

21 世纪高等院校教材

机械振动与噪声学

赵 玫 周海亭 编著
陈光冶 朱蓓丽



 科学出版社
www.sciencep.com

21 世纪高等院校教材

机械振动与噪声学

赵 玫 周海亭 陈光冶 朱蓓丽 编著

科学出版社

北 京

内 容 简 介

本书着重介绍机械振动与噪声学的基本概念和解决机械振动噪声问题的基本方法, 主要内容包括离散系统振动微分方程的建立, 线性离散系统自由振动和受迫振动理论的应用, 规则梁和板的自由振动, 机械噪声控制的声学基础, 以及机械噪声的测量、评价与控制。

本书可用作大专院校机械类专业学生或其他需要机械振动与噪声基础知识的工科学生专业基础课的教学用书, 也可作为从事工程设计、安装、运行和维修的工程技术人员解决振动噪声问题的参考书。

图书在版编目(CIP)数据

机械振动与噪声学/赵玫等编著. —北京: 科学出版社, 2004.9

(21世纪高等院校教材)

ISBN 7-03-014120-2

I. 机… II. 赵… III. ①机械振动-高等学校-教材②噪声-高等学校-教材 IV. ①TH113.1②TB53

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2004)第 088819 号

责任编辑: 段博原 贾瑞娜/责任校对: 鲁 素

责任印制: 钱玉芬/封面设计: 陈 敬

科学出版社 出版

北京东黄城根北街16号

邮政编码: 100717

<http://www.sciencep.com>

新蕾印刷厂 印刷

科学出版社发行 各地新华书店经销

*

2004年9月第一版 开本: B5 (720×1000)

2004年9月第一次印刷 印张: 16 1/4

印数: 1—3 000 字数: 313 000

定价: 25.00 元

(如有印装质量问题, 我社负责调换〈环伟〉)

前 言

随着人们对工作和生活环境质量要求的日益提高,工程师们不仅把解决机械或结构的振动与噪声问题作为实现工程或产品的功能,提高可靠性与延长寿命的重要途径,而且把减小振动与噪声作为增强产品市场竞争力的有力措施。因此,机械振动与噪声的基本理论已成为当代机械、动力、建筑等各类工程技术人员必不可少的基础知识。

本书是在部分作者和课程组的任课教师总结教学经验的成果,改进原教材的部分内容和讲述方式的基础上完成的。书中振动部分坚持了紧凑的振动微分方程-自由振动-受迫振动-应用结构体系,在某些章的第1节简述相关力学与数学基础知识的特点时,增加了振动控制的基本概念;噪声部分首先强调了机械噪声控制的声学基础,然后介绍了机械噪声的测量、评价与控制。总体上,全书突出了振动与噪声基本概念的阐述,注重对学生分析解决问题能力的培养,精简了练习题,以引导学生进行创新的思维。

全书分为9章,第1章绪论;第2章讲述离散系统的振动微分方程;第3章和第4章讲述线性离散系统的自由振动和受迫振动;第5章讲述线性离散系统振动理论的应用;第6章介绍规则连续系统——梁和板的自由振动;第7章着重讲述机械噪声控制的声学基础;第8章讲述机械噪声的测量与评价;第9章介绍机械噪声控制的基本方法。

蒋伟康教授在百忙之中为本书审稿,在此表示真诚的谢意。

本书由上海交通大学赵玫(第1~3章)、周海亭(第4~6章)、朱蓓丽和陈光冶(第7~9章)编著。全书由赵玫统稿。

由于编者水平有限,书中错误之处在所难免,敬请读者批评指正。

编 者

2004年5月

主要符号表

A	振幅, 面积, 吸声量	$[W]$	刚度动力矩阵
B	滤波器带宽, 空气绝热体积弹性模量	X	声抗
c	黏性阻尼系数, 声速	Z	声阻抗
$[C]$	阻尼矩阵	Z_0	声阻抗率
D	耗散函数	α	剪切因子, 吸声系数
$[D]$	柔度动力矩阵	β	剪切损耗因子
E	材料杨氏模量	δ	对数衰减率
f	频率	Δ	弹簧静伸长, 摩擦位移
F	外力	ϵ	声能密度
$[H]$	柔度矩阵	γ	比热比
$\bar{H} (s)$	导纳	η	损耗因子
I	冲量, 声强	λ	特征值, 波长
k	刚度, 波数	μ	振幅比, 摩擦系数, 质量比
K	现场声学环境修正值	ν	泊松比
$[K]$	刚度矩阵	ρ	密度
L	级	τ	周期, 声透射系数
m	质量	ω	角频率
$[M]$	质量矩阵	$\bar{\omega}$	角频率比
\mathcal{M}	放大因子	ψ	隔振效率
p	声压	ζ	阻尼比
P	阻尼耗散能, 声场绝对压力	下标:	
R	房间常数	A	声
S	传递率, 吸声材料的面积, 断面形状系数	c	临界
T	力矩, 张力, 绝对温度	d	阻尼
T_{60}	混响时间	e	等效
u	声场质点振动速度	f	摩擦力
$[u]$	振型矩阵	I	声强
U	势能, 声场体积速度	m	质量
V	动能, 体积	n	固有
W	广义力的功, 声功率	p	声压
		s	弹簧
		w	声功率

目 录

前言

主要符号表

第 1 章 绪论	1
1.1 机械振动概述	1
1.1.1 机械振动的基本概念及研究目的	1
1.1.2 机械振动的分类	1
1.1.3 机械振动问题及解决方法	2
1.2 振动运动学	3
1.2.1 简谐振动	3
1.2.2 简谐振动的叠加	5
1.2.3 任意周期振动的谐波分析	6
1.3 机械噪声概述	7
1.3.1 声音与声波	7
1.3.2 机械噪声及其分类	8
1.3.3 机械噪声的控制方法	9
1.4 单位制	10
习题	11
第 2 章 离散系统的振动微分方程	12
2.1 实际系统离散化的力学模型	12
2.1.1 实际系统的离散化	12
2.1.2 离散化的力学模型	13
2.2 力学基础	15
2.2.1 自由度和广义坐标	15
2.2.2 动力学的基本原理	17
2.3 振动微分方程的建立	20
2.3.1 单自由度系统	20
2.3.2 等效系统	25
2.3.3 多自由度系统	31
2.4 振动微分方程的一般形式	40
习题	41

第 3 章 线性离散系统的自由振动	44
3.1 数学基础	44
3.1.1 二阶齐次常系数线性微分方程的解	44
3.1.2 二阶齐次常系数线性微分方程组的特征值	44
3.1.3 矩阵基础	45
3.2 单自由度系统	49
3.2.1 无阻尼系统的振动特性	49
3.2.2 具有黏性阻尼系统的振动特性	52
3.2.3 带摩擦阻尼的系统	56
3.3 二自由度系统	59
3.3.1 无阻尼系统振动微分方程组的解	60
3.3.2 无阻尼系统振动特性	62
3.3.3 坐标的耦合和主坐标	66
3.3.4 特殊系统	69
3.3.5 有阻尼系统	73
3.4 多自由度系统	76
3.4.1 无阻尼系统振动微分方程组的解	76
3.4.2 无阻尼系统振动特性	79
3.4.3 基频估算	80
习题	83
第 4 章 线性离散系统的受迫振动	86
4.1 数学基础	86
4.1.1 二阶非齐次常系数线性微分方程的解	86
4.1.2 二阶非齐次常系数线性微分方程组的解	88
4.1.3 拉普拉斯变换	89
4.2 单自由度系统	92
4.2.1 简谐激励的响应	92
4.2.2 实际系统的阻尼	101
4.2.3 周期激励的响应	104
4.2.4 瞬态激励的响应	107
4.2.5 拉普拉斯变换法	112
4.3 二自由度系统	114
4.3.1 无阻尼系统对简谐激励的响应	115
4.3.2 无阻尼系统振动特性	116

4.4 多自由度系统	117
4.4.1 无阻尼系统对简谐激励的响应(直接法)	117
4.4.2 阻尼系统对简谐激励的响应(模态法)	119
习题	121
第5章 线性离散系统振动理论的应用	124
5.1 单自由度系统阻尼比和固有频率的确定	124
5.1.1 利用系统自由振动特性	124
5.1.2 应用系统受迫振动理论	127
5.2 旋转失衡	130
5.3 旋转轴的临界转速	133
5.4 隔振原理	135
5.4.1 力传递率	135
5.4.2 位移传递率	137
5.5 动力吸振器	139
5.5.1 无阻尼动力吸振器	139
5.5.2 阻尼动力吸振器	142
5.6 振动控制	146
习题	147
第6章 连续系统	150
6.1 杆的纵向振动	150
6.1.1 运动微分方程	150
6.1.2 微分方程的解	151
6.2 轴的扭转振动	154
6.2.1 运动微分方程	154
6.2.2 微分方程的解	155
6.3 梁的横向振动	157
6.3.1 运动微分方程	157
6.3.2 微分方程的解	158
6.3.3 主振型的正交性	161
6.3.4 剪切变形与转动惯量的影响	162
6.4 薄板的横向振动	164
6.4.1 薄板振动微分方程	164
6.4.2 矩形板振动	167
习题	170

第7章 机械噪声控制的声学基础	171
7.1 声波波动方程	171
7.1.1 基本概念	171
7.1.2 三个基本方程	172
7.1.3 声波波动方程	175
7.2 声源与声场	175
7.2.1 声场与声源的度量	176
7.2.2 平面波声场	177
7.2.3 球面波声场	179
7.2.4 多声源声场	181
7.3 声波的传播	183
7.3.1 声速	183
7.3.2 声阻抗率与媒质特性阻抗	184
7.3.3 平面声波的反射和透射	185
7.3.4 声波的扩散	187
7.4 室内声场	189
7.4.1 吸声系数与房间吸声量	189
7.4.2 扩散声场及平均自由程	190
7.4.3 室内混响和混响时间	192
7.4.4 室内稳态声场	193
习题	195
第8章 机械噪声的测量与评价	197
8.1 噪声的度量与分析	197
8.1.1 噪声的度量	197
8.1.2 噪声的频谱分析	199
8.2 噪声的测量	202
8.2.1 声压测量	202
8.2.2 声强测量	204
8.3 消声室和混响室	209
8.3.1 消声室	209
8.3.2 混响室	209
8.4 噪声的评价及控制的标准	210
8.4.1 人耳等响曲线	210
8.4.2 噪声的主观评价指标	211
8.4.3 噪声的危害	213

8.4.4 噪声控制的标准	214
习题	215
第9章 机械噪声控制技术	217
9.1 噪声源识别与控制	217
9.1.1 噪声源识别	217
9.1.2 机械噪声源控制	219
9.2 吸声降噪	221
9.2.1 多孔吸声材料	221
9.2.2 吸声结构	224
9.2.3 吸声降噪量计算	227
9.3 隔声	228
9.3.1 单层均质薄板的隔声性能	228
9.3.2 双层结构及组合结构的隔声性能	231
9.3.3 隔声罩	232
9.3.4 声屏障	233
9.4 消声器	235
9.4.1 阻性消声器	236
9.4.2 抗性消声器	238
9.4.3 微穿孔板消声器	241
9.5 阻尼减振降噪	242
9.5.1 阻尼与阻尼结构	242
9.5.2 阻尼减振降噪的应用	245
9.6 噪声主动控制	246
习题	247
参考文献	248

第 1 章 绪 论

1.1 机械振动概述

1.1.1 机械振动的基本概念及研究目的

机械或结构在平衡位置附近的往复运动称为机械振动。

日常生活中,每时每刻都有振动现象存在,如心脏的跳动、琴弦的拨动、车辆在不平路面上行驶时车厢的振动等。在动力机械中也存在着大量的振动问题,如柴油机在工作时,由汽缸内气体的压力和运动部件的惯性引起的轴系振动;汽轮发电机转子不平衡或不均匀电网负荷引起的轴系、机壳和基础的振动;燃气轮机叶片受不平衡燃气作用产生的叶栅振动等。

有许多振动现象对人类有益或能为人类所利用,如琴弦拨动产生的音乐和各种振动机械。但对于大多数机械和结构,振动往往是有害的,它不仅使机器的精度和其他性能降低,而且使构件中增加了附加动应力,缩短了构件的寿命,甚至酿成灾难性的事故。例如,振动使精密仪器无法正常工作,使军事器械无法瞄准目标;大地震使房屋倒塌、桥梁毁坏、公路瘫痪;舰船轴系振动引起推进轴断裂,使舰船丧失战斗能力;汽轮发电机组剧烈振动而断轴,引起机毁人亡事故等。

研究机械振动学的目的有两方面,一是掌握机械振动的规律,利用振动为人类造福;二是设法减少振动的危害。本书致力于研究产生机械振动的原因和规律,研究振动对机器和结构的影响,以寻求控制和消除振动的方法。

1.1.2 机械振动的分类

为了便于研究,可按不同方式对机械振动分类。

1. 按振动系统的自由度数分类

所谓自由度就是确定系统在振动过程中任何瞬时几何位置所需独立坐标的数目。按自由度分类,机械振动可以分为:

单自由度系统振动——确定系统在振动过程中任何瞬时几何位置只需要一个独立坐标的振动。

多自由度系统振动——确定系统在振动过程中任何瞬时几何位置需要多个独立坐标的振动。

连续系统振动——确定系统在振动过程中任何瞬时几何位置需要无穷多个独

立坐标的振动。

2. 按振动系统所受的激励类型分类

按振动系统所受的激励形式,机械振动可分为:

自由振动——系统受初始干扰或原有的外激励取消后产生的振动。

受迫振动——系统在外激励力作用下产生的振动。

自激振动——系统在输入和输出之间具有反馈特性并有能源补充而产生的振动。

3. 按系统的响应(振动规律)分类

按系统的振动规律,机械振动可分为:

简谐振动——能用一项时间的正弦或余弦函数表示系统响应的振动。

周期振动——能用时间的周期函数表示系统响应的振动。

瞬态振动——只能用时间的非周期衰减函数表示系统响应的振动。

随机振动——不能用简单函数或函数的组合表达运动规律,而只能用统计方法表示系统响应的振动。

4. 按描述系统的微分方程分类

按描述系统振动微分方程的特点,机械振动可分为:

线性振动——能用常系数线性微分方程描述的振动。

非线性振动——只能用非线性微分方程描述的振动。

本书只涉及线性系统的自由振动和受迫振动。非线性振动和随机振动已有专著论述,本书不作论述。

1.1.3 机械振动问题及解决方法

在振动研究中,通常把研究的对象(如一台机器或一个结构)称为系统(system),把外界对系统的作用称为激励(excitation)或输入(input),把机器或结构在外界作用下产生的动态行为称为响应(response)或输出(output)。振动问题所涉及的内容,可用图 1-1 所示的框图表示。

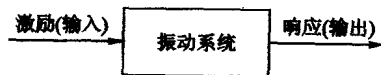


图 1-1 振动系统框图

1. 响应分析

响应分析是在已知系统参数及外界激励的条件下求系统的响应,包括位移、速度、加速度和力的响应,由此可进一步分析机械或结构的强度、刚度和允许的振动能量水平。

2. 系统设计和系统辨识

系统设计和系统辨识是已知系统的激励和响应求系统参数,其区别是:对于前者,系统尚不存在,需要设计合理的系统参数,使系统在已知激励下达到给定的响应水平;对于后者,系统已经存在,需要根据测量获得的激励和响应识别系统参数,以便更好地研究系统特性。

3. 环境预测

环境预测是在已知系统响应和系统参数的条件下,确定系统的激励或系统周围的环境。

解决机械振动问题可采用理论分析和试验研究两种方法。采用理论分析方法时,首先建立系统的力学模型和数学模型,然后采用数学公式推导获得解析解,或通过电子计算机获得数值解;采用试验研究方法时,模拟系统的工作条件施加已知激励,测试系统的响应,来验证理论分析结果,或研究系统的固有特性。由于测试和分析仪器的发展和完善,振动试验已发展成为一种独立的解决问题的方法。

理论分析和试验研究的方法相互补充、相互促进,为解决复杂的工程振动问题创造了极为有利的条件。为了减小振动,首先要设法减小激励;当激励无法减小时,可恰当地改变振动系统的参数,以达到减小系统振动响应的目的;若采用了前面两种措施后,还不能达到预期的要求时,可采用振动主动控制技术,外加能源迫使系统的振动减小。

1.2 振动运动学

1.2.1 简谐振动

周期振动关系式

$$x(t) = x(t + n\tau), \quad n = 1, 2, 3, \dots \quad (1-1)$$

表明经过相同的时间 τ 后,系统不断重复过去的运动。式中的 τ 称为运动的周期。

简谐振动是最简单的周期振动,它是指机械系统的某个运动量(位移、速度或加速度)按时间的正弦或余弦函数规律变化的振动,如图 1-2 所示,其数学表达式为

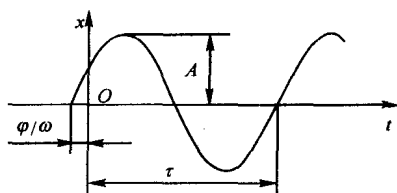


图 1-2 简谐振动

$$x = A \sin\left(\frac{2\pi}{\tau}t + \varphi\right) \quad (1-2)$$

式中: A 为振幅, 表示物体离开平衡位置的最大位移; τ 为周期。若用 $t + n\tau$ ($n=1, 2, 3, \dots$) 代替式(1-2)中的 t , 所得的 x 值不变, 故每隔时间 τ , 运动就完全重复一次, 所以 τ 是振动的周期。

令 $\omega = 2\pi/\tau = 2\pi f$, 则式(1-2)可写成下

面的形式, 即

$$x = A \sin(\omega t + \varphi) \quad (1-3)$$

式中: ω 为角频率(圆频率); f 为频率; $\omega t + \varphi$ 为相位角, 而 φ 为初相位, 即 $t=0$ 时的相位, 表示振动物体的初始位置。

从式(1-2)或式(1-3)可以看出, 简谐振动可由下面三个参数唯一确定: 振幅、周期(角频率或频率)和初相位。

如果式(1-3)表示物体的位移, 那么它的速度 v 和加速度 a 分别是位移 x 对时间的一阶导数 \dot{x} 和二阶导数 \ddot{x} , 即

$$v = \dot{x} = A\omega \cos(\omega t + \varphi) = A\omega \sin(\omega t + \varphi + \pi/2) \quad (1-4)$$

$$a = \ddot{x} = -A\omega^2 \sin(\omega t + \varphi) = A\omega^2 \sin(\omega t + \varphi + \pi) \quad (1-5)$$

比较式(1-3)、式(1-4)和式(1-5), 可以看出: 当物体的位移是简谐函数时, 它的速度和加速度也是简谐函数, 它们与位移的频率相同; 速度的相位超前位移为 $\pi/2$, 而加速度的相位超前位移为 π 。

把式(1-3)两边分别乘以 ω^2 , 然后与式(1-5)相加, 可得

$$\ddot{x} + \omega^2 x = 0 \quad (1-6)$$

式(1-6)是简谐运动方程式。

简谐运动也可用其他方式表示, 矢量表示和复数表示是分析研究振动问题时常用的两种方法。

如图 1-3 所示, 简谐振动可以用模为 A 的旋转矢量在坐标轴 x 上的投影来表示。矢量的起始位置与水平轴的夹角为 φ , 矢量以等角速度 ω 旋转时, 在任一瞬时矢量与水平轴的夹角为 $\omega t + \varphi$, 它在 x 轴上的投影即为式(1-3)。

简谐振动也可用复数表示, 如图 1-4 所示, 模为 A 的矢量 OP , 起始位置与实轴的夹角为 φ , 它以等角速度 ω 沿逆时针方向在复平面中绕 O 点旋转, 矢量 OP 的复数表达式为

$$Z = A[\cos(\omega t + \varphi) + i \sin(\omega t + \varphi)] \quad (1-7)$$

根据欧拉公式 $e^{i\theta} = \cos\theta + i \sin\theta$, 则式(1-7)可改写成

$$Z = A e^{i(\omega t + \varphi)} \quad (1-8)$$

比较式(1-7)与式(1-8)可知简谐振动 x 是复数旋转矢量在虚轴上的投影,即

$$x = A \sin(\omega t + \varphi) = \text{Im } Z = \text{Im} [A e^{i(\omega t + \varphi)}] \quad (1-9)$$

以后的叙述中,对复数表达式不作特殊说明时,即表示取其虚部。

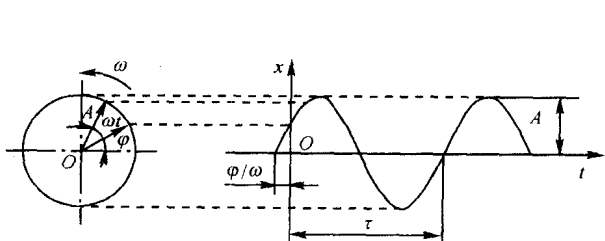


图 1-3 简谐振动的矢量表示

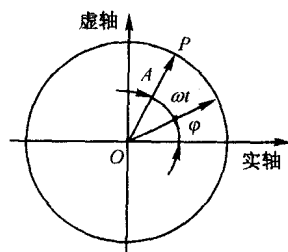


图 1-4 简谐振动的复数表示

1.2.2 简谐振动的叠加

同一物体在同一方向上同时发生两个简谐振动,那么这一物体最终表现的振动形式就是它们综合的结果。一般地,当这两个简谐振动频率相同时,可设这两个简谐振动为

$$x_1 = A_1 e^{i\omega t} \quad (1-10)$$

$$x_2 = A_2 e^{i(\omega t + \varphi)} \quad (1-11)$$

它们综合的结果可用复数相加或矢量叠加的方法得到,即

$$x = x_1 + x_2 = A e^{i(\omega t + \varphi')} \quad (1-12)$$

式中

$$A = \sqrt{A_1^2 + A_2^2 + 2A_1A_2\cos\varphi}, \quad \varphi' = \arctan \frac{A_2\sin\varphi}{A_1 + A_2\cos\varphi}$$

可以看到,两个同频率的简谐振动之和仍然是同频率的简谐振动。

当两个简谐振动的频率不相同,它们之和不再是简谐振动。讨论下面的情况

$$x_1 = x_0 \sin \omega_1 t \quad (1-13)$$

$$x_2 = x_0 \sin \omega_2 t \quad (1-14)$$

那么

$$x = x_1 + x_2 = 2x_0 \cos \frac{\omega_1 - \omega_2}{2} t \sin \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} t$$

当 ω_1 与 ω_2 相差很小时,设 $\omega_1 - \omega_2 = \delta\omega$, $\omega_1 + \omega_2 = \omega$, 则有

$$x = 2x_0 \cos \frac{\delta\omega}{2} t \sin \frac{\omega}{2} t \quad (1-15)$$

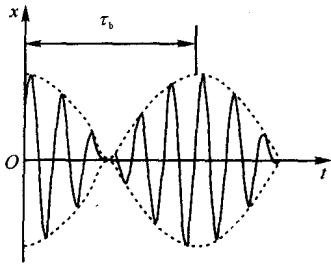


图 1-5 拍振

式(1-15)可看成是一正弦函数,其频率为 $\omega/2(\approx\omega_1)$,其可变振幅为 $2x_0\cos(\delta\omega/2)t$,如图 1-5 所示,这种振动称为拍振,拍频 $f_b = \delta\omega/2\pi$,一拍的周期为

$$\tau_b = \frac{2\pi}{\delta\omega} \quad (1-16)$$

更一般的情况为 x_1 和 x_2 的振幅和初相位都不同,留给读者作为练习。

1.2.3 任意周期振动的谐波分析

前面已经提到,简谐振动是最简单的周期振动。实际问题中遇到更多的是非简谐的周期振动,而任意周期振动都可以通过谐波分析分解成一系列简谐振动的叠加。

设一个周期振动函数 $F(t)$,它的周期为 τ ,它满足下列条件:函数在一个周期内连续或者只有有限个间断点,而且间断点上函数左右极限都存在;在一个周期内函数只有有限个极大极小值, $F(t)$ 就可以表示成

$$F(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\omega_1 t + b_n \sin n\omega_1 t) \quad (1-17)$$

式中

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \frac{2\pi}{\tau} \text{(称为基频)}, & a_0 &= \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} F(t) dt \\ a_n &= \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} F(t) \cos n\omega_1 t dt, & b_n &= \frac{2}{\tau} \int_0^{\tau} F(t) \sin n\omega_1 t dt \end{aligned}$$

根据前面的讨论,同频率的简谐振动可以合成为一个简谐振动,式(1-17)也可以表示为

$$F(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(n\omega_1 t + \varphi_n) \quad (1-18)$$

式中

$$A_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}, \quad \varphi_n = \arctan \frac{a_n}{b_n}$$

把 A_n 和 φ_n 与 ω 之间的变化关系用图形表示如图 1-6 所示,这种图形称为频谱,它们是离散的垂线。

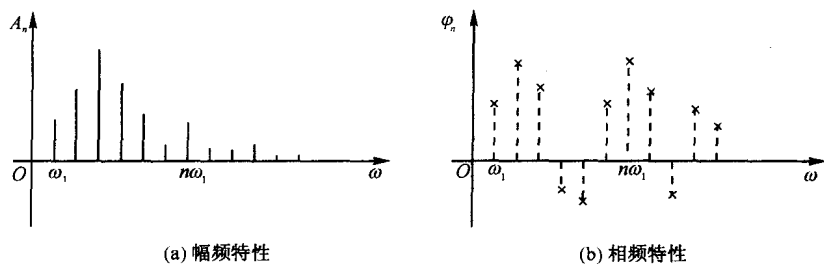


图 1-6 任意周期振动函数的频谱

1.3 机械噪声概述

1.3.1 声音与声波

声音是人耳对物体振动的主观感觉。击鼓后鼓膜作自由振动时,邻近空气形成密部和疏部,并由近及远地传播(图 1-7),人耳接受空气压力的扰动,由听神经传至大脑,就听到了声音。所以,人耳感觉到声音有两个条件:一个是物体振动的传播,另一个是人的神经系统感觉耳鼓膜的振动。后者属于生理声学的研究范畴,不作重点讨论。本书着重讨论物体的振动在其周围弹性媒质中传播(称为声波)的特性。



图 1-7 击鼓后鼓膜振动产生的声波

广义的声波是指弹性媒质中质点机械振动由近及远的传播,弹性媒质包括固体、液体和气体。由于人耳的鼓膜只可能与流体直接接触,所以通常所指的声波是流体介质中传播的机械振动,主要考虑的介质是空气和水。关于声波的产生、传播、接收、效应及控制构成声学的研究领域。

引起媒质质点振动的物体称为声源,声源与弹性媒质是产生声波的必要条件。声波是由声源振动引起的,这是声波与振动的联系;声波与振动也有区别,振动量只是时间的函数,而声波的波动量则不仅是时间的函数,同时还是空间的函数,声