

杨庆佛 编著

# 内燃机噪声控制



山西人民出版社

# 内燃机噪声控制

杨庆佛

\*

山西人民出版社出版 (太原并州北路十一号)  
山西省新华书店发行 山西新华印刷厂印刷

\*

开本: 850×1168 1/32 印张: 10.375 字数: 243千字

1985年5月第1版 1985年5月太原第1次印刷

印数: 1—2,200册

\*

书号: 15088·176 定价: 2.00元

## 内 容 提 要

本书简要叙述了噪声的基本知识和测量方法。对中小功率内燃机的空气动力性噪声、机械噪声、燃烧噪声、结构表面响应及辐射噪声产生的机理和控制方法作了较为详细的讨论。书中叙述了国内外大量内燃机噪声控制的试验结果及实例。本书可供有关厂矿工程技术人员、高等学校师生、环境保护技术研究人员以及其他有兴趣的读者参考。

# 前 言

噪声已被公认为是一种重要的环境污染。国内外都制定了许多有关噪声控制的标准和法规，并且愈来愈严格。噪声已经成为机电产品的一项重要质量标准，因而将直接影响到创造优质产品以及提高产品在国内外市场的竞争能力。中小功率内燃机在汽车、拖拉机、工程机械、农业机械、船舶、国防等方面应用极广，因而是一种很大的噪声污染源。国内有关工厂及环境保护部门都开始重视内燃机噪声控制问题。

本书内容主要取材于国内外有关书刊，部分是作者工作中的体会。由于内燃机噪声方面的有关名词术语、分类方法各书刊不尽一致，本书在这方面主要参考了上海内燃机研究所编写的《柴油机设计手册》第二十四章噪声，尽量和该章的有关提法相一致。

本书第一、二章以及第三章中的部分内容由李衍同志编写。第三章部分内容及四至七章由杨庆佛同志编写。文中插图主要由山西省汽车制造厂申晋宪同志绘制。

陈绎勤教授对本书的写作曾给予指导；山西省机械厅副总工程师房绍平同志对本书的内容、结构提出了许多宝贵意见，在此表示感谢。

作 者 于太原工业大学

# 目 录

---

1	噪声的物理量度及内燃机噪声源.....	( 1 )
1.1	噪声.....	( 1 )
1.1.1	噪声及其分类.....	( 1 )
1.1.2	噪声的危害.....	( 2 )
1.1.3	噪声控制的基本途径.....	( 3 )
1.2	噪声的物理量度.....	( 3 )
1.2.1	声速.....	( 4 )
1.2.2	声压、声强.....	( 5 )
1.2.3	声压级、声强级.....	( 6 )
1.2.4	声压级的合成与分解.....	( 7 )
1.2.5	本底噪声的修正.....	( 11 )
1.2.6	声功率、声功率级.....	( 12 )
1.3	噪声的频谱.....	( 14 )
1.3.1	频谱的概念.....	( 14 )
1.3.2	倍频程和 1 / 3 倍频程频谱.....	( 19 )
1.3.3	窄带频谱分析.....	( 21 )
1.4	噪声的主观评价.....	( 21 )
1.4.1	等响曲线和响度级、响度.....	( 21 )

1.4.2	噪声级	( 23 )
1.4.3	噪声评价数	( 24 )
1.4.4	国内外噪声控制标准	( 25 )
1.5	内燃机噪声	( 28 )
1.5.1	内燃机的噪声源	( 28 )
1.5.2	内燃机噪声控制标准	( 30 )
1.5.3	内燃机噪声的估算	( 32 )
2	内燃机噪声测量	( 34 )
2.1	内燃机噪声测量仪器	( 34 )
2.1.1	传声器	( 34 )
2.1.2	声级计及其分类	( 35 )
2.1.3	频谱分析仪	( 38 )
2.1.4	声强测量系统	( 41 )
2.1.5	噪声信号的记录仪器	( 45 )
2.2	内燃机噪声测量方法	( 47 )
2.2.1	主观识别	( 47 )
2.2.2	分别运转法	( 47 )
2.2.3	其他识别噪声源的方法	( 48 )
3	内燃机的空气动力性噪声及控制	( 49 )
3.1	内燃机排气噪声产生的机理及其频谱特征	( 49 )
3.1.1	多缸内燃机排气噪声产生的机理	( 49 )
3.1.2	单缸内燃机排气噪声的频谱特征	( 54 )
3.1.3	影响排气噪声的主要因素	( 59 )
3.2	内燃机排气消声器设计	( 61 )
3.2.1	内燃机排气噪声必需的消声量频率特性	( 62 )
3.2.2	对内燃机排气消声器的要求及其性能指标 的评价	( 67 )

3.2.3	排气消声器的分类与消声结构	(70)
3.2.4	扩张式消声器的设计计算	(72)
3.2.5	共振式消声器	(108)
3.2.6	阻性消声器	(113)
3.2.7	内燃机排气消声器设计中的一些问题	(116)
3.2.8	内燃机排气系统的表面辐射噪声及其控制	(119)
3.3	内燃机进气噪声	(125)
3.4	风扇噪声及其控制	(127)
3.4.1	风扇噪声产生的机理	(127)
3.4.2	影响风扇噪声的因素	(129)
3.4.3	降低风扇噪声的措施	(131)
4	内燃机的机械噪声控制	(135)
4.1	概述	(135)
4.2	活塞的敲击噪声	(137)
4.2.1	活塞敲击噪声产生的机理	(137)
4.2.2	影响活塞敲击噪声的因素及控制措施	(139)
4.3	正时齿轮噪声	(153)
4.3.1	啮合齿轮产生噪声的机理	(153)
4.3.2	影响齿轮噪声的因素	(156)
4.3.3	内燃机正时齿轮噪声的控制措施	(163)
4.4	配气机构噪声	(169)
4.4.1	低速时配气机构的噪声	(170)
4.4.2	内燃机高速运转时配气机构的噪声	(172)
4.4.3	控制配气机构噪声的主要途径	(174)
4.5	其他机械噪声	(178)
4.5.1	喷油系统的噪声	(178)
4.5.2	轴承噪声	(180)

5	内燃机的燃烧噪声及控制	(182)
5.1	内燃机的燃烧过程和燃烧噪声	(182)
5.2	内燃机气缸压力曲线的频谱分析和燃烧噪声的传递	(186)
5.2.1	直接积分法	(187)
5.2.2	数值积分法	(187)
5.2.3	模拟计算法	(187)
5.3	控制燃烧噪声的途径	(194)
5.3.1	压缩温度和压缩压力的影响	(195)
5.3.2	燃料性质的影响	(196)
5.3.3	增压对燃烧噪声的影响	(198)
5.3.4	燃烧室对燃烧噪声的影响	(200)
5.3.5	喷油时间对柴油机燃烧噪声的影响	(204)
5.3.6	转速和负荷对燃烧噪声的影响	(207)
5.3.7	内燃机工作循环对燃烧噪声的影响	(210)
5.3.8	特殊供油方式对燃烧噪声的影响	(211)
5.4	燃烧噪声控制和热效率、排放的兼顾	(214)
6	内燃机的结构响应和表面辐射噪声	(225)
6.1	内燃机的结构响应	(226)
6.2	内燃机表面振动的测量	(231)
6.2.1	内燃机表面振动位移、速度、加速度级及频谱的测量	(232)
6.2.2	内燃机的机械阻抗测量	(232)
6.3	机械阻抗和模态参数的识别	(235)
6.3.1	机械阻抗测试	(235)
6.3.2	模态参数的识别	(241)
6.4	表面振动和辐射噪声之间的关系	(250)



6.5	表面噪声的测量和通过振动数据求噪声·····	(255)
6.5.1	表面噪声的测量·····	(255)
6.5.2	根据振动数据计算噪声的方法·····	(258)
6.6	表面辐射噪声的控制方法·····	(266)
6.6.1	增加机体刚度·····	(267)
6.6.2	减小机体噪声辐射面的面积·····	(275)
6.6.3	对壁面采用阻尼措施·····	(277)
6.6.4	隔振措施·····	(280)
6.6.5	隔声措施·····	(285)
7	内燃机降噪实例·····	(288)
7.1	390K柴油机排气噪声的降低·····	(288)
7.2	4 DQ柴油机噪声的综合治理·····	(290)
7.3	燃烧噪声控制实例·····	(295)
7.3.1	英国泼金斯(Perkins)新型挤流口燃烧室·····	(295)
7.3.2	联邦德国道依茨公司车用柴油机降噪实例·····	(297)
7.4	低噪声型柴油机·····	(297)
7.4.1	奥地利李斯特研究所(AVL)研制的低噪声小型高速直喷式柴油机·····	(297)
7.4.2	里卡多(Ricardo)低噪声型柴油机·····	(300)

## 附录

附录 I	中华人民共和国国家标准内燃机噪声测定方法·····	(302)
附录 II	常用单位换算简表·····	(315)

# 1 噪声的物理量度及内燃机噪声源

## 1.1 噪声

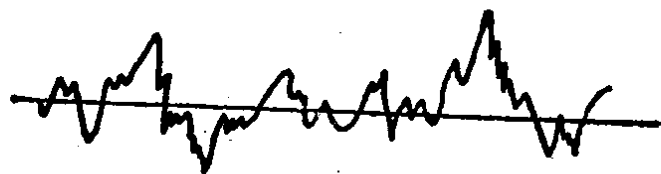
### 1.1.1 噪声及其分类

不同频率和不同强度的声音，无规律的组合在一起即成噪声，听起来有嘈杂的感觉。但也常指一切对人们生活和工作有妨碍的声音。噪声的波形图与音乐的波形图相比，是无规则的非周期性的曲线（图1—1）。

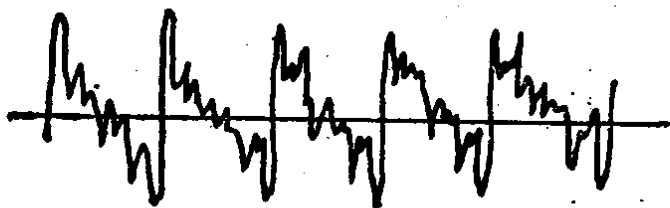
按照噪声产生的不同机理，可以将噪声分为以下四种类型：

①空气动力性噪声。它是由气体振动而产生的。当气体中有了涡流或发生了压力突变就会引起气体的扰动。由于气体非稳定过程而产生的噪声就是空气动力性噪声，如内燃机的进、排气噪声、风扇噪声等。

②机械性噪声。它是由于固体振动而产生的。在摩擦、撞



(a) 噪声波形



(b) 音乐波形

图1—1 噪声与音乐的波形

击、交变的机械应力作用下，机械的金属板、轴承、齿轮等发生振动，就产生机械性噪声，如内燃机中活塞对缸套的撞击噪声，以及配气机构、正时齿轮等产生的噪声。

③电磁性噪声。它是由于高频谐磁场的相互作用，产生周期性的交变力，引起电磁振动而产生的噪声或电源电压不平衡引起的噪声，如发电机、变压器、电动机等产生的噪声。

④燃烧噪声。在内燃机上是指燃料爆发所形成的冲击和压力急剧上升，通过内部零件向外辐射的噪声。

按频谱的性质，噪声又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以及伴随着基频的谐波。这种噪声大部分是由旋转机械产生的，如内燃机、风扇噪声。无调噪声是没有明显的基频和谐波的噪声，如排气放空噪声。

### 1.1.2 噪声的危害

噪声是影响面很广的一种环境污染。有关学者的研究结果，认为噪声在以下几方面影响人们的健康、休息和正常工作。

#### 1.1.2.1 噪声对听力的影响

近二十年来，通过研究噪声对听觉的影响，证明噪声会造成耳聋。一般来说，在80分贝(A)以下，才能保证长期工作不致耳聋。在90分贝(A)条件下只能保持80%的人不会耳聋。即使是85分贝(A)还会有10%的人可能因噪声产生耳聋。

#### 1.1.2.2 噪声对人的精神和身体的影响

噪声会使人的精神不安定，情绪不稳定，从而产生头痛、头晕、失眠等各种病症，并影响注意力的集中，和使人的记忆力减退；噪声还使人增加了血液中肾上腺素，因而引起心率改变和血压升高，同时还刺激脑下垂体和副肾质而产生内分泌失调；噪声也危害人的消化功能，使人易患胃溃疡等病。除此之外，还破坏人的色觉（对绿色、天蓝色特别敏感而对红色感觉减弱）。

### 1.1.2.3 噪声对人类生产活动的影响

噪声会降低工作效率。统计表明，在采取必要的噪声控制措施后，劳动生产率平均提高9%，写错字的数目减少29%，计算上的错误减少52%，发病率减少37%。电信局发报室内噪声降低10分贝后，劳动生产率可提高12—15%。

综上所述，长期在噪声环境下工作和生活的人，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，即使没有造成噪声性职业病，也容易促使或诱发其它疾病，使劳动生产率下降。此外，噪声还是造成生产事故的原因之一。

### 1.1.3 噪声控制的基本途径

人耳之所以听到噪声，必须有三个因素的存在：声源、传递途径和听者，三者缺一不可。因此，要控制噪声首先立足于不产生噪声声源或降低声源的强度，其次才是在传递途径及听者二因素上进行控制。

①噪声源的控制。掌握噪声源的大小及其频率特性，研究噪声源产生噪声的原因，从而针对性地减少机器振源的激发力，增加振动物体的阻尼或采用隔振装置（如弹性支承），或使机器构件固有频率远离强迫振动的频率，或避免高压气体急速排放，均可解决噪声源的控制问题。

②噪声传播的控制。可在噪声传播过程中采取措施使其衰减，如在噪声源附近加隔声罩，利用屏障或活动间壁以及封闭的隔声间将噪声局限在声源附近，或在进气、排气口处装置消声器。

③接收部分的控制。当人们长期在95~105分贝(A)的噪声环境工作或在120分贝(A)的强噪声中短期工作时，可采用护耳设备。常用的有耳塞、耳罩、帽盔等。

## 1.2 噪声的物理量度

### 1.2.1 声速

声速  $C$  即声波在介质中的传播速度。

$$C = \sqrt{K/P} \quad (\text{米/秒}) \quad (1-1)$$

式中  $K$ ——体积弹性模量；

$P$ ——介质的密度。

由公式(1-1)可见，在任何介质中，声速的大小只取决于介质的弹性和密度，而与声源无关。

一般情况下，不同的介质、声速是不同的，而且声速随温度的变化而变化。如表1-1所列。

表1-1

介 质	温度 ( $t^{\circ}\text{C}$ )	声速(米/秒)
空 气	0	331.5
空 气	15	340.5
氧 气	15	315.4
氮 气	15	324.0
氢 气	18	1321.0
一氧化碳	18	265.8
水 蒸 气	100	471.5
水	17	1430
石 油	15	1326
铝		$6.4 \times 10^3$
铸 铁		$4.5 \times 10^3$
钢		$5 \times 10^3$

空气在  $0^{\circ}\text{C}$  时,  $C = 331.5$ (米/秒)

在  $t^{\circ}\text{C}$  时,  $C = 331.5 + 0.61t$ (米/秒) (1—2)

即每增加  $1^{\circ}\text{C}$ , 声速增加  $0.61$ 米/秒, 当  $t = 15^{\circ}\text{C}$  时, 声速约为  $340$ 米/秒。

### 1.2.2 声压、声强

①声压是指有声波时介质的压强对其静压力的变化量。这是个周期量。通常以其均方根值来衡量其大小, 并记为  $P$ , 其单位为〔牛顿/米<sup>2</sup>〕, 即帕 ( $pa$ )。

正常人耳刚能听到的声音的声压, 是  $2 \times 10^{-5}$  帕, 称为听阈声压。当人耳产生疼痛感觉时的声压是  $2 \times 10^2$  帕, 称为痛阈声压。

②声音具有一定的能量, 也可以用它的能量来表示它的强弱。声强就是在单位时间内通过垂直于声波传播方向的单位面积的声能, 用  $I$  表示, 其单位为瓦/米<sup>2</sup>。

声强  $I$  和声压  $P$  以及质点速度  $u$ , 介质密度  $\rho$ , 速度  $C$  有关。它们之间存在着下列关系式。

$$\left. \begin{array}{l} I = \frac{P^2}{\rho C} \\ \text{而 } P = \rho C u \\ \text{所以 } I = \rho C u^2 = P \cdot u \end{array} \right\} \quad (1-3)$$

公式(1—3)表明声强  $I$  等于声压  $P$  与介质点速度  $u$  的乘积。

声强  $I$  和声压  $P$  都可以用来表示声音的强弱。声强不易用一般仪器测得, 但可以通过声压  $P$  来表示声音强弱, 二者之间的换算关系见表1—2。

表1—2

声压、声强换算表

声压(帕)	声压级(dB)	声强(W/M <sup>2</sup> )
20(痛阈)	120	1
2	100	10 <sup>-8</sup>
0.2	80	10 <sup>-6</sup>
0.02	60	10 <sup>-4</sup>
0.002	40	10 <sup>-2</sup>
0.0002	20	10 <sup>-10</sup>
0.00002(听阈)	0	10 <sup>-12</sup>

### 1.2.3 声压级、声强级

#### 1.2.3.1 声压级

声压从听阈到痛阈相差一百万倍。若用声压的绝对值表示声音的强弱很不方便。另外，根据大量试验证明，人的听觉随着声音频率的增大而逐渐迟钝，习惯上就用一个成倍比关系的对数量声压级来代替声压，表示声音的强弱。正如用风级、地震震级来表示风的大小和地震的强弱一样。“级”在声学中是专指对数关系的。

声压级  $L_p$  是该声音的声压  $P_e$  (有效声压) 和听阈声压 ( $2 \times 10^{-5}$  帕) 比值的常用对数的20倍，单位为分贝 (或记为 dB)，即

$$L_p = 20 \lg \frac{P_e}{P_0} \quad (\text{分贝}) \quad (1-4)$$

由于采用了声压级就把相差一百万倍的可闻声压范围，简化成0~120分贝的声压级变化。这个声压级范围既符合人耳对声音

的主观感觉，也便于表示。

### 1.2.3.2 声强级

声强  $I$  和听阈声强 ( $10^{-12} W/M^2$ ) 比值的常用对数的十倍，称为声强级  $L_I$ ，单位为分贝。用公式表示为

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_0} \quad (\text{分贝}) \quad (1-5)$$

### 1.2.4 声压级的合成与分解

分贝既然是一种对数值的单位，那么分贝的计算就不能按一般的自然数进行运算，应当按照对数法则——能量叠加规律进行运算。

#### 1.2.4.1 声压级的合成

设有两个噪声源  $A$  和  $B$ ，它们的声压级分别为  $L_{PA}$  和  $L_{PB}$ ，它们的声压有效值分别为  $P_A$  和  $P_B$ ，依声压级之定义则有

$$L_{PA} = 20 \lg \frac{P_A}{P_0} \quad (\text{分贝}) \quad (1-6)$$

$$L_{PB} = 20 \lg \frac{P_B}{P_0} \quad (\text{分贝}) \quad (1-7)$$

两个声源声压  $P_A$  和  $P_B$  合成的声压有效值  $P_C$  为

$$P_C = \sqrt{P_A^2 + P_B^2} \quad (1-8)$$

据此可推导出  $L_{PA}$ 、 $L_{PB}$  和  $L_{PC}$  之间的关系。

两个声源的合成声压级  $L_{PC}$  为

$$L_{PC} = 20 \lg \frac{\sqrt{P_A^2 + P_B^2}}{P_0} = 10 \lg \frac{P_A^2 + P_B^2}{P_0^2} \quad (\text{分贝}) \quad (1-9)$$

当两个噪声源的声压级相等，即  $P_A = P_B$  时

$$\begin{aligned} L_{PC} &= 10 \lg \frac{2P_A^2}{P_0^2} = L_{PA} + 10 \lg 2 \\ &= L_{PA} + 3 \quad (\text{分贝}) \quad (1-10) \end{aligned}$$



可见两个噪声源分贝数相同时，两个噪声源同时发声只比一个噪声源单独发声时增加 3 分贝。

当两个声源的声压级不相等，如  $L_{PA} > L_{PB}$  时，二者共同发声要增加的分贝数应当是

$$\begin{aligned} L_{PC} - L_{PA} &= 10 \lg \frac{P_A^2 + P_B^2}{P_0^2} - 10 \lg \frac{P_A^2}{P_0^2} \\ &= 10 \lg \frac{P_A^2 + P_B^2}{P_A^2} = 10 \lg \left( 1 + \frac{P_B^2}{P_A^2} \right) \quad (1-11) \end{aligned}$$

$$\text{又因 } L_{PB} - L_{PA} = 10 \lg \frac{P_B^2}{P_A^2}$$

故由对数定义可知

$$\frac{P_B^2}{P_A^2} = 10^{-\frac{(L_{PA} - L_{PB})}{10}}$$

将此式代入式(1-11)，则得

$$L_{PC} = L_{PA} + 10 \lg \left[ 1 + 10^{-\frac{(L_{PA} - L_{PB})}{10}} \right] \quad (1-12)$$

当  $L_{PB} > L_{PA}$  时，同样可导出

$$L_{PC} = L_{PB} + 10 \lg \left[ 1 + 10^{-\frac{(L_{PB} - L_{PA})}{10}} \right]$$

任何两个噪声源的声压级的合成都可以按照公式(1-12)进行计算。

例 1 有两台内燃机，每一台单独开动的声压级都是 95 分贝，求二合同时开动时的总声压级。

解 这是两个声压级的合成问题，因两个声压级  $L_{PA} = L_{PB}$ ，故式(1-12)变为

$$\begin{aligned} L_{PC} &= L_{PA} + 10 \lg [1 + 1] \\ &= 95 + 3 = 98 (\text{分贝}) \end{aligned}$$

例 2 有两台内燃机，一台单独工作时声压级为 104 分贝，