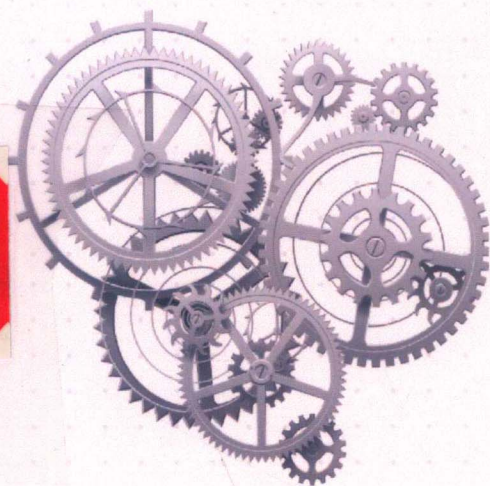




低噪声

齿轮制造技术

王 斌 ◎ 著



WUHAN UNIVERSITY PRESS

武汉大学出版社

低噪声齿轮制造技术

王 斌 著



WUHAN UNIVERSITY PRESS

武汉大学出版社

图书在版编目(CIP)数据

低噪声齿轮制造技术/王斌著. —武汉: 武汉大学出版社, 2018. 3
ISBN 978-7-307-19945-3

I. 低… II. 王… III. 齿轮加工 IV. TG610.6

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2017)第 325755 号

武汉大学图书馆藏

责任编辑: 邓瑶 郭芳

责任校对: 李晶

装帧设计: 张希玉

出版发行: 武汉大学出版社 (430072 武昌 珞珈山)

(电子邮件: whu_publish@163.com 网址: www.stmpress.com.cn)

印刷: 虎彩印艺股份有限公司

开本: 720 × 1000 1/16

印张: 12.25

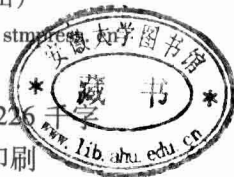
字数: 226千字

版次: 2018年3月第1版

2018年3月第1次印刷

ISBN 978-7-307-19945-3

定价: 79.00元



版权所有, 不得翻印; 凡购我社的图书, 如有质量问题, 请与当地图书销售部门联系调换。

前 言

齿轮是机械传动中极其重要的一个基础件,从汽车行业到机床制造企业,从军工系统到民用机械,从重型机械行业到轻工业机械,都离不开齿轮传动。

随着《中国制造 2025》的颁布实施,传统装备制造业开始向智能装备制造方向转型升级,对基础件提出了更高的要求,对齿轮来讲,已不仅仅满足于常规的传动,同时对齿轮传动的精度及噪声都提出了较高的要求。

为了满足智能装备制造企业工程技术人员及广大技术员工对高精度、低噪声齿轮制造工艺的学习需求,我们编写了本书。鉴于齿轮的种类繁多,基本理论系统性强,计算复杂,制造与检验难度较大,涉及的技术问题又较多,本书既讲述基本理论知识,又侧重实践经验,力求做到理论与实践相结合,以便使读者更好地理解低噪声齿轮制造技术,更好地在生产实践中运用低噪声齿轮制造技术制造出更多、更好的高精度低噪声齿轮,更好地服务于中国制造。

本书由长期从事低噪声齿轮设计与制造的王斌同志撰写。作者具有扎实的理论基础和较强的实践经验,针对齿轮设计、加工、检测过程中影响齿轮噪声的因素进行了详细分析,对齿轮加工过程中的齿坯加工、滚齿加工、插齿加工、齿轮倒角、倒棱、热处理、磨齿加工及齿轮噪声检测等相关环节,利用全新的齿轮加工工艺进行有效的精度控制,对降低齿轮噪声的措施进行了详细的介绍,提出了齿轮加工过程中的许多独特的新工艺、新方案,对齿轮生产企业技术管理人员及从事齿轮技术研究的工程技术人员有较好的参考价值。

在本书的形成过程中,得到了有关领导部门和许多同志的大力支持和帮助,在此向他们表示深深的感谢。

由于我们水平所限,加之编写时间仓促,书中可能存在不少缺点和错误,欢迎读者批评指正。

王 斌

2017 年 10 月

目 录

第一章 齿轮传动噪声研究的理论基础.....	(1)
一、声学研究基础知识	(1)
二、声的物理量度	(4)
三、声学试验的环境	(8)
四、噪声基础.....	(11)
五、声强测量基础.....	(13)
第二章 齿轮振动噪声产生机理	(16)
一、齿轮振动噪声概述.....	(16)
二、齿轮振动噪声产生机理.....	(17)
三、齿轮啮合动态激励机理.....	(19)
四、齿轮振动与噪声的理论分析	(23)
第三章 齿轮误差对传动噪声影响的研究	(39)
一、齿廓偏差对噪声的影响.....	(39)
二、螺旋线偏差对噪声的影响.....	(44)
三、基节误差对噪声的影响.....	(47)
四、齿距偏差对噪声的影响.....	(48)
五、径向跳动误差对噪声的影响.....	(50)
第四章 滚齿加工与噪声控制	(53)
一、滚齿加工.....	(53)
二、滚齿机的操作与调整.....	(59)
三、滚齿精度检验及误差分析.....	(65)
第五章 插齿加工与噪声控制	(71)
一、插齿加工.....	(71)
二、插齿机的调整.....	(76)
三、插齿精度检验及误差分析.....	(79)



第六章 剃齿加工与齿轮噪声的研究	(85)
一、齿轮剃齿加工现状及特点	(85)
二、剃齿中凹形成原因	(95)
三、剃齿中凹现象主要解决措施	(100)
四、负变位剃齿与平衡剃齿	(104)
第七章 磨齿加工与噪声控制	(111)
一、磨齿加工的特点	(111)
二、磨齿加工的装备	(111)
三、磨齿机的操作与调整	(119)
四、磨齿误差分析及噪声控制	(126)
五、齿轮加工后的啮合间隙选配	(132)
第八章 齿面修形设计	(133)
一、齿轮传动噪声和齿轮修形的国内外研究现状	(133)
二、圆柱齿轮修形	(137)
三、圆柱齿轮齿向修形	(138)
四、圆柱齿轮齿形修形	(142)
五、齿面修形优化	(145)
第九章 低噪声齿轮加工工艺	(147)
一、7 级圆柱孔单孔齿轮的加工工艺	(147)
二、7 级花键孔齿轮的加工工艺	(155)
三、6 级精度齿轮低噪声加工工艺	(161)
四、6 级精度花键孔齿轮低噪声加工工艺	(170)
第十章 噪声综合治理案例	(175)
一、机床噪声治理总体思路	(175)
二、机床齿轮噪声控制原理	(177)
三、低噪声设计	(180)
四、优化低噪声齿轮制造工艺	(183)
参考文献	(187)

第一章 齿轮传动噪声研究的理论基础

一、声学研究基础知识

1. 声波的相关概念

在自然界中,每当两个物体相互碰撞时人们就会听到声音。声音是由声源振动而产生的客观存在的一种物理现象。声音的存在必须具备两个基本条件:一是必须有声源的振动物体,二是必须有能够传播振动的介质。撞击力使物体产生了振动,振动的物体表面周期地交换占有的空间位置,使其周围处于静止的空气受到扰动;因为空气具有质量和弹性,随之产生疏密交错变化的空气波。显然,空气变密时压强提高,变疏时压强降低。这种压强的变化在连续的介质中由近及远地向外传播着能量,这就是声波,声波的频率范围较宽,当传入人耳时引起鼓膜的振动,就产生了听觉,感受到了声音。因此,声波就是叠加在接听者周围大气压力上的一种压力波。

声音传播的介质是空气时,常称为空气声。传播压力波的介质也可以是固体和液体,在固体中传播的称为固体声,在液体中传播的称为液体声或水声。按照人耳对不同频率声波的响应,人们又把可接收到的频率为 20 Hz~20 kHz 这个范围的声音称为可听声;低于 20 Hz 的声音入耳听不到,称为次声;高于 20 kHz 的声音入耳也听不到,称为超声;高于 50 MHz 的声音称为特超声。

空气中只有体积弹性,声波只能以纵波即疏密波形式传播。在标准大气压、常温(20℃)时声速为 344 m/s;空气的密度随温度变化,因此,空气中声速也随温度变化。

声波在水中的传播速度为 1450 m/s,在钢铁中的传播速度为 5000 m/s,可见在液体和固体中比在空气中传播的速度要快得多。声波的传播速度与频率没有关系,但波长 λ 、频率 f 和声速才存在下述关系:

$$\lambda = c/f \quad (1-1)$$



在常温下,当 $f=20\text{ Hz}$ 时, $\lambda=17.2\text{ m}$; 当 $f=20\text{ kHz}$ 时, $\lambda=0.0172\text{ m}$ 。可听声的波长为 $0.0172\sim 17.2\text{ m}$ 。

声波以发声体(声源)为中心向周围发射。当声源的几何尺寸比声波波长小很多时,向各方向均匀辐射声能,声波呈球面波,这类声源称为点声源。相反,若声源的几何尺寸比声波波长大得多时,声波近似于平面波沿着振动的方向辐射。实际上,声源的几何尺寸既不可能小到一个点,也不能大到无限大,所以多数发声体是以振动的方向为中心,以一定的夹角向外辐射。振动体的尺寸越大,频率越高,则方向性越强,扩散角度越小。

在声波传播的路程上遇到障碍物时,会发生绕射、反射、透射和吸收的现象,当声波越过障碍物时,在障碍物的背后会形成声影区,在该区内没有声波,这个区域的大小与声波的波长有关,声波愈长,则绕射的情况愈严重,即声波向障碍物内侧绕去,缩小声影区。

声波遇到障碍物时,视障碍物的材质不同而决定发生反射、吸收和透射。反射与透射的程度取决于传声介质与障碍介质的声阻抗 ρc 之间的差值,当后者的声阻抗远远大于前者时,则障碍物表面为硬边界,入射的声波几乎全部被反射回去。例如空气的声阻抗为 413 瑞利 ,钢的声阻抗为 $476\times 10^4\text{ 瑞利}$,差别很大,因此钢板几乎百分之百地将声波反射出去,有时为了减少声波反射,可采用吸声材料,即令声波通过介质将部分声能转化为热能耗散。剩余部分传到另外一个空间,这就是利用吸声材料或装置达到消除反射或消声目的的原理。

2. 声波传播的相关方程

在三维空间中的声波运动方程式(欧拉方程)如下式所示,也是声场在空气介质中的运动方程。

$$\left. \begin{aligned} \rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} &= -\frac{\partial p}{\partial x} \\ \rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} &= -\frac{\partial p}{\partial y} \\ \rho_0 \frac{\partial w}{\partial t} &= -\frac{\partial p}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (1-2)$$

上式表示介质沿加速度方向的升压梯度的负值等于介质加速度与密度的乘积。

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1-3)$$



上式为声波的三维波动方程式,在此公式中, $c = \sqrt{\frac{\gamma p_0}{\rho_0}}$ 表示声音的速度(m/s),它只取决于声音传播所处介质的相关物理常数,如 γ 、 p_0 、 ρ_0 。

设想在一个理想环境下,即在无限均匀的空间介质中存在着一个(或多个)无限大小的刚性物体,沿着其法线方向产生一定幅度的振动,而由此产生的波动(声波)也会沿着其法线方向向四周传播开去,在与其法线方向相垂直的任意一个平面上的振幅和相位均相同,这种声波的振动面是平面,也就称之为平面声波,实践中大多数波动均可以将其简化成平面声波。

平面声波的波动方程可由式(1-3)的声波三维波动方程式简化成一个二阶线性偏微分方程:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1-4)$$

它的通解是:

$$p(x, t) = f(ct - x) + g(ct + x) \quad (1-5)$$

式中 $f(ct - x)$ ——沿 x 轴正方向传播的声波;

$g(ct + x)$ ——沿 x 轴反方向传播的声波。

实践中,大多数频率不相同的简单简谐波可以通过不同方式叠加成复杂的声波,通常情况下,为了方便科学研究,优先将简谐波正方向作为研究对象,其运动方程式表示如下:

$$u(x, t) = \frac{1}{\rho_0 c} p(x, t) \quad (1-6)$$

上式也可用复数形式表示:

$$\left. \begin{aligned} p(x, t) &= p_a e^{j(\omega t - kx)} \\ u(x, t) &= \frac{p_a}{\rho_0 c} e^{j(\omega t - kx)} \end{aligned} \right\} \quad (1-7)$$

式中 p_a —— $A\rho_0 c\omega$;

A ——空间介质中质点的振幅。

如果声源是点声源,则声波以点声源为中心向四周各个方向散播出去,因为它们的相位和振幅相同。质点顺时针形成的轨迹所组成的空间曲面是球面,所以称为球面声波(图 1-1~图 1-2)。

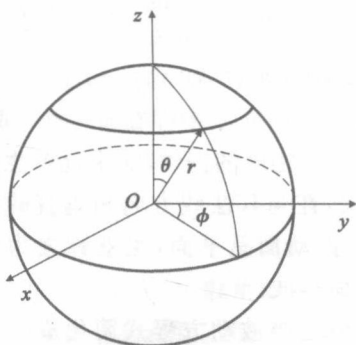


图 1-1 球面声波示意图

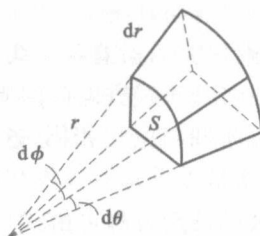


图 1-2 微小球面空间示意图

从球心到距离振源 r 处面积为 s 的单元体积内,其波动方程为:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{\partial p}{\partial r} \cdot \frac{\partial(\ln S)}{\partial r} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (1-8)$$

设定球面为均匀的,方程的解为

$$p(r, t) = \frac{1}{r} \int [f(ct - r) + g(ct + r)]$$

式中 $f(ct - r)$ ——由球的球心中点向周围四处传播的波;

$g(ct + r)$ ——由远处朝球的球心中点传播的波。

3. 声波的叠加

当多个声波存在同一个空间时,空气中的每段声波都是按自身的规律进行传播的,不会因空间其他声波的存在而改变,仍然保持自身原有的波长、频率和振动方向,并按照原来的方向传播,这时传播介质中任意一点的物理量就是该点各个声波的叠加,称之为声波的叠加。

二、声的物理量度

1. 声能流密度

声波四处散播时,质点受激励而产生一定幅度振动,与此同时质点会产生一定程度的压缩和膨胀,并因此产生相应的形变,介质中一方面具有振动的动能同时又具有形变的势能,这两部分相叠加就称之为声能。在传播介质中任意选取一个微小体积元,假设其体积为 V_0 ,质量为 m_0 ,静止状态下声强为 p_0 ,密度为



ρ_0 , 在声波的作用下, 该体积元密度变为 $\rho_0 + \rho$, 压强变为 $p_0 + p$, 体积元得到的总的声能 E 如下式:

$$E = \frac{1}{2} \rho_0 V_0 u^2 + \frac{1}{2} \frac{p^2}{\rho_0 c^2} V_0 \quad (1-9)$$

设单位体积的声能为声能密度 e , 则

$$e = \frac{1}{2} \rho_0 u^2 + \frac{1}{2} \frac{p^2}{\rho_0 c^2} \quad (1-10)$$

式中 p ——声压;

u ——质点速度, m/s 。

声强的瞬时值称之为声能流密度, 如下式所示:

$$\vec{\omega} = \vec{I}(x, t)$$

声能流密度和声强均为矢量, 它们的指向就是声波散播的方向。

$$\frac{\partial e}{\partial t} = -\nabla \omega \quad (1-11)$$

其中, $\nabla = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z}$ 。

由式(1-11)可以得到:

$$\frac{\partial e}{\partial t} = \rho_0 u \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{1}{\rho_0 c^2} p \frac{\partial p}{\partial t} \quad (1-12)$$

将 $c = \sqrt{\frac{\gamma p_0}{\rho_0}}$ 代入可得:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = c^2 \frac{\partial p}{\partial t} \quad (1-13)$$

把声波的质量守恒方程 $\rho_0 \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$ 代入式(1-13), 则可得到:

$$-\rho_0 c^2 \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (1-14)$$

再将一维欧拉方程 $\rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x}$ 和式(1-14)代入式(1-9), 则可以得到:

$$\frac{\partial e}{\partial t} = -\frac{\partial(pu)}{\partial x} \quad (1-15)$$

对于三维声能流, 上式可以写成:

$$\frac{\partial e}{\partial t} = -\nabla(\bar{pu}) \quad (1-16)$$



2. 声压和声压级

声波在空间传播介质中四处传播到的场所均称为声场。因为声波是以一种疏密波方式传播,不同体积元的压强在某一瞬间是不相同的,又由于同样的一个体积元随着时间的变化而变化,因此,在声场中每个微小体积元的压强均是关于时间、空间两个变量的函数。由此可知,可由时间、空间两个变量来定义微小体积元密度。

基于空气压强变化的相对差值定义为声压,它的单位是帕(Pa\N/m²)。

空间各处静压在平衡状态下,假设均为 p_0 ,当声波通过介质四处传播时,它的压强变化是 p_j ,声压 p 的计算式为:

$$p = p_j - p_0 \quad (1-17)$$

设 p 为声压,它是一个相对的变化量,某点声压值称之为这点的瞬时声压,人的听觉是不能够辨别出瞬时声压的变化,平稳的声压则能够感觉到。

将某个时间周期里瞬时声压的均方根值定义为有效声压,有效声压在正常情况下称之为声压,单位是 N/m²,简称 p_e 。表达式为:

$$p_e = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p^2(t) dt} \quad (1-18)$$

式中 T ——时间周期。

声压级:正常人耳能够听到的声压为 2×10^{-5} N/m²,称为听阈声压,使人耳产生痛觉的声压为 20 N/m²,又称为痛阈声压,两者相差 100 万倍。显然,用声压的绝对值表示声音的强弱十分不方便,因为人耳对声压的反应基本符合对数规律,为了便于人们使用,用“分贝”的概念来区分声压的大小,被称为声压级 L_p ,即声压与基准声压之比的常用对数的 20 倍,用 dB 作为声压级的单位。

用数学表达式表示为:

$$L_p = 20 \lg \frac{p_e}{p_0} \quad (1-19)$$

式中 p_e ——声压, N/m²。

$p_0 = 2 \times 10^{-5}$ N/m² 是基准声压,为 1000 Hz 听阈声压。

从听阈到痛阈声压, $L_p = 0 \sim 120$ dB。

3. 声强、声强级

将式(1-11)和式(1-16)两式联立,可以得到下列表达式

$$\omega = pu \quad (1-20)$$



上式描述的是声能流密度的瞬时值,用声能流密度在某一个特定时间段的均值来解释声波能量的强度,表达式如下式所示:

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T p u dt \quad (1-21)$$

式中 I ——声强,单位 W/m^2 , I 是矢量,声波的前进方向即为矢量的方向;

T ——周期。

与声压级的定义方式相同,也是以 10 为底的对数来度量声强级,用符号 L_I 表示声强级,公式如下式所示,单位是分贝(dB)。

$$L_I = 10 \lg \frac{I}{I_0} \quad (1-22)$$

式中 I ——待测声强;

I_0 ——基准声强,在大气中 I_0 值为 $10^{-12} \text{W}/\text{m}^2$ 。

无功声强和有功声强组成复数声强,而其对瞬时声强均能产生一定程度不同的影响。无功声强通常是不会自身向周围四处散发能量,反而会损耗内部声源的能量,而有功声强则是自内向外传播着能量。如果仅仅只用有功声强描述声场内部的能量传递方式,因为有功声强只是表达了空间一个瞬时点的平均值,而并没有说明空间这个质点的能量从何而来何处去,因此,要清楚描述声场的主要性质,往往要将无功声强和有功声强放在一起来说明。

4. 声功率、声功率级

声源在一定的单位时间内向周围散发出的总的声能称之为声源的声功率,声功率等于声强在声能传播方向的垂直表面上的面积积分,声功率的单位是瓦特(W),描述声源发射声能力大小的物理量。表达式如下:

$$W = \oint_S I dS \quad (1-23)$$

式中 S ——一个将声源包围的封闭曲面。

与声强级声压级的定义方式类似,用声功率来定义声功率级,声功率级的单位是分贝(dB)。

表达式如下所示:

$$L_W = 10 \lg \frac{W}{W_0} \quad (1-24)$$

式中 W ——声源发射的声功率, W;

W_0 ——基准声功率, $W_0 = 10^{-12} \text{W}$ 。



5. 倍频程声压级

机器噪声的频率成分十分复杂,声音对于人耳的响应除与声压有关之外,还与声音的频率有关,对于一定的环境,不同频率的声音亦会产生不同程度的衰减。因此,国际上规定:如果需要对不同类型或大小不同的机器进行比较,为了使这种比较有意义,通常需要机器辐射噪声的频谱资料。多数情况下,1 倍频程或 1/3 倍频程是足够的。

所谓倍频程声压级,就是将听阈声波的频率区间 20 Hz~20 kHz 划分为 10 个频段,每个频段由中心频率和一个频带组成,相邻中心频率成倍数关系,中心频率和频带的上、下频率关系如下:

$$f_{\text{中心}} = \sqrt{f_{\text{上}} \cdot f_{\text{下}}} \quad (1-25)$$

$$f_{\text{上}} = \sqrt{2} f_{\text{中心}} \quad (1-26)$$

$$f_{\text{下}} = f_{\text{中心}} / \sqrt{2} \quad (1-27)$$

倍频程中心频率及其频带见表 1-1。根据表列数据设计 10 组带通滤波器,噪声经过这组滤波器后可分别获得各中心频率下的声压级,称之为倍频程声压级。

表 1-1 倍频程中心频率及其频带

中心频率/ Hz	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
频带范围/ Hz	22.4~ 45	45~ 90	90~ 180	180~ 355	355~ 710	710~ 1400	1400~ 2800	2800~ 5600	5600~ 11200

为详细地研究组成噪声的频率分量,将一个倍频程按等比关系划分为三段就形成了 1/3 倍频程和相应的 1/3 倍频程声压级。因为 1/3 倍频程频带进一步变窄,所以两个声压级存在下述关系:零倍频程声压级=(1/3 倍频程声压级+5)(dB)。

三、声学试验的环境

存在声波的场合称为声场。声波从声源发出,在均匀的、无边界介质中传播所形成的声场常称为直达声场或自由(声)场,声波在自由声场中,向周围任何方向都没有反射,在自由声场中,每一任意位置点所听到的声音,全部来自声源,是声源直达声,而没有任何的反射声。在空旷的野外,在四周一定的空间内如果没有发现反射物的存在,也可以认为是一个自由声场,消声室是一种人为专门设置的声场,在消声室的四周、顶棚和地板都安装有吸声能力很强的吸声材料和吸声尖



壁,对一些要求精确声音(声源、音响设备)测量的场合,就可借助消声室来进行。

在室内,当声波遇到墙壁、地板或顶棚时,会发生反射,经多次反射而形成的声场叫作混响(声)场或漫射场。

混响场中声音的能量均匀分布,并在各个传播方向上四处散播。混响室的四周装有反射性很强的材料,声源处于室内任何位置,混响室的各处声压接近相等,声能密度均匀。混响室主要用于测量材料的隔声性能、吸声性能、声源声功率。

当声波波长比所处腔体空间要大时,声压分布均匀,此时称为压力场,传声器插入声压级校准器中时,即压力场。

一般情况下,室内声场是由直达声和混响声合成的声场。声波在介质中散播,或在散播过程中碰到障碍物时,还会发生吸收和衰减现象。因此,如果要确定声场中某点的声压级,除与声源发射声功率的大小、方向、距离有关之外,还与声场的环境特性密切相关,弄清声功率、声压级、环境特性三者的内在联系将有助于更好地完成声音的测量与控制。

声场也是能量场,声场中某点能量的时间和空间的平均值定义为能量密度。

各种建筑材料具有不同程度的吸收声能的能力,用吸声系数描述这个能力的大小。在室内,声波要经过多次反射才能完成吸收声能的全过程。因此,是按照漫射场来定义吸声系数的。

统计吸声系数,有时又称为随机入射音响吸收系数。其定义为:当入射声场是完全漫射时,由表面吸收的声能与入射到表面上的声能之比。吸声系数是频率的函数,随声波频率的不同而有不同的吸声系数(表 1-2)。

表 1-2

常用材料的吸声系数

材料名称	吸声系数					
	倍频带中心频率/Hz					
	125	250	500	1000	2000	4000
混凝土或水磨石	0.01	0.01	0.015	0.02	0.02	0.02
硬木地板	0.15	0.11	0.10	0.07	0.06	0.07
混凝土上的毡层	0.02	0.06	0.14	0.37	0.6	0.65
标准窗玻璃	0.35	0.25	0.18	0.12	0.07	0.04
1/2 英寸石膏板	0.29	0.10	0.05	0.04	0.07	0.09
3/8 英寸胶合板	0.28	0.22	0.17	0.09	0.10	0.11
4 英寸多孔金属板	0.70	0.99	0.99	0.99	0.94	0.83



大多数物体的吸声系数是某种材料在混响室中,用声能的衰减速率求得的,被称之为赛宾吸声系数。统计值和赛宾吸声系数可能相差达20%~30%,但通常在处理工业问题时,被认为是允许的。

房间的平均吸声系数:房间内各表面由不同的材料制成,为了综合评价房间内表面的吸声能力,提出房间平均吸声系数 $\bar{\alpha}$ 的概念,用公式表达为:

$$\bar{\alpha} = \frac{\sum_{i=1}^n S_i \alpha_i}{\sum_{i=1}^n S_i} \quad (1-28)$$

式中 S_i ——房间第 i 个表面的面积, m^2 ;

α_i ——第 i 个表面的吸声系数。

当房间较大时,还应考虑空气对频率高于 2000 Hz 以上声波能量的吸收,这样就使 $\bar{\alpha}$ 增加了一个平均附加吸声系数 $\bar{\alpha}_{\text{ex}}$, $\bar{\alpha}$ 变成 $\bar{\alpha}'$ 。

$$\bar{\alpha}_{\text{ex}} = k \cdot \frac{4V}{S} \quad (1-29)$$

$$\bar{\alpha}' = \bar{\alpha} + \bar{\alpha}_{\text{ex}} = \bar{\alpha} + k \cdot \frac{4V}{S} \quad (1-30)$$

式中 k ——实验确定的系数, m^{-1} ;

V ——房间的容积, m^3 ;

S ——房间内表面积, m^2 。

为了精确地测定产品的声学特性,人们建造了专门的噪声试验室以便严格地控制环境。常见的有消声室和混响室。消声室,室内各反射面均铺设专门设计的吸声结构和材料并与外界隔声,使声场内只有直达声形成的自由(声)场。这种试验室不仅造价昂贵,而且使用多有不便,试验对象只能在悬挂状态下进行测试。半消声室,与全消声室相比,它保留了地面为硬反射面,因为存在反射面,故称半消声室。其为声试验提供了半自由场的声学环境,既降低了造价,又为试验对象的安装和运输提供了方便。混响室,具有高度反射能力的表面,而且房间的中央还装有一个大的、缓慢转动的叶片,叶片的作用是破坏驻波,否则这些驻波会干扰对有关窄频带或离散频率的测量。室内的声场是均匀的混响声场,例如,当距离声源测点的距离增加 1 倍时,其声压级衰减小于 1 dB。



四、噪声基础

1. 声学系统的组成

声学系统主要由声源、传输途径和接收者组成(图 1-3)。

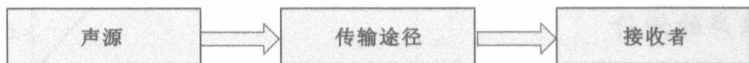


图 1-3 声学系统的组成

2. 噪声的概念

噪声是指影响人们工作或休息的声音,一般是不被人需要的而又令人厌烦的杂音。每个人对杂音的感受会随其身体状况、自身感觉和习惯的不同而会有所区别,因此噪声与个人主观感受有关。通常,把干扰人们的工作、休息或令人厌烦的环境声音称为噪声。

3. 噪声的叠加

为便于科学研究,在声场中设定两个同时作用的声源,声场某一点由两个声源中的每一个分别产生 p_1 和 p_2 两个声压,由声波的叠加原理可以得到,在声场的总声压为 $p = p_1 + p_2$ 时,总声压的时间均方值表达式如下:

$$p^2 = \frac{1}{T} \int_0^T p^2 dt = p_1^2 + p_2^2 + \frac{2}{T} \int_0^T p_1 p_2 dt \quad (1-31)$$

设

$$\left. \begin{aligned} p_1 &= p_{1m} \cdot \cos(\omega_1 t - \varphi_1) \\ p_2 &= p_{2m} \cdot \cos(\omega_2 t - \varphi_2) \end{aligned} \right\} \quad (1-32)$$

在声源为单频声源并且频率相同时,假设 $\omega = \omega_1 = \omega_2$,将会产生干涉现象。总声压的叠加值与两个声压的相位差有关。在两个声压相位相同时,相加后的总声压是单个声源产生的声压值的两倍,总声压级为每一个单声源声压级加上 6 dB;在相位相反时,总声压为零,声压级则为负无穷。

而如果两个声源是不相关的。那么这两个声源 $\omega_1 \neq \omega_2$,上式第三项为零,有 $p^2 = p_1^2 + p_2^2$,对于不相干的声源,可以推出总均方声压值为:

$$p^2 = \sum_{i=1}^n p_i^2$$