

汽车排气系统噪声与消声器设计

黎志勤 黎 苏 编著

中国环境科学出版社

1991

前 言

环境污染问题已引起世界各国的普遍关注，成为人类社会生存与发展必须解决的全球性问题之一。噪声已成为一种重要的环境污染源，噪声控制已成为环境科学中一门重要学科。从环境保护的角度出发，国内外均制定了日益严格的噪声控制标准和法规。由各种汽车所产生的交通噪声，已成为现代城市中最主要的噪声源。噪声已成为衡量汽车产品的一项重要的质量标准，直接影响到产品在国内外市场的竞争能力。

本书着重于汽车噪声及其控制的基本理论和应用技术的阐述，主要讨论汽车内燃机排气系统噪声和消声器设计。书中内容主要取材于国内外有关书刊和作者多年来的科学实践。本书第一章介绍噪声的基本知识；第二章阐述了噪声控制的基本原理；第三章分析汽车噪声的产生机理及控制途径；第四章研究汽车内燃机排气系统噪声的发生机理及其控制的主要技术措施；第五章研究消声器的基本原理和计算方法。

本书由黎志勤、黎苏主编。编写组成员还有何若天、陈潜华、周昌林和汪占河。

全书由中国汽车工业总公司陈敬明教授级高级工程师主审。他对书稿提出了许多宝贵的修改意见，在此表示衷心的感谢。

由于作者水平有限，书中存在的问题一定不少，诚恳地欢迎读者多多赐教，以便再版时修正。

作 者

1990年6月于吉林工业大学

(京)新登字 089 号

内 容 简 介

本书以科学实践为基础，同时吸收国内外先进技术，反映了当前本学科研究的基本状况。书中主要分析研究了汽车内燃机排气系统噪声和消声器设计，基本内容包括噪声的基础知识和测量方法、汽车噪声发生机理及其控制途径、消声器的基本原理和计算、设计方法。

本书可供从事汽车、内燃机工程方面的科技人员、高等院校有关专业的师生 and 环境保护技术研究人员参考。

汽车排气系统噪声与消声器设计

黎志勤 黎 苏 编著

责任编辑 滕景云

*

中国环境科学出版社出版

北京崇文区北岗子街8号

北京昌平兴华印刷厂印刷

新华书店总店科技发行所发行 各地新华书店经售

*

1991年12月 第 一 版 开本 850×1168 1/32

1991年12月 第一次印刷 印张 8 3/8

印数 1—3 000 字数 223千字

ISBN 7-80010-798-1/X·433

定价: 5.20元

目 录

第一章 噪声的基本知识	(1)
第一节 声波的产生和传播	(1)
一、声波的产生	(1)
二、频率、波长和声速	(2)
三、声波的传播	(3)
第二节 噪声的物理度量	(8)
一、噪声及其危害	(8)
二、噪声的物理度量	(9)
三、级的概念与计算	(13)
第三节 频带与频谱分析	(19)
一、频带	(19)
二、频谱的概念	(21)
第四节 噪声的主观评价	(23)
一、响度级和等响度曲线	(24)
二、计权声级	(25)
三、噪声评价数NR	(27)
四、等效连续A声级 L_{eq}	(29)
五、累积分布声级 L_N	(30)
第五节 声源的指向特性	(30)
第六节 噪声测量	(31)
一、概述	(31)
二、测量仪器	(33)
三、噪声测量方法	(42)
第二章 噪声控制的基本原理和方法	(53)
第一节 噪声控制的基本途径	(53)
第二节 吸声降噪	(54)
一、吸声材料	(54)

二、吸声结构	(60)
第三节 隔声降噪	(66)
一、传声系数和传声损失	(66)
二、隔声结构	(67)
第四节 减振降噪	(71)
第五节 阻尼降噪	(74)
第三章 汽车噪声及其控制	(76)
第一节 概述	(76)
第二节 内燃机燃烧噪声	(77)
一、燃烧噪声产生机理	(77)
二、气缸压力的频谱特性	(79)
三、气缸压力频谱与噪声的关系	(82)
四、影响燃烧噪声的主要因素	(84)
五、降低燃烧噪声的基本途径	(90)
第三节 内燃机机械噪声	(91)
一、活塞敲击噪声	(91)
二、配气机构噪声	(96)
三、供油系噪声	(100)
第四节 内燃机机体和罩壳类零件的结构响应和表 面辐射噪声	(101)
一、内燃机的结构响应	(101)
二、表面振动和辐射噪声的关系	(103)
三、表面辐射噪声的控制	(103)
第五节 内燃机空气动力噪声	(110)
一、进气噪声	(110)
二、风扇噪声	(112)
第六节 汽车底盘噪声	(113)
一、齿轮传动噪声	(113)
二、轴承噪声	(116)
三、轮胎噪声	(117)
第七节 汽车噪声源识别技术简介	(119)
一、分别运转法	(120)

二、选择隔声法	(121)
三、频率分析法	(122)
四、近场测量法	(123)
五、相关分析法	(124)
六、相干分析法	(126)
第四章 汽车内燃机排气系统噪声	(130)
第一节 排气噪声发生机理及其频谱特性	(130)
一、基频排气噪声	(130)
二、排气管道内气柱共振噪声	(131)
三、排气歧管处的气流吹气声	(133)
四、亥姆霍兹共振噪声	(133)
五、废气喷注和冲击噪声	(134)
六、排气管内壁面处的摩擦及紊流噪声	(135)
七、排气噪声的其它一些组成声源	(136)
第二节 影响排气噪声的主要因素	(138)
一、发动机转速和负荷对排气噪声的影响	(138)
二、不同类型发动机排气噪声的比较	(139)
三、涡轮增压对排气噪声的影响	(140)
第三节 降低汽车排气系噪声	(141)
一、通过排气歧管结构的变更来改善振动特性	(142)
二、隔离排气歧管传递的振动	(142)
第四节 排气噪声的预测方法	(143)
一、排气辐射声场	(144)
二、排气系统的一维波动模型	(145)
三、排气噪声的预测	(149)
第五章 汽车排气消声器设计理论	(155)
第一节 概述	(155)
一、对排气消声器的要求	(155)
二、排气消声器性能的评价指标	(155)
三、排气消声器的设计步骤和依据	(157)
四、排气消声器的分类和结构	(159)
第二节 消声器中声传播过程的数学物理描述	(161)

一、声波方程	(161)
二、平面波的声线路	(164)
第三节 消声器一维消声计算模型	(174)
一、扩张式消声器	(177)
二、共振式消声器	(194)
三、消声器结构参数选择	(198)
第四节 消声器二维消声计算模型	(203)
一、定解问题的提出	(203)
二、有限单元法计算模型	(205)
三、有限差分法计算模型	(231)
四、边界单元法计算模型	(238)
五、消声器设计计算实例	(246)
第五节 消声器压力损失模型简介	(249)
第六节 消声器设计中存在的问题及其展望	(253)
主要参考资料	(256)

第一章 噪声的基本知识

第一节 声波的产生和传播

一、声波的产生

声音是我们日常生活中经常遇到的一种自然现象。

声音由物体振动而产生。如用锤敲鼓，就会听到鼓声，这时用手去摸鼓面，就会感到鼓面在振动。不仅固体振动产生声音，气体和液体振动也会发出声音，如火车的汽笛声，就是蒸气通过汽笛时振动的结果；海水的波浪声，就是液体振动的结果。

声源振动发声，如果没有介质传播，也无法听到，就是说，声音只有在介质中才能传播。如钟放在充满空气的罩内，钟的嘀嗒声清晰可闻，若罩内抽成真空时，声音就听不见了。这充分说明，若没有空气这个介质，声音就不能传播。声音不仅在空气中可以传播，在固体和液体中也可以传播。

振动在弹性介质中，以波的形式进行传播。这个弹性波叫做声波。声波在弹性介质中的传播过程可用图 1-1 来说明。当振动

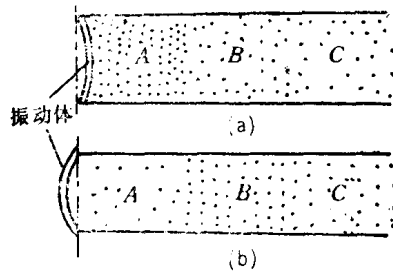


图1-1 声波的产生和传播

(a) 振动体向右振动

(b) 振动体向左振动

体向右侧振动时，右侧邻近部分的空气 A 受到挤压，密度增大，形成了密部，见上图 (a)。由于空气具有弹性，A 处的空气又要挤压邻近 B 处的空气，使 B 处的空气有变密的趋势。过了片刻，振动体向左振动时，A 处造成了空穴，原来密集的空气向空穴疏散，使 A 处密度下降，形成了疏部。与此同时，由于惯性作用，B 处的空气仍然受到挤压，形成了密部。B 处的空气还要向右挤压，有使 C 处空气变密的趋势，见上图 (b)。这样，随着振动体的振动，它周围的空气不断地疏密波动，声波不断向远方传播。但是，声波在介质中传播的过程中，介质本身并没有传走，仅在其平衡位置附近振动。

由于空气变密时，压强增大，变稀时压强降低，故声波的传播过程，实质上又是压力波传播的过程。这种压力波作用于人的耳膜使其作相对振动，通过听觉神经使人产生声音的感觉。

由于介质质点振动方向的不同，波动分为横波与纵波。横波是指质点振动方向与波的传播方向垂直的波，纵波是指质点振动方向与波的传播方向相同的波。空气中传播的声波即为纵波。

二、频率、波长和声速

声源在 1 秒时间内完成的振动次数，称为频率，用 f 表示，单位为赫 (Hz)。声源振动每往复一次的时间间隔，称为周期，用 T 表示，单位为秒 (s)。频率是周期的倒数，即

$$f = \frac{1}{T} \quad (1-1-1)$$

有时使用角频率，用 ω 表示，则 $\omega = 2\pi f$ 。

对人耳来说，只有 20~20000Hz 的振动才产生声音的感觉。高于 20000Hz 的声波叫超声，低于 20Hz 的声波叫次波，人耳对超声和次声都无法感知。

传声介质质点振动一次，声波所传播的距离称为波长，用 λ 表示，单位为米 (m)。

声波在介质中的传播速度称为声速，用 c 表示，单位为米/秒（m/s）。

声速、频率和波长之间的关系为

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (1-1-2)$$

传播介质不同，声速也不同。此外，声速还随介质温度变化而改变。常温（20℃）和标准大气压下，空气中的声速为 344m/s。随温度 t 的变化，空气中的声速为

$$c = 331.5 + 0.607t \quad (1-1-3)$$

在常温下，空气中， $f = 20\text{Hz}$ 时， $\lambda = 17.2\text{m}$ ； $f = 20000\text{Hz}$ 时， $\lambda = 0.0172\text{m}$ 。因此，常温下人耳能听到的声波波长在0.0172~17.2m之间。

三、声波的传播

声源辐射的声波在某一时刻到达各点所形成的面，称为波阵面或波前，声波传播的方向常用声线表示。按照波阵面的形状，可把声波分为球面波、平面波和柱面波等。

球面波是以点声源为中心，在各向同性介质中均匀地向四面八方辐射，因而呈现出球面的波阵面。球面波的声线为径向射线。在实际噪声控制中，只要测点离声源距离远大于声源几何尺寸、声源辐射面尺寸与波长之比远小于从声源到测点间距离与声源几何尺寸之比，许多声源均可简化为点声源来处理，如发动机排气噪声，在1m远处，可近似地认为是点声源。

平声波的波阵面为一平面，且在传播过程中诸波阵面彼此平行，其声线为一簇平行线，沿着一个方向传播。在汽车发动机排气管道中传播的声波可看作是一种典型的平面波。

柱面波的波阵面为同轴柱面，车辆在行驶中发出的噪声可近似地认为是柱面波。

声波在传播过程中，当遇到障碍物、不均匀介质或不同介质

时，将发生反射、折射和衍射、干涉等现象。由于声波的波长变化范围很大，空气中大约从17.2m到0.0172m，相差一千倍，而且与一般物体尺寸可以相比拟，因而发生的物理现象也就比较复杂。

1. 声波的反射与折射

当声波遇到障碍物时，有可能发生反射，反射情况与声波的波长和障碍物的大小以及表面光滑度有关。当声波波长比障碍物表面尺寸小时，很容易就反射回去。当声波波长大于障碍物的凹凸面时，障碍物表面使声波发生正反射。当声波波长近于或小于障碍物的凹凸面时，声波发生漫反射。

声波从介质1入射到介质2时，在分界面上，一部分声能反射回介质1，其余部分穿过界面在介质2内继续向前传播，前者称反射现象，后者称折射现象，如图1-2所示。

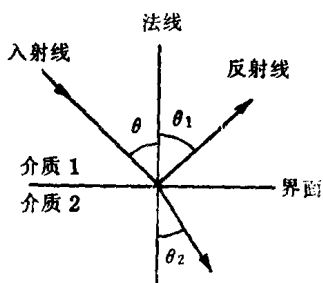


图1-2 声波的入射、反射和折射

(1) 反射与折射定律

反射定律：反射线、入射线和界面的法线在同一平面内，入射线与反射线分居于法线的两侧，且反射角 θ_1 等于入射角 θ 。

折射定律：折射线、入射线和界面法线在同一平面内，入射角 θ 的正弦与折射角 θ_2 的正弦之比，等于介质1与介质2中声速 c_1 、

c_2 之比，即

$$\frac{\sin \theta}{\sin \theta_2} = \frac{c_1}{c_2} \quad (1-1-4)$$

由上式可知，当 $c_1 > c_2$ 时，则 $\theta_2 < \theta_1$ ；当 $c_1 < c_2$ 时，则 $\theta_2 > \theta_1$ 。这就是说，声波从声速大的介质折入声速小的介质时，折射线折向法线；反之，声波从声速小的介质折入声速大的介质时，折射线折离法线。可见，声线发生折射是由两种介质中的声速不同所决定的。因此，即使在同一种介质中，若存在声速梯度

时，也同样会产生折射现象。

(2) 反射系数和透射系数

反射声波和折射声波的声压幅值 ($P_{1\max}$ 和 $P_{2\max}$)、声强 (I_1 和 I_2) 与入射声波的声压幅值 (P_{\max}) 声强 (I) 之比分别称为声压反射系数、声强反射系数和声压透射系数、声强透射系数 (关于声压和声强将在下节叙述)。在各向同性均匀介质中，当声波是无衰减传播，斜入射时，则

声压反射系数为

$$R_r = \frac{P_{1\max}}{P_{\max}} = \frac{Z_2 \cos \theta - Z_1 \cos \theta_2}{Z_2 \cos \theta + Z_1 \cos \theta_2} \quad (1-1-5)$$

式中 $Z_1 = \rho_1 c_1$; $Z_2 = \rho_2 c_2$, 称为介质的特性阻抗, ρ 为介质密度。

声压透射系数为

$$R_t = \frac{P_{2\max}}{P_{\max}} = \frac{2Z_2 \cos \theta}{Z_2 \cos \theta + Z_1 \cos \theta_2} \quad (1-1-6)$$

声强反射系数为

$$a_r = \frac{I_1}{I} = \left(\frac{Z_2 \cos \theta - Z_1 \cos \theta_2}{Z_2 \cos \theta + Z_1 \cos \theta_2} \right)^2 \quad (1-1-7)$$

声强透射系数为

$$a_t = \frac{I_2}{I} = \frac{4Z_1 Z_2 \cos^2 \theta}{(Z_2 \cos \theta + Z_1 \cos \theta_2)^2} \quad (1-1-8)$$

由上述各式可知，声波在介质中传播时，反射系数和透射系数由两种介质的特性阻抗之比决定。因此可以利用声波在多种介质传播过程中特性阻抗不相等就有反射波的原理，来控制噪声的传播。即在机械设计时，对同样厚度的隔声屏障，用两种或两种以上的材料相叠，各层间造成界面，每层界面上便有一部分声能被反射回去。经过反射与再反射，便有更多能量被各层介质所消耗。特别对于界面两侧介质的 ρc 乘积相差很大时更有效。所以在一些轻质材料中插入一层密质材料，就是利用这个原理。

几种常见介质的特性阻抗见表1-1。

2. 声波的绕射与干涉

声波在传播途中遇到障碍物或其它不连续性时，其波阵面发生畸变，这种现象称为声绕射或衍射。也就是，部分声音能够绕过障碍物的边缘前进。声绕射现象同障碍物的尺寸和声波波长的比值有关，如图 1-3 所示。图中声影区是指由于障碍物或折射关系，声线不能到达的区域，是安静的区域。

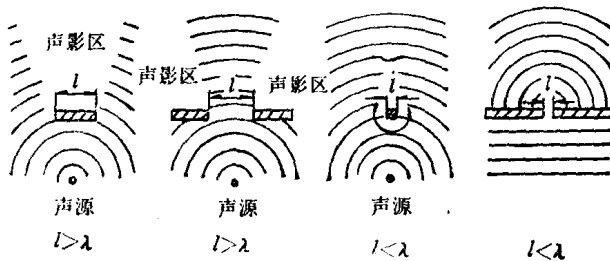


图1-3 声波的绕射

l -障碍物的线度尺寸

λ -声波波长

声波传播时，还可以互相叠加，这个现象叫做声波的干涉。当两个频率相同的声波以同样位相到达某一点时，即它们在同一时间内将密部或疏部传到某一点时，则两波互相加强，合成振幅为两波振幅之和，如图 1-4(a)；如两波位相相反，则互相减弱或完全抵消，合成振幅为两波振幅之差，如上图(b)。

产生干涉的波叫相干波。同时从两波源出发而到达相遇点时所经路程之差，叫波程差。理论可以证明，在波程差等于零或波长的整倍数的各点，振动加强，振幅达到最大；在波程差等于半波长的奇数倍的各点，两声波是反相的，振动减弱，振幅最小。

当两个振幅和频率相同的波相干涉，在同一直线上沿相反方向传播时，叠加后产生的波称为驻波。可见，驻波是干涉的一种特例，其特点是具有固定于空间的波节和波腹。波节是驻波中幅值为零的点，波腹是驻波中幅值最大的点，见上图(c)，且两相

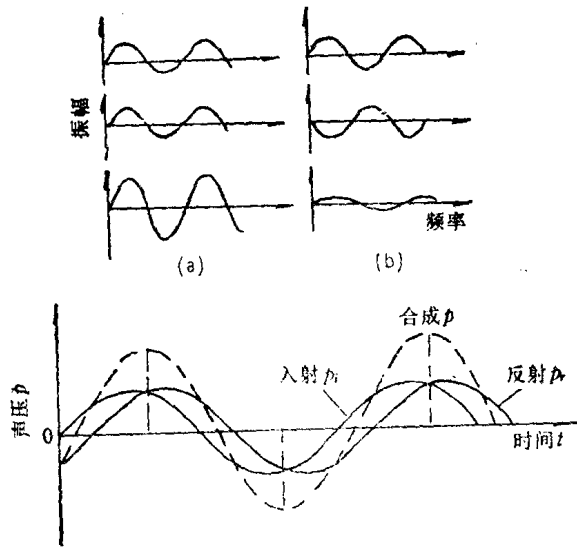


图1-4 声波的干涉

邻的波节（或波腹）间的距离，等于相干波的半波长。

声源在封闭的室内辐射声波时，由于壁面的强烈反射，入射波与反射波叠加的结果，会在若干个频率成分上产生驻波。此时，室内某些方向上，会出现声音随着传播位置而大小交替变化的情况，这就是有驻波存在的特有现象。

3. 声波的衰减

声波是一种能量，在传播过程中，由于扩散、吸收、散射等的作用，使声波的能量随着离开声源距离的增加而逐渐减弱，这种现象称为声波的衰减。

声波衰减量与传播距离和声波频率等有关。声源所产生的声压幅值与离开声源的距离成反比。高频声波，质点速度高，能量损耗也多，因此，在相同的传播距离下，高频声波比低频声波衰减大。如果声波能量一定，则低频传播距离就大。

第二节 噪声的物理度量

一、噪声及其危害

噪声是声波的一种，具有声波的一切特性。噪声是指声强和频率的变化都无规律、杂乱无章的声音。从广义来讲，凡是人们不需要的声音都属于噪声。

在任何地方总存在噪声。噪声常由多个不同位置的声源产生，经过反射形成无方向性。在某一环境中所有这些组合成的总噪声，称为环境噪声。各种机械设备、交通运输工具所产生的噪声是环境噪声产生的根源。按照起源不同，噪声可分为：空气动力性噪声、机械噪声和电磁性噪声。空气动力性噪声是由于气体振动而产生的，当气体中有了涡流，或发生了压力突变等情况，就会引起气体的扰动，由于气体的非稳定过程，或者说由于气体的扰动而产生的噪声，就是空气动力性噪声。机械噪声是由于固体振动而产生的。电磁性噪声是由于磁场脉动、磁致伸缩引起电气部件振动而发出的声音。

按频谱的性质，噪声又可分为有调噪声和无调噪声。有调噪声就是含有非常明显的基频和伴随着基频的谐波，这种噪声大部分是由旋转机械产生的。无调噪声是没有明显的基频和谐频的噪声。

噪声对人体健康有不良影响。人们在较强噪声（90dB以上）环境中工作，感到刺耳难受，久了就会发生听觉迟钝，甚至导致噪声性耳聋。在极强烈的噪声（如高达140dB）环境下会引起听觉器官发生急性外伤。中等强度噪声就已影响中枢神经系统，使大脑皮层的兴奋和抑制的平衡失调，导致条件反射异常，不能集中思考问题，加速疲劳，降低劳动生产率，甚至导致工伤事故。噪声还会使肠胃机能阻滞，消化不良，食欲不振，并使植物性神

经紊乱，导致冠心病、动脉硬化等心血管疾病的发生。因此，长期在噪声环境下工作和生活，如果没有适当的防护措施，人的健康水平要下降，抵抗力就减弱。这样，即使没有造成噪声性职业病，也容易促使或诱发其它疾病。

此外，特强噪声还会损害建筑物和仪器设备。

因为噪声对人们有以上的生理和心理影响，所以，精确地描述噪声，既离不开声波运动的物理特征，也离不开人们的生理声学和心理声学特征。只有对噪声给予正确的描述和量度，才能对噪声控制进行定量的研究。

二、噪声的物理度量

噪声作为一种物理现象，可用若干物理量来度量其大小和描述其物理性质。这些物理量与人们的主观感觉无关。用这些物理量来度量和描述噪声，叫做对噪声的客观评价。然而，噪声的大小又是通过人耳被感知的，人的感觉量与客观的物理量并不完全一致，故有必要从人们感受的角度去度量噪声，这就是对噪声的主观评价。本节对噪声的客观评价作些介绍。

1. 声 压

声波传播过程中，空气质点也随之振动，产生压力波动。一般把没有声波存在时介质的压力称为静压力 p_A 。有声波存在时，空气压力就在大气压附近起伏变化，出现压强增量，这个压强增量就是声压，用 p 表示。声压的单位为 N/m^2 ，或记为Pa（帕）。

声压随时间起伏变化，每秒钟内变化次数很大，传到人耳时，由于耳膜的惯性作用，辨别不出声压的起伏，即不是声压的最大值起作用，而是一个稳定的有效声压起作用。有效声压是一段时间内瞬时声压的均方根值，这段时间应是周期的整倍数。有效声压用数学式表示为：

$$p = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p_1^2 dt} \quad (1-2-1)$$

式中 p_1 为瞬时声压。

对于正弦声波, $p = \sqrt{\frac{p_m^2}{2}}$, p_m 为最大声压。在实际使用中, 通常所说的声压, 一般均指有效声压。

声音的大小可用声压来度量。正常人耳刚刚能听到的声压是 $2 \times 10^{-5} \text{Pa}$ (频率为 1000Hz), 称为听阈声压; 而刚刚能使人耳产生疼痛感觉的声压是 20Pa , 称为痛阈声压。当声压达几百帕以上时, 会使耳膜损伤以致引起耳出血。

声学中把介质中任一点处的声压 p_1 与该点的质点速度 v 之比称为该处的声阻抗率, 用 Z_s 表示, 即 $Z_s = \frac{p_1}{v}$, 单位为 $\text{Pa} \cdot \text{s/m}$ 。

对于在自由声场中传播的平面正弦波, 有

$$v = A\omega \cos\left[\omega\left(t - \frac{x}{c}\right)\right] = A\omega \cos(\omega t - kx)$$

$$p_1 = \rho c A\omega \cos(\omega t - kx)$$

式中: A 为质点位移幅值, m ; ω 为角频率, $1/\text{s}$; t 为时间, s ; x 为沿传播方向传播的距离, m ; $k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi}{\lambda}$, 为波数, 即 2π 长之间所具有的波数; ρ 为介质密度, kg/m^3 ; c 为声速, m/s 。由上式可知, 此时 p_1 与 v 是同相位的, 介质中各点的声阻抗率是同一恒量, 即

$$\left. \begin{aligned} Z_s &= \frac{p_1}{v} = \rho c \\ p_1 &= v\rho c \end{aligned} \right\} \quad (1-2-2)$$

ρc 反映了介质的声学特性, 它随温度和大气压而变化, 是介质对振动面运动的反作用的定量叙述, 称为介质的特性阻抗。一些常见介质的特性阻抗见表 1-1。

一般情况下, p_1 与 v 不一定同相位。因此, 声阻抗率是两个同频率但不同相的正弦量之比值, 并不一定是一个恒量。此时,