5m 一个测点；对于定置噪声仅测量车辆一侧的三个测点。

3）测量步骤　对于行驶车辆的测量，应测量试验车辆通过时“快档”A 声级的最大值，读数取最接近的整 dB 数。

对于定置车辆的测量，应读“快档”A 声级的中间值，取最接近的整 dB 数。

型式试验时，每个测点进行三次测量，以每三次数据的算术平均值来表示测量结果，如果在同样条件下进行的三次测量数据间最大差值大于 3dB 时，应重新测量。

例行试验和监测试验时每一测点只需测量一次。

（3）测量记录与数据处理

测试报告应包括以下内容：试验对象、试验性质、试验场所、车辆速度、负载、轨道及其他测量条件、测量仪器、传声器的型号、背景噪声、测量数据等。

（4）测量条件

1）传声器周围 50m 范围内没有大的声反射体，如障碍物、小山包、桥梁或建筑物等。试验车辆与传声器之间应尽可能没有声吸收覆盖物，如草丛、雪或道渣等，除测量人员以外也不得有其他人员。

2）测量时传声器应带风罩。测量时风速不应大于 5m/s，最大不应超过 10m/s。

3）对于型式试验，背景噪声应比所测机车车辆辐射噪声低 10dB（A）以上；对于例行试验和监测试验，背景噪声应比所测车辆噪声低 3dB（A）以上，否则，应对测量值进行修正。若试验机车的辅助设备噪声能明显地影响传声器处的噪声级，则辅助设备必须开机。但若辅助设备噪声出现的时间不超过 1min，或来自其他声源的 A 声级影响低于 5dB，则不予考虑。

4）试验应在铺有木枕或水泥枕的碎石道床上进行，道床应较干燥而未冻结。试验应在标准短轨或长轨上进行，轨面不得有明显擦伤和缺陷。试验线路坡度应为不大于 6‰的平直区段，试验区段内不应有隧道、桥梁、道岔。测量地下铁道电动客车噪声时应在地面轨道上进行。

5）测量时机车车辆的门窗应始终关闭。除乘务员外，车辆不能载物载人。

6）在测量区段内，干线机车与动力车辆额定功率在 2/3 左右时，车速为 80km/h；调车机车额定功率在 2/3 左右时，车速为 40km/h；客车车速为 80km/h；货车及地下铁道电动客车车速为 60km/h。

7）电车机车、地下铁道电动客车及其他动力车辆所有能开动的机组应在额定负载下开机运行。辅助机组相应运行。对于内燃机车，发动机在空载时以最低速度档运转；冷却风扇在最低速度下开机运行；辅助机组在相应负载下开机运行；空压机不开动。

发动机在空载时最高速度档运转；冷却风扇如果可能在最高速度下开机运行；辅助机组在相应负载下开机运行；空压机在额定负载下开机运行。

2. 铁路机车车辆内部噪声测量

GB/T3449—1994《铁路机车车辆内部噪声测量》规定了铁路机车司机室及客室内部噪声测量的条件和方法，适用于铁路内燃机车、电力机车司机室及客室的内部噪声测量，以评价铁路车辆内部的声学环境。

（1）测量内容与测量项目

1）使用声级计“快”档测量 A 声级，单位 dB（A）；

2）需要进行频谱分析时，测量倍频带声压级或 1/3 倍频带声压级，单位 dB；

3）使用积分声级计测量司机室及客室内的等效声级，单位 dB（A）。

（2）测量方法

1）测点位置

① 测量司机室噪声时，传声器向上，置于司机室中央；

② 测量客车噪声时，在客车的两端和中

部，按坐、站位两组人耳高度（卧车按坐、卧位）共取 5～6 个测点；双层客车上层和下层的测点一致，传声器向上。

2）测量高度

① 测量司机室噪声时，传声器距地板 1.2m。

② 测量客车噪声时，共选取六个测点。对于座车，取坐位高度为距地板 1.1～1.2m，站位高度为距地板 1.5～1.6m。

③ 测量卧铺车噪声时，共选取六个测点。取坐位高度为距地板 1.1～1.2m，卧位高度为距铺面 0.2m，距侧壁 0.2m。

④ 测量餐车噪声时，共选取三个测点。分别取坐位和站位高度，即：1.1～1.2m 和 1.5～1.6m；对于操作间测点距地面高度为 1.5～1.6m。

⑤ 测量行李车噪声时，共选取五个测点，即：办公室分别取坐位和站位各一个测点，行李间取三个测点，距地面 1.5～1.6m。

⑥ 测量邮政车噪声时，共选取九个测点，即：办公室分别取坐位和站位各一个测点，休息室取卧位一个测点，其余六个测点距地面 1.5～1.6m。

⑦ 测量双层客车噪声时，共选取 6 个测点，在上层或下层取三个测点，分别距地板 1.1～1.2m 和 1.5～1.6m。

（3）测量记录与数据处理

每次测量持续时间不少于 5s，读 A 声级的中间值，取最接近的整 dB 数。每个测点测量三次，以每三次测量值的算术平均值来表示测量结果（按修约规则取整 dB 数）。如果相同条件下三次测量数据间的最大差值大于 3dB 时，应重新测量。

检验报告内容包括：检验对象和性质，试验区间、线路、轨道，车内环境和气象条件，测量仪器、试验工况、测点位置、背景噪声以及测量记录等。

（4）测量条件

1）试验区间线路要求平直，坡度不超过 6‰，干燥无冻结的碎石道床、木枕或混凝土轨枕。测量时应避免通过隧道、桥梁、道岔、车站及会车。

2）轨道应为标准短轨或长轨，轨面不得有明显擦伤、局部缺损等非正常缺陷。

3）轨道两旁附近不应有大面积连续的声反射物，如路堑、山岗、建筑物等。相邻轨道处不应有雪或其他吸声覆盖物。

4）车内背景噪声应比试验条件下车内噪声低 10dB 以上，否则应进行修正。

5）测量司机室噪声时，室内最多不得超过四人；测量客室噪声时，应尽量在无人的情况下进行，否则应注明车内人数。测量时，司机室与客室的所有门窗均应关闭。

6）恒速试验车速为（90±5）km/h［牵引货车速度为（70±5）km/h］，2/3 额定功率，辅助机组开动（如果出现时间不到 1min，或其总声级增加不到 5dB 时可不予考虑）。高速试验应在最大速度满负荷情况下进行。定置试验时，电力机车所有机组起动及最大负载；内燃机车要在两种工况下检验：柴油机最低空载稳定转速，通风机最高转速，辅助机组最小负载，空气压缩机不工作；柴油机最高空载稳定转速，通风机最高转速，辅助机组正常负载，空气压缩机满负荷运转。

4.6.3　城市轨道交通车辆噪声测量

随着我国城市轨道交通建设的迅速发展，有关轨道交通车辆噪声标准近几年已陆续颁布，其中包括：GB/T 14893—1994《地下铁道电动车组司机室、客室内部噪声测量》、GB/T14228—1993《地下铁道车站站台噪声测量》，分别对地铁车辆司机室、客室内的稳态噪声和地铁车站站台噪声的测量方法作出了规定。对于城市轨道交通车辆辐射噪声，目前尚未制定相应的测量标准，如需进行城市轨道交通车辆辐射噪声测量时，可参照 GB/T 5111—1995《铁路机车车辆辐射噪声测量》标准中的有关规定执行。

1. 地铁车辆内部噪声测量

GB/T14893—1994《地下铁道电动车组司机室、客室内部噪声测量》是针对地下铁道运

行的电动车组进行噪声检验而规定的，适用于地铁车辆在型式检验、例行检验和监测检验中对车辆噪声的测量。

（1）测量内容与测量项目

1）使用声级计“慢”档测量 A 声级，单位 dB（A）；

2）当型式检验需要进行频谱分析时，测量倍频带声压级或 1/3 倍频带声压级，单位 dB。

（2）测量方法

1）测点位置

①测量司机室噪声时，传声器应置于司机室中央；

②测量客室噪声时，传声器应置于客室纵轴中部。

2）测量高度 传声器距地板高度为 1.2m，一般指向斜前方。

（3）测量记录与数据处理

测量时每次读数应取 3～5s 内的中间值，重复五次，对于与平均值偏差大于 3dB 的数据应予删去，计算其算术平均值，并按数字修约法取整数。

测量报告的内容包括：测量对象（型号、制造厂、出厂日期等）、测量日期、测量地点（地面或隧道）、检验类别、测量仪器、测量条件（线路条件、声学环境、气象条件等）、车辆状况（车速、负载、有无会车等）、测量位置、背景噪声以及测量数据等。

（4）测量条件

1）无论在地面或地下线路上测量，均应在坡度不大于 6‰的直线区段进行。地面测量应在铺有枕木的碎石道床接缝钢轨的线路上进行。轨面不得有明显擦伤和缺陷。

2）轨道两侧附近不应有大面积的声反射物，临近轨道处不得有吸声性覆盖物。

3）测量应避免会车、鸣笛和广播。当出现猝发声或读数起伏超过 3dB 时，应停止测量，待稳定后再继续进行。

4）测量时司机室和客室的背景噪声应比被测噪声低 10dB 以上，若差值低于 10dB 时，测量结果应进行修正。

5）测量时司机室和客室的门、窗以及过道门应全部关闭。司机室不得超过三人，客室内除测量人员外应尽量空载。

2. 地铁车站内部噪声测量

GB/T14228—1993《地下铁道车站站台噪声测量》规定了地下铁道车站站台噪声和混响时间的测量方法，适用于对各种形式、各种结构地下铁道车站站台噪声和混响时间进行评价时的测量。

（1）测量内容与测量项目

1）使用积分声级计的“快”档，分别测量车辆进站和出站等效 A 声级，单位 dB；

2）若需要进行频谱分析时，测量倍频带声压级或 1/3 倍频带声压级，单位 dB；

3）测量 500Hz 的混响时间，单位 s。

（2）测量方法

1）测点位置

①测量站台噪声时，传声器应置于站台中心有车一侧安全线以内 0.5m 处；

②测量混响时间时，测点选在站台中心处。

2）测量高度

①测量站台噪声时，传声器距地面高度为 1.2m，传声器指向上方，其轴线与地面垂直；

②测量混响时间时，传声器距地面高度为 1.5m，声源置于轨道中央，距地面高度 0.5m，其轴线与地面约成 45°，声源与测点的连线和轨道方向约成 45°。

3）测量步骤

①测量进出站等效 A 声级时，应分别测量电动车组头部进站到停止和电动车组起动到尾部离站的时间和 A 声级，然后按公式（4.4-21）求其能量平均值，即为一列车的进出站等效 A 声级。连续测量 10 列车进出站等效 A 声级，然后求出 10 个进出站等效 A 声级的算术平均值，即代表该站台列车进出站等效 A 声级。

$$L_{Aeq}=10\lg\left(\frac{T_1 10^{0.1L_{pA1}}+T_2 10^{0.1L_{pA2}}}{T_1+T_2}\right) \quad (4.4\text{-}21)$$

式中　L_{Aeq} —— 一列车进出站等效 A 声级[dB（A）]；

T_1 —— 一列车进站时间（s）；

L_{PA1} —— 一列车进站 A 声级[dB（A）]；

T_2 —— 一列车出站时间（s）；

L_{PA2} —— 一列车出站 A 声级[dB（A）]。

② 测量混响时间时，应测量站台空场时的混响时间。测量频率为 500Hz。如需了解混响频率特性，可测量 125Hz、250Hz、500Hz、1000Hz、2000Hz、4000Hz 的混响时间。

测量频率的有效混响时间衰变曲线不应少于三条，衰变曲线的衰变范围不应少于 35dB，在该范围的衰变曲线应从起始水平以下 5～25dB 呈直线，并应由此直线的斜率决定混响时间。

由同一频率各条有效衰变曲线求出的混响时间的算术平均值，作为该频率的混响时间。

（3）测量记录与数据处理

测量报告应包括以下内容：测量地点、测量日期、测量仪器、测量位置、背景噪声、测量数据等。

（4）测量条件

1）测量时测点周围 1.5m 以内不得有声反射物和声吸收物。

2）会车时不进行测量。

3）测量站台噪声时，站台的背景噪声应低于被测噪声 10dB 以上，否则应进行修正。

4.6.4　船舶噪声测量

1. 船舶辐射噪声测量

GB/T 4964—1985《内河航道及港口内船舶辐射噪声的测量》规定了船舶辐射噪声级和频谱的测量方法，适用于内河航道及港口内各类民用船舶，也适用于小型沿海船舶、港务船和工程船在验收试验和监测试验中辐射噪声级和频谱的测量，以评价船舶噪声对社会环境的干扰程度。本标准是参照国际标准 ISO2922—1976《声学 —— 内河航道和港口内船舶辐射噪声的测量》制定的。

（1）测量内容与测量项目

1）在验收试验和监测试验中，测量采用“快档”A 声级，单位 dB（A）；

2）当发现有明显脉冲声时，测量采用“脉冲”A 声级，单位 dB（A）；

3）在验收试验中，需做频谱分析时，可测量倍频带声压级或 1/3 倍频带声压级，单位 dB。

（2）测量方法

1）测点位置　传声器应放在码头、岸边或测量船上，当被测量的船舶通过传声器正前方时，船的舷侧与传声器的基准距离最好保持 25m。在验收试验时距离应尽可能在 20～35m 之间。

2）测量高度　高度距站立面 1.2～1.5m，高出水面最好大于 3m 且小于 6m，传声器方向要垂直于船舶的航向。

3）测量步骤

① 读数应取接近整数的值。

② 对于验收试验，至少要做两次通过试验。两次测量结果，其差别不应大于 3dB，否则应重新测量，测量的平均值取接近整数的 dB 数。

③ 对于监测试验做一次测量即可。

④ 如果船舷的两侧声辐射对船的纵轴具有明显的不对称性，则应在声压级较高的一侧进行测量。

⑤ 如果通过船舶不能保证基准距离 25m，则应对测得的 A 声级按公式（4.4-22）加以修正，或按表 4.4-3 进行修正。

$$L_{A,25} = L_{A,d} + 20\lg\frac{d}{25} = L_{A,d} + \Delta L \quad (4.4\text{-}22)$$

式中　$L_{A,25}$ —— 相当于距离 25m 的 A 声级[dB（A）]；

d —— 测量时传声器距船侧舷的实际距离（m）；

$L_{A,d}$ —— 距离为 d 时测得的 A 声级[dB（A）]；

ΔL —— 距离由 d 折算到相当于距离 25m 时的 A 声级的修正值[dB（A）]。

表 4.4-3 取近似整数的距离 d 所对应的 ΔL 值

距离 d/m	20	22	25	28	32	35
ΔL/dB	-2	-1	0	1	2	3

（3）测量记录与数据处理

测量报告应包括的内容有：测量性质、船舶主要技术数据、航速及装载状态、主机、主要辅机和甲板部分高噪声辅机的主要技术数据及状态、测量仪器（包括声学仪器和测距仪器）、试验地点、传声器的位置、测量数据、测量条件以及环境条件，如潮流、水深、温度、风速、气象、背景噪声等。

（4）测量条件

1）试验场所应具备自由声场条件。当传声器周围 100m 以内没有大的声反射体，如障碍物、小山、岩石、桥梁、建筑物等时，可以认为满足自由声场条件。

2）测量时风速应小于 5m/s（相当风力 3 级），最大不应超过 10m/s（相当风力 5 级）。

3）验收试验测量时，背景噪声（包括波浪拍击、其他船只作业、工厂噪声以及风速的影响等）至少应比测得的船舶辐射噪声低 10dB；对于监测试验，背景噪声应比船舶通过时测得的辐射噪声低 3dB，否则应进行修正。

4）试验航道的水深应满足船舶的正常航行。试验时，船舶的航向应尽可能保持直线，并符合测量距离的要求。内河测量时，船舶应在逆流、逆潮或平潮时航行，传声器与船舷的距离可采用光学仪器或其他测距仪测量。

5）对于航行船舶，验收试验时，主机至少在额定转速的 95%以上运转，所有辅机按正常航行状态开动或关闭，机舱的门窗应在关闭和通常敞开的情况下分别测量。监测试验时，门窗应在通常的情况下测量。

6）对于停泊船只或专用船舶（如工程船、特种船舶），应在离船舷四周 25m 处最大噪声区的位置上进行测量。此时主、辅机也应按正常状态运转或关闭。

2. 船舶内部噪声测量

GB/T 4595—1984《船上噪声测量》规定了船上噪声级和频谱的测量方法，以评价船上机械设备对旅客和工作人员的影响程度，进而为降低船舶噪声提供科学依据。测量分为典型测量和监测测量。

（1）测量内容与测量项目

1）使用声级计“慢档”测量 A 声级，单位 dB（A）；

2）在经过选择的某些测点上测量倍频带声压级或 1/3 倍频带声压级，单位 dB。

（2）测量方法

1）测点位置 两相邻测点至少应相距 2m，所有测点至少离开任何空间边界（如船舷）0.5m。对船上不同地点的具体测点位置规定如下：

在甲板上，测点应分布在船员和乘客可以停留休息的所有地方，特别是发动机或空调系统的进、排气口附近，发动机房的开口或大窗、窗户附近。

船上生活区和客舱、医务室、餐厅和酒吧间等，测点应置于这些房间的中央。如果房间内声级变化较大，可增加测点。

机房以及邻室应在船员主要工作和控制台的位置上选取测点。对于机房内打电话以及对信号或语言可懂度要求特别严格的地方，也应设置测点。对噪声较大的机器，应测量机器噪声，测点距离机器表面 1.0m。

对于船上有人的控制台，包括无线电室，应设置测点。

对于船上吵闹的地方，即使人在该处的停留时间很短，也要设置测点。

测量船上桥楼翼台的噪声，测点应选在背风侧。

测量发动机、空调机、冷冻机的进、排气噪声时，测点应选在与管口轴线成 30° 的射线上，并距管口 1.0m 处，尽可能远离反射面。

2）测量高度 测量高度应在距甲板 1.2～1.5m 处。

（3）测量记录与数据处理

在每个测点上测量噪声时，应在 5s 的观

测时间内取平均值。

测量报告应包括的内容有：测量性质、试验地点、传声器的位置、船舶装载状态、主机、主要辅机运转状态、测量仪器、测量数据、测量条件以及环境条件，如潮流、水深、温度、风速、气象、背景噪声等。

（4）测量条件

1）测量时应避免邻近反射物的影响。

2）风、雨、海浪以及各种人为噪声应以不影响测量为准，否则应进行修正。

3）待测船只应尽可能沿一条直线行驶。对于内河航线上的船只，测量时应逆水行驶或在静止水域中行驶。

4）船舶应为空载或为满载。

5）主要机械工况是使主轴按船初移交时规定的速度运转。内河航线上的船舶主机，最少应在船舶证书上规定速度的95%运转。主机以低速运转的船舶噪声和停泊在港口主机停转的船舶噪声，也是测量内容。

6）辅机工况应与主机各种工况相对应，并按初始移交规定要求运转。

7）测量时应开动空调或通风系统，待附加测量时再停开。

8）测量过程中，船上的门窗一般应关闭，但也可视实际工作情况而定，如操舵室背面的门通常情况下是打开的，所以在操舵室测量噪声时就应将门打开。

4.6.5　飞机噪声测量

1. 飞机辐射噪声测量

GB/T 9661—1988《机场周围飞机噪声测量方法》规定了机场周围飞机噪声的测量条件、测量仪器、测量方法和测量数据的计算方法，适用于测量机场周围由于飞机起飞、降落或低空飞越时所产生的噪声，并以此评价飞机飞行噪声对地面环境的干扰程度。

2. 飞机内部噪声测量

飞机舱内噪声测量，也是在飞机飞行过程中进行的，测量结果可以用来评价乘务员的听觉噪声暴露量和语言干扰级，以评价机舱外的噪声对空勤人员和乘客的影响。测量飞机机舱内部噪声应遵循 ISO5129—1981 的规定，测量分为典型测量和监视测量。

（1）测量内容与测量项目

1）使用精密声级计“慢档”测量A声级，单位dB（A）；

2）对于典型测量，宜测量1/3倍频带声压级，单位dB；对于监视测量，需测量倍频带声压级，单位dB，频率范围至少为45～11 200Hz。

（2）测量方法

1）测点位置　由于机舱内的噪声随位置的不同而有较大变化，因此应当选择足够的测点，以较全面地测量机内噪声分布。测点应分布在整个机舱，包括每一名乘务员的工作位置。每一个测点至舱室壁面、装饰品和行李等物体的距离均不得小于0.15m。测点的精确位置应绘图标出。

2）测量高度　空勤舱内，测点应选在距乘务员（包括驾驶员）0.1m以内的空间，也应距离乘务员谈话或录音设备的微音器0.1m以内。对于坐位，测点应距坐垫（无人乘坐时）表面（0.65±0.05）m；对于站位，测点应距地面（1.65±0.1）m。

客舱测点应选在坐位中心线离头部靠垫（0.15±0.02）m，距坐垫表面（0.65±0.05）m处。

运载动物的货舱，测点应在动物存放区选取。

（3）测量记录与数据处理

测量时，传声器应垂直向上分别固定在每一个测点上。对于每一种测量条件下的噪声，应在每个测点至少取5s观测时间，在观测时间内取三个读数，取其平均值并近似为整数，作为测量结果。

除测量数据外，还应记录以下有关内容：① 大气压或飞行高度；② 频率或飞行速度；③ 飞机发动机工况；④ 机外大气温度；⑤ 舱内压力的变化和相应的舱内温度；⑥ 舱内设备的工作状态；⑦ 起落架的位置；⑧ 襟翼、扰流板和其他影响机内噪声的控制气流棉板的位置；⑨ 可开关座舱罩、窗、门、制动闸等

可影响空气动力性噪声装置的位置。

（4）测量条件

1）测量机舱内噪声时，应对飞机在规定的高度和航行的条件下保持平直飞行状态时的噪声，在稳定爬升状态时的噪声和下降飞行状态时的噪声分别进行测量。飞机穿过湍流和雨层区域时，不宜进行测量。

2）飞机机舱内的设备应保证齐全，坐椅的靠背应尽可能保持直立，机上增压和空调设备应正常开动，应关闭舱内乘客使用的单人吹风口。此外还应注意停止机上公共播音。

3）在空勤舱中，空勤工作人员应在各自的工作岗位上；在客舱中，只准保留噪声测量工作人员。

参 考 文 献

1 张令弥．振动测试与动态分析．北京：航空工业出版社，1992

2 汪风泉，郑方泊．试验振动分析．江苏：江苏科学技术出版社，1988

3 张绍栋，孙家麒．声级计原理及其应用．北京：中国计量出版社，1986

4 Jens Trampe Broch．Mechanical Vibration and Shock Measurement，Bruel & Kjær，1973

5 J．R．Hassali，M．Sc．and K．Zaveri，M Phil．Acoustic Noise Measurements，Bruel & Kjær，1979

第 5 篇

隔　　声

作　者　　吴大胜　丁国强

张锡瑛　谭　华

第 1 章　空气声隔声

1.1　隔声的定义

用材料、构件或结构来隔绝空气中传播的噪声，从而获得较安静的环境称为隔声。上述材料（构件、结构）称为隔声材料（隔声构件、隔声结构），材料一侧的入射声能与另一侧的透射声能相差的分贝数就是该材料的隔声量，通常以符号 R（dB）表示。

$$R = 10\lg E_{入} - 10\lg E_{透} = 10\lg\frac{1}{E_{透}/E_{入}} = 10\lg\frac{1}{\tau} \qquad (5.1\text{-}1)$$

式中　R —— 隔声量；

$E_{入}$ —— 入射声能；

$E_{透}$ —— 透射声能；

τ —— 透射系数。

一种隔声材料或构件，会因使用场合不同，测试方法不同而得出的隔声效果不同。一般可归纳为表 5.1-1 所示的三种情况。

1.2　单层匀质薄板的隔声性能

1. 匀质薄板的隔声频率特性曲线

1）影响隔声频率特性曲线的几个参量　薄板的隔声性能主要由控制板振动的三个物理量决定，它们是：

板的面密度 M；

板的劲度 B；

材料的内阻（以损耗因素 η 表征）。

2）隔声频率特性曲线　典型的匀质薄板隔声频率特性曲线如图 5.1-1 所示。曲线可分为三个区域：Ⅰ、劲度控制区；Ⅱ、质量控制区；Ⅲ、吻合效应控制区。

表 5.1-1　隔声的三种基本状态

名　称	符号、定义	图 示 方 法	说　　明
隔声量	$R=10\lg(I_i/I_t)$ $=20\lg(P_i/P_t)$ 单位 dB	声源　I_i　I_t I_i — 构件前的声音强度 I_t — 经过构件衰减后的声音强度	表示构件本身固有的隔声能力，通常在符合规范要求的实验室测定
噪声衰减	$NR=L_1-L_2$ 单位 dB	声源　L_1　L_2　接收者 结构内外某两特定点 P_1，P_2 间的声压级 L_1、L_2 差值	现场测定的实际隔声效果，它不仅是结构本身的衰减，还包括现场声波吸收及侧向传声、结构传声的影响
插入损失	$IL=L_0-L$ 单位 dB	声源　$L_0(L)$　接收者 L_0 — 隔声结构设置前声压级 L — 隔声结构设置后声压级	现场测定的某一特定点，在隔声结构设置前与设置后的声压级差，它不仅包括现场条件方面的影响，还包括了设置隔声结构前后声场的变化带来的影响

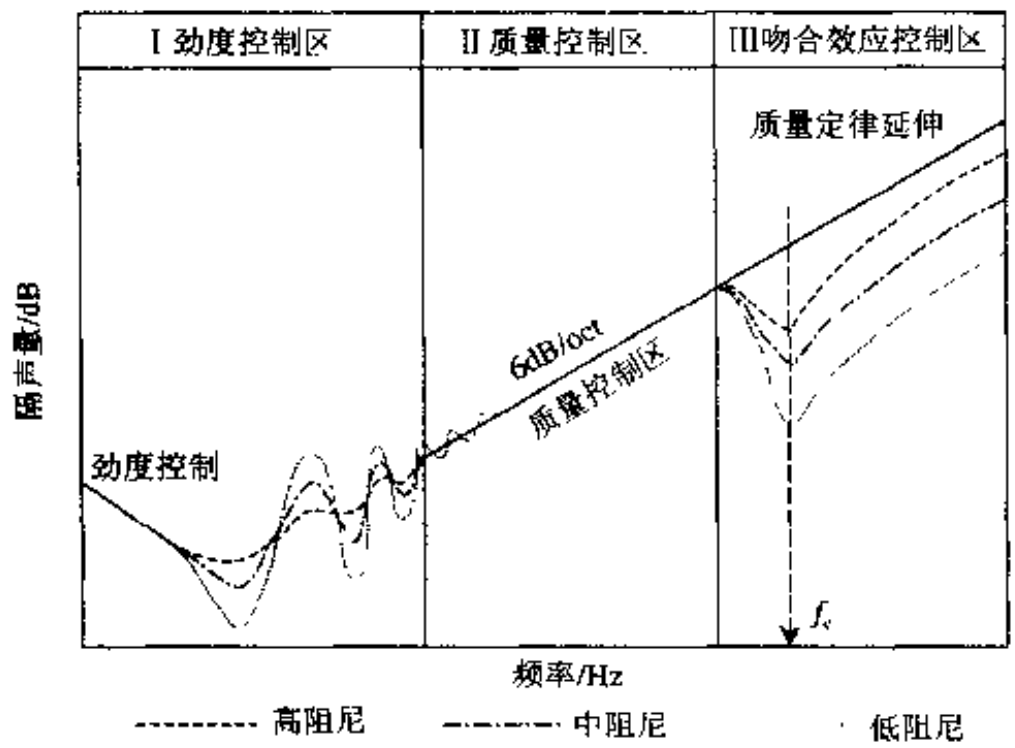


图 5.1-1 典型薄板的隔声频率特性曲线

在很低的频率（低于板的简正频率）范围里，板受本身的劲度控制，隔声曲线随频率的升高而降低，此时板的质量和阻尼并不重要。频率再升高，质量开始起作用。在劲度和质量共同的作用下，板将产生一系列共振，其中 f_0 为最低共振频率。各共振频率（Hz）可由下式确定，

$$f_r = \frac{\pi}{2}\sqrt{\frac{B}{M}\left(\frac{p^2}{a^2}+\frac{q^2}{b^2}\right)} \qquad (5.1\text{-}2)$$

式中 B —— 板的劲度，$B=\frac{1}{12}Et^3$；

E —— 材料的弹性模量（N/m^2）；

t —— 板的厚度（m）；

M —— 板的面密度（kg/m^2）；

a，b —— 板的长宽尺寸（m）；

p，q —— 任意正整数。

对于一般厚重材料而言，如砖墙，它的 f_r 低于可闻声，可不予考虑；但对于金属薄板，其共振频率可能落在听阈内，此时应考虑它的影响。另外，在特性曲线的这段区域内，阻尼将影响共振的振幅，图 5.1-1 示出了高阻尼、中阻尼、低阻尼三种情况的共振曲线。当阻尼很大时，共振的起伏较小，反之就大，故这段区域也可称为阻尼控制区。

频率再往上升，板进入由质量控制的区域，板的质量愈大，频率愈高，隔声量也愈高。在图 5.1-1 中，此时频率特性曲线上升的斜率为 6dB/倍频程，同样，若面密度（质量）增加一倍时，特性曲线向上方平移 6dB。

频率越过质量控制区上升到一定频率时，薄板将出现吻合效应，并在最低的吻合效应频率（称为临界频率）位置产生隔声低谷，又称吻合谷。吻合谷的深浅随着板的阻尼不同而不同，阻尼高时谷就较浅，反之则深。吻合谷之后频率特性曲线将以 10dB/倍频程的斜率上升，经一段之后上升斜率又恢复到 6dB/倍频程，因此这段又称为质量定律的延伸。

吻合效应的范围是较宽的，约占三个倍频程。要减少吻合效应的影响除加大板的阻尼外，在临界频率落于中高频时，可采用减小板厚 t 和劲度 B，使板的临界频率移到不重要的甚高频上，图 5.1-2 就是用改变板的劲度 B，

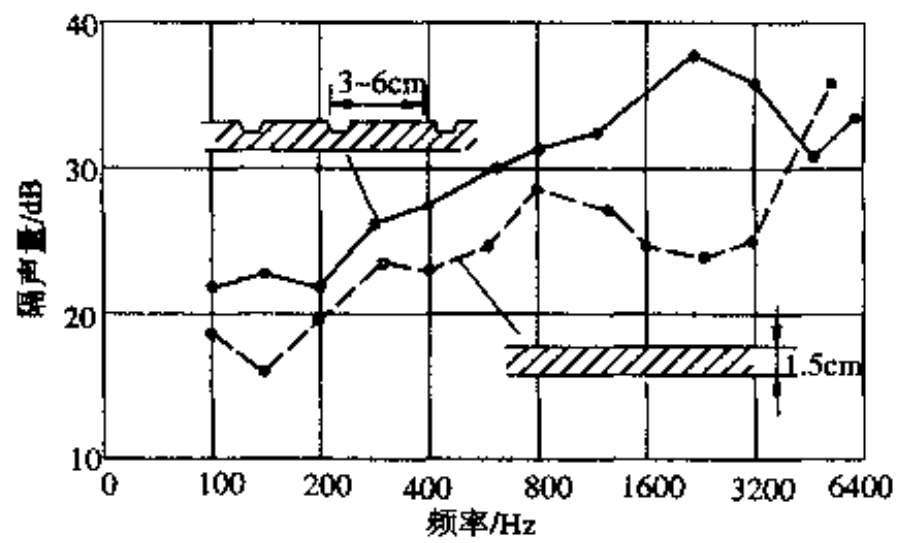


图 5.1-2 胶合板上开槽前、后隔声量

使临界频率移出 4000Hz，从而提高了板的隔声性能的实例。

吻合效应的产生是由于匀质薄板都具有一定的弹性，在声波的激发下会产生受迫弯曲振动，并沿着板前进。当在某一频率，板中的弯曲波波长λ_B恰好等于空气中入射声波波长λ在板上的投影（见图 5.1-3），板上的两波发生了共振，产生了波的吻合，此时板的运动与空气中声波的运动达到高度耦合，声能大量地透射过板。出现吻合效应的最低频率（即当图中$\theta=\pi/2$，声波掠入射时）称为临界频率。临界频率以f_c（Hz）表示，它可由下式计算：

$$f_c=\frac{c^2}{2\pi}\sqrt{\frac{M}{B}}=\frac{c^2}{2\pi t}\sqrt{\frac{12\rho}{E}} \qquad (5.1\text{-}3)$$

式中　c —— 声速（m/s）；

M —— 板的面密度（kg/m²）；

B —— 板的劲度，$B=\frac{1}{12}Et^3$；

E —— 弹性模量（N/m²）；

t —— 板的厚度（m）；

ρ —— 板的密度（kg/m³）；

常用材料的ρ 与 E 值可查表 5.1-2。

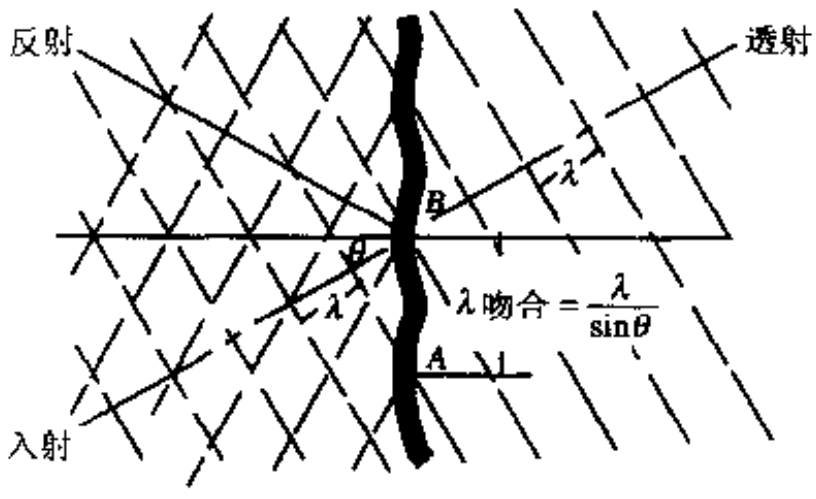


图 5.1-3　吻合效应原理图

临界频率 f_c 还可以通过查图 5.1-4 f_c 计算列线图得到。图中实例为 5mm 玻璃的临界频率求导方法。首先，从表 5.1-2 查得玻璃的 E=7×10¹⁰ N/m²，ρ=2500kg/m³。在图 5.1-4 中 E、ρ 轴线取这两点连线并延长与 K 轴相交于 O 点，将 O 点与 t 轴上 5mm（5×10⁻³m）处相连并延长与 f_c 轴相交，其交点所示数值 2500Hz 即是 5mm 玻璃的临界频率。

表 5.1-2　常用隔声材料的密度和弹性模量

材料名称	密度/（kg/m³）	弹性模量/（N/m²）
钢铁	7900	2.1×10¹¹
铸铁	7900	1.5×10¹¹
铜	9000	1.3×10¹¹
铝	2700	7.0×10¹⁰
铅	11200	1.6×10¹⁰
玻璃	2500	7.1×10¹⁰
普通钢筋混凝土	2300	2.4×10¹⁰
轻质混凝土	1300	4.5×10⁹
泡沫混凝土	600	1.5×10⁹
砖	1900	1.6×10¹⁰
砂岩	2300	1.7×10¹⁰
花岗岩	2700	5.2×10¹⁰
大理石	2600	7.7×10¹⁰
橡木	850	1.3×10¹⁰
杉木	400	5×10⁹
胶合板	600	（4.3～6.3）×10⁹
硬质板	800	2.1×10⁹
颗粒板	1000	3.0×10⁹
软质纤维板 A	400	1.2×10⁹
软质纤维板 B	500	7.0×10⁸
石膏板	800	1.9×10⁹
石棉板	1900	2.4×10¹⁰
石棉水泥平板	1800	1.8×10¹⁰
柔质板	1900	1.5×10¹⁰
石棉珍珠岩板	1500	4.0×10⁹
水泥木丝板	600	2.0×10⁸
玻璃纤维增强塑料板	1500	1.0×10¹⁰
氯化乙烯板	1400	3.0×10⁹
弹性橡胶	950	（1.5～5.0）×10⁶
乙烯基纤维	43	1.7×10⁷
氯乙烯泡沫	77	1.7×10⁷
氨基甲酸乙酯泡沫	45	4.0×10⁶
苯烯泡沫	15	2.5×10⁶
尿素泡沫	15	7.0×10⁵

注：弹性模量的换算单位：

1kg/cm²≈10⁻⁵×（上表数值）；

1dyn/cm²≈10×（上表数值）；

1lb/in²≈1.5×10⁻⁴×（上表数值）。

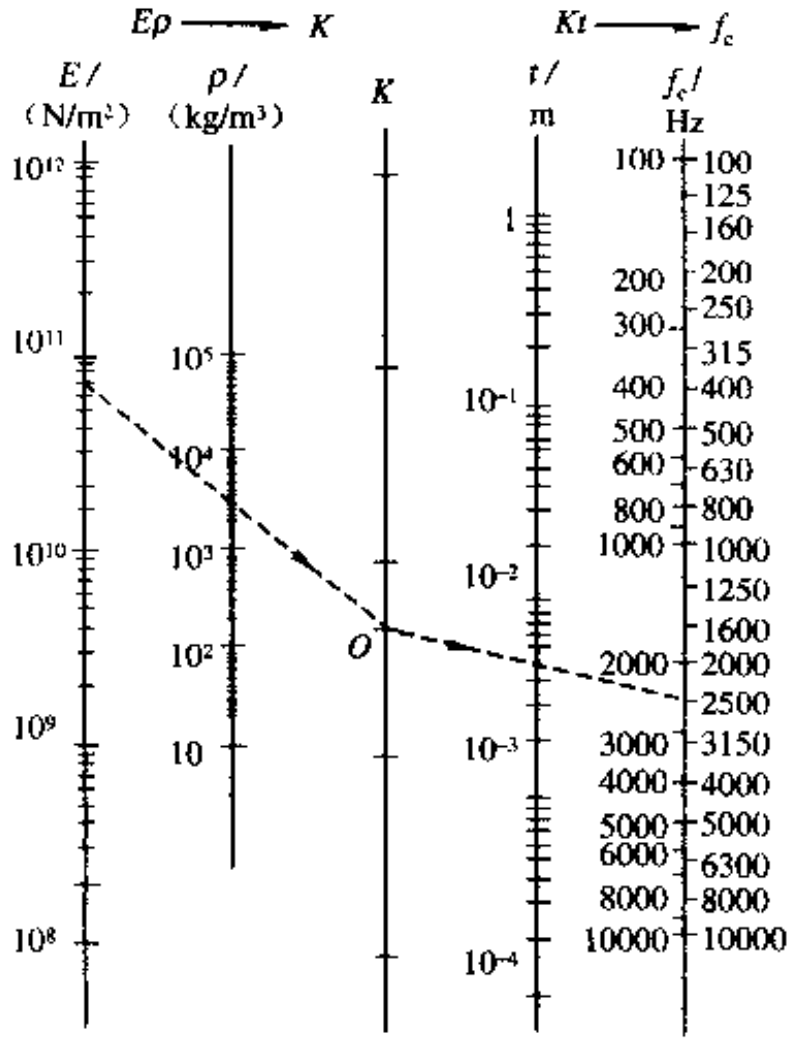


图 5.1-4 平板 f_c 计算列线图

另外，将一些材料的ρ、E 值代入式（5.1-3）中可得到下列简式，

玻璃 $f_c=\dfrac{12240}{t}$

钢板 $f_c=\dfrac{12650}{t}$

铝板 $f_c=\dfrac{12810}{t}$

钢筋混凝土 $f_c=\dfrac{20190}{t}$

胶合板 $f_c=\dfrac{21950}{t}$

砖 $f_c=\dfrac{22480}{t}$

加气混凝土 $f_c=\dfrac{41260}{t}$

此处 t 的单位是 mm。

上面几个公式表明，同一种材料的 f_c 值与厚度 t 成反比。

当手头缺乏材料的弹性模量而无法计算临界频率时，可采用下面方法求得弹性模量 E。

从材料中截取一矩形截面和挠度小的梁，两端采用简支，在其中央测量由自重引起的挠度，通过下式计算出材料的弹性模量 E，

$$E=\frac{5\rho L^4}{32\eta t^2} \qquad (5.1\text{-}4)$$

式中 ρ ——材料密度（kg/m³）；

L ——梁的长度（m）；

η ——梁中央的挠度（cm）；

t ——梁的厚度（cm）。

2. 匀质单层板的隔声量计算

（1）理论计算公式

在推导板的隔声量计算公式时，假定板是无限大均匀密实的柔性障板，此时得到板的隔声量计算式为：

1）当声波垂直入射时隔声量为 R_0（dB）

$$R_0=10\lg\left[1+\left(\frac{\pi f M}{\rho_0 c}\right)^2\right] \qquad (5.1\text{-}5)$$

式中 ρ_0 ——空气密度，取 1.18kg/m³；

c ——空气中声速，取 344m/s；

f ——入射声波的频率（Hz）；

M ——板的面密度（kg/m²）。

一般 $\pi f M \gg \rho_0 c$，式（5.1-5）可简化为：

$$R_0=20\lg\frac{\pi f M}{\rho_0 c}=20\lg(fM)-42.5 \qquad (5.1\text{-}6)$$

2）当声波来自各个方向（0°～90°），即无规入射时，隔声量为 R_r（dB），

$$R_r\approx R_0-10\lg(0.23R_0) \qquad (5.1\text{-}7)$$

3）当声波来自 0°～80°，即现场入射情况时，隔声量为 R_f（dB），

$$R_f\approx R_0-5 \qquad (5.1\text{-}8)$$

从上面的公式可以看出，板的隔声量取决于板的面密度和频率的乘积（fM）。面密度愈大，隔声量愈高。面密度提高一倍，隔声量增加 6dB 左右，这就是通常所说的“质量定律”。

（2）图解法

1）图 5.1-5 是三种入射波状态下（fM）

与隔声关系曲线。使用此图，首先计算出该板的（fM）值并在横坐标轴上确定它的位置，垂直向上引直线与三曲线之一（根据入射状态确定）相交，过交点作水平线与纵坐标轴相交，交点所示值就是该板的隔声量。

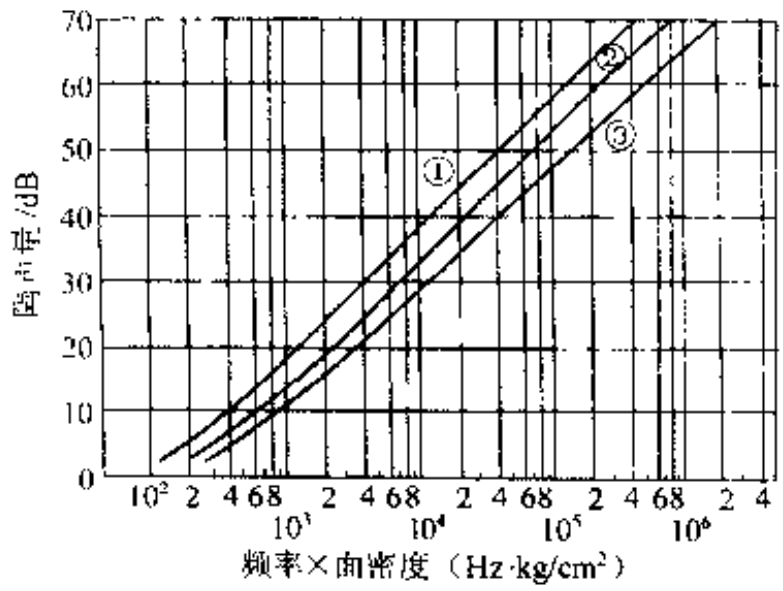


图 5.1-5　由质量控制的柔性板的隔声量

①　正入射（0°）曲线

②—现场入射（0°～80°）曲线

③—无规入射（0°～90°）曲线

2）无规入射隔声量列线图　图 5.1-6 是计算无规入射隔声量列线图，图中示例是 10cm 厚混凝土墙板隔声量求法。

已知板厚 t=10cm，密度ρ = 2300kg/m³。

过ρ、t 轴上这两点连线延长与 M 轴相交，得出面密度为 230kg/m²，然后与 f 轴上 500Hz 相连延长交于 R 轴，得到 500Hz 的隔声量 R_{500}=47dB。依法也可得出其他频率的隔声量。

（3）经验公式

实际上，板不可能像在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。大量实验数据表明，面密度增加一倍时，隔声量增加 5dB 左右；频率提高一倍频程时，隔声量增加 4dB 左右。通过长期经验积累，总结出隔声量（dB）计算的经验公式为：

$$R=16\lg M+14\lg f-29 \qquad (5.1\text{-}9)$$

100～3150Hz 的平均隔声量（dB）经验公式为

$$\overline{R}=16\lg M+8 \qquad (5.1\text{-}10)$$

$$M\geqslant 200\text{kg/m}^2$$

$$\overline{R}=13.5\lg M+14 \qquad (5.1\text{-}11)$$

$$M<200\text{kg/m}^2$$

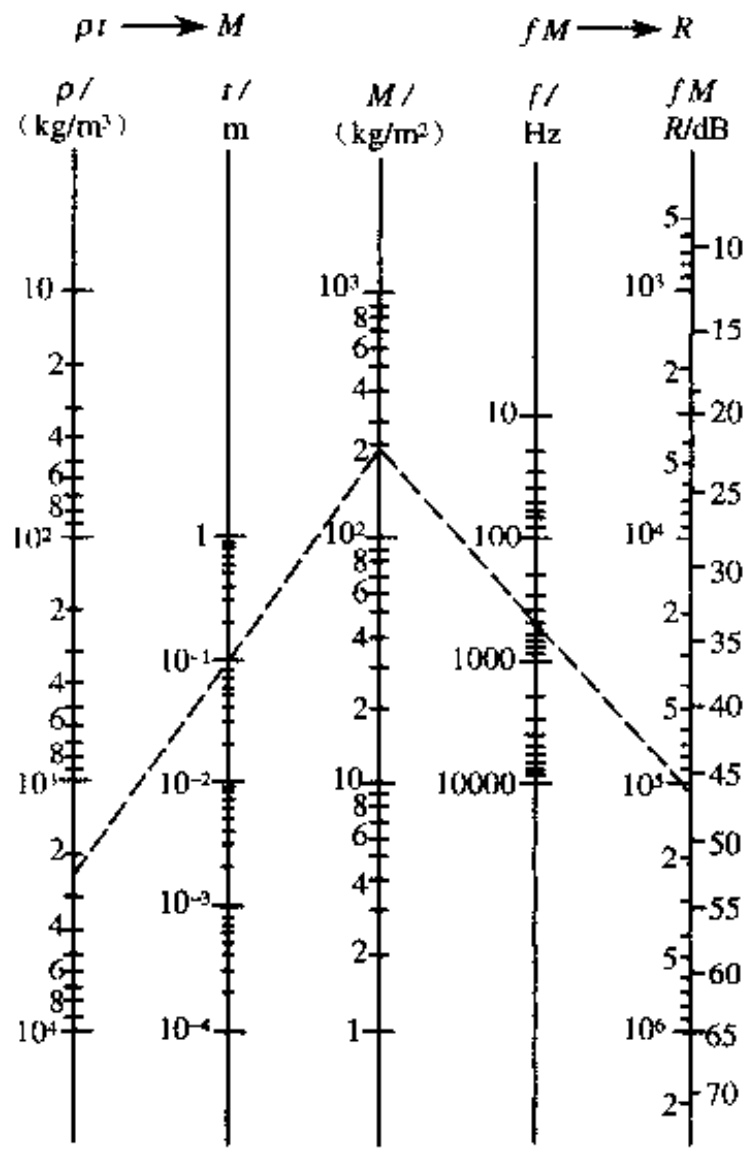


图 5.1-6　无规入射隔声量计算列线图

图 5.1-7 绘出了平均隔声量经验公式曲线和部分材料和构件隔声量实测结果。从图中可以看出，各种板和构件的平均隔声量都能符合、接近计算公式曲线；有孔隙的构件在表面抹灰后也能符合曲线。

3. 隔声频率特性曲线的画法 —— 平台作图法

按照前述的理论计算公式或经验公式，我们都可作出板的隔声频谱曲线图。但这些公式都只考虑了质量和频率两因素，因而作出的隔声频谱曲线形状只是一条按一定斜率上升的直线，而采用平台作图法却能较近似地将板的隔声频谱曲线反映出来。

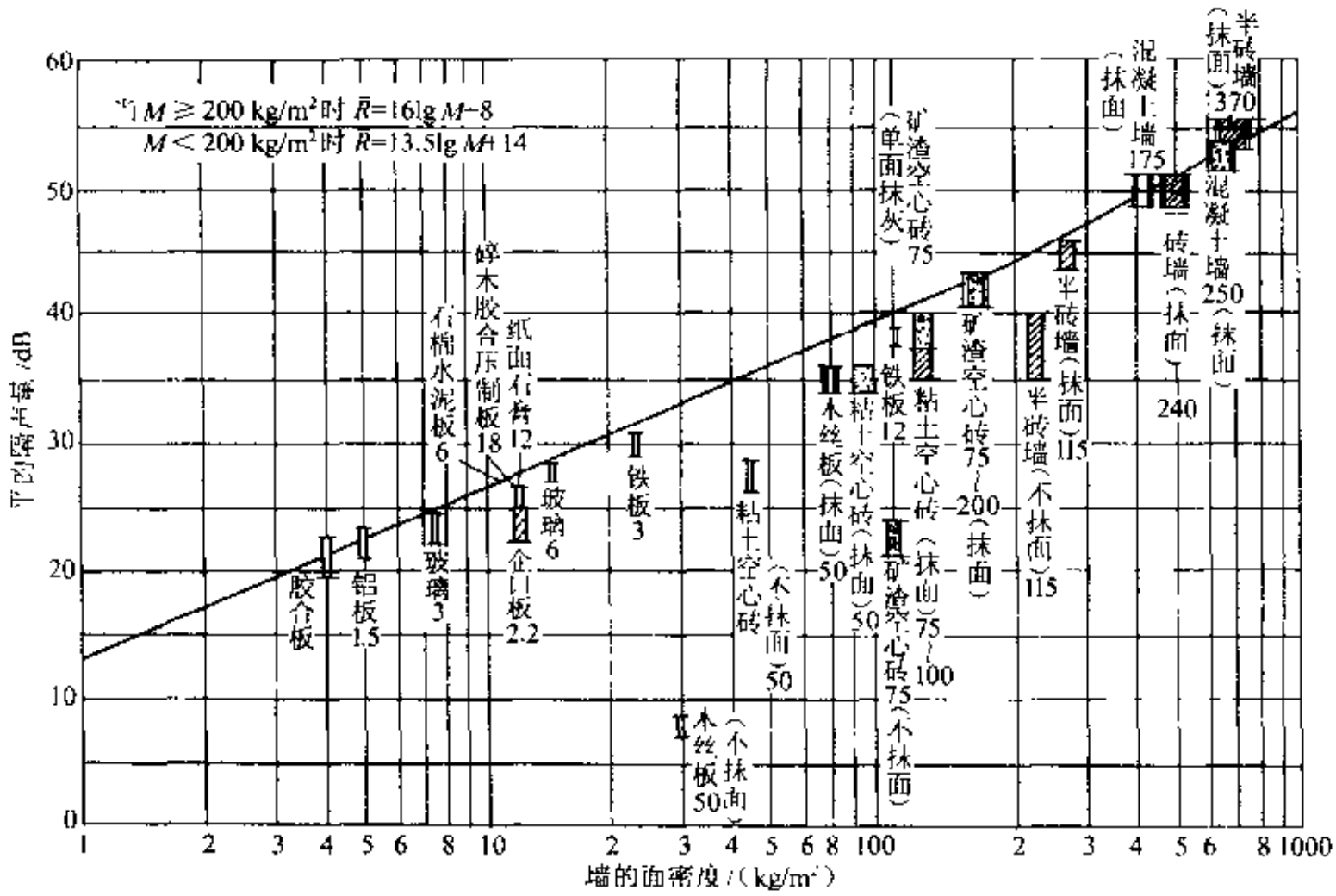


图 5.1-7 墙的面密度与隔声量的关系曲线（图中名称下面的数字是厚度，单位 mm）

平台作图法的依据是同种材质的板材，不论其厚度如何，临界频率处的隔声量值、凹谷宽度基本相同，因此可以用一个平台高度与平台宽度为基础来描绘板的隔声频谱曲线。表5.1-3列出了一些材料吻合谷水平高度与平台宽度。

表 5 1-3 单层板隔声频率特性曲线作图用的数据

材料名称	面密度/(kg/m²) 每厘米厚	平台高度/dB	平台宽度 (f_b/f_a)
铅	27	29	11
密实混凝土与钢筋混凝土	23～24	38	4.5
砖砌体	21	37	4.5
水泥砂浆	18	30	8
铅	112	56	4
钢	78.5	40	11
玻璃	25	27	10
胶合板（杉木）	6	19	6.5
焦渣砌块	14	30	6.5

图 5.1-8 是用平台作图法绘制出的 10mm 玻璃隔声频率特性曲线。其作图顺序如下：

1）查表得 10mm 厚玻璃的面密度为 25kg/m²；

2）求任一频率的隔声量，此处取的是 100Hz，由前面公式或查图表得到 R_{100}=17dB；

3）在隔声频率特性坐标纸上过 100Hz 隔声量为 17dB 点，作 6dB/oct 斜率的直线；

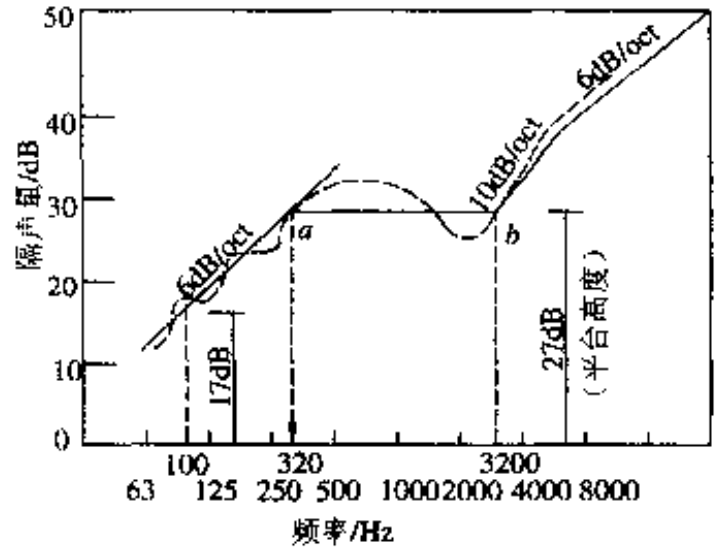


图 5.1-8 玻璃隔声曲线的平台作图法

4）由表 5.1-3 查得玻璃平台高度为 27dB，按此高度画水平线与斜线相交于 a，读出 f_a 约为 320Hz；

5）求 f_b 点位置，查表得玻璃的平台宽度 f_b

f_a=10，则 f_b=320f_b / f_a=320×10=3200Hz；

6）过 b 点作 10dB/oct 斜率直线上升一个倍频程，然后改作 6dB/oct 斜率的直线；

7）点线连成的曲线即是 10mm 厚玻璃近似隔声频率特性曲线。

1.3　单层复合结构的隔声

1. 阻尼材料

（1）阻尼

材料一般都具有一定的内阻尼，它能阻碍物体的相对运动，使物体的动能转化为热能，从而减少了物体的振动，因而，阻尼对提高材料的隔声性能有明显的作用，特别是在抑制构件的共振和吻合效应隔声低谷上十分有效。阻尼特性常用损耗因数η来定量描述，定义为

$$\eta = \frac{W'}{2\pi W} \qquad (5.1\text{-}12)$$

式中　W——振动构件总的机械能；

W'——振动构件振动一周损耗的能量。

一般材料的内阻尼很小。阻尼值随温度、频率、振幅的变化不大。常用材料的损耗因数η值见表 5.1-4。

（2）材料损耗因数η值的测量

材料的内阻尼在常温条件下η值接近常数，通常用一个数值来表示。当查不到所用材料的η值时，可采用下列试验方法求得材料的损耗因数η值。

1）共振法　适用于小阻尼状况。测量装置见图 5.1-9。

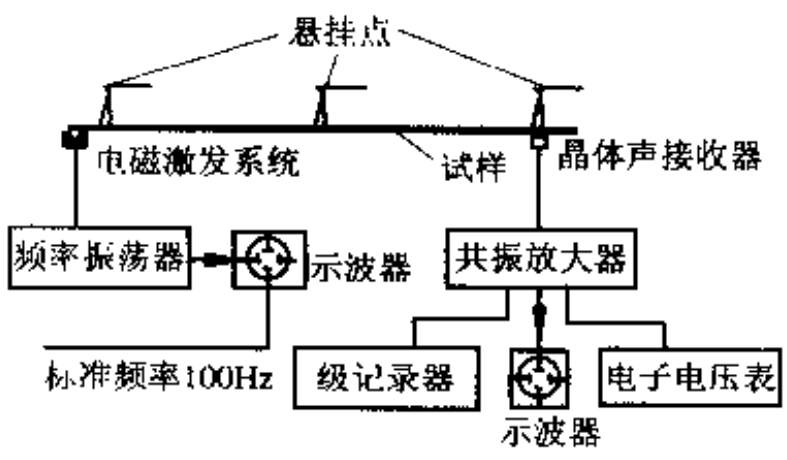


图 5.1-9　测量装置示意图（共振法）

$$\eta = \frac{\Delta f}{f_0} \qquad (5.1\text{-}13)$$

$$T = \frac{2.20}{\eta f_0} \qquad (5.1\text{-}14)$$

式中　Δf——共振曲线的半值宽度，（共振峰下降 3dB 处频率宽度）；

f_0——共振频率（Hz）；

T——混响时间（s）。

表 5.1-4　常用材料的损耗因数值

（小振幅，声频，室温）

材　料	损耗因数η
铝	10^{-4}
砖	（1～2）×10^{-2}
轻质混凝土	1.5×10^{-2}
加气混凝土	1.5×10^{-2}
重混凝土	1～5×10^{-2}
铜	2×10^{-3}
软木	0.13～0.17
玻璃	（0.6～2）×10^{-3}
石棉板	（0.6～3）×10^{-3}
铅	（0.5～2）×10^{-3}
镁	10^{-4}
砌块	（5～7）×10^{-3}
松木	（0.8～1）×10^{-2}
石灰粉刷	5×10^{-3}
有机玻璃	（2～4）×10^{-2}
胶合板	（1～1.3）×10^{-2}
干砂	0.6～1.2
钢、铁	（1～6）×10^{-4}
锡	2×10^{-3}
木纤维板	（1～3）×10^{-2}
锌	3×10^{-4}

试件选用狭长板条，其长度应使在整个频率范围，特别是在低频，固有频率存在在足够小的距离内；其宽度较弯曲波波长足够小，使横向固有振动不出现。板两端自由，悬挂点在弯曲波驻波的三个节点上。测出f_0、Δf、或 T，即可计算出η值。

2）行波法　适用于高阻尼和与长条形试件的长度相比弯曲波波长很短的情况。测量装置见图 5.1-10，这种方法主要是测量在一端激发的前进弯曲波随着离开端点距离增加时振幅的衰减。

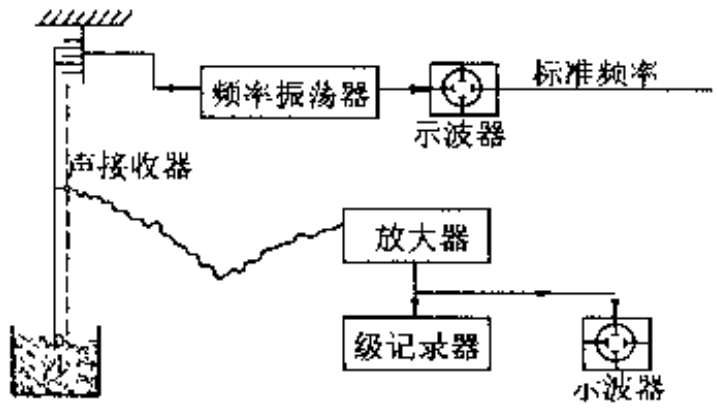


图 5.1-10 测量装置示意图（行波法）

$$\eta = D_\lambda / 13.6 \qquad (5.1\text{-}15)$$

式中 D_λ ——试件上每个波长的衰减分贝数。

沿着试件的方向，连续测试振幅，以求得波长，并记录一个波长振幅衰减的分贝数，代入上式可计算出η值。

（3）高阻尼材料

一般材料的内阻都很小，而粘弹性材料的内阻却较大，可作为专门的阻尼材料使用。

粘弹性材料主要由粘合剂、填加剂、增塑剂、辅助剂和溶剂等配制而成，其成分见表 5.1-5。

表 5.1-5 调制粘弹性材料的主要成分

粘合剂的类别	常用的填料
以沥青为基底	石墨、碳黑、石棉绒、石棉粉、蛭石粉、云母粉、黄沙、碳酸钙、铅粉
以橡胶为基底	
以树脂为基底	
以水溶物为基底	
	作用：提高内损耗能力，减少基料用量，降低成本
辅助剂（少量）	溶剂
氧化锑，硬脂酸铅，环烷酸锌，环氧化豆油等	汽油、醋酸乙酯、乙酸乙酯、乙酸丁酯
作用：改善材料的稳定性，防止老化	

调制好的粘弹性材料一般是粘合、涂刷或喷涂在金属板上，构成复合阻尼材料。

复合后的阻尼板的阻尼效果与材料的厚度和劲度有关，可按下式计算损耗因数：

$$\eta = 14\left(\frac{\eta_1 E_2}{E_1}\right)\times\left(\frac{d_2}{d_1}\right)^2 \qquad (5.1\text{-}16)$$

式中 η ——复合板的损耗因数；

η_1 ——粘弹性材料的损耗因数；

E_1 ——金属板的杨氏弹性模量；

E_2 ——粘弹性材料的杨氏弹性模量；

d_1 ——金属板的厚度；

d_2 ——粘弹性材料的厚度。

复合板的损耗因数亦可查图 5.1-11 确定。图中，η_1为金属板的损耗因数。

$$a = E_2/E_1$$

通常 d_2/d_1 值取 2~3。粘弹性材料厚度太小，阻尼效果不佳，粘弹性材料厚度过大时也不适宜，因为阻尼虽然随着粘弹性材料的厚度增加而增加，但当厚度超过一定值后，其阻尼效果的增加并不显著，造成材料的浪费。

（4）阻尼结构

复合阻尼板有多种构造形式，表 5.1-6 给出了四种结构形式和它们的主要作用及性能。

2. 特殊刚性板的隔声

为了提高薄板的刚性，往往将匀质单层板做成波形板或层叠板。板刚性的增加使得板的吻合频率下移，出现在实用的频率范围内。其它因素对隔声量的影响与平板的效果差不多。

对于这些特殊刚性板的吻合频率，可先通过下列图（图 5.1-13a、b、c、d、e）求出该板与平板的劲度比，然后用式（5.1-17）计算出吻合频率，

$$f_{c,(刚)} = f_{c(平)}\times\frac{1}{\sqrt{劲度比}} \qquad (5.1\text{-}17)$$

其中劲度比可按刚性板的种类查相应的图得到。

图 5.1-12 给出了石棉平板和波纹板隔声性能曲线。根据计算 6mm 厚石棉水泥平板的吻合频率约为 3000Hz；厚度 t=6.5mm、波幅为 A=8.25mm 的正弦波形板，其 A/t=1.27，查图 5.1-13a，得劲度比约为 10，于是得到正弦波形板的吻合频率为

$$3000\times\frac{1}{\sqrt{10}}\text{Hz} = 1000\text{Hz}$$

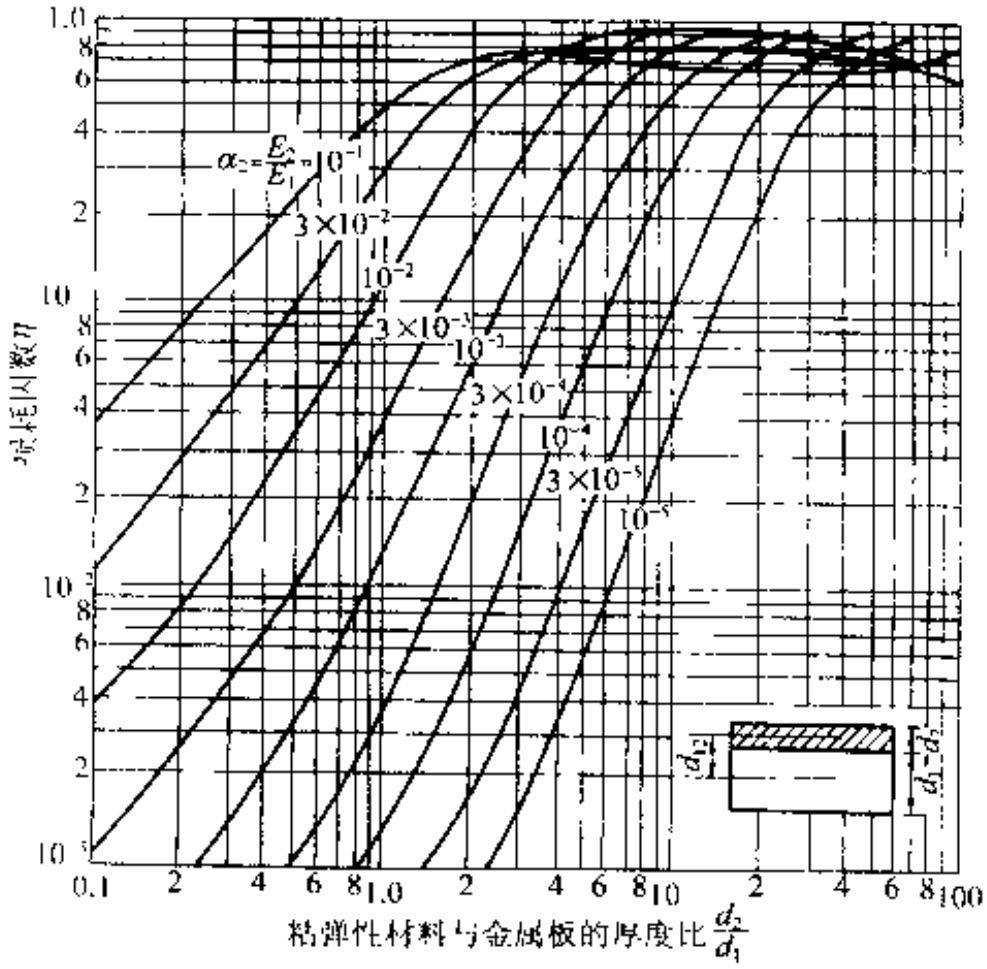


图 5.1-11 复合板损耗因数与构成材料的关系

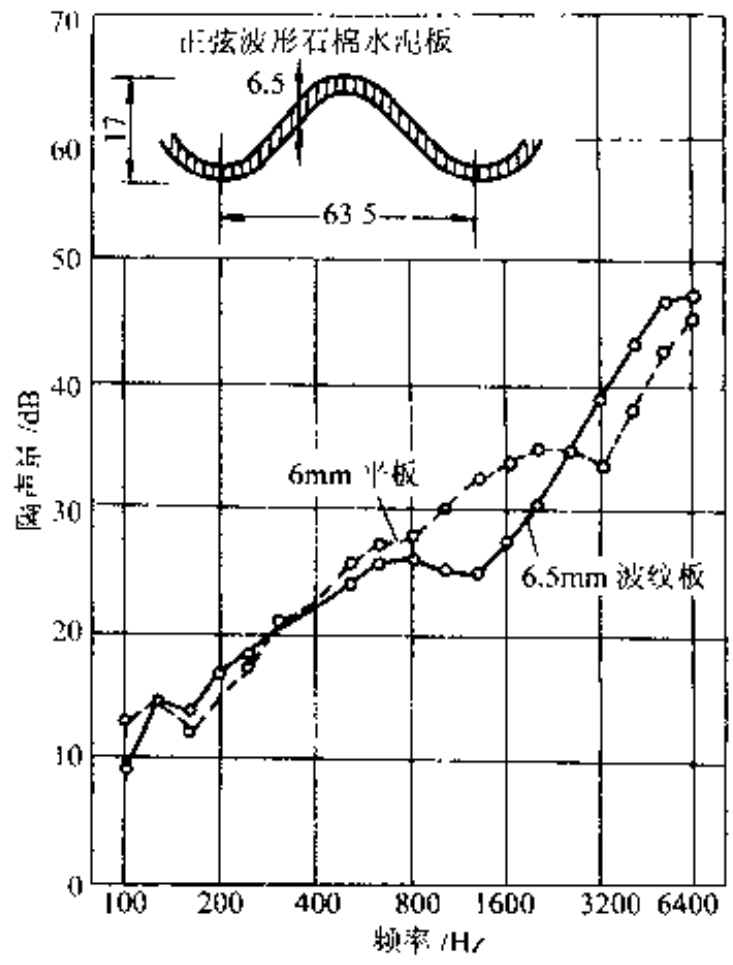
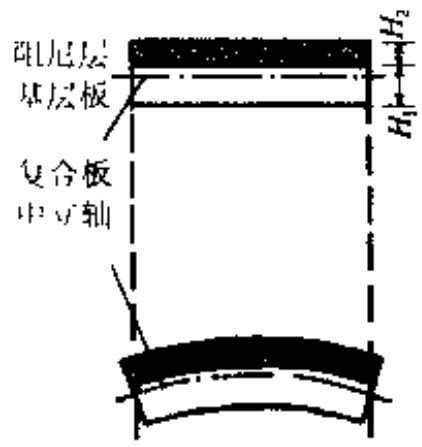
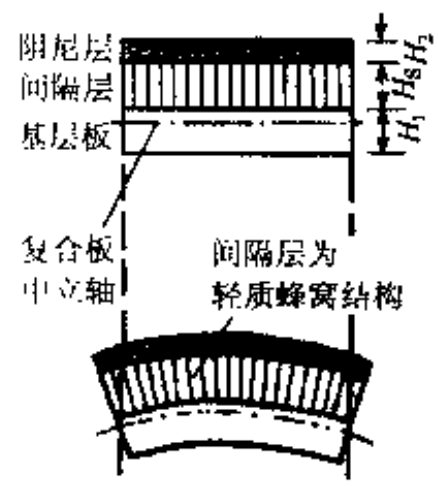
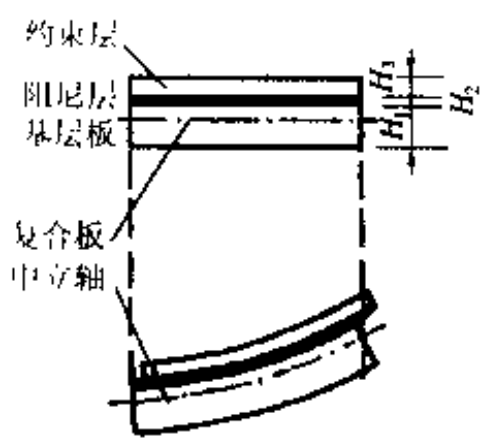
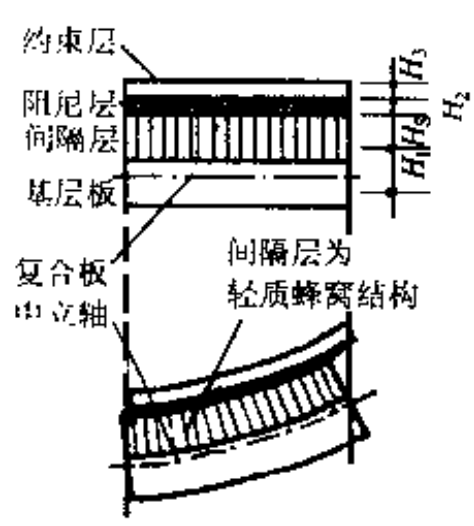
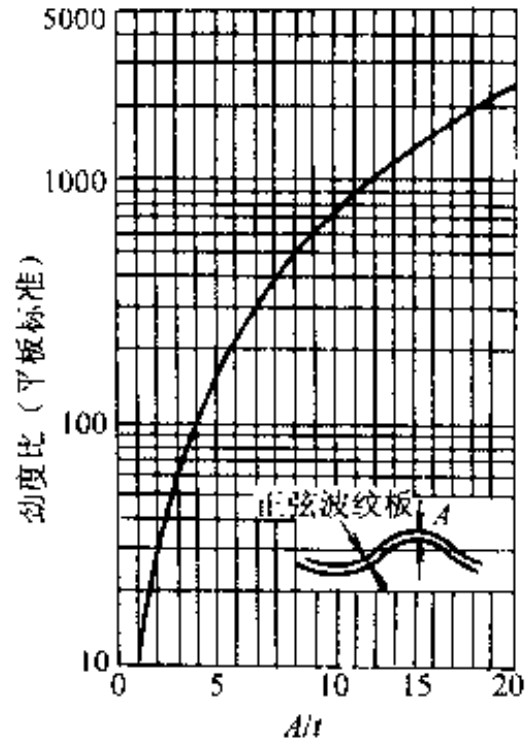


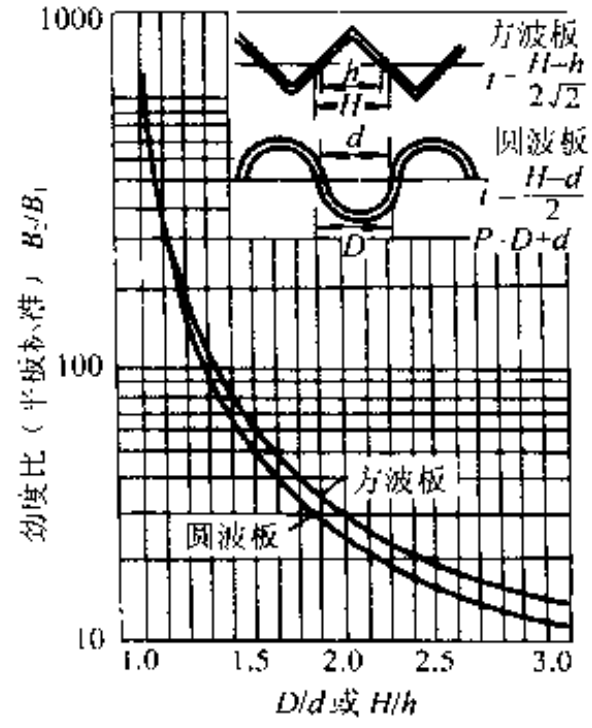
图 5.1-12 石棉水泥板的平板与波纹板隔声量比较

表 5.1-6 阻尼结构的几种基本形式

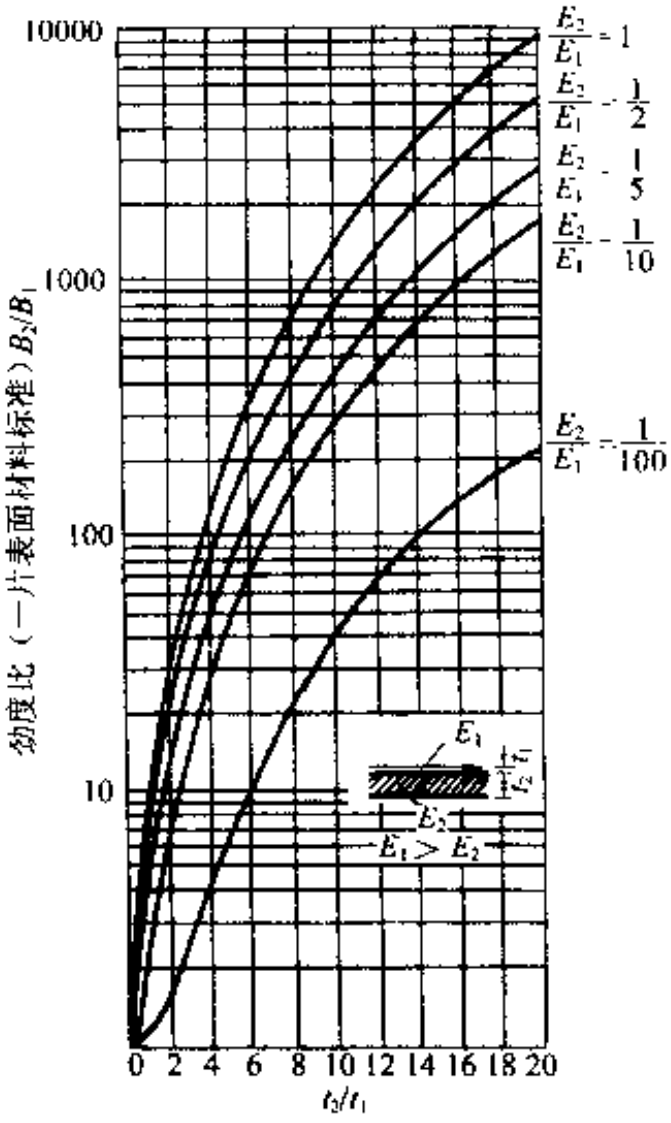
a. 自由阻尼层结构		b. 间隔阻尼层结构	
	上图为复合板未受弯曲变形时情况，下图为弯曲变形时，阻尼层有很大的拉伸变形，起到阻碍弯曲振动的作用		在阻尼层与基层板之间加一刚性的间隔层，不仅增加了板的刚度与隔热性能，而且大大增加了阻尼层的拉伸变形，进一步发挥阻尼的作用
c. 约束阻尼层结构		d. 间隔约束阻尼层结构	
	在阻尼的外侧再粘加一层薄金属板使阻尼变形受到两金属板的约束，此时阻尼层受到的是剪切力，剪切的阻尼作用抑止弯曲振动，比自由阻尼结构有更好的效果		在约束阻尼层与基层金属板之间，再加一层刚性的间隔层，大大增加了阻尼层的切形变，进一步发挥阻尼层的积极效果



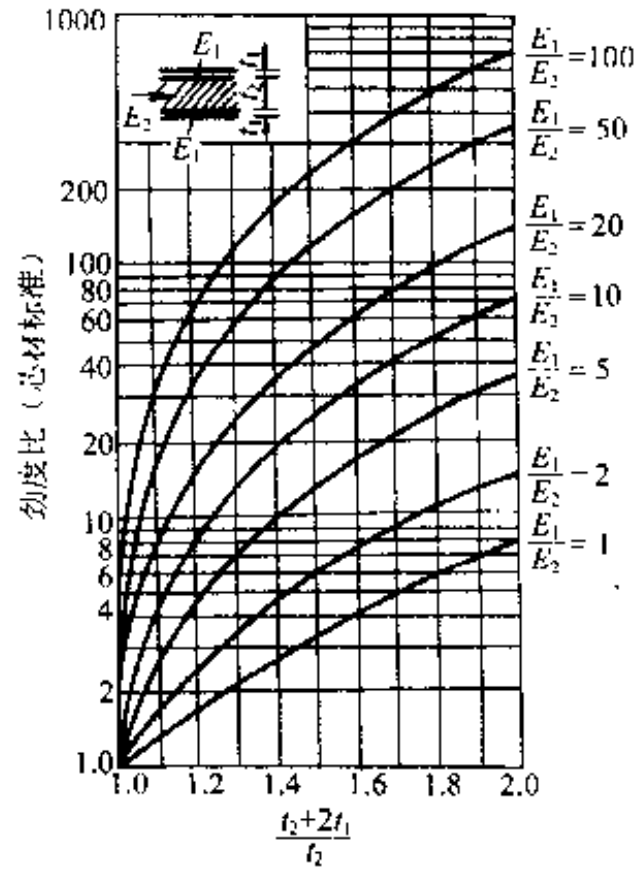
a）



b）



c）

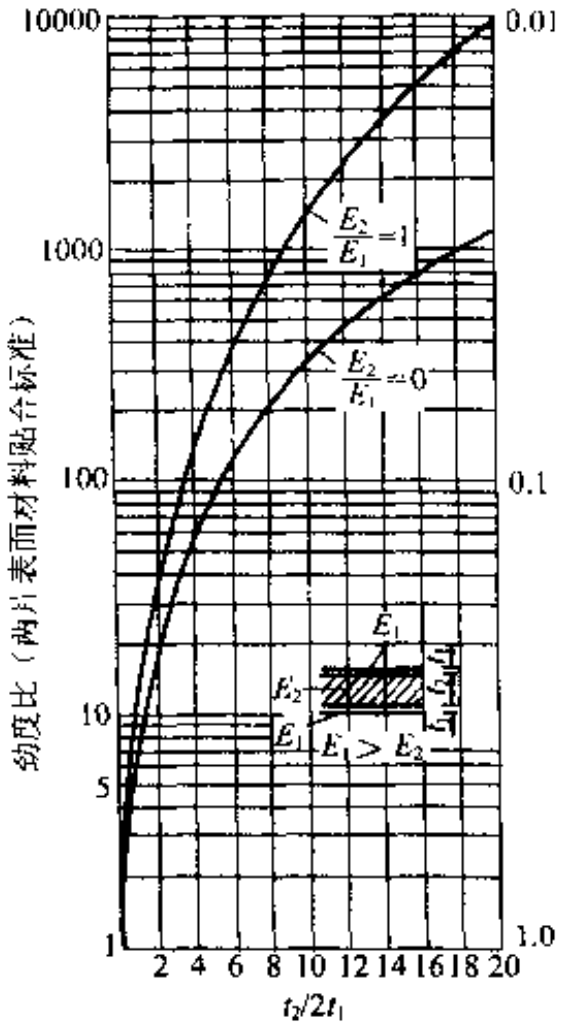


d）

图　5.1-13

a）正弦波纹板的劲度比曲线　b）圆波板、方波板的劲度比曲线

c）夹层板1的劲度比曲线　d）夹层板2的劲度比曲线



e）

图　5.1-13（续）

e）夹层板 3 的劲度比曲线

3. 软质隔声结构

软质隔声结构系采用不透气的柔软材料与多孔纤维材料等多层材料缝制而成。它易于制造，便于运输、安装、使用。

隔声软帘可用于要求隔声又经常通行的出入口部位；某些噪声源需要采用临时性隔声降噪措施的场合；室内隔声屏等。

隔声软帘的隔声性能符合质量定律，由于材料的柔软性，安装后张力微弱，因此它与薄板不同，在低频不出现共振，在高频不出现吻合效应，隔声频率特性曲线接近于倾斜的直线。表 5.1-7 为实验室测定的各种软帘的隔声性能，其中 1～38 号软帘周边完全密封；39、40、41 号是 35、36、37 号材料在软帘悬挂下垂，周边不密封状况下的测试结果，隔声量下降很多；8、9 号是只使用多孔透气性材料制成的软帘，因而高频性能差；42、43 号为影剧院现场采用插入损失法测得的数据。

表 5.1-7　各种软帘的隔声性能

序号	名　　称	面密度/(kg/m²)	隔声量/dB							
			125	250	500	1000	2000	3150	$\overline{R}$	R_w
	作围护结构使用（周边密封）									
1	0.2 塑料布	0.26	7.1	5.2	6	7.8	10.4	13	7.3	8
2	0.3 塑料糊墙纸	0.34	7.3	6.2	6	7.9	10.3	13.6	7.8	9
3	0.5 厚帆布	0.35	7.2	5.4	5.8	7.9	11.3	14	7.6	9
4	1 厚帆布	0.75	8.2	7.0	8.1	10.9	14.8	18	10.2	12
5	0.5 厚人造革	0.54	8.3	5.9	7.7	10.6	14	18	9.9	11
6	1 厚人造革	1.15	10.6	7.3	11.2	14.5	19.1	21.3	12.8	15
7	1 厚胶皮	1.90	11.4	11.3	14.6	19.7	24.2	27.7	17.4	19
8	40 厚泡沫塑料	1.46	8.0	6.4	6.6	6.1	6.2	7	6.2	7
9	20 厚泡沫塑料	0.68	8.4	5.5	5.5	5.3	5.8	5.7	5.5	5
10	丙纶棉套	1.5	6.9	6.4	10.1	11.7	12.9	14.6	10.2	12
11	飞花棉套	1.75	8.3	6.6	9.9	12.8	14.6	17.1	10.8	13
12	麻绒外包玻璃布	2.92	8.9	6.9	7.9	8.7	9.5	10.9	8.4	9
13	棉毯	0.67	7.8	7.1	9.9	11.1	12.2	13.1	9.7	11
14	5 厚毛毯	2	11.6	12	13	12.6	12.8	13.7	12.5	13
15	10 厚毛毯	4.23	17.5	18.4	18.8	20.8	24.1	28.5	20.3	22

（续）

序号	名 称	面密度/(kg/m²)	隔声量/dB							
			125	250	500	1000	2000	3150	$\overline{R}$	R_w
	作围护结构使用（周边密封）									
16	50厚岩棉毡外包玻璃布	4	12.7	14.8	13.2	17.3	21.0	24.6	15.9	18
17	100厚岩棉毡外包玻璃布	7	14.6	14.6	17.7	23.1	28.4	31.1	20.3	22
18	40厚玻璃棉外包玻璃布	1.7	8.8	6.3	7.4	11.6	15.6	17.5	10	12
19	80厚玻璃棉外包玻璃布	3.3	8.9	7.5	12.3	19.2	22.3	20.5	14.4	17
20	0.5厚人造革加棉毯	1.21	10.3	9.5	11.4	12.6	19.2	25.1	13.4	15
21	0.5厚人造革加40厚泡沫塑料	2	8.1	7.6	9.1	15.1	20.8	24.7	12.9	15
22	0.5厚人造革加锦纶棉	1.02	9.1	6.7	9.5	13.7	18.5	22.6	11.8	14
23	0.5厚人造革加麻绒	3.46	11.6	8.1	11.5	17.1	22.8	27.7	14.9	16
24	0.5厚人造革加5厚毛毡	2.54	13.6	12.5	12.5	17.4	23.7	27.1	15.4	18
25	0.5厚人造革加丙纶棉	2.04	8.8	7.7	15.1	21.1	27.3	32.2	17.2	19
26	0.5厚人造革加棉花套	2.3	9.9	9.6	15.1	21.8	28.0	33.3	17.6	20
27	0.5厚人造革加序号37的材料	3.69	13.7	11.5	19.1	29.0	36.6	40.7	23.2	23
28	1厚人造革、40厚泡沫塑料、玻璃布	2.8	9.2	6.7	9.7	17.6	22.9	29.7	13.7	15
29	1厚人造革加棉毯	1.71	12.8	11.1	12.9	15.8	23.6	30.1	16	17
30	1厚人造革加锦纶棉	1.52	11.1	9.2	11.8	17.9	22.6	26.7	14.9	17
31	1厚人造革加麻绒	3.96	12.1	8.9	14.4	21.0	26.8	31.5	17.7	19
32	1厚人造革加丙纶棉	2.65	10.3	11.6	18	24.8	31.6	36.3	20.3	22
33	1厚人造革加棉花套	2.9	11.6	13.1	18.5	26.7	33.0	37.6	21.7	24
34	1厚人造革加序号37的材料	4.19	14.8	12.4	22.8	32.0	39.0	41.5	25.3	26
35	人造革、超细棉、薄膜、玻璃布	3.6	13.5	10.6	17.1	26.7	36.3	38.1	21.7	22
36	人造革、超细绵、人造革	2.7	14.8	11.9	16.9	28.3	39.3	38.4	22.8	22
37	玻璃布、薄膜、超细棉、薄膜、玻璃布	3.15	14.5	10.9	15.9	23.6	31.7	35.9	20.2	21
38	1厚人造革、棉花套、0.5厚人造革	3.44	11.5	13.1	22.0	32.1	41.9	40.4	24.7	25
	作门帘使用（自由垂挂）									
39	人造革、超细棉、薄膜、玻璃布	3.6	8.1	6.9	11.2	20.9	19.3	18.1	15.4	16
40	人造革、超细棉、人造革	2.7	10.3	8.6	13.3	22.6	18.5	16	14	16
41	玻璃布、薄膜、超细棉、薄膜、玻璃布	3.15	11.6	8.0	11.6	21	19.7	19.1	14.2	17
42	布门帘（影剧院观众厅）	—	1.5	1.5	2.0	4.0	5.5	7.5	—	—
43	棉门帘（纺织厂）	—	8	6	8	11	13.5	17.5	—	—
44	0.8厚隔声毡（铁粉、聚氯乙烯或沥青等材料）	27	12.6	14.2	17.9	21.5	26.4	29.7	—	22
45	1.4厚隔声毡（成分同上）	38	13.0	15.9	20.7	25.5	31.3	34.0	—	25

1.4 双层板结构的隔声

1. 双层板结构隔声原理

匀质单层板的隔声性能基本上遵循质量定律，在把板的厚度（也就是重量）增大一倍时隔声量提高约5dB左右，如果不采取加大厚度的办法，而用原来厚度的两块板分立，组成中间含有一定空气层的双层板结构，此时获得

的隔声量要比 5dB 大得多（参见图 5.1-15），因此双层板结构具有很大的优越性。

在双层板中声波传播的过程如图 5.1-14 所示，当空间 I 中的声波投射到板 a 上时，部分声能被反射，一部分在 a 板中损耗，一部分透射到空间 II 中。透射到空间 II 的声波经空气衰减后又投射到 b 板上。同样，投射到 b 板上的声波又部分被反射，部分在板中损耗，余下的部分透射到空间III中，这就是声波通过双层板结构时的过程。由于经过再次反射和损耗，声波从空间 I 传到空间III时有较大的衰减，隔声性能得以提高。另外，从振动能量传递的角度来看，由于两板间没有刚性连接，声波在 a 板上激起的振动不能直接传递给 b 板，只能通过两板间的空气传给 b 板，而空气又具有很大的弹性变形，衰减了两板间振动能量的传递，使双层板结构的隔声性能有较大的改善。

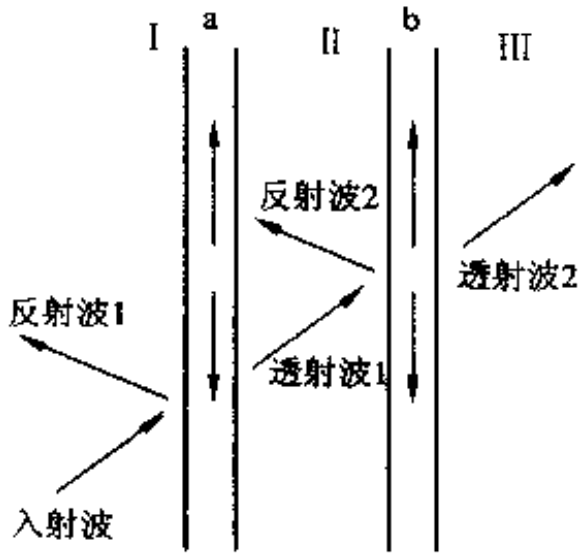


图 5.1-14　声波在双层板中的传播

2. 双层板隔声频率特性曲线

（1）双层板的隔声频率特性

如图 5.1-15 所示，双层板的构造形式“板—空气—板”正如一个“质量—弹簧—质量”弹性系统。当外界声波的频率与弹性系统的固有频率相一致时，双层板就会产生共振，此时，声能很易透过双层板，使隔声下降，在隔声频率特性曲线上形成一个低谷。

在频率超过 $\sqrt{2}f_0$ 时，隔声曲线以每倍频程 18dB 的斜率上升。频率再升高，两板将产生一系列驻波共振和 f_0 的谐波共振，使隔声频率特性曲线上升趋势转为平缓。

双层板结构也会产生吻合效应。它的临界频率取决于两层板各自的临界频率，当两层板由相同材料构成，且 $M_1=M_2$ 时，两个临界频率相同，使得吻合低谷凹陷加深；当两板的材料不一或 $M_1\neq M_2$ 时，隔声特性曲线将有两个低谷，但凹陷的深度较浅。

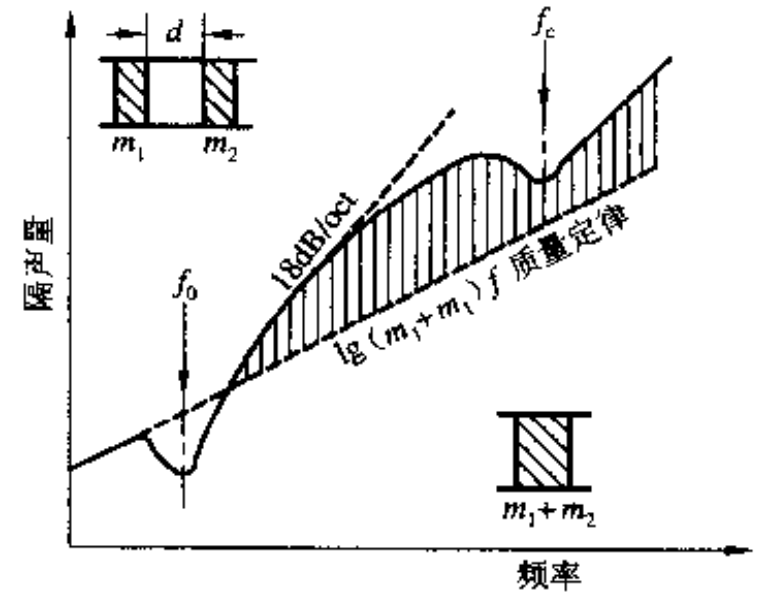


图 5.1-15　双层墙隔声特性曲线

（2）图 5.1-15 中阴影线区域表示双层板构造的隔声性能优于同等质量的单层板部分

若 f_0 往低频部分移动，阴影区增大，反之则减少。因此，共振频率的位置对双层板的隔声性能有很大的影响。通常把 f_0 设计在 100Hz 以下。另外在设计时应当采用材料不一的两板或选取 $M_1\neq M_2$，使两板的临界频率互相错开，使吻合低谷的“谷”变浅。

（3）双层板共振频率的计算

1）公式

$$f_0=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\left(\frac{1}{M_1}+\frac{1}{M_2}\right)\frac{\rho c^2}{d}} \qquad (5.1\text{-}18)$$

式中　M_1，M_2 —— 两层板的面密度（kg/m^2）；

ρ —— 空气密度（kg/m^3），常温下为 $1.18kg/m^3$；

c —— 声速，常温下为 344m/s；

d —— 两板间空气层厚度（m）。

2）图解法　图 5.1-16 给出了 f_0 图解法的列线图，求解方法为：① ρ_1，t_1 连线得出 M_1；② ρ_2，t_2 连线得出 M_2；③ 当 $M_2\geqslant M_1$ 时，由 M_1，

d 连线确定 K：④由 K 与 M_1/M_2 值连线确定 f_0。

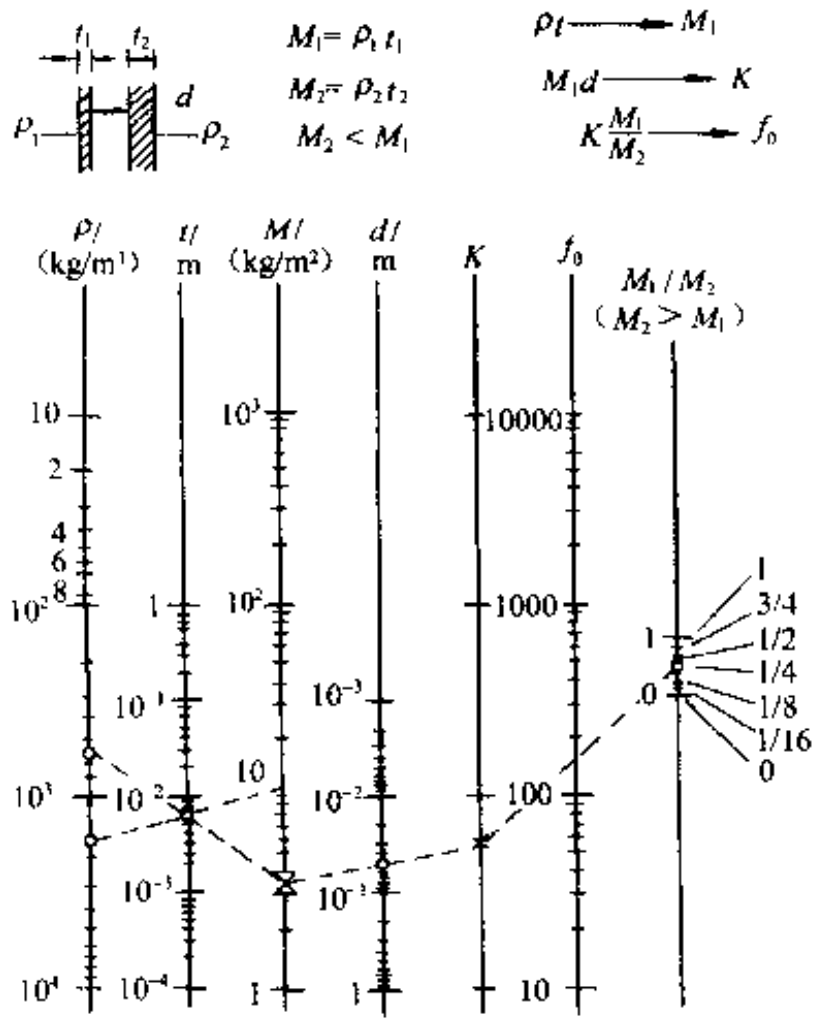


图 5.1-16　双层墙 f_0 计算列线图

3. 双层板构造隔声量计算的经验公式

$$R = 16\lg[(M_1+M_2)f] - 30 + \Delta R \qquad (5.1\text{-}19)$$

平均隔声量计算的经验公式

$$\overline{R} = 16\lg(M_1+M_2)+8+\Delta R$$
$$(M_1+M_2) \geqslant 200\text{kg/m}^2 \qquad (5.1\text{-}20)$$

$$\overline{R} = 13.5\lg(M_1+M_2)+14+\Delta R$$
$$(M_1+M_2) < 200\text{kg/m}^2 \qquad (5.1\text{-}21)$$

式中　ΔR —— 空气层附加隔声量，可由图 5.1-17 查得。

图 5.1-17 中的关系曲线是在实验室中通过大量实验得出的，对于不同面密度材料的双层构造，其 ΔR 值不完全相同。在空气层厚度较小时相差不大，在空气层厚度较大时相差就大些。面密度大的双层构造其 ΔR 要高一些。在实际使用时，重些的双层构造可选用曲线 1，轻的双层构造的 ΔR 值可取曲线 3。

4. 双层构造中的声桥和提高双层构造隔声量的方法

（1）声桥

在双层构造的两层板间若有刚性连接物时，在声波激发下第一层板产生的振动将通过该刚性连接物传到第二层板，使第二层板振动并向外辐射声波，使双层构造的隔声性能下降，这刚性连接物称为“声桥”。声桥影响的大小与声桥本身的刚性程度有关，声桥的刚性愈大，隔声量下降也就愈多。图 5.1-18 和表 5.1-8 给出了一组实例。

（2）提高双层结构隔声量的措施

1）龙骨的厚度应大于 7cm，两龙骨之间的距离不应小于 60cm。

2）以轻钢龙骨代替木龙骨约能提高 4dB 的隔声量。在龙骨与板之间加弹性材料，可减少声桥效应，对轻钢龙骨可提高 6～9dB 隔声量（参见表 5.1-9），若能采用龙骨分立，将能获得更好的效果。

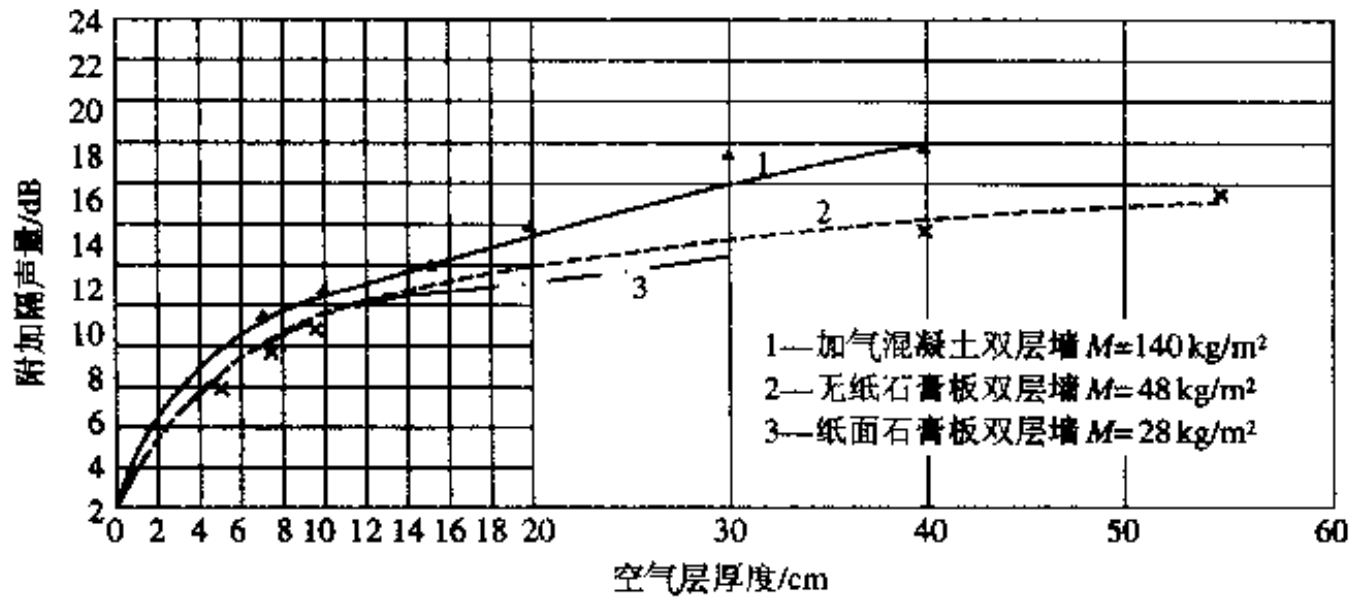


图 5.1-17　双层板空气层厚度和附加隔声量的关系

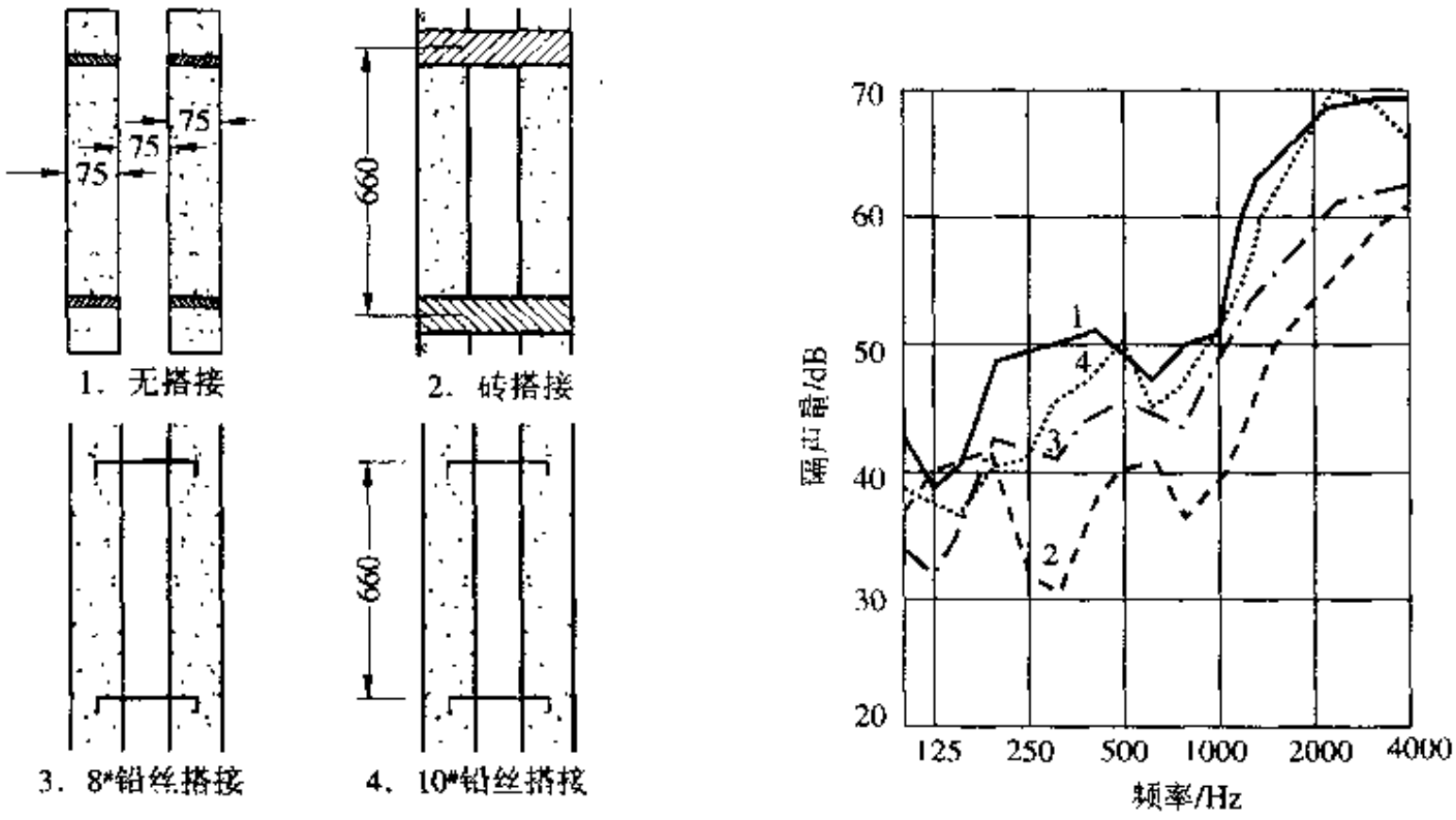


图 5.1-18　声桥对加气混凝土双层墙隔声影响

表 5.1-8　声桥使加气混凝土双层墙隔声量下降　（单位：dB）

75 厚加气混凝土双层墙，空气层厚 75	双层墙之间搭接情况			
	无搭接	10#铅丝	8#铅丝	240 红砖
隔声量（$\overline{R}/R_w$）	54/54	51/52	47/50	43/42
搭接后降低量	—	3/2	7/4	11/12

表 5.1-9　（1.4.4（2）.2）附表　（单位：dB）

名称 / 减振材料 / 处理情况	木龙骨水泥刨花板中空墙	钢龙骨水泥刨花板中空墙	石膏板中空式墙
	软质纤维板条	软质纤维板条	钢减振条
无减振处理（$\overline{R}/R_w$）	37/39	41.6/43	35/37
单侧减振处理（$\overline{R}/R_w$）	43/45	45/47	
双侧减振处理（$\overline{R}/R_w$）	46/47	48/50	38/40

3）双层轻板外加一层板，可提高隔声量 5～6dB，但再加一层板只能再增加 2～4dB。表 5.1-10 列出了一些实例。

4）在空气层内填放多孔性吸声材料，如矿棉、玻璃纤维之类，对轻钢龙骨双层板可提高 5dB，对木龙骨可提高 8dB，此时再增加面板的层数，隔声量提高较小。

以上措施的效果不能简单地线性相加，因此在设计高隔声量双层构造时要全面适当地考虑构造形式。

表 5.1-10 （1.4.4（2）.4）附表 （单位：dB）

隔声量 名称 / 墙板层数	12厚石膏板75钢龙骨中空式轻墙	10厚水泥刨花板70钢龙骨中空式轻墙	同左，腔内填50厚沥青玻璃棉	12厚石膏板80木龙骨中空式轻墙
1—1（$\overline{R}/R_w$）	35/37	42/43	47/50	35/38
1—2（$\overline{R}/R_w$）	41/43	47/51	49/52	41/41
2—2（$\overline{R}/R_w$）	45/49	50/53	51/55	44/46

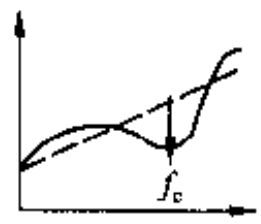
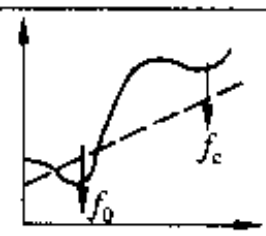
1.5 各类轻型构造的隔声特性

由表 5.1-11 中可以看出，1～7 类轻型结构很难达到较高的隔声量，只有 8、9 两类构造形式能获得较高的隔声量。

表 5.1-11 各类轻型构造的隔声特性

序号	名称和构造	隔声特性曲线	说 明
1	单层板	面密度 5dB/oct 质量定律 f_c 频率	轻质单层板墙，隔声性能差，$\overline{R}\approx 25\sim 35$dB，$f_c$ 一般在高频。若板拼缝未处理，则 $\overline{R}<20$dB （图中虚线为按面密度的计算值）
2	叠合板	f_c	隔声性能与单层板相似，增加一叠合层，$\overline{R}$ 约增加 4dB。f_c 取决于各单层板，若两板胶合成一体，相应于增加板厚，f_c 下移
3	阻尼约束板	f_c	详见表 5.1-6，使用高阻尼因数材料层，墙板将减少所有共振的负作用，并在所有频率范围提高隔声曲线，一般用于金属板隔声构件
4	空心板		空心部分减轻墙板重量，但对隔声不利，$\overline{R}$ 与同面密度的墙板相近。厚度增加，提高了抗弯劲度，但 f_c 下移，出现了宽钝的吻合谷
5	刚性夹心板	f_c	用轻质刚性材料粘合两面层板以提高抗弯劲度和稳定性，但由于墙体变厚，f_c 下移并出现宽钝的吻合谷，隔声性能无优越性
6	蜂窝夹心板		用轻质蜂窝芯材粘合两面层板，以提高结构强度，隔声性能和第5类相似

（续）

序号	名称和构造	隔声特性曲线	说　明
7	弹性夹心板		用柔性不通气发泡材料，粘合两面层板，以提高结构的强度、稳定性和保温性能。共振频率 $f_0=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\left(\frac{1}{M_1}+\frac{1}{M_2}\right)\frac{E}{b}}$，$E$ 为材料的弹性模量，因而在中频范围出现较大隔声低谷
8	中空板		轻质薄板固定在支撑龙骨上，有较好的结构强度，隔声性能一般较好。采用不同的龙骨，不同的安装方法，有不同的隔声效果。在尽量减少声桥影响后，可以得到相当高的隔声量
9	中空填棉板		在中空板填充一定厚度的吸声材料，以消除空腔中的驻波共振以及降低空腔的声压。性能比上一种更好，填充较厚的吸声材料时，隔声量在全频带范围内有显著提高

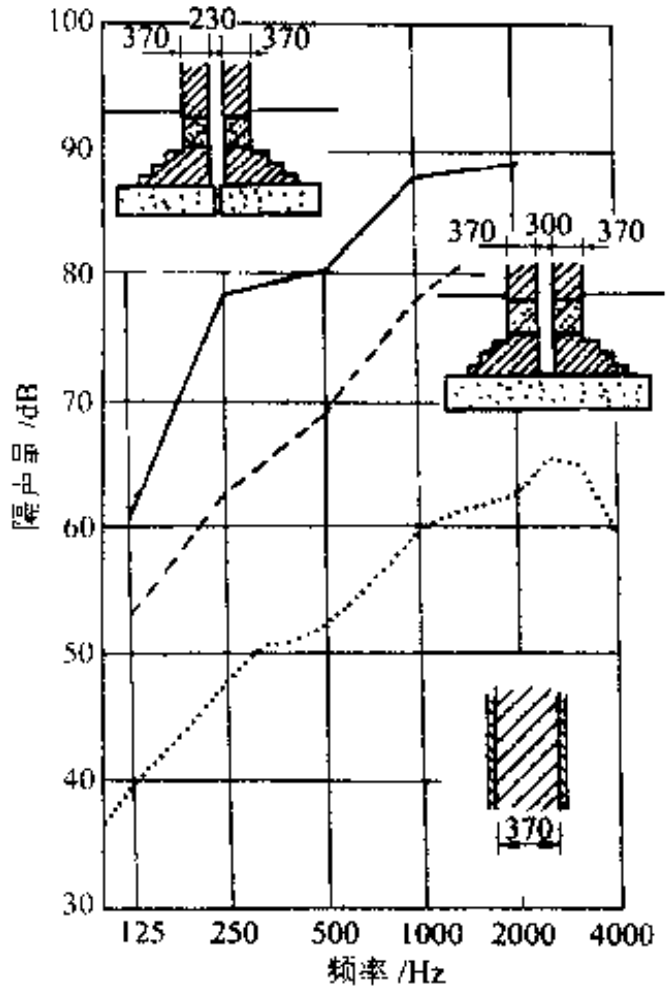
1.6　高隔声量结构

在某些场合需要使用较高或很高的隔声量结构，此时可采用下列形式构造

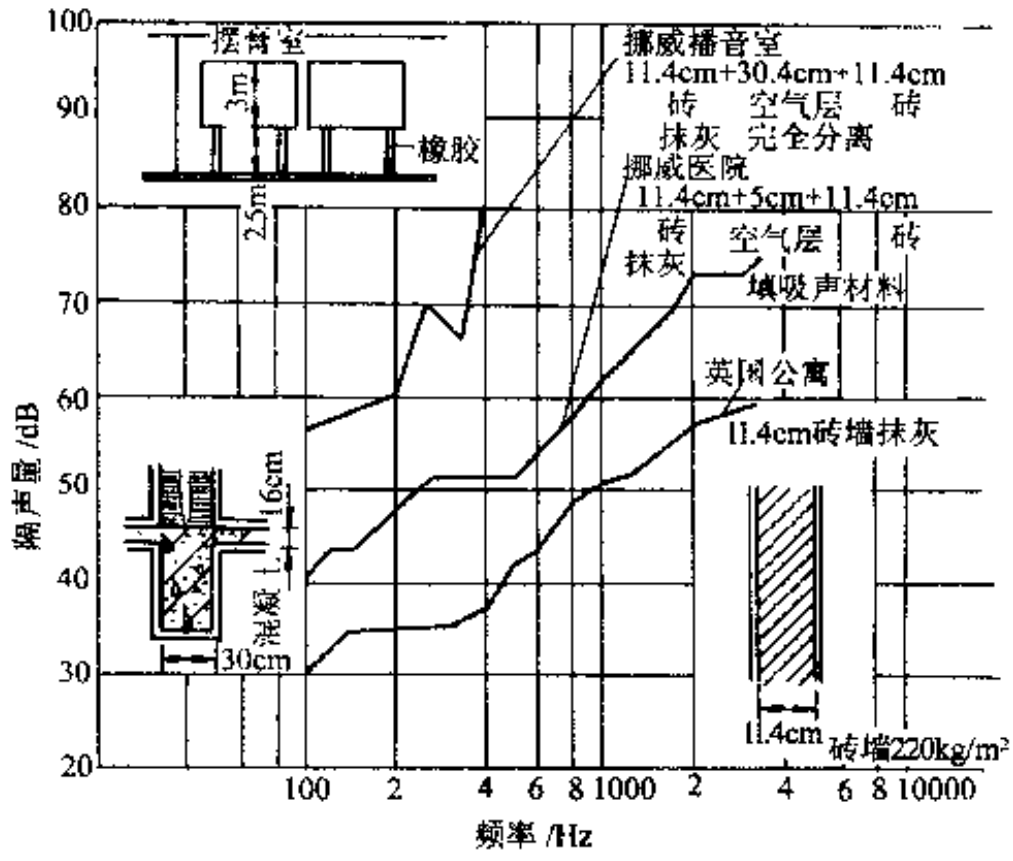
1. 双层重墙的基础分离

厚、重的墙体本身具有较高的隔声量，采用双层重墙构造能获得很高的隔声量。

双层重墙之间虽然不存在龙骨之类的声桥，但由于墙本身重量大，隔声较高，因而通过与双层墙周边相连的侧墙和基础传递的声能就不可轻视，它会使双层重墙的隔声能力不能全部发挥出来。为充分发挥双层重墙的隔声效果，必须减弱侧墙和基础的声传递。图 5.1-19a 是两种基本相同的双层重墙，两者差异就在于



a）



b）

图　5.1-19

a）370 单层与双层砖墙的隔声性能　b）单层及双层砖墙的隔声性能

一个是共同基础，另一个是分离基础。分离基础双层重墙空气层虽有 230mm（图上部），隔声量却比空气层为 300mm 的共同基础双层重墙（图中部）高出 10dB 左右。图 5.1-19b 给出的是挪威播音室和医院高隔声量双层重墙基础做法及其隔声效果。最下面的曲线则是一般半砖墙的隔声效果。

2. 双层和多层结构

双层和多层结构能获得较高隔声量。但这类结构必须搭配恰当，才能取得较好的隔声效果。

1）一般双层墙采用一重、一轻组合较为有利。表 5.1-12 与图 5.1-20 的数据表明，采用一重一轻结构面密度增加很少，而隔声量提高却显著，这是由于：① 空气层提供了附加隔声量；② 两层墙的厚度、重量不同使加气混凝土板的吻合低谷得到了补偿。这组构造存在的缺陷是空气层厚度较小，在 125Hz 产生了共振，形成了一个隔声低谷。应加大空气层厚度，使共振频率移到实用频率范围以下。

表 5.1-12　两种加气混凝土墙隔声性能的实测比较

曲线编号	墙构造	面密度/(kg/m²)	隔声量/dB	
			平均	计权
1	100 加气混凝土 勾缝喷浆	80	38.3	39
2	100　50　18 加气混凝土 空气层 草纸板	84	47.6	47

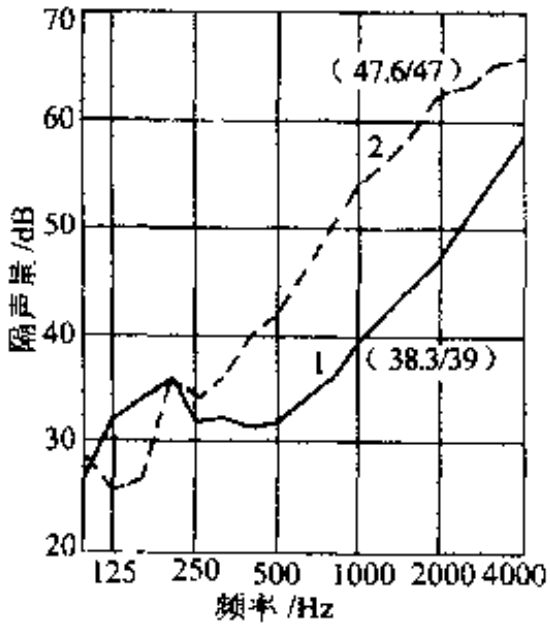


图 5.1-20　两种加气混凝土墙隔声性能的实测比较

2）为了提高低频的隔声量，可采用二重一轻的结构形式。图 5.1-21 表示出这类构造的隔声性能。

在二重一轻结构中（图 5.1-21a），即使空气层由 300mm 增到 700mm，低频隔声量也未能超过 60dB；使用二重一轻结构（图 5.1-21b），由于面密度增加，低频隔声量有较大的提高，达到 60dB 以上，但隔声特性曲线上升斜率较小；使用二重二轻结构（图 5.1-21c），可使中高频隔声量有显著增加。

3）多层结构的轻重适当配合，直接影响到隔声量的提高，表 5.1-13 用实例进行了说明，表中给出的实例可分为两个系列，A、B、C 为以一层重墙为主，D、E、F 为以两层重墙为主的隔声结构。可以看到，无论是一层重墙还是两层重墙，在增加一层浮筑轻墙时（必须有一定厚度的空气层），隔声量都有明显增加，再增加一层浮筑墙时，隔声量的增量就要小得多了。图 5.1-22 给出了它们的规律，纵坐标为 500Hz 隔声量，横坐标为面密度，下面的横斜线为单层重墙的质量定律。

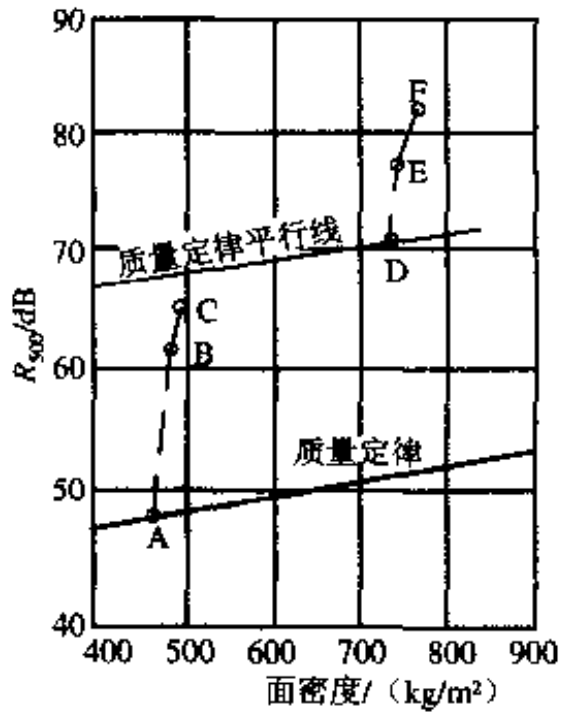
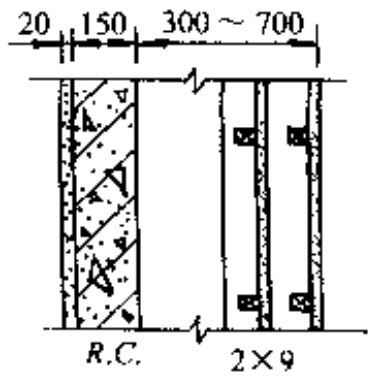
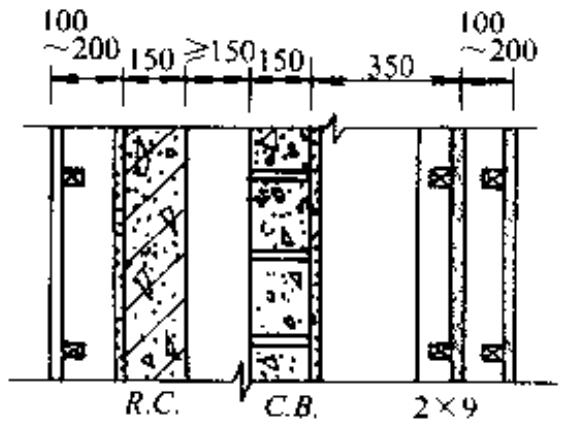


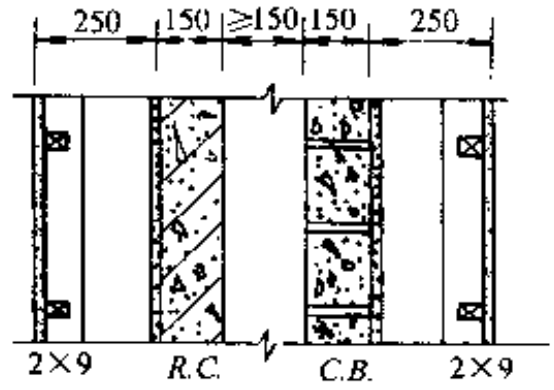
图 5.1-22　高隔声量结构隔声规律示意



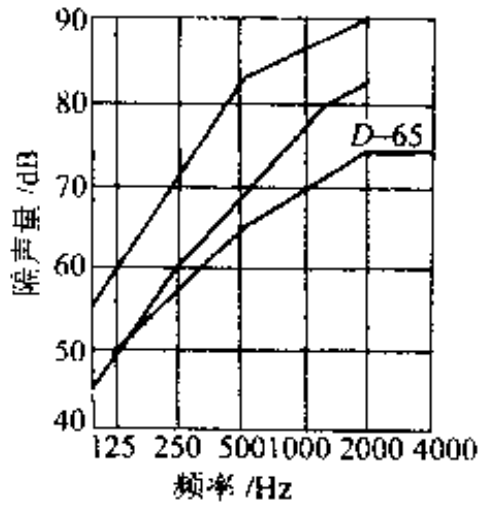
双层（上体结构—浮筑层）



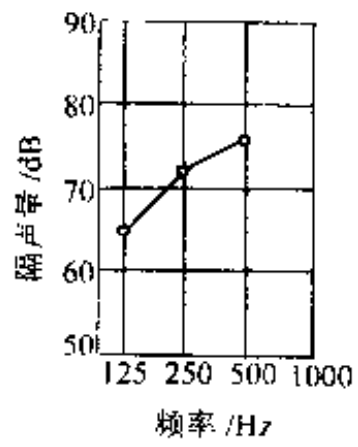
层（上体结构--固定墙—浮筑层）



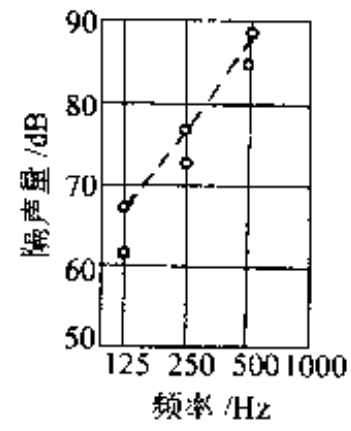
四层（浮筑层—主体结构—固定墙—浮筑层）



a)



b)



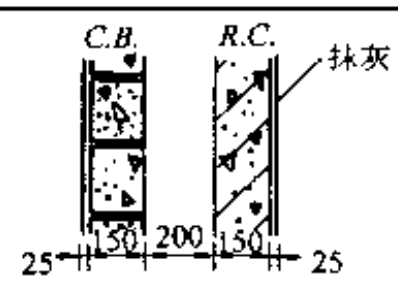
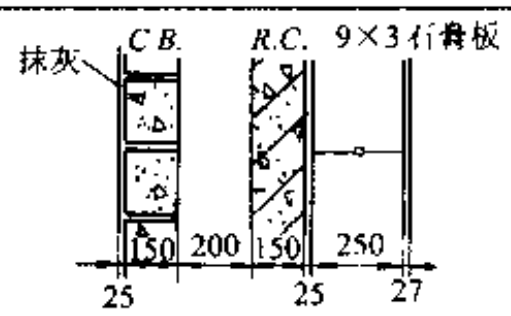
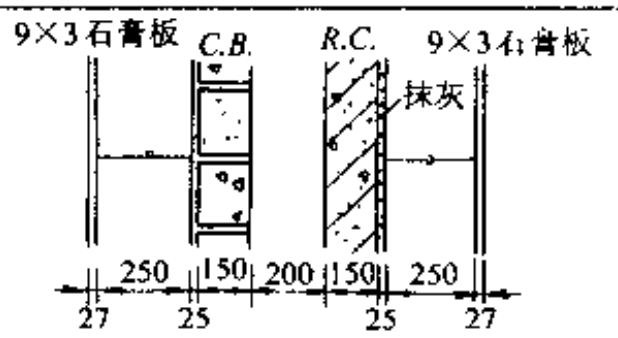
c)

图 5.1-21　重-轻结构的构造和隔声性能

表 5.1-13　不同轻重组合的多层结构的隔声效果比较

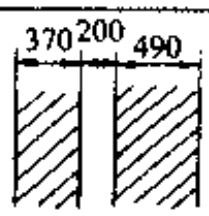
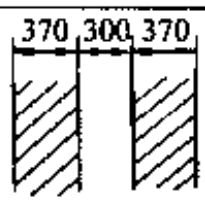
编号	构　造	示　意　图	面密度/（kg/m²）	墙总厚度/m	R_{500}/dB
A	一重	R.C. 抹灰 25 150	460	0.2	49
B	一重一轻	抹灰 R.C. 9×3石膏板 150 250 25 25 27	477	0.477	62
C	一重二轻	9×3石膏板 R.C. 抹灰 9×3石膏板 250 150 250 27 25 25 27	495	0.754	64

（续）

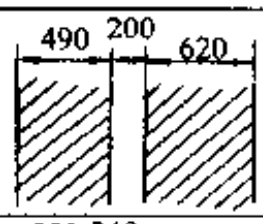
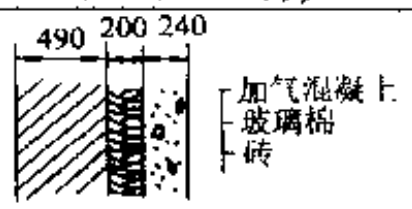
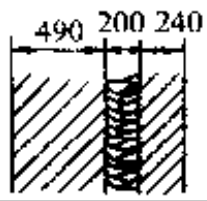
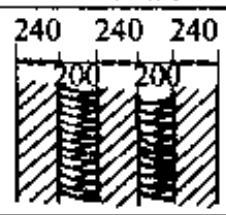
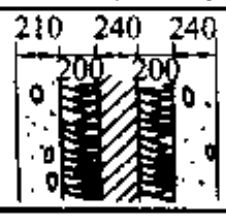
编号	构　造	示　意　图	面密度/（kg/m²）	墙总厚度/m	R_{500}/dB
D	二　　重		730	0.546	70
E	二重一轻		747	0.827	78
F	二重二轻		765	1.140	82

4）高隔声结构要特别注意孔洞缝隙漏声和结构传声。孔洞缝隙漏声的影响与隔声结构原有的隔声能力的大小成正比关系，参见图5.1-25。结构传声对于高隔声结构的影响也是严重的。表 5.1-14 所列现场测量数据可说明上述两方面的因素对高隔声结构的影响，其中3 号双层墙虽然总厚度和面密度小于 1、2、4 号墙，但由于它在结构上采取基础分开，结构传声很小，因而它的 $\overline{R}$、R_{500}和 R_w都比墙 1、墙 2 和墙 4 高出 9～12dB；墙 4～墙 8，墙体砌筑后未勾缝，未抹灰，因而，尽管墙 4 面密度增大了很多，墙 5～墙 8 在空气层中还填放了多孔吸声材料，甚至是三层重墙结构，隔声性能都远不如墙 3。图 5.1-23 是墙 3 分离基础的详图，图 5.1-24 是常用双层墙分离基础构造示意图。

表 5.1-14　高隔声结构的基础及缝隙处理对隔声效果的影响

编号	墙构造	面密度/（kg/m²）	墙总厚度/m	隔声量/dB		
				R	R_w	R_{500}
1		1440	1060	71.6	73	69
2		1240	1040	69.2	73	69
3	 基础分开	1240	970	79.4	85	80

（续）

编号	墙构造	面密度/（kg/m²）	墙总厚度/m	隔声量/dB		
				R	R_w	R_{500}
4		1860	1310	70.4	75	68
5		1070	930	68.7	70	69
6		1240	930	69.3	74	67
7		1240	1140	69	74	71
8		795	1140	64.8	65	60

注：除了 3 号墙外其他均为共同基础。

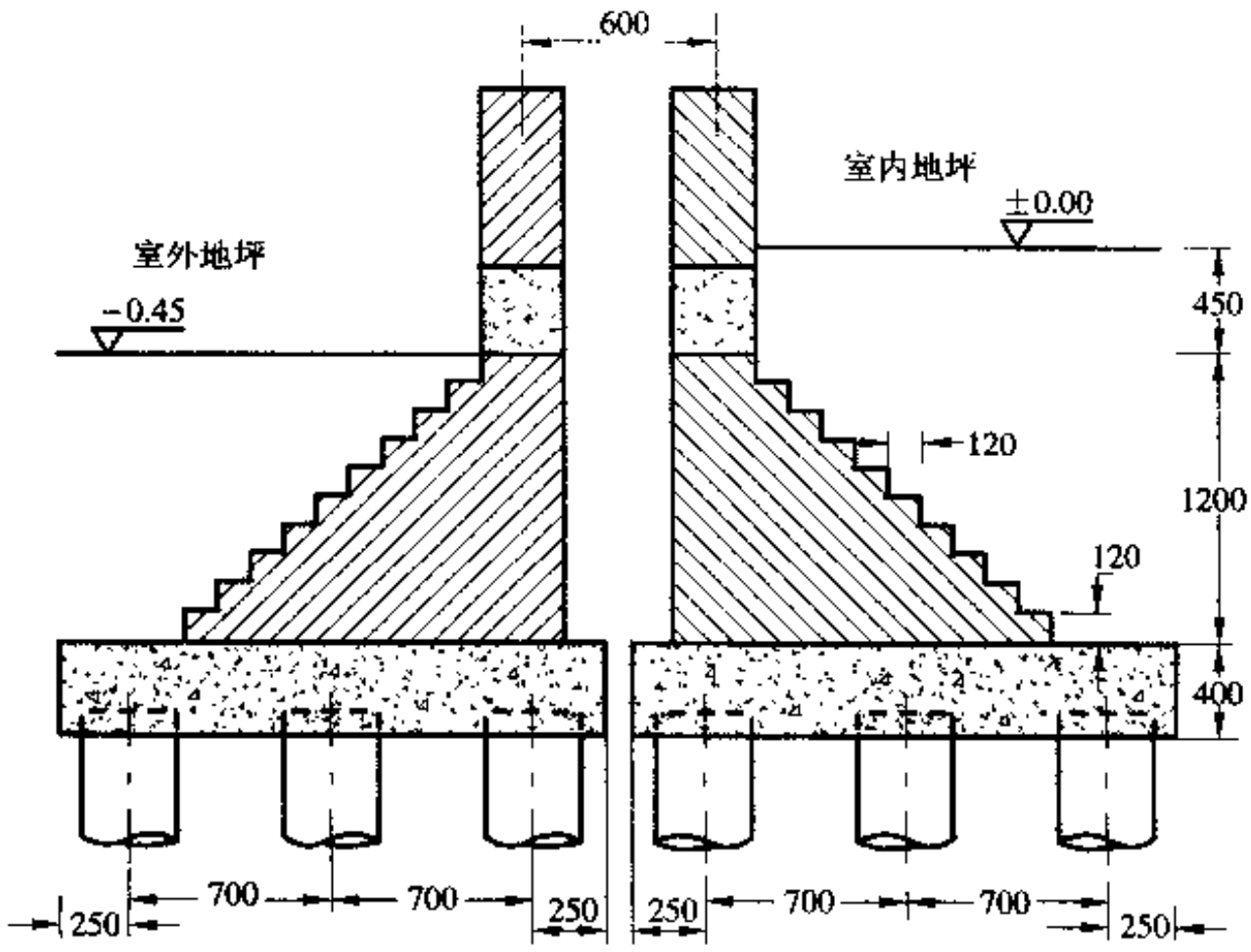


图 5.1-23　表 5.1-14 中墙 3 分离基础详图

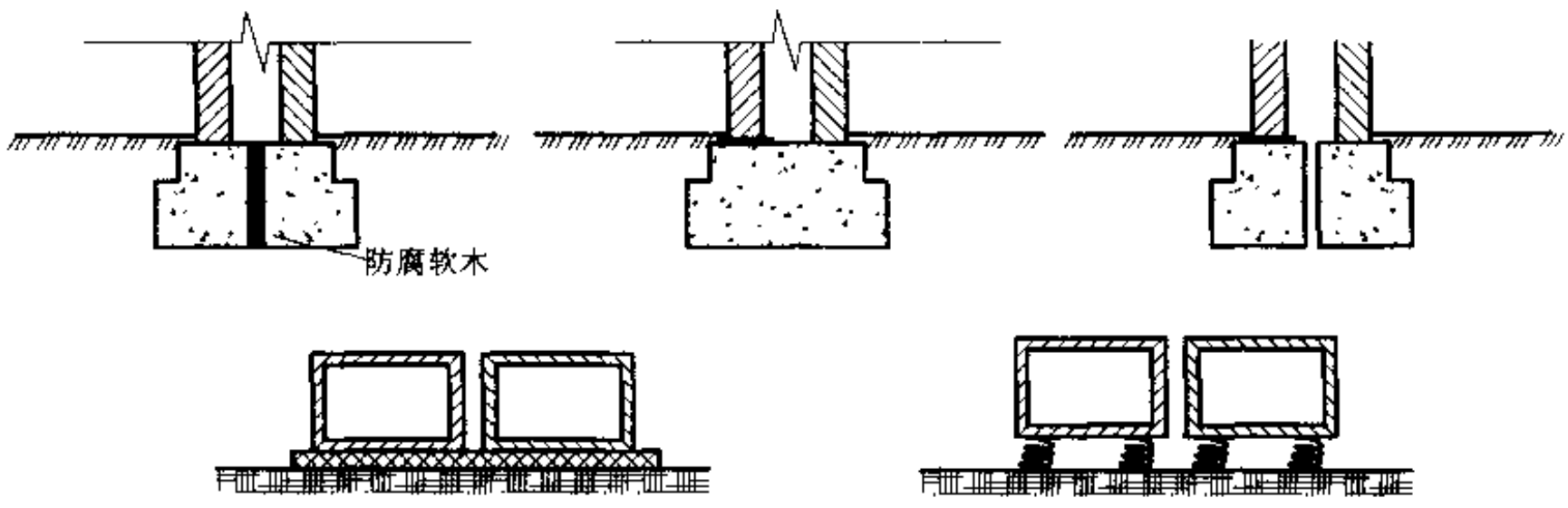


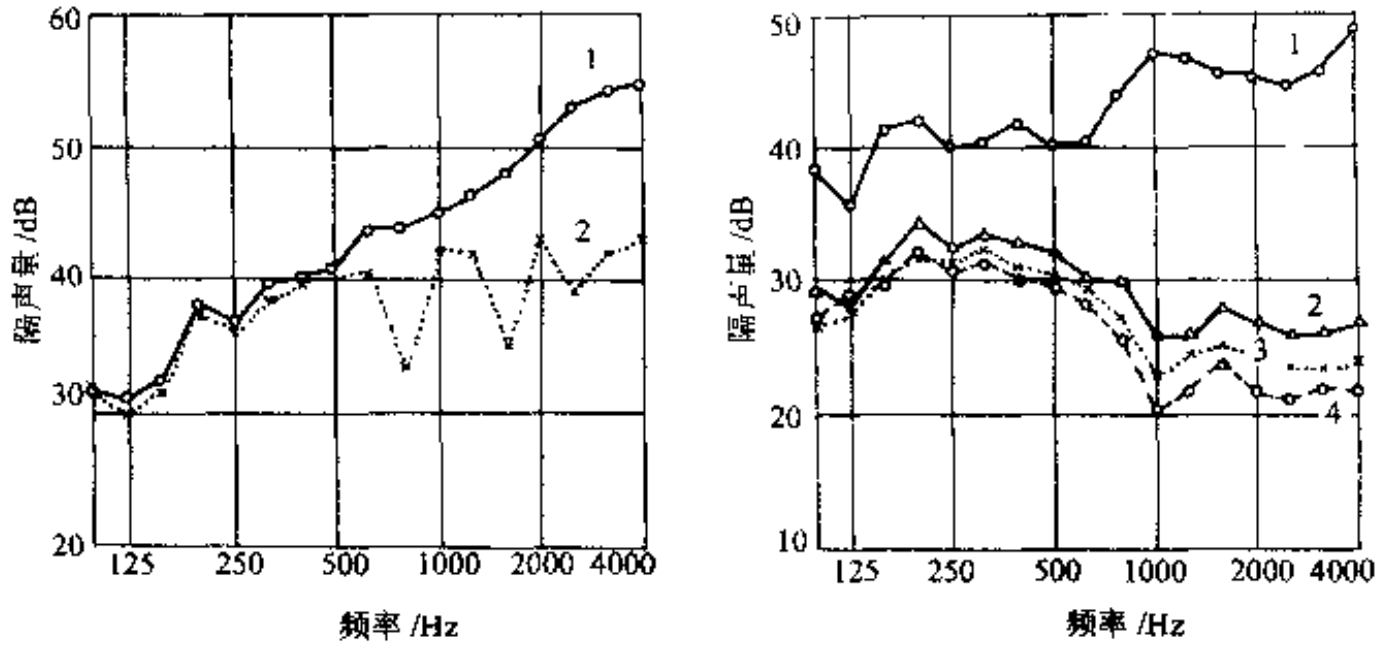
图 5.1-24　常用双层墙分离基础的构造示意图

1.7　孔洞缝隙对构件隔声性能的影响

前面所述各种构造的隔声性能都是指该构件本身和连接部位都不存在漏声时的隔声性能，也就是构件不存在孔洞和缝隙。当构件存在孔洞时，高频隔声性能将受到影响，而且由于孔洞的空气管柱共振的影响使隔声特性曲线呈起伏的周期现象。实例见图 5.1-25a。

缝隙对构件隔声性能影响比孔洞更为严重，在中低频就有较大的下降，高频下降很多。图 5.1-25b 为一组试验结果。

图 5.1-26 是按照孔洞缝隙占构件的面积比，估算构件隔声量下降量的计算表。实际上，要计算孔洞、缝隙对构件隔声性能的影响是比较困难的。首先，孔洞、缝隙的体积、面积难以精确测得，而且隔声量的下降值还与构件本身的隔声性能有关。构件隔声性能愈好，孔洞缝隙对隔声的影响就愈明显。



a）　　b）

图 5.1-25

a）孔洞对隔声量的影响

1—200mm 厚加气混凝土条板　2—同上，墙中央开ϕ300mm 孔洞

b）缝隙对隔声量的影响

1—150mm 厚砖墙板　2—同上，墙中央开长 100mm、宽 5mm 的缝

3—同上，缝宽为 10mm　4—同上，两条缝同时开

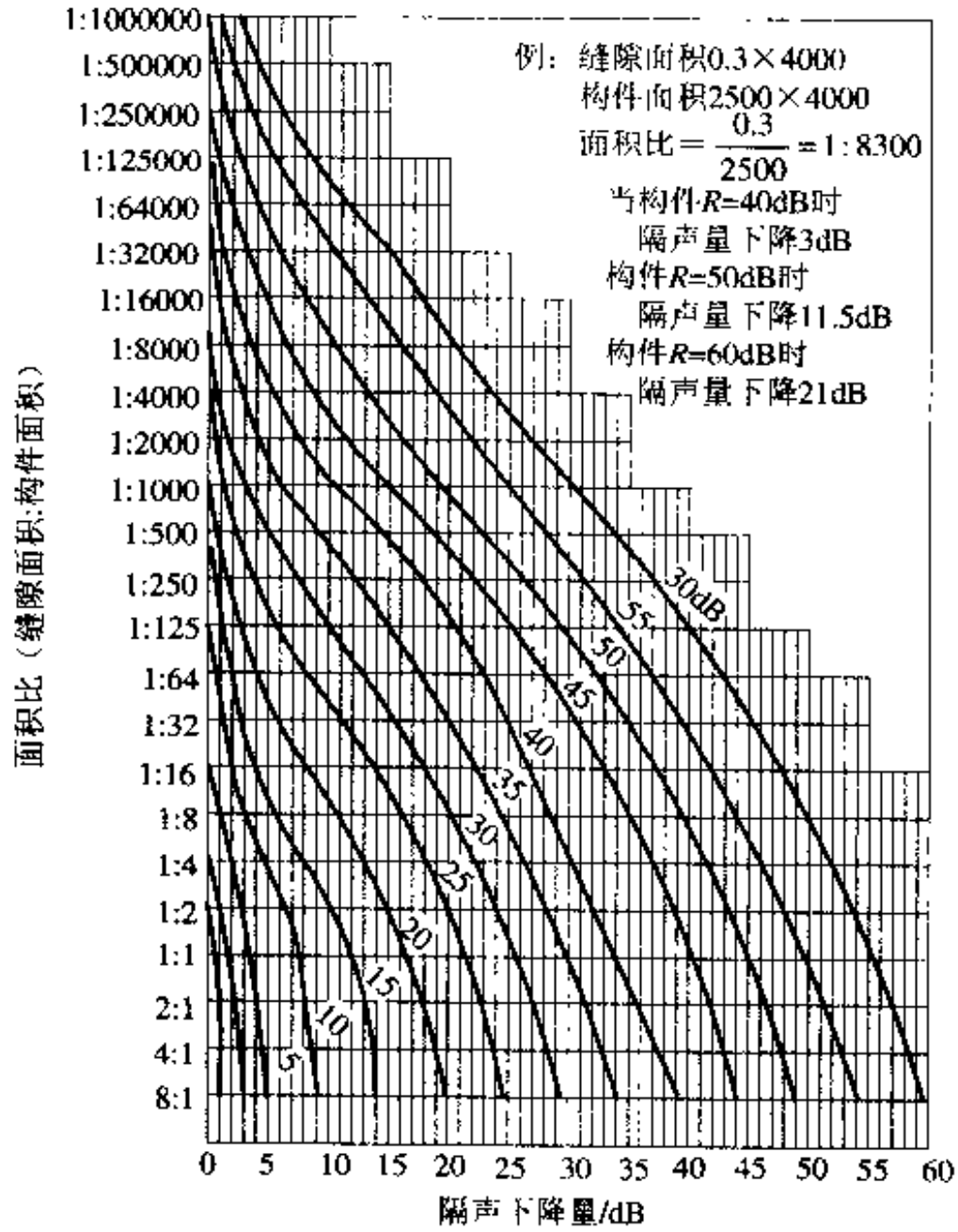


图 5.1-26　缝隙对构件隔声影响的计算图表

1.8　构件的空气声隔声性能实验室测定和单值评价

1. 空气声隔声量的实验室测定

虽然材料或构件的隔声性能可以通过理论分析和公式计算获得，但由于在分析推导时作了许多理想的设定，所以计算结果与实际情况有一定的差异。要想获得一个构件真正的隔声性能，还是要靠对实际构件的测试。另外，在不同的场合或采用不同的测试方法，所得的隔声效果也会不同。只有在标准实验室中按标准方法进行测试才能确定材料和构件的隔声性能。

1984 年颁布的《建筑隔声测量规范》中对材料和构件的隔声量测试已作出规定，主要内容为：

（1）实验设备

实验设备包括实验室、声源设备、接收设备和记录打印设备，如图 5.1-27 所示。

1）实验室　实验室由两个相邻的混响室组成，两室之间是安装被测试件的洞口。实验室的两房间应满足下列要求：

① 两房间的体积均不应小于 50m³，它们的形状不应完全相同，体积差应大于 10%；

② 房间的长、宽、高尺寸比例应合理选择，诸尺寸中不应有两个是相等的，亦不应成整数比；

③ 接收室内环境噪声应足够低；

④ 两混响室之间的任何间接传声与通过试件的直接传声相比较可予以忽略，声源室和接收室之间在结构上应采取有效的隔振措施；

⑤ 接收室的低频混响时间应控制在 2s 左右。

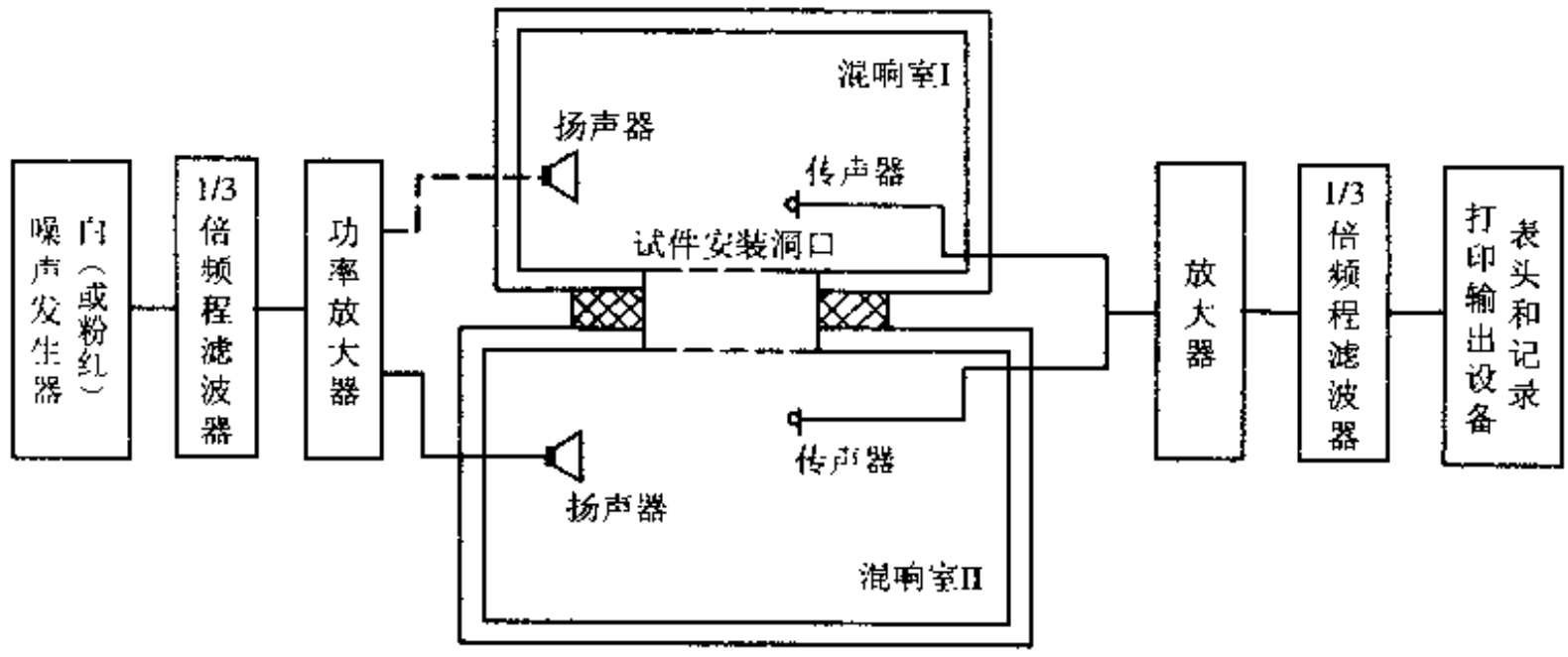


图 5.1-27 实验设备

2）安装试件的洞口

⑴ 洞口的尺寸一般为 $10m^2$，对于小型构件，如隔声门、隔声窗等；可采用实际尺寸；

⑵ 试件安装位置以及和洞口间的连接密封应尽可能地接近实际情况；

⑶ 在测试小试件时，填充洞口的材料要具有较高的隔声量，使声源通过它们的传声与通过小型构件的传声相比可予以忽略；

⑷ 对于小型构件的面积，按构件单体开孔面积计算（包括可能用到的框架和密封装置）；

⑸ 对于有可开启部分的构件，在试验前至少应开关十次。

3）仪器设备

⑴ 声源

a. 声源系统应该稳定，在测量的频率范围内具有连续的频谱；

b. 声源应具有足够的声功率，使接收室内任一频带的声压级比环境噪声级至少高10dB；

c. 当声源有两个或两个以上的扬声器同时工作时，这些扬声器应安装在一个音箱内，箱体最大尺寸不应超过 0.7m，各扬声器应同相驱动；

d. 扬声器通常应放在试件对面墙角上，但不应指向试件。

⑵ 接收设备

a. 测量声压级用的声级计或其他测量仪器，应符合国家标准《声级计的电声性能及测试方法》中 2 型或 2 型以上声级计的有关规定；

b. 滤波器的频率特性应符合国家标准《声和振动分析用 1 和 1/3 倍频程滤波器》的规定。

（2）计算公式

1）室内平均声压级的计算 室内平均声压级按下式计算

$$\bar{L}_p = 10\lg\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}10^{0.1L_{pi}} \qquad (5.1\text{-}22)$$

式中 $\bar{L}_p$ —— 室内平均声压级（dB），基准声压 $p_0=2\times10^{-5}$Pa；

L_{p_i} —— 室内第 i 个测点上的声压级（dB）；

n —— 测点数。

如果室内声场较均匀，各测点间声压级差异小于或等于 6dB 时，可直接用各测点分贝数值的算术平均值作为平均声压级。

2）混响室法测试隔声量按下式进行计算：

$$R = \bar{L}_{p1} - \bar{L}_{p2} + 10\lg\frac{S}{A} \qquad (5.1\text{-}23)$$

式中 R —— 隔声量（dB）；

$\overline{L}_{p1}$——声源室内平均声压级（dB）；

$\overline{L}_{p2}$——受声室内平均声压级（dB）；

S——试件面积（m^2）；

A——受声室的吸声量（m^2）。

$$A=\frac{0.163V}{T_{60}} \qquad (5.1\text{-}24)$$

式中　V——受声室的容积（m^3）；

T_{60}——混响时间（s）。

（3）测试步骤

1）按图 5.1-27 布置好仪器设备，测试前校准好仪器设备。

2）测量并计算平均声压级 $\overline{L}_{p1}$ 和 $\overline{L}_{p2}$。

① 测量的频率范围为 100～3150Hz，实验室应采用 1/3 倍频程，中心频率为 100Hz，125Hz，160Hz，200Hz，250Hz，315Hz，400Hz，500Hz，630Hz，800Hz，1000Hz，1250Hz，1600Hz，2000Hz，2500Hz，3150Hz。

② 测点

a．可采用多个固定传声器位置，在 1/3 倍频程中心频率低于和等于 500Hz 时取六点，高于 500Hz 时取三点，每个测点每个频率用 5s 平均时间读取平均值。

b．也可采用一个具有 P^2 积分的连续移动的传声器来获得平均声压级。传声器每旋转一周应等于或大于 30s。

c．所有测点距离房间边界或扩散体应大于 0.7m。

3）受声室吸声量的测量

受声室吸声量可按国家标准《混响室法吸声系数测量规范》进行。

测点位置取三个，每个位置至少作两次混响时间测量。

（4）测量结果表达

将测量得到的 $\overline{L}_{p1}$、$\overline{L}_{p2}$ 和 A 代入上式中求出 16 个中心频率的隔声量。

测量结果最后以表格和曲线的形式表达。曲线应绘制在纵坐标为声压级（以 dB 为单位）和横坐标以频率为对数刻度的图纸上，频率比 10:1 的长度应等于纵坐标 25dB（或 50dB）的长度。

在实验记录中还应有有关的情况，如使用仪器名称型号、试件安装条件、试验日期和实验人员等。

2. 构件隔声性能的单值评价

构件的隔声性能是频率的函数，在实验室测试时将获得 16 个中心频率的隔声量，绘制在图纸上时是一条曲线，因而在不同的构件之间难以进行比较，故有必要将 16 个隔声量归一化，成为一个单值。这样，不但构件间隔声量易于进行比较，对于每个构件也能简洁地以一个值表示其隔声性能。过去表征构件隔声性能的单值方法有 R_{500}，L_C-L'_A，L_A-L'_A，$\overline{R}$，I_i，如表 5.1-15 所示。目前国家标准规定的单值评价值是 R_W 计权隔声量，它与隔声指数的含义相同。

表 5.1-15　空气声隔声量的单值评价指标

名　称	符　号	定　义	特　点
平均隔声量	$\overline{R}$	各频带隔声量的算术平均值（频率范围 100～3150Hz）	对厚重的均质墙能基本反映构件的隔声性能
500Hz 隔声量	R_{500}	频率 500Hz 时隔声	500Hz 为频率范围 100～3150Hz 的中点，数值接近平均隔声量
计权隔声量（隔声指数）	R_W（I_i）	将隔声频率特性曲线与标准曲线按一定方法进行比较而读得之数	数据能反映出个别频段的隔声缺陷，用以评价轻薄结构的隔声比较接近主观感觉
传声等级	STC	同上，但频率范围为 125～4000Hz	同上（在美国及北美适用）
A-A 指数	L_A-L'_A	发声室 A 声级与接收室 A 声级之差	测量比较方便，且 A 声级接近人的主观感觉（日本适用）
C-A 指数	L_C-L'_A	发声室 C 声级与接收室 A 声级之差	测量比较方便，反映发声室的噪声状况与接收室对噪声的主观感觉（尚未普遍使用）

R_{500} 是以 500Hz 的隔声量代表整个构件的隔声量，500Hz 在 1/3 倍频程测量范围内是处于中间位置，它不能真实地反映构件在整个频率范围内的特性，现已很少使用。

$L_C - L'_A$ 是入射声 C 声级和透射声的 A 声级之差。

$L_A - L'_A$ 是构件两侧 A 声级之差。

这两种单值评价方法与声源的频率特性有密切的关系。使用此法时对于同一构件用不同的声源进行测量时可能会得到不同的结果，这显然是有问题的。因此，推广此法，必须统一所使用声源系统的频率特性，这在使用上造成很大的局限性。

$\overline{R}$ 是 1/3 倍频程（现场测量可采用倍频程）各频带隔声量总和的算术平均值。它虽涉及到每个频带隔声量值，但却没有考虑整个隔声频率特性。因而以 $\overline{R}$ 作为构件的单值评价量也不理想。

计权隔声量 R_W 是国际标准化机构 ISO 规定的单值评价方法，它是将已测得构件隔声频率特性曲线与规定的参考曲线族进行比较而得到的计权隔声量。I_a 称为隔声指数，它是 R_W 的前身。参考曲线特性如表 5.1-16 和图 5.1-28 所示，曲线在 100～400Hz 之间以每倍频程 9dB 的斜率上升，在 400～1250Hz 间曲线以每倍频程 3dB 的斜率上升，1250～3150Hz 间曲线是一段水平线。

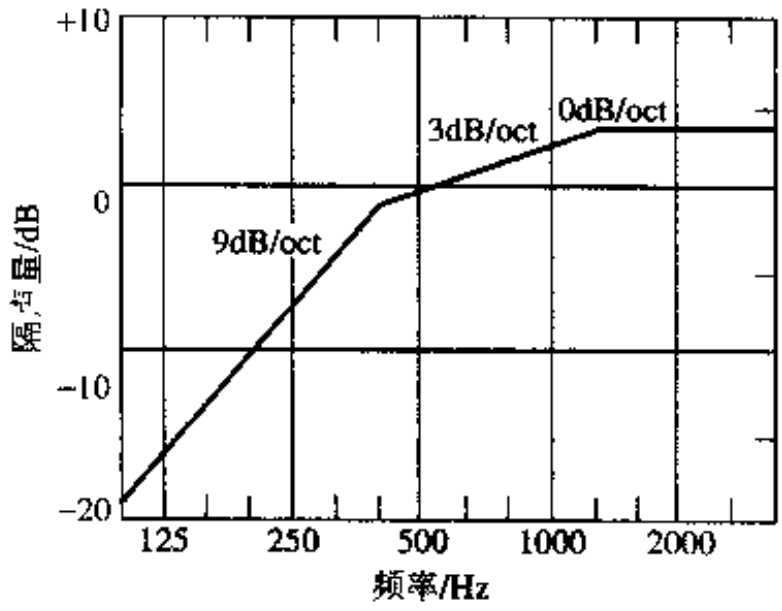


图 5.1-28　空气声隔声参考曲线特性图

表 5.1-16　空气声隔声的参考曲线特性表

频率/Hz	参考值/dB	频率/Hz	参考值/dB
100	-19	630	+1
125	-16	800	+2
160	-13	1000	+3
200	-10	1250	+4
250	-7	1600	+4
315	-4	2000	+4
400	-1	2500	+4
500	0	3150	+4

确定构件计权隔声量的步骤如下：

按照上述斜率，在透明纸上绘制一条参考曲线，将它覆盖在已测出的构件隔声频率特性曲线图上（注意这两张曲线图的坐标比例要完全一致）。参考曲线围绕测得的曲线上下平行移动，在满足下列条件时的最高读数为被测构件的计权隔声量。

1）达不到参考曲线的不利偏差的总和，在采用 1/3 倍频程时不得大于 32dB，在采用倍频程时不得大于 10dB。

2）任何一个频带内的不利偏差，在采用 1/3 倍频程时不得大于 8dB，在采用倍频程时不得大于 5dB。

3）当参考曲线移动到满足上述条件的最高位置时，参考曲线上 500Hz 对应的隔声量读数（以整分贝数为准）就是该构件的计权隔声量 R_W。

图 5.1-29 是一樘隔声门测量结果和它的计权隔声量推导情况。各 1/3 倍频程中不利偏差如表 5.1-17 所示，最大不利偏差出现在 400Hz 是 6.5dB＜8dB，各频段不利偏差的总和是 25.3dB＜32dB，此时参考曲线上 500Hz 所对应的隔声量是 39dB，所以此门的计权隔声量是 39dB。

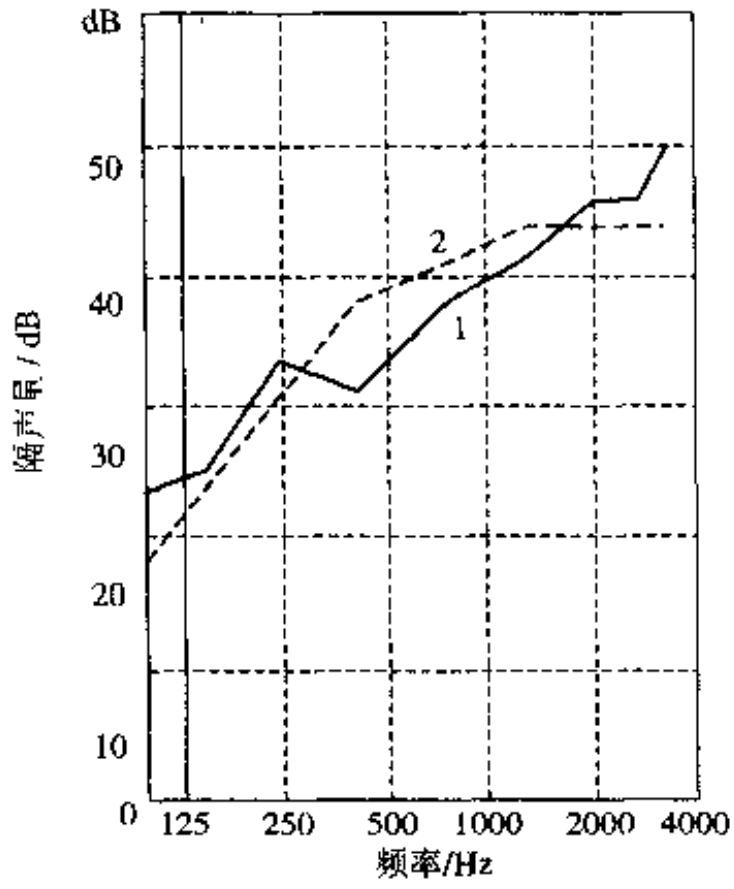


图 5.1-29　隔声门实测结果及其对应的 R_w 评价曲线
1—隔声门的隔声性能曲线　2—相应的 R_w 评价曲线

表 5.1-17　各 1/3 倍频程中不利偏差

中心频率/Hz	不利偏差值/dB	中心频率/Hz	不利偏差值/dB	中心频率/Hz	不利偏差值/dB
100	—	400	6.5	1600	--
125	—	500	5.6	2000	--
160	—	630	3.8	2500	--
200	—	800	2.2	3150	--
250	—	1000	2.0		
315	3	1250	2.2		

1.9　部分板、墙隔声性能实测结果

表 5.1-18 汇集了国内部分声学单位多年来实验室与现场隔声量测量数据，由于条件所限近年来的测试数据，只收集到中国建筑科学研究院的数据。对于一些较早的数据（如砖墙等），考虑到它们仍有重要的参考价值，也为了使手册的数据表更具全面和系统性，故也收集了进来。在实验室内测量较为精细，条件理想化，隔声量较现场实测数据为高，选择构件时应适当降低使用（一般重结构隔声量实验室数据较现场高 2dB，轻结构较现场高 5dB）。

表内所用单位，尺寸为 mm；4000Hz 栏内数据下有“—”者，其测试频率为 3150Hz。带※者为现场测量数据。带●者为清华大学，带▲者为同济大学，其余为中国建筑科学研究院提供的数据。带■者为小面积的测试数据。板或墙（不含抹灰）的厚度以 t 标记。双层墙（板）中，以 a 和 b 标记两块墙（板）厚度，以 d 表示两墙之间距。当中空里面填有吸声材料时，在 d 的尺寸后用“/”分隔，后面标注吸声材料的名称、厚度（密度或面密度），例如中空为 80mm，内填 50mm 玻璃棉，玻璃棉的面密度为 3.5kg/m² 时，即表示为 d=80/50 玻璃棉（3.5kg/m²）。石膏复合板是指两块石膏面板之四周边以石膏板条粘接成一体，成为一个盒了。开口盒是指一块石膏板四周边粘接石膏条板框架，形似一掀去盖的盒子。

墙（板）名称	序　号
金属板	1～9
金属板叠合	10～15
金属板加阻尼层	16～23
金属板加阻尼约束层	24～28
金属板加超细玻璃棉	29～33
金属阻尼板加超细玻璃棉	34～36
金属声障板	37～39
彩钢复合板	40
木质纤维机制板	41～46
石膏板	47、48
石膏板叠合	49
硅酸钙板	50～53
聚化物板	54～57
木质纤维机制板加超细棉	58～60
蜂窝板	61～72
抽孔板墙	73～88
加气混凝土墙	89～94
硅酸盐墙	95～98
空心砖及砌块墙	99～105

（续）

墙（板）名称	序 号
砖墙	106～113
其他种类墙	114～123
双层金属板（槽钢龙骨）	124～131
双层金属阻尼板（槽钢龙骨）	132、133
双层木质纤维机制板（木龙骨）	134～138
双层纸蜂窝板	139、140
薄板双层墙（木龙骨）	141～145
薄板双层墙（轻钢龙骨）	146～159
石膏板双层墙（轻钢龙骨与板之间有减振钢条）	160～162
石膏板双层墙（双排轻钢龙骨）	163、164
石膏板双层墙（石膏龙骨）	165～167
石膏板双层墙（空气层厚度变化）	168～184
石膏复合板及开口盒子板双层墙	185～200
水泥刨花板双层墙（轻钢龙骨）	201～205
水泥刨花板双层墙（轻钢龙骨两侧衬 13 厚纤维板）	206～209
水泥刨花板双层墙（轻钢龙骨两侧衬 3.5 厚硬质纤维板条）	210～213
水泥刨花板双层墙（轻钢龙骨两侧衬 13 厚软质纤维板）	214～217
抹灰双层墙	218～222
珍珠岩板双层墙	223～226
碳化石灰板双层墙	227～231
菱苦土板双层墙	232～233
加气混凝土双层墙（两面抹灰）	234
加气混凝土双层墙（空气层厚度变化）	235～241

（续）

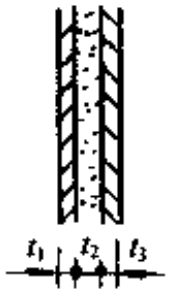
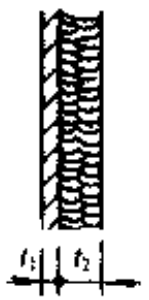
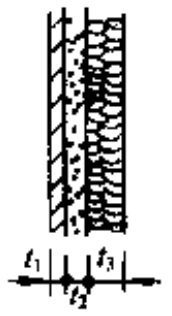
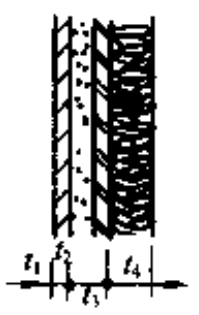
墙（板）名称	序 号
加气混凝土和木质纤维机制板双层墙	242、243
加气混凝土双层墙（两墙间有不同程度的刚性连接）	244～251
双层砖墙	252～261
其他双层墙	262、263
双层金属板（腔内填吸声材料）	264～296
三层金属板（腔内填吸声材料）	297
钢板-其他板双层结构（腔内填吸声材料）	298～328
双层纸蜂窝板（腔内填吸声材料）	329
双层木质纤维机制板（腔内填吸声材料）	330～339
双层石膏板（木龙骨，腔内填吸声材料）	340～344
双层石膏板（轻钢龙骨，腔内填吸声材料）	345～374
双层石膏板（分立轻钢龙骨，腔内填吸声材料）	375、376
双层石膏板（分立石膏龙骨，腔内填 30 超细棉）	377
石膏盒子板双层墙	378～381
双层水泥刨花板（轻钢龙骨）	382～384
双层水泥刨花板（轻钢龙骨两侧衬 13 厚软质纤维板，腔内填吸声材料）	385～388
双层水泥刨花板（轻钢龙骨两侧衬 13 软质纤维板条，腔内放沥青矿棉板）	389～391
其他轻质双层墙（腔内填吸声材料）	392～396
重双层墙	397～400
多层墙	401～403

表 5.1-18 常用墙板隔声量图表

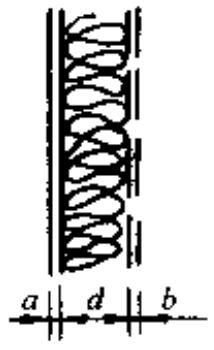
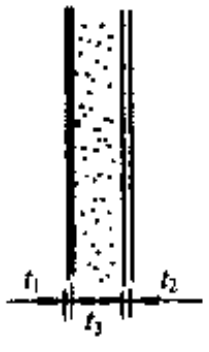
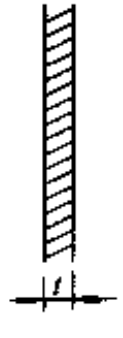
一、单层板

类别	序号	名称	面密度/(kg/m²)	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	
金属板	1	铝板 t=1	2.6	13	12	17	23	29	33	21	22	
	2	铝板 t=2	5.2	17	18	23	28	32	35	25	27	
	3	镀锌铁皮 t=1	7.8		20	26	30	36	43	29	30	
	4	钢板 t=1	7.8	19	20	26	31	37	39	28	31	
	5	钢板 t=1.5	11.7	21	22	27	32	39	43	30	32	
	6	钢板 t=2	15.6		26	29	34	42	45	34	35	
	7	钢板 t=2.5	19.5	29	31	32	35	41	43	34	35	
	8	钢板 t=3	23.4	28	31	32	35	42	32	33	35	
	9	钢板 t=4	31.2	31	34	36	37	41	33	35	37	
金属板叠合	10	镀锌铁皮 t_1=0.35；铝板 t_2=1	5.0	17	17	21	25	27	36	23	25	
	11	钢板 t_1=0.5，t_2=1	11.4	20	22	26	29	37	45	29	30	
	12	钢板 t_1=1，t_2=1.2	17.2		30	26	31	41	49	33	31	
	13	钢板 t_1=0.75，t_2=1.5	17.5	21	24	23	31	42	53	31	31	
	14	钢板 t_1=1.5，t_2=1.2，t_3=1	28.7	35	34	28	34	46	52	36	37	
	15	钢板 t_1=1，t_3=1.2；纤维板 t_2=5	22.3	31	32	27	33	48	54	36	33	
金属板加阻尼层	16	铝板 t_1=1，象牌石棉漆 t_2=2～3	3.4	16	15	19	26	32	37	23	25	
	17	镀锌铁皮 t_1=1，蛭石阻尼胶 t_2=2～3	9.6	28	23	27	33	38	44	32	33	
	18	钢板 t_1=1，象牌石棉漆 t_2=2～3	9.6	21	22	27	32	39	45	30	32	
	19	钢板 t_1=1，7631#阻尼漆 t_2 面密度 3.9kg/m²	11.7	29	27	28	31	40	44	32	33	
	20	钢板 t_1=1，沥青 t_2 面密度 3.9kg/m²	11.7	29	27	30	31	38	45	32	34	
	21	钢板 t_1=1，铁塔牌建筑油膏 t_2 面密度 3.9kg/m²	11.7	28	27	29	31	38	43	31	33	
	22	钢板 t_1=1，沥青 t_2 面密度 7.8kg/m²	15.4	32	32	32	34	41	47	35	36	
	23	钢板 t_1=1，沥青 t_2=4	19.9	31	33	34	38	45	47	37	40	

（续）

类别	序号	名称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\bar{R}$	R_w	
金属板加阻尼约束层	24	 铝板 t_1=1，象牌石棉漆 t_2=2～3，镀锌铁皮 t_3=0.35	5.8	19	21	24	30	38	42	28	30	
	25	铝板 t_1=1.5，t_3=1；阻尼胶 t_2=2	11.2	24	26	31	37	41	50	34	37	
	26	钢板 t_1=1，t_3=0.5；象牌石棉漆 t_2=2～3	13.2	22	24	28	35	44	49	33	34	
	27	钢板 t_1=1，铅皮 t_3=1，用 XY401 胶水粘贴	19.4	33	32	35	38	45	49	38	39	
	28	钢板 t_1=1，橡皮 t_3=5，用 XY401 胶水粘贴	15.4	32	31	34	34	41	47	36	36	
金属板加超细玻璃棉	29	 钢板 t_1=1.5，超细棉 t_2=80	15.5	29	35	45	54	61	61	47	47	
	30	钢板 t_1=2，超细棉 t_2=80	19.1	32	33	43	52	60	64	46	46	
	31	钢板 t_1=2.5，超细棉 t_2=80	22.2	29	38	46	54	61	62	47	49	
	32	钢板 t_1=3，超细棉 t_2=80	27.1	29	40	44	54	60	57	47	48	
	33	钢板 t_1=4，超细棉 t_2=80	34.7	28	39	46	53	60	56	46	49	
金属阻尼板加超细玻璃棉	34	 钢板 t_1=1，沥青 t_2 面密度 3.9kg/m²，超细棉 t_3=80	19.2	31	35	42	53	62	67	47	47	
	35	钢板 t_1=1，沥青 t_2=4，玻璃棉 t_3=50（外罩 1.5 厚穿孔钢板，穿孔率 P=25%）	32.6	31	33	41	52	62	61	45	45	
	36	 铝板 t_1=1.5，阻尼胶 t_2=2，铝板 t_3=1，超细棉 t_4=40	12.9	32	35	43	49	54	58	44	45	

（续）

类别	序号	名称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	注
金属声障板	37	 a=1 钢板，b=1 开槽口钢板，d=50/50 玻璃棉	14	16	25	30	30	38	43		32	吸声面朝向噪声源
	38	a=1.6 镀锌板，b=1 开槽口铝板，d=96/50 玻璃棉	25	21	20	32	36	38	39		33	
	39	a=1 钢板，b=1 开槽口钢板，d=50/50 玻璃棉	21	20	20	31	39	39	41		34	
彩钢复合板	40	 $t_1=t_2=0.6$ 彩色钢板，$t_3=100$ 聚苯板	13	14	24	23	26	53	51		21	低谷在800Hz、16dB
木质纤维机制板	41	 三合板 $t=5$	2.6	12	17	19	22	27	22	20	23	
	42	五合板 $t=5$	3.4	16	17	19	23	26	23	21	22	
	43	草纸板 $t=18$	4.0	14	18	23	27	33	35	25	27	
	44	纤维板 $t=5$	5.1	21	21	23	27	33	36	26	28	
	45	刨花板 $t=20$	13.8	22	25	28	34	29	34	29	31	
	46	水泥刨花板 $t=10$	12	19	21	27	34	33	32	28	29	▲

（续）

类别	序号	名　称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	
石膏板	47	纸面石膏板 t=12	8.8	14	21	26	31	30	30	25	28	
	48	无纸石膏板 t=20	24	29	27	30	32	30	40	31	31	
石膏板叠合	49	纸面石膏板 t_1=9，t_2=12	15.4	21	22	24	32	35	35	29	31	
硅酸钙板	50	云母硅酸钙板 t=19，Ω接头，无油灰嵌缝	15~19	17	22	25	26	25	33	24	26	▲
	51	双面贴塑云母硅酸钙板 t=22，Ω接头，无油灰嵌缝	16~19	17	23	26	29	32	37	27	29	▲
	52	石棉硅酸钙板 t=19，平板条插片接头	11.4	16	23	24	28	25	33	24	27	▲
	53	石棉硅酸钙板 t=22，Ω接头	15.4	20	24	25	27	30	36	27	29	▲
聚化物板	54	聚氯乙烯塑料板 t=5	7.6	17	21	24	29	36	38	27	29	
	55	聚碳酸酯板（阳光板）t=3	3.8	8	14	18	23	28	30		23	
	56	聚碳酸酯板（阳光板）t=4	4.8	11	17	20	26	30	33		25	
	57	聚碳酸酯板（阳光板）t=6	7.1	12	21	23	28	33	35		29	

（续）

类别	序号	名称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	
木质纤维机制板加超细棉	58	 三合板 t_1=5，超细棉 t_2=80	6.0	19	24	30	44	54	54	36	35	
	59	纤维板 t_1=5，超细棉 t_2=80	8.6	24	26	34	48	59	62	41	39	
	60	刨花板 t_1=20，超细棉 t_2=80	18.1	24	35	40	50	57	60	44	43	
蜂窝板	61	全聚碳酸酯蜂窝板 t=6	3.0	12	8	11	16	19	20		16	■
	62	全聚碳酸酯蜂窝板（阳光板）t=8	3.5	12	9	11	17	19	19		16	■
	63	全聚碳酸酯蜂窝板（阳光板）t=10	4.0	13	9	13	18	20	20		17	■
	64	全铝质蜂窝板（试样有边框）t=10	13.2	19	17	18	18	19	22		19	■
	65	全铝质蜂窝板（试样无边框）t=20	8.6	18	12	15	20	26	27		20	■
	66	0.8、1.2 铝板纸蜂窝板 t=39	6.9	10	14	20	20	23	25		21	■
	67	0.8、1.2 铝板纸蜂窝板 t=70	7.4	18	19	19	23	25	30		23	■
	68	五合板纸蜂窝板 t=30	8.7	18	19	22	29	34	32	25	29	
	69	五合板纸蜂窝板 t=50	10.8	18	20	30	35	40	38	30	32	
	70	水泥石棉板纸蜂窝板 t=50	23	20	27	33	37	37	37	32	35	※
	71	石膏板纸蜂窝板 t=100	30	18	23	23	23	33	35	26	28	
	72	石膏板纸蜂窝板 t=100，单侧加 12 纸面石膏板	39	27	25	25	29	33	36	28	29	

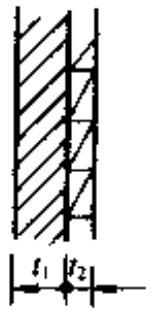
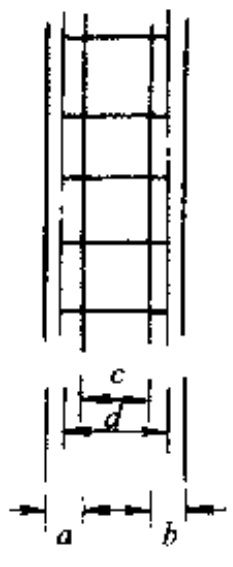
二、单层墙

类别	序号	名称	面密度/(kg/m²)	隔声量/dB								
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	注
抽孔板墙		石膏方孔板墙 t=120	41	30	29	26	35	35	39		32	
	73	石膏圆孔板墙 t=60		26	31	30	29	36	40	31	32	
	74	珍珠岩圆孔板墙 t=60	38	25	25	26	31	40	44	32	31	●
	75	炭化石灰圆孔板墙 t=90	65	31	33	31	31	38	43	34	33	
	76	炭化石灰（加纤维）圆孔板墙 t=90，两面粉刷	67	37	35	35	35	38	46	37	36	
	77	炭化石灰圆孔板墙 t=120	80	29	30	32	37	42	49	36	37	
	78	炭化石灰圆孔板墙 t=90，两面各贴 15 厚石膏板	113	29	30	33	40	45	42	36	40	●
	79	菱苦土圆孔板墙 t=80	50	30	28	27	33	41	45	33	33	●
	80	菱苦土圆孔板墙 t=120，双面抹 15 厚水泥砂浆	90	30	31	32	33	43	48	35	36	●
	81	陶粒混凝土圆孔板 t=120	77	33	31	33	39	43	46		39	
	82	陶粒混凝土圆孔板 t=100	100	40	35	38	45	45	43		42	
	83	GRC（增强水泥玻纤板）t=60	36	30	31	35	31	35	39		34	
	84	GRC（增强水泥玻纤板）t=120	118	39	36	37	41	45	43		41	
	85	工业灰渣水泥圆孔板 t=90	78	38	33	34	37	41	41		38	
	86	纯混凝土空心条板 t=85	112	35	33	36	42	40	43		40	
	87	煤矸石水泥条板 t=60	64	29	36	36	38	44	48		40	■
	88	煤矸石水泥条板 t=60	93	33	36	37	43	48	51		43	■
加气混凝土墙	89	加气砌块墙 t=75（抹灰）	70	30	30	30	40	50	56	39	38	
	90	加气条板墙 t=100（喷浆）	80	33	32	32	40	48	60	39	39	
	91	加气砌块墙 t=150（抹灰）	140	29	36	39	46	54	55	43	44	
	92	加气条板墙 t=200（喷浆）	160	31	37	41	45	51	55	43	46	
	93	粉煤灰加气块墙 t=120（抹灰）	—	29	33	36	40	47	52	39	40	
	94	粉煤灰加气块墙 t=240（抹灰）	—	35	39	42	52	52	53	45	47	

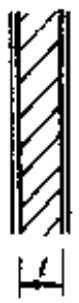
（续）

类别	序号	名称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	
硅酸盐墙	95	硅酸盐条板墙 t=140（喷浆）	220	34	37	38	45	46	56	42	44	
	96	硅酸盐砌块墙 t=200（抹灰）	450	35	41	49	51	58	60	49	52	
	97	硅酸盐砌块墙 t=240（粉刷）	436	41	40	49	52	59	61	49	52	
	98	硅酸盐砌块墙 t=240（粉刷）	450	35	41	49	51	58	60	49	52	
空心砖及砌块墙	99	矿渣三孔空心砖墙 t=100（抹灰 40）	120	30	35	36	43	53	51	40	43	
	100	矿渣三孔空心砖墙 t=210（抹灰 20）	210	33	38	41	46	53	52	43	46	
	101	粘土空心砖 t=240（抹灰共 30）	289	39	42	44	47	56	52		48	
	102	粘土空心砖 t=240（抹灰共 30）	380	42	45	46	51	60	61		51	
	103	混凝土空心砌块 t=190（抹灰共 40）	299	39	40	42	49	49	49		47	
	104	承重装饰空心砌块 t=280（单面抹灰）	332	40	41	47	52	55	56		50	
	105	陶粒混凝土空心砌块 t=190（共抹 40 灰）	273	42	44	50	55	57	59		53	
砖墙	106	砖墙 t=60（煤屑粉刷）	160	26	30	30	34	41	40	32	35	
	107	砖墙 t=120（抹灰）	240	37	34	41	48	55	53	45	47	
	108	砖墙 t=240（抹灰）	480	42	43	49	57	64	62	53	55	
	109	砖墙 t=370（抹灰）	700	40	48	52	60	63	60	53	57	
	110	砖墙 t=490（抹灰）	833	45	58	61	65	66	68	61	62	
	111	砖墙 t=120，砖上穿 36 个孔（抹灰）	180	31	40	39	47	52	55	43	46	
	112	空斗砖墙 t=240（粉刷）	298	21	22	31	33	42	46	31	33	

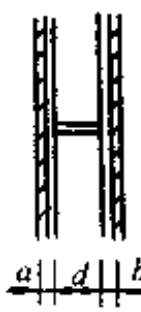
（续）

类别	序号	名称	面密度 /（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	
砖墙	113	 砖墙 t_1=240，加空腔共振吸声砖墙 t_2=110（每平方米穿ϕ15 孔75个）	580	28	44	57	62	63	70	54	54	
其他种类墙	114	 铅丝网抹灰墙 t=12～15	48	26	27	34	37	37	43	33	36	
	115	陶粒无砂水泥板墙 t=40	24	31	32	30	34	45	48	35	35	●
钢丝网架水泥夹芯板	116	 a=b=25 水泥砂浆 c=50 岩棉板，d=70 钢网架	130	34	42	45	38	48	53		43	低谷在 1000Hz，38dB
	117	a=b=25 水泥砂浆 c=50 聚苯板，d=70 钢网架	119	36	38	43	45	51	53		38	低谷在 800Hz，32dB
	118	a=b=50 水泥砂浆 c=50 聚苯板，d=70 钢网架	220	33	43	44	46	53	62		46	低谷在 1250Hz，42dB
	119	a=b=10 水泥砂 c=76 聚氨酯板，d=76 钢网	52	26	28	32	21	42	38		25	低谷在 1000Hz，21dB

（续）

类别	序号	名　称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	
其他种类墙	120	 矿渣珍珠岩吸声砖墙 t=115	100	18	22	27	33	41	44	31	33	
	121	陶粒混凝土板墙 t=140	238	32	31	40	43	49	56	42	42	
	122	石膏矿渣砌块墙 t=100（粉刷）	217	18	23	29	40	45	44	31	33	
	123	振动砖墙 t=150（喷浆）	300	36	40	41	47	45	48	43	45	

三、中空式双层板（墙）

双层金属板（槽钢龙骨）	124	a=b=1 铝板，d=70	5.2	17	12	22	31	48	53	30	26	
	125	a=b=2 铝板，d=70	10.4	9	21	30	37	46	49	31	32	
	126	a=b=0.8 复塑钢板，d=140	13	19	30	36	48	56	64	41	39	
	127	a=b=1 钢板，d=80	15.3	25	29	39	45	54	56	40	41	
	128	a=b=1.5 钢板，d=80	23.4	26	36	44	50	58	61	46	46	
	129	a=b=2.5 钢板，d=80	37.4	36	37	45	51	59	59	46	48	
	130	a=b=3 钢板，d=80	46.8	32	28	42	50	58	44	44	45	
	131	a=b=4 铝板，d=80	62.4	34	40	44	51	57	45	46	48	
双层金属阻尼板（槽钢龙骨）	132	 a=b=1 铝板涂 3 厚石棉漆，d=70	6.8	16	21	26	36	55	61	35	32	
	133	a=b=1 钢板涂防水沥青（3.9kg/m²），d=80	23.3	29	34	45	50	59	65	45	46	

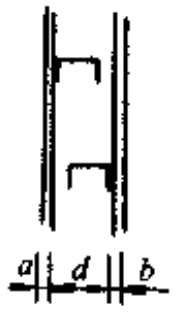
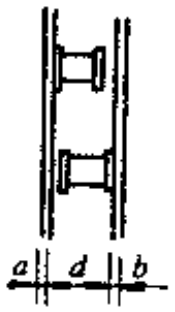
（续）

类别	序号	名　　称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	
双层木质纤维机制板（木龙骨）	134	$a=b$=5 三合板，d=80	5.2	16	18	28	34	40	33	28	30	
	135	$a=b$=5 纤维板，d=80	10.2	25	25	37	44	53	59	39	38	
	136	$a=b$=20 刨花板，d=80	27.6	37	34	42	47	47	58	44	45	
	137	$a=b$=25 木丝板，d=100（肋间距 450 粉刷）	77	20	24	35	47	50	46	36	37	
	138	$a=b$=18 贴塑刨花板，d=200（钢木龙骨）	27	28	31	37	40	41	50	36	39	
双层纸蜂窝板	139	$a=b$=50 水泥石棉板蜂窝板，d=200	46	36	44	59	57	60	61	51	55	
	140	a=30，b=50 五合板纸蜂窝板，d=56	19.5	21	27	35	40	46	53	36	39	
薄板双层墙（木龙骨）	141	$a=b$=12 纸面石膏板，d=80	25	27	29	35	43	42	44	36	38	
	142	$a=b$=12 纸面石膏板，d=140	25	25	38	43	54	58	48	44	46	
	143	$a=b$=12+9 纸面石膏板，d=80	40	34	34	41	48	56	54	44	45	
	144	$a=b$=2×12 纸面石膏板，d=80	45	35	35	43	51	58	51	44	46	
	145	a=12 厚纸面石膏板，b=2×12 厚纸面石膏板，d=80	35	32	32	40	49	55	47	41	43	

（续）

类别	序号	名　　称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	注
薄板双层墙（轻钢龙骨）	146	a=b=12 厚纸面石膏板，d=75	21	16	32	39	44	45	36	35	37	●
	147	a=12 厚纸面石膏板，b=2×12 厚纸面石膏板，d=75	31	21	36	44	49	55	42	41	43	●
	148	a=b=2×12 纸面石膏板，d=75	42	28	42	47	52	60	47	45	49	●
	149	a=2×12 纸面石膏板，b=25 纸面石膏板，d=75	42	32	43	52	56	55	52	47	51	●
	150	a=b=15 纸面石膏板，d=95	26	29	40	49	54	50	54	45	49	●
	151	a=b=8 保得板，d=75	22	21	32	43	54	59	47		39	◨
	152	a=b=10 保得板，d=100	23	24	36	47	56	60	52		41	◨
	153	a=b=10GF 板，d=100	26	25	38	48	55	59	42		43	◨
	154	a=b=10 森磊板，d=75	29	25	37	45	56	56	44		42	
	155	a=b=10GF 板，d=100	26	25	38	48	55	59	42		43	◨
	156	a=2×10，b=10 森磊板，d=75	40	30	39	46	56	58	48		47	
	157	a=12 纸面石膏板，b=12 纸面石膏板贴 0.8 隔声毡，d=75		26	38	46	58	61	53		46	隔声毡性能参阅表 5.1-7 中 44 项
	158	a=b=12 纸面石膏板外贴 0.8 隔声毡，d=75		29	38	50	61	65	61		48	
	159	a=b=两块 12 纸面石膏板中间夹贴 0.8 隔声毡，d=75		37.2	44	46	59	69	66		51	
石膏板双层墙（轻钢龙骨与板之间有减振钢条）	160	a=b=12 纸面石膏板，d=95	21	21	31	42	50	49	37	38	40	●
	161	a=12 纸面石膏板，b=2×12 纸面石膏板，d=95	31	28	36	44	51	54	42	42	45	●
	162	a=b=2×12 纸面石膏板，d=95	42	31	40	47	54	57	46	45	49	●

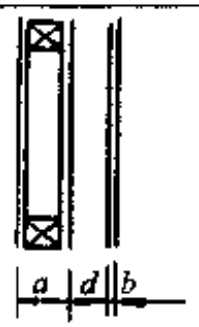
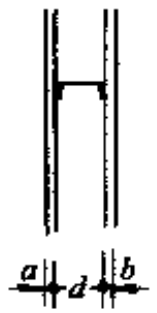
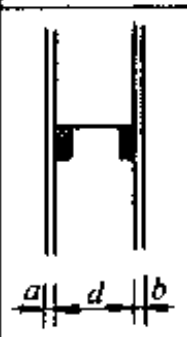
（续）

类别	序号	名称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	注
同上（双排轻钢龙骨）	163	 *a*=12 纸面石膏板，*b*=2×12 纸面石膏板，*d*=95	33	29	39	46	50	54	39	43	44	
	164	*a*=*b*=2×12 纸面石膏板，*d*=95	43	35	45	50	56	60	47	48	51	
同上（石膏龙骨）	165	 *a*=*b*=12 纸面石膏板，*d*=112	28.6	23	33	41	51	58	46	42	45	●
	166	*a*=12 纸面石膏板，*b*=12+14 纸面石膏板，*d*=112	38.6	26	37	45	54	61	52	47	50	●
	167	*a*=*b*=12+14 纸面石膏板，*d*=112	48.6	31	43	49	55	62	56	49	53	●
同上（空气层厚度变化）		不同空气层厚度的纸面石膏板双层墙（龙骨分离）*a*=12 纸面石膏板，*b*=12+9 纸面石膏板										
	168	空气层厚度 *d*=12	15.4	24	25	31	43	45	57	36	36	
	169	*d*=22	15.4	21	25	33	43	50	56	37	37	
	170	*d*=35	15.4	21	25	35	44	51	57	38	37	
	171	*d*=60	15.4	22	28	38	48	53	51	40	40	
	172	*d*=70	15.4	23	29	38	48	54	50	40	41	
	173	*d*=80	15.4	23	29	39	49	56	50	41	41	
	174	*d*=100	15.4	24	30	40	52	55	52	41	42	
	175	*d*=150	15.4	27	34	42	52	56	52	43	45	
	176	*d*=300	15.4	26	37	46	53	56	52	44	47	

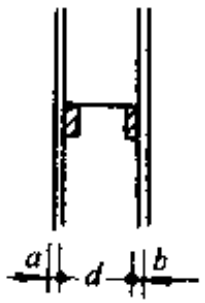
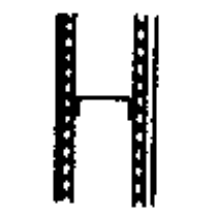
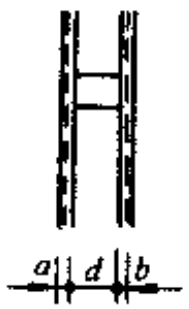
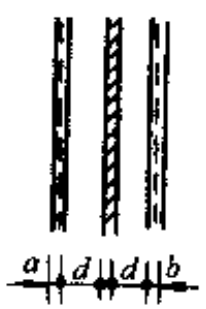
（续）

类别	序号	名　称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	
同上（空气层厚度变化）		不同空气层厚度的无纸石膏板双层墙 $a=b=20$ 无纸石膏板										
	177	空气层厚度 $d=35$	48	24	29	40	44	50	58	40	41	
	178	$d=50$	48	26	30	42	45	51	57	40	42	
	179	$d=75$	48	27	32	42	47	50	57	41	44	
	180	$d=100$	48	29	34	44	47	50	57	42	46	
	181	$d=150$	48	32	39	48	49	48	62	45	48	
	182	$d=200$	48	32	41	49	49	47	62	46	48	
	183	$d=400$	48	31	45	48	49	48	63	47	48	
	184	$d=500$	48	35	49	50	51	49	65	48	49	
石膏复合板及开口盒子板双层墙	185	本栏中复合板和开口盒子板的面板均为12厚纸面石膏板 复合板 $t=50$	-	22	19	36	40	43	37	32	34	●
	186	复合板 $t=99$	—	20	24	28	33	31	33	28	32	※
	187	复合板 $t=104$	—	34	32	33	41	44	42	36	37	
	188	$a=b=50$ 复合板，$d=50$	—	25	30	49	54	59	56	45	45	●
	189	$a=50$ 复合板，$b=92$ 复合板，$d=12$	—	17	35	46	49	56	56	42	41	●
	190	$a=50$ 复合板，$b=92$ 复合板，$d=60$	—	23	36	51	56	62	59	47	43	●
	191	$a=b=92$ 开口盒，$d=12$	30.5	27	36	46	51	57	51	44	46	●
	192	$a=b=92$ 开口盒，单面加钉15石膏板，$d=12$	40.4	31	39	48	53	61	56	47	51	●
	193	$a=b=92$ 开口盒，单面加粘15石膏板，$d=12$	40.4	31	41	48	54	60	56	48	52	●
	194	$a=b=92$ 开口盒，两面各钉15石膏板，$d=12$	50.3	33	43	50	57	66	61	51	54	●
	195	$a=b=92$ 开口盒，两面各粘15石膏板，$d=12$	50.3	35	45	51	56	65	61	52	55	●

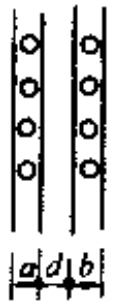
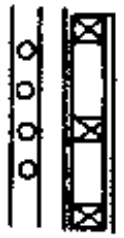
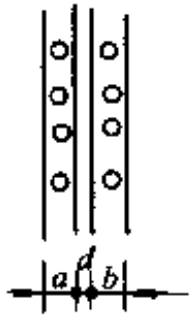
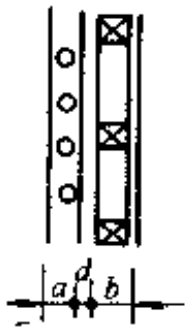
（续）

类别	序号	名称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	注
石膏复合板及开口盒子板双层墙	196	 a=99 复合板，b=12 纸面石膏板，d=75	—	25	23	28	24	31	25	28	29	※
	197	a=134 复合板，b=12 纸面石膏板，d=80	—	39	36	42	50	54	45	44	46	※
	198	 a=50 复合板，b=92，开口盒加钉 15 石膏板，d=12	50.3	24	36	49	58	56	45	45	48	●
	199	a=50 复合板，b=92，开口盒加粘 15 石膏板，d=12	50.3	28	37	50	55	61	57	47	51	●
	200	a=50 复合板，b=92，开口盒，d=12	40.4	26	33	46	53	59	53	44	46	●
水泥刨花板双层墙（轻钢龙骨）	201	 a=b=10，d=70	24	26	37	45	52	49	48	42	43	▲
	202	a=10，b=2×10，d=70	36	33	42	48	57	55	55	47	51	▲
	203	a=2×10，b=2×10，d=70	48	37	43	47	57	59	61	50	53	▲
	204	a=b=12，d=75	32	12	34	44	52	50	43	40	42	●
	205	a=12，b=14，d=75	34	19	37	45	52	49	45	40	44	●
水泥刨花板双层墙（轻钢龙骨）	206	 两侧衬 13 厚软质纤维板条 a=b=10（单侧衬条），d=83	24	29	36	45	55	55	54	45	47	▲
	207	a=b=10，d=96	24	30	40	48	57	58	59	48	50	▲
	208	a=10，b=2×10，d=96	36	34	43	48	58	61	62	50	52	▲
	209	a=2×10，b=2×10，d=96	48	34	47	48	59	62	63	51	53	▲

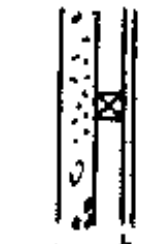
（续）

类别	序号	名　称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	注
水泥刨花板双层墙（轻钢龙骨）	210	 轻钢龙骨两侧衬 3.5 厚硬质纤维板条 $a=b=10$（单侧衬条），$d=73.5$	24	27	37	48	55	56	53	45	47	▲
	211	$a=b=10$，$d=77$	24	28	36	49	57	56	55	46	47	▲
	212	$a=10$，$b=2\times10$，$d=77$	36	32	40	49	58	58	59	48	50	▲
	213	$a=2\times10$，$b=2\times10$，$d=77$	48	35	42	49	56	60	61	50	52	▲
	214	 轻钢龙骨两侧与水泥刨花板之间衬 13 厚软质纤维板 $a=b=10$（单侧衬板），$d=83$	27	30	41	48	58	60	57	48	49	▲
	215	$a=b=10$，$d=96$	30	33	42	50	61	60	62	50	52	▲
	216	$a=10$，$b=2\times10$，$d=96$	42	34	44	48	59	61	63	51	53	▲
	217	$a=2\times10$，$b=2\times10$，$d=96$	54	35	45	51	60	63	64	53	55	▲
抹灰双层墙	218	 $a=b=20$ 钢板网抹灰，$d=80$	—	34	39	52	56	64	67	52	52	
	219	$a=b=$板条抹灰（肋距 450），$d=100$	70	17	22	35	44	49	48	35	34	
	220	$a=$板条抹灰，$b=$木丝板，$d=100$	79	21	25	34	45	52	48	35	37	
	221	$a=b=$板条抹灰加甘蔗板，$d=100$	100	14	22	29	39	50	50	32	32	
	222	 $a=$板条抹灰，$c=$木丝板，$d=100$	53	11	24	34	42	49	48	33	32	

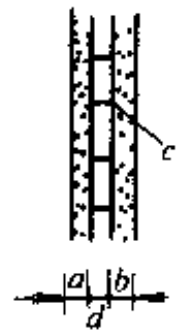
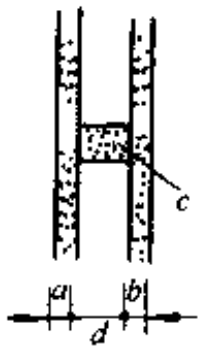
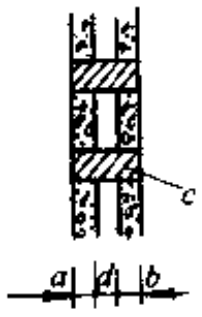
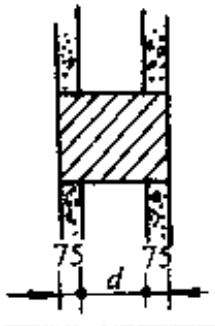
（续）

类别	序号	名　　称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	
珍珠岩板双层墙	223	 $a=b=60$ 珍珠岩圆孔板，$d=50$	76	24	34	32	42	51	59	41	40	●
	224	 $a=60$ 珍珠岩圆孔板 $b=50$ 石膏复合板，$d=50$	61	28	36	42	50	60	60	45	47	●
	225	$a=60$ 珍珠岩圆孔板 $b=92$ 石膏开口盒子板，$d=12$	53	24	37	41	46	57	56	44	46	●
	226	$a=60$ 珍珠岩圆孔板 $b=92$ 石膏开口盒子板贴 15 厚石膏板，$d=12$	63	32	41	44	49	59	59	47	50	●
碳化石灰板双层墙	227	 $a=b=90$ 碳化石灰板，$d=60$	130	39	42	44	48	60	66	48	48	
	228	$a=b=90$ 碳化石灰板，$d=60$	130	40	40	41	45	51	54	44	45	※
	229	$a=90$ 碳化石灰板，$b=120$ 碳化石灰板，$d=30$	145	37	40	42	47	60	66	48	47	
	230	 $a=90$ 碳化石灰板，$b=92$ 石膏开口盒子板，$d=10$	80	32	40	43	51	58	58	46	47	●
	231	$a=90$ 碳化石灰板贴 15 厚石膏板，$b=92$ 开口盒子板，$d=10$	100	30	40	44	52	60	58	47	49	●

（续）

类别	序号	名　称	面密度 /（kg/m²）	隔声量/dB								
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	注
菱苦土板双层墙	232	 a=60 菱苦土板，b=80 菱苦土板，d=50	95.9	41	41	47	51	64	71	50	51	●
	233	a=80 菱苦土板，b=120 菱苦土板，d=50	120	43	47	48	58	68	74	53	54	●
加气混凝土双层墙	234	 a=100，b=150，两面抹灰后总厚度 380，d=100	125	41	42	50	62	72	76	55	54	●
		不同空气层厚度的加气混凝土双层墙，a=b=75										
	235	 空气层厚度 d=50	140	37	44	44	49	60	67	49	49	
	236	空气层厚度 d=75	140	39	49	49	56	66	70	54	54	
	237	空气层厚度 d=100	140	40	50	50	57	65	70	55	55	
	238	空气层厚度 d=150	140	42	50	51	58	67	73	56	55	
	239	空气层厚度 d=200	140	40	52	51	59	71	76	57	58	
	240	空气层厚度 d=300	140	41	55	58	58	77	79	61	60	
	241	空气层厚度 d=400	140	42	57	59	63	76	80	62	62	
纤维机制板双层墙 加气混凝土和木质	242	 a=100 加气混凝土板，b=18 厚草纸板，d=50	84	26	34	42	53	63	65	48	47	
	243	a=100 加气混凝土板，b=5 三合板，d=80	82.6	31	27	31	50	57	61	44	40	

（续）

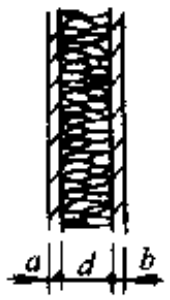
类别	序号	名　　称	面密度 l（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	
加气混凝土双层墙		两墙间有不同程度的刚性连接，$a=b=75$，连接材料为 c										
	244	 $c=10^{\#}$铁丝制作的扒锯，$d=75$	140	37	41	50	51	66	66	51	52	
	245	$c=8^{\#}$铁丝制作的扒锯，$d=75$	140	32	42	47	48	59	63	47	50	
	246	$c=\phi 6$ 钢筋制作的扒锯，$d=75$	140	25	39	46	47	62	69	49	50	
	247	 $c=$加气混凝土柱两侧以泡沫塑料隔开，$d=200$	140	42	45	46	55	66	69	52	53	
加气混凝土双层墙	248	 $c=$红砖，$d=75$	—	40	31	40	39	52	61	43	42	
	249	$c=$红砖，$d=75$	—	25	35	33	40	41	35	32	36	※
	250	$c=$红砖，但 $b=100$，$d=65$	—	27	35	35	44	53	50	40	43	※
	251	 以 370×370 砖垛连接两片 75 加气混凝土墙，$d=220$	—	37	36	42	46	55	66	45	48	

（续）

类别	序号	名　　称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	注
双层砖墙	252	$a=b=60$（粉刷），$d=60$	258	25	28	33	47	50	47	38	38	
	253	$a=b=120$（粉刷），$d=20$	484	28	31	33	43	45	46	38	38	
	254	$a=b=240$，$d=150$	800	50	51	58	71	78	80	64	63	
	255	$a=b=240$（基础分开，抹灰），$d=100$	960	46	55	65	80	95	103	71	68	
	256	$a=b=370$，$d=300$	1400	53	63	69	78	83		69	73	※
	257	$a=b=370$（基础分开），$d=230$	1400	61	79	80	89	89	—	79	85	
	258	$a=120$，$b=240$（粉刷），$d=300$	720	37	45	47	67	66	78	56	52	
	259	$a=240$，$b=370$，$d=1000$	1180	48	58	64	78	—	—	68	68	
	260	$a=370$，$b=490$，$d=200$	1660	51	61	69	81	95	—	72	73	
	261	$a=490$，$b=620$（勾缝），$d=200$	2140	52	64	73	79	83	—	70	75	
其他双层墙	262	$a=b=40$ 陶粒无砂水泥板，$d=50$	48	37	42	38	46	58	65	45	45	●
	263	$a=b=40$ 钢筋混凝土板，$d=40$	200	38	45	47	58	63	62	52	52	

四、中空填棉式双层板（墙）

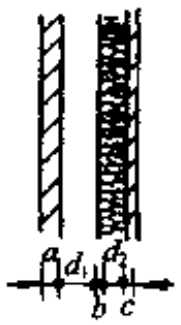
类别	序号	名称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								
				125	250	500	1000	2000	4000	$\bar{R}$	R_w	注
双层金属板腔内填吸声材料	264	$a=b=2$ 铝板，$d=70/70$ 超细棉	12	19	27	40	42	48	53	37	39	
	265	$a=b=0.7$ 贴塑钢板，$d=50/50$ 岩棉	17.2	16	23	24	29	39	37	27	30	▲
	266	$a=b=0.8$ 贴塑钢板，$d=140/50$ 矿棉毡	22.8	23	39	48	57	62	68	48	46	
	267	$a=b=1$ 钢板，$d=80/80$ 超细棉（3.5kg/m²）	19.1	28.4	42	50	57	58	60	48	51	
	268	$a=1.5$ 钢板，$b=1$ 钢板，$d=65/65$ 超细棉	22.5	30	38	49	55	63	66	49	51	
	269	$a=1.5$ 钢板，$b=1$ 钢板，$d=80/80$ 超细棉	23.2	32	45	53	58	58	60	51	53	
	270	$a=b=1.5$ 钢板，$d=65/65$ 超细棉	26.8	32	41	49	56	62	66	50	51	
	271	$a=2$ 钢板，$b=1$ 钢板，$d=65/65$ 超细棉	26.1	31	40	48	55	62	66	49	53	
	272	$a=b=1.5$ 钢板，$d=80/80$ 超细棉	27.5	31	43	52	59	62	63	51	54	
	273	$a=2$ 钢板，$b=1$ 钢板，$d=80/80$ 超细棉	26.8	36	43	52	58	63	66	52	55	
	274	$a=2$ 钢板，$b=1$ 钢板，$d=100/100$ 超细棉	27.6	39	43	51	58	66	70	53	55	
	275	$a=2$ 钢板，$b=1.5$ 钢板，$d=80/80$ 超细棉	31	40	43	52	58	62	65	53	55	
	276	$a=2.5$ 钢板，$b=1$ 钢板，$d=80/80$ 超细棉	29.9	33	47	54	57	58	60	51	51	
	277	$a=2.5$ 钢板，$b=1.5$ 钢板，$d=65/65$ 超细棉	33.5	36	43	49	56	63	67	51	53	
	278	$a=2.5$ 钢板，$b=1.5$ 钢板，$d=80/80$ 超细棉	34.2	36	46	51	58	63	65	53	55	
	279	$a=2.5$ 钢板，$b=1.5$ 钢板，$d=100/100$ 超细棉	35	40	43	50	57	64	69	53	55	
	280	$a=2.5$ 钢板，$b=2$ 钢板，$d=80/80$ 超细棉	37.8	39	42	51	55	61	63	51	54	
	281	$a=2.5$ 钢板，$b=2.5$ 钢板，$d=80/80$ 超细棉	40.9	34	41	49	66	62	61	50	52	
	282	$a=3$ 钢板，$b=1$ 钢板，$d=80/80$ 超细棉	38.4	33	47	53	57	58	58	51	54	
	283	$a=3$ 钢板，$b=1.5$ 钢板 $d=80/80$ 超细棉	39.2	37	44	52	58	62	60	52	54	
	284	$a=3$ 钢板，$b=2.5$ 钢板，$d=80/80$ 超细棉	45.8	36	42	50	56	61	57	50	53	
	285	$a=3$ 钢板，$b=3$ 钢板，$d=80/80$ 超细棉	50.3	33	42	50	56	61	47	49	53	



（续）

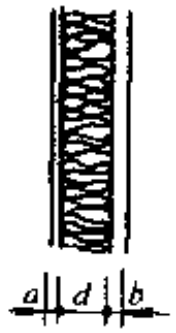
类别	序号	名称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	注
双层金属板（腔内填吸声材料）	286	a=4 钢板，b=1 钢板，d=80/80 超细棉	42.4	34	47	53	58	59	58	52	55	
	287	a=4 钢板，b=1.5 钢板，d=80/80 超细棉	46.8	37	46	51	57	62	61	52	55	
	288	a=4 钢板，b=2.5 钢板，d=80/80 超细棉	53.4	38	44	51	56	61	57	51	55	
	289	a=4 钢板，b=3 钢板，d=80/80 超细棉	58.2	36	44	50	55	60	52	49	48	
	290	a=4 钢板，b=4 钢板，d=80/80 超细棉	60.9	36	46	50	54	60	50	49	53	
	291	a=2 钢板，b=1 铝板，d=80/80 超细棉	27.7	28	40	49	58	62	65	49	51	
	292	a=3 钢板，b=1 铝板，d=80/80 超细棉	29.7	30	42	50	58	62	59	50	51	
	293	a=4 钢板，b=0.8 贴塑钢板，d=100/50 玻璃棉	38.4	30	40	44	52	60	60	47	48	▲
	294	a=4 钢板，b=0.8 贴塑钢板，d=125/75 玻璃棉	38.9	32	40	45	54	63	64	49	50	▲
	295	a=4 钢板，b=0.8 贴塑钢板，d=150/100 玻璃棉	40.4	34	41	45	53	62	66	49	51	▲
	296	a=4 钢板，b=0.8 贴塑钢板，d=100/50 岩棉（150kg/m³）	44.9	31	38	41	51	58	59	45	48	▲

（续）

类别	序号	名　　称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\bar{R}$	R_w	
三层金属板（腔内填吸声材料）	297	 a=4 钢板，b=0.7 镀锌铁皮，c=0.7 贴塑钢板，d_1=50，d_2=30/30 岩棉（120kg/m³）	42.1	26	35	41	48	59	55	43	47	▲
钢板+其他板双层结构（腔内填吸声材料）	298	a=1 钢板，b=5 纤维板，d=100/100 超细棉（4.3kg/m²）	16.6	32	36	48	58	64	69	50	48	
	299	a=1 钢板，b=5 三合板，d=100/100 超细棉（4.3kg/m²）	15.9	29	34	47	57	63	65	48	46	
	300	a=1 钢板，b=5 三合板，d=80/80 超细棉（3.5kg/m²）	13.8	21	36	46	58	59	58	46	42	
	301	a=1 钢板，b=5 三合板，d=80/80 超细棉（3.5kg/m²）	16.3	28	41	50	57	58	59	48	49	
	302	a=1 钢板，b=20 刨花板，d=80 超细棉（3.5kg/m²）	25.8	33	46	53	57	58	59	50	53	
	303	a=1 钢板，b=5 纤维板，d=65/65 超细棉（2.8kg/m²）	15.8	23	32	44	55	62	66	46	44	
	304	a=1.5 钢板，b=5 纤维板，d=65/65 超细棉（2.8kg/m²）	19.9	26	36	47	55	61	66	47	47	
	305	a=1.5 钢板，b=5 纤维板，d=80/80 超细棉	20.6	29	41	50	58	63	60	50	50	

（续）

类别	序号	名　　称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								
				125	250	500	1000	2000	4000	$\bar{R}$	R_w	注
钢板-其他板双层结构（腔内填吸声材料）	306	a=1.5 钢板，b=5 纤维板，d=100/100 超细棉（4.3kg/m²）	20.9	37	40	51	58	64	69	52	53	
	307	a=1.5 钢板，b=5 三合板，d=65/65 超细棉（2.8kg/m²）	17.4	24	33	43	55	60	63	45	44	
	308	a=1.5 钢板，b=5 纤维板，d=80/80 超细棉（3.5kg/m²）	18.1	27	39	48	58	62	60	48	48	
	309	a=1.5 钢板，b=20 刨花板，d=80/80 超细棉（2.8kg/m²）	30.1	32	43	51	58	62	60	51	53	
	310	a=2 钢板，b=5 三合板，d=65/65 超细棉	22.3	25	37	47	54	61	65	47	46	
	311	a=2 钢板，b=5 五合板，d=80/80 超细棉	23	33	42	50	56	61	62	50	52	
	312	a=2 钢板，b=5 纤维板，d=65/65 超细棉	23	27	37	46	55	59	67	48	48	
	313	a=2 钢板，b=5 纤维板，d=80/80 超细棉	23.7	31	41	51	58	62	65	51	51	
	314	a=2 钢板，b=5 纤维板，d=100/100 超细棉	24.5	37	42	50	58	63	70	52	54	
	315	a=2.5 钢板，b=5 三合板，d=80/80 超细棉	26.6	29	42	51	56	61	60	49	51	
	316	a=2.5 钢板，b=5 三合板，d=65/65 超细棉	26.7	26	38	47	55	61	63	48	47	
	317	a=2.5 钢板，b=5 三合板，d=65/65 超细棉	26.1	28	40	48	55	61	66	48	49	



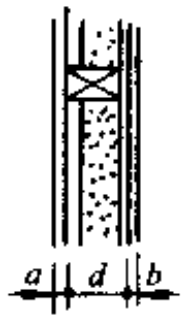
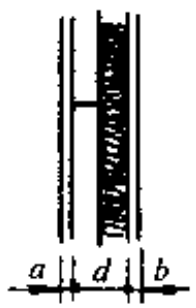
（续）

类别	序号	名　　称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	注
钢板—其他板双层结构（腔内填吸声材料）	318	a=2.5 钢板，b=5 纤维板，d=80/80 超细棉	26.8	31	43	51	57	62	65	51	52	
	319	a=2.5 钢板，b=5 纤维板，d=100/100 超细棉	27.6	37	41	49	56	63	68	51	53	
	320	a=2.5 钢板，b=20 刨花板，d=80/80 超细棉	36.8	37	41	50	56	69	61	50	53	
	321	a=3 钢板，b=5 三合板，d=80/80 超细棉	29.7	31	42	51	59	62	53	50	51	
	322	a=3 钢板，b=5 纤维板，d=80/80 超细棉	31.7	33	44	51	58	63	59	51	53	
	323	a=3 钢板，b=20 刨花板，d=80/80 超细棉	40.1	34	41	49	52	55	53	47	51	
	324	a=4 钢板，b=5 三合板，d=80/80 超细棉	37.3	32	42	51	56	60	52	49	51	
	325	a=4 钢板，b=5 纤维板，d=80/80 超细棉	39 3	35	44	52	58	62	60	52	53	
	326	a=4 钢板，b=20 刨花板，d=80/80 超细棉	47.7	31	41	48	53	53	56	47	51	
	327	a=4 钢板，b=5 贴塑纤维板，d=100/50 玻璃棉	—	31	38	42	52	59	62	48	48	▲
	328	a=4 钢板，b=22 云母硅酸钙板，d=50/25 岩棉（120kg/m³）	48.5	29	40	42	50	59	65	47	48	▲

（续）

类别	序号	名　　称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	
双层纸蜂窝板或双层木质纤维机制板（腔内填吸声材料）	329	a=50 五合板纸蜂窝板，b=30 五合板纸蜂窝板，d=56/56 矿棉	22	22	36	45	52	56	55	44	46	
	330	a=5 三合板，b=5 纤维板，d=80/80 超细棉（3.5kg/m²）	11.2	21	31	40	57	61	60	45	42	
	331	a=5 五合板，b=5 纤维板，d=100/100 超细棉（4.3kg/m²）	12.8	24	31	45	56	61	64	46	43	
	332	a=b=5 三合板，d=80/80 超细棉（3.5kg/m²）	8.7	17	29	40	55	60	56	42	39	
	333	a=b=5 三合板，d=65/65 超细棉（2.8kg/m²）	8.0	21	26	36	56	64	61	39	38	
	334	a=b=5 纤维板，d=80/80 超细棉（3.5kg/m²）	13.3	24	36	48	58	63	63	47	46	
	335	a=b=5 纤维板，d=65/65 超细棉（2.8kg/m²）	12.6	21	29	41	55	61	66	44	41	
	336	a=5 三合板，b=20 刨花板，d=80/80 超细棉（3.5kg/m²）	21.7	27	40	49	57	58	60	48	48	
	337	a=5 纤维板，b=20 刨花板，d=80/80 超细棉（3.5kg/m²）	23.2	30	42	50	58	61	64	50	51	
	338	a=b=20 刨花板，d=80/80 超细棉	31.1	31	41	44	50	50	58	45	48	
	339	a=b=18 塑面刨花板，d=200/50 矿棉	31	29	42	49	52	50	59	46	49	

（续）

类别	序号	名　称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	
双层石膏薄板（木龙骨，腔内填吸声材料）	340	 a=b=12 纸面石膏板，d=80/50 矿棉毡（波形置放）	29	34	40	48	51	57	49	45	49	
	341	 a=b=12 纸面石膏板，d=80/50～60 水泥珍珠岩板	40	26	30	40	48	51	48	39	44	
	342	a=b=12 纸面石膏板，d=80/50～60 水泥珍珠岩板和 80 矿棉柱体（柱两端抵住石膏板）	40	28	35	46	54	59	51	45	48	
	343	a=12 纸面石膏板，b=12 纸面石膏板贴一层油毡，d=80/50～60 水泥珍珠岩板	42	26	30	42	52	55	53	43	45	
	344	a=2×12 纸面石膏板，b=12 纸面石膏板贴一层油毡，d=80/50～60 水泥珍珠岩板	52	28	33	44	53	60	53	45	48	
同上（轻钢龙骨，腔内填吸声材料）	345	 a=b=12 纸面石膏板，d=75/30 超细棉	22	28	44	49	54	60	46	47	47	●
	346	a=12 纸面石膏板，b=2×12 纸面石膏板，d=75/40 岩棉	52	31	42	52	56	60	48	48	50	●
	347	a=b=2×12 纸面石膏板，d=75/40 岩棉	62	40	51	58	63	64	57	48	52	●
	348	a=b=2×12 纸面石膏板，d=75/30 超细棉	42	33	47	50	57	64	51	50	51	●
	349	a=b=8 菱镁玻纤板，d=75/75 岩棉	26	21	43	54	63	65	52	—	44	
	350	a=b=10 菱镁玻纤板，d=75/75 岩棉	32	26	44	56	61	58	55	—	47	
	351	a=b=10GF 板，d=75/75 岩棉	31	22	44	55	58	65	53	—	43	■

（续）

类别	序号	名　　称	面密度/（kg/m²）	隔声量/dB								注
				125	250	500	1000	2000	4000	$\overline{R}$	R_w	
同上（轻钢龙骨，腔内填吸声材料）	352	$a=b=$10GF 板，$d=$100/100 岩棉	36	27	46	54	56	65	53	—	47	◨
	353	$a=b=$12.5GF 板，$d=$75/75 岩棉	38	31	46	54	56	63	60	—	48	◨
	354	$a=b=$12.5GF 板，$d=$100/100 岩棉	43	33	49	54	56	65	62	—	50	◨
	355	$a=b=2\times$12.5GF 板，$d=$100/100 岩棉	73	39	48	53	55	64	63	—	55	◨
	356	$a=b=$15 博罗板，$d=$75/75 玻璃棉	26	28	41	51	59	51	49	—	48	
	357	$a=b=$12 博罗板，$d=$75/75 岩棉	29	25	41	54	61	61	50	—	45	
	358	$a=b=2\times$12 博罗板，$d=$75/75 岩棉	45	36	46	51	60	64	51	—	54	
	359	$a=b=2\times$15 博罗板，$d=$100/100 岩棉	57	41	51	51	60	55	57	—	55	
	360	$a=b=$10 苍松板，$d=$75/75 玻璃棉	32	28	41	45	55	59	42	—	46	
	361	$a=b=$10 苍松板，$d=$75/75 岩棉	34	30	46	54	56	65	60	-	49	
	362	$a=b=$10 苍松板，$d=$100/100 岩棉	38	31	46	53	55	64	60	—	51	
	363	$a=b=$12 苍松板，$d=$75/75 岩棉	41	35	47	54	56	63	62	—	53	
	364	$a=b=$12 苍松板，$d=$100/100 岩棉	45	35	48	54	57	66	64	—	54	
	365	$a=b=$8LD 埃特板，$d=$75/75 岩棉	27	21	40	51	57	55	58	—	45	
	366	$a=b=$10LD 埃特板，$d=$100/100 岩棉	29	27	43	54	63	67	59	—	50	
	367	$a=$6MD 埃特板，$b=$8LD 埃特板，$d=$100/100 岩棉	33	23	39	53	59	55	51	—	47	
	368	$a=2\times$6MD 埃特板，$b=$8LD 埃特板，$d=$75/75 岩棉	35	28	44	53	59	62	61	—	50	
	369	$a=b=$8 保得板，$d=$75/75 岩棉	29	15	36	51	56	64	61	-	39	◨
	370	$a=b=$10 保得板，$d=$100/100 岩棉	38	30	44	55	60	67	58	—	48	◨
	371	$a=b=2\times$6 保得板，$d=$100/100 岩棉	53	35	46	56	61	68	69	—	55	◨
	372	$a=b=$10 森磊板，$d=$75/50 岩棉	35	30	42	55	63	66	54	—	48	
	373	$a=b=$10 森磊板，$d=$100/100 岩棉	39	34	43	55	64	67	59	—	51	
	374	$a=b=2\times$12 纸面石膏板，$d=$75/30 超细棉，龙骨单侧使用减振钢条	42	36	47	51	58	62	52	51	55	●