

机 械 噪 声 原 理 及 控 制

(修 订 版)

何思亮 编著

焦 作 矿 业 学 院

前 言

随着现代工业和交通业的迅速发展,高速、大功率的机器日益增多,则噪声污染相当严重。治理噪声污染和噪声控制成为人民群众的迫切要求。国内外对噪声公害的研究与控制都十分重视。噪声控制技术特别是低噪声机器的设计是从事机械设计、制造技术人员必备的基本知识。

本书是根据教学计划的要求及几年来的教学实践,在 1989 年版《机械噪声原理及控制》的基础上进行修改编写的,可作为高等工业院校机械类专业的选修课教材,也可供从事机械设计与研究的有关人员参考。

本书力图介绍机械噪声控制的基本理论,并反映国内外有关噪声控制的先进科学技术水平。全书共分为九章。主要内容有声学基础,噪声评价与标准,噪声测量,噪声源鉴别,吸声与隔声技术,机械元件噪声控制,机床噪声控制及切削噪声控制等。

限于编者的水平,书中难免有错误和不妥之处,敬希读者指正。

编者

1992,6

目 录

第一章 绪论

第一节 噪声及其危害	(1)
第二节 机器噪声及其控制概述	(2)

第二章 声学基础

第一节 声波的产生	(6)
第二节 波动方程	(9)
第三节 振动速度与声压、密度的关系,声速公式	(12)
第四节 声波的能量及其衰减、声强、声功率	(18)
第五节 声波的反射与折射	(22)
第六节 声波的干涉与声驻波	(26)
第七节 声波辐射的指向特性	(28)

第三章 噪声的评价与标准

第一节 听觉器官的功能和听力损伤	(31)
第二节 噪声的评价方法	(33)
第三节 噪声的标准	(48)

第四章 吸声与隔声技术

第一节 吸声原理	(51)
第二节 隔声原理	(56)

第五章 噪声测量装置和测量方法

第一节 噪声测量系统	(61)
第二节 传声器	(61)
第三节 声级计	(66)
第四节 滤波器 and 频率分析仪	(68)

第五节	噪声一般现场测量方法	(71)
第六节	声功率级的测量	(74)
第七节	噪声频谱测量	(78)
第八节	声强测量	(79)

第六章 机械噪声源鉴别

第一节	概述	(84)
第二节	常用的噪声源鉴别方法	(84)
第三节	用信号分析法鉴别噪声源	(88)

第七章 机械传动元件的噪声控制

第一节	机械噪声的产生与传播	(98)
第二节	齿轮噪声及其控制	(99)
第三节	轴承噪声及其控制	(109)
第四节	齿轮箱噪声及其控制	(114)
第五节	降低机械装置噪声的措施	(116)

第八章 机床噪声的分析与控制

第一节	车床噪声的分析与控制	(121)
第二节	铣床镗床噪声的分析与控制	(124)
第三节	磨床噪声的分析与控制	(127)
第四节	木工刨床噪声的分析与控制	(128)

第九章 切削噪声及其控制

第一节	切削噪声的产生与传播	(129)
第二节	车削和铣削时的噪声控制	(132)
第三节	磨削噪声及其控制	(136)

第一章 绪论

近年来,噪声已成严重污染环境危害人们正常生活、工作和身体健康的三大公害之一,引起世界各国的广泛注意和高度重视。而机械设备产生的噪声则是噪声污染的主要来源。探讨噪声的产生与传播机理,进行有效地控制噪声已形成一门新兴学科。

第一节 噪声及其危害

在人们生活和工作的环境里,存在着各种各样的声音,其中有的是人们所必须的,有的则会干扰人们的生活、工作、学习和休息,甚至危害人们的身体健康,是我们所不需要的。一般我们把这种不需要的声音称为噪声,它对周围环境造成的不良影响称为噪声污染。噪声有自然现象引起的,也有人活动造成的,一般所谓噪声污染是指人为活动造成的结果。

一个声音是否为噪声,是可以根据它对人体的危害程度,分析其强度、频率及其组成而判别的。可以根据声波的物理性质对噪声予以定义,即有一个客观评定的标准,但是人耳对声音又有着不同的选择性和主观评定的标准。

因此,广义的说,凡是对人体有害的和不需要声音就称为噪声。

人耳所能听到的声频范围,一般为20~20000赫,低于20赫的次声和高于20000赫的超声,人耳是听不到的。一般又将低于300赫的声音称为低频声;300~2000赫者为中频声;而高于2000赫者为高频声。当噪声的声级大于85dB(A)就会对人体造成危害,噪声越大危害越大,大于140dB(A)的噪声,是人们所完全不能忍受的强噪声。

随着工业和交通运输业的迅速发展,机电设备的噪声源越来越多,所发出的噪声越来越强,噪声的危害越严重。其危害有以下几方面:

1、损害身体健康

噪声对于人体的影响,不仅可以使人耳聋,还可引起多种疾病。一个人暴露在噪声环境中,特别是在强噪声环境中工作和生活时,时间长了会引起听觉能力的下降。短时间或不很强烈的噪声所引起的人耳功能性病变,即所谓听力疲劳,是可以经一定时间而自行消除。但强噪声所引起的人耳器质性病变,就难以恢复而形成听力的永久性损伤。一般,如果长期工作在90dB(A)以上的环境中,就有可能造成永久性耳聋。有的行业人员,噪声性耳聋的发病率达50%以上。

噪声性耳聋与噪声的频率和强度有关。频率越高,强度越大时,越容易引起噪声性耳聋。突然暴露在极其强烈的噪声下,可使听觉器官发生急性外伤,引起鼓膜破裂,称为暴露性耳聋,此时两耳完全失去听觉。

噪声除能引起耳聋外,还可诱发多种疾病,例如头痛、失眠、心脑血管病、胃病等。极其强烈的噪声,不仅可引起疾病,还可造成死亡。

2、影响日常生活和工作

交通噪声、工厂噪声和施工噪声及高音喇叭,都会影响人们的正常生活、学习和工作。

人们在准备睡觉时 30~40dB(A) 的声音就会产生轻微的干扰。睡着的人, 仅在 40~50dB(A) 的噪声刺激下, 脑电波就会出现觉醒反应, 这说明 40~50 分贝(A) 的噪声就已经影响人的睡眠。汽车、摩托车、火车、拖拉机、飞机等所发出的噪声已远远超过生活上所允许的噪声限制。在没有进行噪声控制的工厂里, 各种机器和加工时的噪声, 也会影响附近居民生活上的安静, 特别是压缩机、鼓风机等, 更是吵得四邻不安。在我国的城市公害诉讼案中噪声和振动占 40~50%。

噪声会分散人们的注意力, 降低工作效率, 影响学习效果, 也容易引起工作中的差错, 甚至出现工伤事故。

但是, 绝对的寂静也会造成对于身体的危害。如果一个人在无声的密封舱中呆一个小时, 他就会发疯; 三、四个小时的绝对寂静, 足以使人失去理智。所以, 适当的生活、工作和学习环境, 声音不宜低于 15 分贝。

3、造成物质上的损失

除了对于人体的危害外, 大功率的强噪声还会妨碍仪器设备的正常运转, 造成仪器失灵、读数不准, 甚至使金属材料因声疲劳而被破坏。180 分贝的噪声能使金属疲软, 190 分贝能使铆钉脱落。大型喷气式飞机以超音速低空掠过时, 它所发出的大功率冲击波, 有时能使建筑物的玻璃震裂, 甚至房倒屋塌。

第二节 机器噪声及其控制概述

噪声控制技术是随着近代工业的发展而产生的一门科学。就其研究的范畴来说, 可分为交通噪声、工业噪声、建筑噪声等若干分支, 它们之间又有着相互联系的内容。交通运输噪声是城市噪声最主要的来源, 其中机动车辆的噪声影响面最广。而汽车又是最主要的因素。城市中各种工厂的生产以及市政和建筑施工所造成的噪声影响虽不及交通噪声广, 但局部地区的污染却相当严重。工厂车间的噪声水平, 不仅取决于机械设备的种类规格、数量、使用状态和布置方式, 也取决于吸声表面的数量和位置, 与生产性质、规格、产品品种、生产过程等也有一定的关系。

为了解我国机械工厂生产噪声实际水平, 下面列举比较典型的七个机械工厂所属九个同类车间的噪声情况, 如表 1-1, 从表中可以看出, 尽管各厂的生产任务和规格不同, 但其同类型车间的噪声水平基本上是接近的。

表 1-2 为 7 个机械工厂主要高噪声机械设备的噪声状况。表中所列的 15 种设备都是机械厂所必需配置的, 而且大部分是通用或专用的标准定型机械设备, 其噪声均在 90 分贝(A) 以上。

从各类工厂车间噪声状况, 发现超过国家工业企业噪声卫生标准的车间占相当大的比重, 这主要是由于产生高噪声的机械设备所造成的。那些回转运动机械、往复运动机械、冲击运动机械、动力传递机构(如传动轴、轴承、齿轮、链条、皮带等)、燃烧装置、化学反应装置、无运动部件的设备(如变压器)、流体机械、切削加工、冲压设备等都会发出各种类型的噪声, 它们是工厂的主要噪声源。其强度、频率高低不等, 出现的次数、持续的时间等差别很大。有的是连续的, 有的则是间断的; 有的是稳定的, 有的则是非稳定的。因此降低各种机械设备和运

输车辆的噪声是环境噪声控制的根本途径。

表 1-1 机械工厂主要车间平均噪声级[dB(A)]

工 厂 车 间	通 用 机械厂	动 力 机械厂	水泵厂	机床厂	内 燃 机 厂	锅炉厂	重 型 机床厂	全厂平均值 及波动范围
发电间	103	101	93	101	100	95	91	98^{+5}_{-7}
空压站	90	92	87	86	88	89	90	89 ± 3
锻压车间	92	80	87	91	86	77	84	85^{+7}_{-8}
铸造车间①	80	85	81	83	83	81	82	82^{+3}_{-2}
木模车间	90	—	89	94	—	—	86	90 ± 4
金加工车间	78	83	80	81	81	78	82	80^{+3}_{-2}
装配车间	70	78	74	81	88	—	78	78^{+3}_{-2}
机修车间	—	80	80	79	76	79	—	79^{+1}_{-3}
工具车间	—	80	76	77	77	83	—	79^{+4}_{-3}

①测量时大部分高噪声设备未开动。

表 1-2 7 个机械工厂主要高噪声设备的噪声范围

序号	设备名称	dB (A)	附 注	序号	设备名称	dB (A)	附 注
1	空压机	88~92	10~100米 ³ /分	9	立式车床	90~95	2.3~5米
2	锻造机	102~117dB (c)	0.4~3吨	10	多轴钻床	94	自制产品
3	造型机	94~102		11	龙门刨床	90~96	4~12米
4	落砂机	90~116	1.5~4.5吨	12	直流电焊机	90~94	
5	鼓风机	94~104	30~120米 ³ /分	13	压刨 (木工)	98	600mm
6	风 铲	102		14	平刨 (木工)	94	600mm
7	风 镐	93		15	圆盘锯 (木工)	102~109	
8	普通车床	86~92					

注：测点均选在噪声较大的一侧或两侧，仪器距机面 1 米，高 1.2 米左右。

机床是工厂企业中，特别是机械制造业中的主要设备，所以机床噪声是工业噪声的重要内容之一。工业比较发达的国家，对机床噪声的普遍关注是从六十年代开始的。随着机床功率的加大和转速的提高，其噪声问题就显得突出起来。因此近年来对机床噪声产生的机理和控制以及测量方法等方面的研究工作日渐深入。

按照导致产生振动的原因，工业噪声可分为流体动力噪声、机械噪声和电磁性噪声三种：流体动力噪声是由于流体振动而产生的，例如，当空气中有了涡流或发生了压力突变，引起气体的扰动，就会产生空气动力噪声，如鼓风机、空气压缩机、内燃机等所产生的噪声就属此类；机械噪声是由于机械振动而产生的，在撞击、摩擦等作用下，机器的金属板、齿轮、轴承

等发生振动就会产生机械噪声,如锻压机床、织布机、球磨机等;电磁噪声是由于电机气隙中交变力的相互作用而引起的,例如电机的电流和磁场间的相互作用、磁致收缩所引起的铁芯振动等。

对于机床噪声来说,它包括有结构噪声、流体噪声、电机噪声和加工噪声(切削噪声、冲击噪声等)。

机械噪声控制就是研究在符合机械设备技术、经济性要求的前提下,把噪声用最合理的措施,使在接收者处获得允许程度的科学。

机械噪声控制的基本方法有以下三类:

1、降低声源噪声:就是改善声源结构,进行低噪声结构设计,使之声源减少和降低发声,这是从根本上来抑制噪声的产生。对于固体振动声源,一般是降低机械的激振力和降低系统中噪声辐射部件对激振力的响应。例如采取改变其运动方式,缩短传动链,减少对运动的作用力,改变构件的固有频率,提高构件的动刚度和抗振性,采取阻尼措施,对整个机器或部件加以隔振等措施。对于液体和气体声源,可采取减少气穴和涡流,降低流速,减少液体压力脉动等措施。

2、噪声传播途径的控制:就是限制和改变噪声的传播途径,使噪声在传播路途中衰减,达到减少传递到接收器的能量。可采用的措施为设置障壁、吸声材料、刚性结构的断面突变、阻塞孔洞、消声器、隔声罩、用封闭的隔声间使噪声局限在声源附近,以及采用减振、隔振装置,以降低振动等。

3、接收器的防护措施:当降低噪声的技术措施不能满足要求,而人们长期在 90~100dB(A)的环境中工作或在 115dB(A)强噪声中从事短期工作时,为了保护工人听觉,可以采用限制工作时间,就是在噪声下工作的时间随噪声的增大而缩短。另外,就是戴防护装置,常用的有耳塞、耳罩、帽盔等,有的对高频噪声可以隔去 15 分贝,甚至到 30~40 分贝。

必须指出,噪声控制的方法中最直接、最有效、最经济的措施就是降低声源噪声。因此,噪声控制的一切努力和措施首先必须应用在发声部位,力图设计低噪声结构。只有当降低声源的措施作用不大时,才能采取其他噪声控制措施,如采用隔声、消声器等才是适当的。例如,精密机床的噪声控制主要依靠降低齿轮噪声、液压系统噪声和轴承噪声,这三方面均属于降低声源噪声。

为了取得良好的噪声控制效果,仅采用一种措施往往是不能奏效的。而必须根据机器设备的特点,同时采用几种措施。在所有这些措施中,当然掌握低噪声结构设计原则是非常重要的。如果机械设备在设计上合理,则只要适当配合一些工艺措施就有可能将噪声控制在较低的水平。反之,如果在设计时遗留问题很多,待产品加工、装配完毕后发现噪声很大,再企图用工艺措施加以补救,往往要花费很大的代价,甚至有时由于结构条件限制,而无法采用适当的措施。

低噪声结构设计,对设计人员提出了在产品阶段除进行常规的强度、刚度、尺寸链等的计算,以及结构选择外,还要从声学技术方面对所设计的产品加以评价,了解和估计出它的噪声状态,并采取措施使所设计的产品达到允许的程度。在结构设计与噪声作斗争,在科学技术高速发展的今天,具有特别重要的意义。

因此,从目前我国噪声现状出发,噪声控制的试验研究工作,有以下两方面内容:首先是

对正在进行生产的、噪声较大超过允许标准老机械设备进行噪声源分析,采取措施降低噪声;其次是通过试验和分析向设计者提供低噪声机械设备的设计原则,使他们在新产品的设计阶段,就把降低噪声的问题作为一个重要内容加以考虑,避免先天性的设计缺陷。

关于机床噪声控制技术,我国近几年发展很快。因为机床是机、电、液、气等的综合产品,所以影响机床噪声的因素是多方面的,涉及到的基础理论和测试方法也是多方面的。需要用到机床动力学、应用声学、流体力学、电磁学、摩擦学以及有关阻尼材料的理论等。但是大多数机床是一个多声源的综合发声体,如在一个齿轮变速箱中,可能同时有许多个机件发声,且箱体内部空间范围狭窄、形状复杂,从而使箱体内形成一种多个声源、多次反射的混响状态,所以就会在理论分析上带来很大的困难。由于机床结构复杂的特点,目前只能采用理论分析与试验研究相结合的方法,来达到控制机床噪声的目的。

第二章 声学基础

第一节 声波的产生

机械振动系统在弹性媒质中振动时,将影响周围的媒质,也使其陆续发生振动,即能够把振动向周围媒质传播出去。机械振动在弹性媒质中的传播过程称为声波。声波的产生是由于发声体的振动,但是仅有发声体的振动,而没有弹性物质作为传播媒质,也不会形成声波。因此,形成声波首先要有能够产生声振动的物体,其次要有能够传播声波的媒质。

声波传播时,传播媒质的质点仅在它们各自的平衡位置附近振动,并没有在波的传播方向上流动或继续前进。声波的传播指的是物体振动的传播,也就是传播出去的是物质的运动而不是物质本身,这说明声波是物质的一种运动形式。振动和声波是互相密切联系的运动形式,振动是声波产生的根源,而声波是振动的传播过程。

声波是机械波。机械波传播时,有两种既有联系又有区别的运动,即传播媒质质点的运动和波本身的运动。可以从这两方面的运动的关系来区分各种机械波。如果媒质质点的振动方向与波本身的传播方向一致,这种波称为纵波。如果媒质质点的振动方向与波的传播方向相垂直,则称为横波。当媒质由于某种扰动而发生某种形变时,媒质中就会发生相对应的弹性力,使媒质恢复原状,才能传播和这种形变相对应的机械波。因此,机械波的传播和媒质的弹性有密切关系。例如,横波传播时,媒质发生切变,因而只有能够产生切力的媒质才能传播横波。纵波传播时,媒质发生容变或纵长变,因而只有能够产生压力和拉力的媒质才能传播纵波。在气体和液体媒质中,由于只有体积弹性而没有切变弹性,所以它们只能传播纵波。在固体媒质中,除体积弹性外,还有伸长弹性、弯曲弹性、扭转弹性等。所以固体能传播纵波和横波,且能够传播其它复杂的弹性波。

声波是纵机械波,可以在固体、液体和气体中传播。传播声波的媒质的质点沿着波本身行进的方向上振动着。实际上,纵机械波可以在很大的频率范围内发生。声波则被局限在能够引起我们听觉的频率范围之内。一般地说,只是频率在 $20 \sim 20000\text{Hz}$ 之间的机械波传入人耳,引起鼓膜振动,才能刺激听觉神经而产生声的感觉。故将这一频率范围称为可听声频率范围。将这个频率范围内的振动称为声振动,由声振动激发的纵波才称为声波。频率低于 20Hz 的机械波称为次声波。次声波波长很长,不易被一般物体所反射和折射,而且在媒质中不易被吸收,传播距离非常远,所以次声波可用于探测气象、地震、军事侦察等。但次声波对人也影响,例如晕车就是由于次声波的低频振动所引起的。频率高于 20000Hz 的机械波称为超声波。由于它传播时定向性好,穿透力强,以及在不同媒质中波速、衰减和吸收等特性的差异,故已得到广泛应用。

图 2-1 为一个简化了的振动系统模型。在空气媒质中,质量 m 在激振力 $F(t)$ 的作用下产生振动。由于连锁反应,使周围的空气质点也在它们各自的平衡位置附近振动,每个质点好象一个振子,在作有规则的振动,从而使空气的密度出现疏密相间的变化,造成大气压力

$P(x)$ 的波动,使振动以波的形式由近及远地传播出去,这就是疏密纵波。其传播方向与空气质点的振动方向相同。大气压力波动越大,表示声波的振幅也越大。当媒质未被扰动时,空气质点处于无规则的运动状态,没有固定方向的单向运动,这时认为质点的位移为零,则质点的速度也为零。此外,媒质未被扰动时,全部媒质的压强也可以认为是恒定的,等于周围的压强,此时媒质的密度也没有变化。由于扰动存在,空气压强就在大气压附近迅速地起伏变化,出现压强增量,这个压强增量就是声压。一般把没有声波时媒质中的压力称为静压力用 p_0 表示;有声波时压力超过静压力的部分称为声压,用 p 表示。声压的大小反映声波的强度,因此声压的单位就是压强的单位。其基本单位为帕(Pa),1 帕=1 牛顿/米² (N/m²) 有时也用辅助单位微巴(μbar),其值为

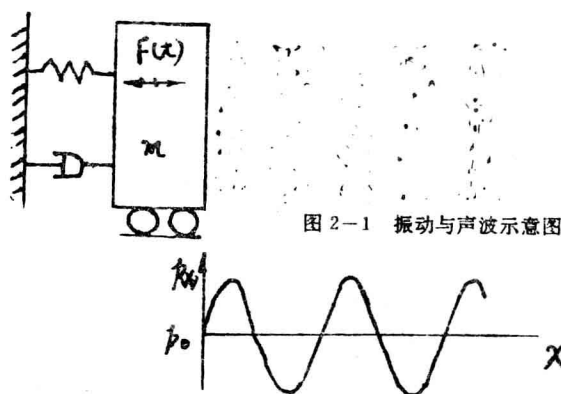


图 2-1 振动与声波示意图

1 微巴=0.1 帕=1 达因/厘米² (dyn/cm²)。

其换算关系是:

1 大气压=1.013 巴 $\approx$ 1 巴=10⁶ 微巴;

1 毫米水柱=98 微巴 $\approx$ 10² 微巴;

声压随时间起伏变化,每秒钟内变化的次数很大,传到入耳时,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在起作用,而是一个稳定的有效声压起作用。有效声压是一般时间的瞬时声压的均方根值,这段时间应是周期的整数倍。有效声压用数学式表示为

$$P = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T P^2(t) dt}$$

式中:T 为周期;

$p(t)$ 为瞬时声压;

t ——时间。

对于正余弦声波, $P=P_m/\sqrt{2}$, P_m 为声压幅值,即为最大声压。在实际使用时,没有特别说明,声压就是有效声压(或声压的有效值)的简称。

一般声波传播时,各质点的振动情况是复杂的。如果取 x 轴为波动的传播方向,波动时,媒质各质点的位移 ξ 随时间 t 和空间分布 x 的不同而变化,其数学表达式为(只考虑一维情况):

$$\xi(x, t)$$

在任何给定时刻,则

$$\xi(x, t_0)=f(x)$$

$f(x)$ 表示任意瞬间的空间声波波形,它有各种形状,如周期性波形、脉冲性波形和非周期性波形。其中周期性波形中有一种最简单而又最重要的声波,称为正弦波(或余弦波),亦称简谐波。这种波的波源振动是谐振动。当这种波传播到稳定状态时,媒质各质点的振动也是谐振动,振动的周期或频率和波源相同,振源也和波源有关。因此,当这种波在某一直线上传播时,在任何给定时刻,线上各振动质点的位移和平衡位置的关系是正弦(或余弦)关系,如以平衡位置为横坐标,位移为纵坐标,就得到一条正弦(或余弦)曲线。

因为任何周期函数可用傅里叶级数展开为许多简谐函数之和,所以可将非谐的周期性波形分解为若干简谐波形。这些简谐波形的频率成谐波(即整数倍)关系。对于非周期性波形则不能用简单函数或这些函数的简单组合来表达其运动规律,而只能用统计方法来研究。从声波波形的特点来看,近似周期性的波形或者由少数几个近似周期性的成分波所构成的波形(若强度不太长),通常引起象乐音所造成的愉快感觉。波形不是周期性的声波,听起来是噪声。虽然噪声也可表示为周期波的迭加,但其成分波的个数很多。

波动中常用的几个概念如下:有声波存在的弹性媒质空间,称为声场。边界影响可以忽略的,均匀的各向同性媒质中的声场,称为自由场。在自由场中传播的声波,称为自由行波。在自由场中,声波可以无反射地自由传播。具有自由场条件的房间称为消声室,作为某种测试用。声波从声源发出,在媒质中向空间各方向传播时,其相位相同的各点连成的轨迹曲面称为波阵面(或波前)。声波传播的方向称为波线或射线。在各向同性的均匀媒质中,波线与波振面垂直。

波阵面的形状决定波的类型。如果扰动只在一个方向上传播,这种波称为平面声波。在给定时刻,垂直于平面声波传播方向的任一平面上,波的扰动情况处处相同。平面波的波阵面是平面,其波线是与波阵面相垂直的平行线。如图 2—2 所示。如果声源的尺寸远小于波长,便可把声源视为一个脉动着的球体或称为点声源。而波的扰动是从点声源向各个方向传播出去,这种声波称为球面声波。球面声波的波阵面是球面,波线是以点声源为中心的半径,如图 2—3 示。在远离点波源的地方,球面波的波阵面只有很小的曲率,因而在一个很小的区域内波阵面常常可看作是平面的。球面波是无方向性的。但严格地说,实际上对大多数声源都是有方向性的,即声波向某一方向辐射得最强的特性。例如通过喇叭声就具有明显的方向性,朝着喇叭口的轴线方向声音最强,而其它方向就弱一些。波阵面是同轴柱面的波称为柱面波,正在行驶的车辆所发出的噪声可近似为柱面波。

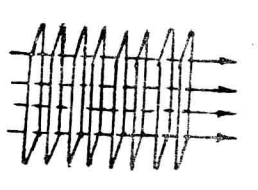


图 2—2 平面波(各个平面代表相隔一个波长的波阵面,各个箭头代表波线)

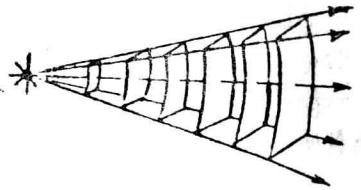


图 2—3 球面波(波线是径向直线,相隔一个波长的波阵面成球面形状)

第二节 波动方程

本节介绍声波在无衰减无频散的各向同性均匀介质中传播的基本规律,并用数学形式来描述,找出各参数之间的关系。

一、平面正弦声波方程

为了简化对问题的分析,假定介质是不存在粘滞性的理想流体,声波在这种介质中的传播时没有内部能量耗损。同时假定这种理想液体是均匀的,即在没有外力干扰时是静止的,初速度为零。此外还假定在介质中传播的声波是小振幅声波,且传播过程是绝热的。

图 2-4 为一曲柄机构,带动活塞在平面形固定障板上的小园孔里,作垂直于障板的平面方向运动。当飞轮等速旋转时,则活塞以圆频率 ω 作谐振动,在孔内就产生沿孔轴方向传播的平面声波。取活塞表面中心为原点 0,孔轴方向为 x 轴,则孔内空气质点的运动状态不但与时间 t 有关,而且与质点位置有关。在原点 0 处空气质点的运动与活塞的运动是一致的。它在时间 t 离开平衡位置的位移 ξ 。为

$$\xi_0 = A \sin \omega t$$

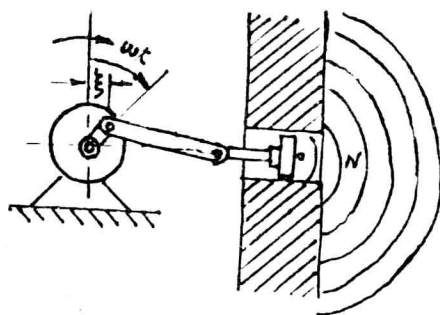


图 2-4 活塞运动产生平面声波

我们说管孔内产生声波,就是孔内空气质点的振动沿孔轴线方向传播出去。因为在任何离开原点 0 为 x 值处(N 点)的质点振动都是同频率同振幅的简谐振动,只是在开始振动的的时间比 0 处空气质点开始振动的的时间要推迟一段时间 $\tau = \frac{x}{c}$ 秒,即振动相位落后 $\frac{\omega x}{c}$, c 是沿 x 方向的声波速度。因此, N 处空气质点在时刻 t 离开平衡位置的位移 $\xi(x)$ 等于 0 处空气质点在时刻 $(t - \frac{x}{c})$ 的位移,即

$$\xi(x) = A \sin \left[\omega \left(t - \frac{x}{c} \right) \right] \quad (2-1)$$

上式描述了平面声波在传播过程中任一位置空气质点在任一时刻的位移。式中 t 和 x 为两个自变量。如果 x 给定,则位移将单纯地为时间 t 的函数,它表示在离原点为 x 处空气质点在不同时刻的位移,即为简谐振动。若 t 给定,则位移将单纯地为距离 x 的函数,它表示在同

一时刻不同质点的位移分布情况。(2-1)式称为平面正弦波的波动方程。表示波线上各不同点在不同时刻的位移,就是波形的传播。若以 x 为横坐标, ξ 为纵坐标,则在某一给定时刻 t_1 得到一条正弦曲线,在另一时刻 $(t_1 + \Delta t)$ 得到另一条正弦曲线。如图 2-5 中的实线和虚

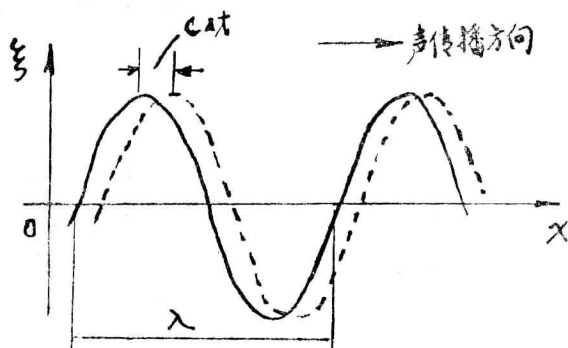


图 2-5 波形曲线

线所示。将 $t=t_1$ 和 $t=t_1 + \Delta t$ 分别代入式(2-1),则

$$\xi = A \sin \left[\omega \left(t_1 - \frac{x}{C} \right) \right]$$

$$\xi = A \sin \left[\omega \left(t_1 + \Delta t - \frac{x + C\Delta t}{C} \right) \right]$$

式中 t_1 和 Δt 为给定值, x 为变值。比较两式可知,当 $t=t_1 + \Delta t$ 时位于 $(x + C\Delta t)$ 各点的位移等于当 $t=t_1$ 时位于 x 各点的位移。即在 Δt 时间内,整个波形向前移动了一段路程 $C\Delta t$, C 是整个波形向前推进的速度。

在波形曲线上,两个相邻的振动状态相同(同相)的质点之间的距离,即一个完整波形的长度称为波长,用 λ 表示。由前可知,空气质点在其平衡位置附近往复振动一次时,振动相位增加 2π ,波形刚好移过了一个波长的距离。因此,波长也可定义为在一个周期 T 内声波传播的距离,即

$$\lambda = CT \quad (2-2)$$

因为频率 f 等于周期 T 的倒数,则上式可写为

$$C = \frac{\lambda}{T} = f\lambda \quad (2-3)$$

由上式可知,声速等于波长与周期之比,或声速等于频率和波长的乘积。这就是声速、波长和周期或频率间的基本关系式。由于 $\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T}$,因此波传播方程式(2-1)用波长 λ 表示时可写成

$$\begin{aligned} \xi &= A \sin \left[\omega \left(t - \frac{x}{C} \right) \right] \\ &= A \sin \left[2\pi \left(ft - \frac{x}{\lambda} \right) \right] \\ &= A \sin \left[2\pi \left(\frac{t}{T} - \frac{x}{\lambda} \right) \right] \end{aligned}$$

因频率 f 和波速 C 的比值 $\frac{\omega}{C} = \frac{2\pi}{\lambda} = K$ 称为波数,即 2π 长之间所具有的波数,则式(2-

1)可写为

$$\xi = A \sin(\omega t - Kx) \quad (2-4)$$

同理,当平面正弦波沿 x 负方向传播时,则波的传播方程为

$$\begin{aligned}\xi' &= A \sin\left[\omega\left(t + \frac{x}{C}\right)\right] = A \sin(\omega t + kx) \\ &= A \sin\left[2\pi\left(ft + \frac{x}{\lambda}\right)\right] \\ &= A \sin\left[2\pi\left(\frac{t}{T} + \frac{x}{\lambda}\right)\right]\end{aligned}$$

如果我们约定取复量的虚部,则上述式子可改用复数形式表示为

$$\begin{aligned}\xi &= A \exp[j\omega\left(t \mp \frac{x}{C}\right)] = A \exp[2\pi j\left(ft \mp \frac{x}{\lambda}\right)] \\ &= A \exp[2\pi j\left(\frac{t}{T} \mp \frac{x}{\lambda}\right)] \quad (2-5)\end{aligned}$$

指数上取负号时对应于沿 x 轴正向传播的声波,取正号时对应于沿 x 轴负向传播的声波。

因为对于给定空气质点,振动速度是位移关于时间的导数,求导时应保持距离 x 不变,即求关于时间的偏导数,用复数表示时可得

$$v = \frac{\partial y}{\partial t} = j\omega A \exp[j\omega\left(t \mp \frac{x}{C}\right)] = j\omega y \quad (2-6)$$

即振动速度等于位移 y 乘上一个复因子 $j\omega$ 。

同理,振动加速度是速度关于时间的偏导数,用复数表示时可得

$$a = \frac{\partial v}{\partial t} = j\omega v = -\omega^2 y \quad (2-7)$$

可见用复数运算时,求各量关于时间的偏导数等价于该量乘上一个复因子 $j\omega$ 。用算符表示就是

$$\frac{\partial}{\partial t} = j\omega \quad (2-8)$$

二、平面声波波动方程

任何非正弦波的平面声波都可认为是由许多平面正弦声波的迭加。只要没有频散现象,各个不同频率的正弦波成分都以同一波速 C 传播,则平面声波的方程为

$$\xi = F\left(t - \frac{x}{C}\right) + \varphi\left(t + \frac{x}{C}\right) \quad (2-9)$$

F 和 φ 代表任意两个函数,其形式决定于激振的性质, x 是波阵面离声源的距离。(2-9)式右端两项分别代表沿 x 轴正向和 x 轴负向传播平面声波。由上式可求出 $\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}$ 和 $\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}$,可得到

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = \frac{1}{C^2} \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} \quad (2-10)$$

对于一切在无衰减无频散的均匀介质中传播的平面声波,上述偏微分方程都能适用,所以,这个方程被称为平面声波的波动方程。

若声源的振动为正弦振动时,则(2-10)即为(2-4)

三、空间声波波动方程、球面声波波动方程

假设媒质是均匀的各向同性的,而且无衰减和散热,则在三维空间中传播的声波的波动

方程为

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = C^2 \left(\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \xi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \xi}{\partial z^2} \right) \quad (2-11)$$

上式只有在各向同性介质中才能适用,平面声波方程却没有这个限制,因为平面声波始终沿一个方向传播,空间声波却向各个方向传播,因此要求(2-11)式能够适用,就得要求各个方向有相同的传播速度,即媒质必须是各向同性的。

在球面声波情况下,将式(2-11)简化为

$$\frac{\partial^2 (r\xi)}{\partial t^2} = C^2 \frac{\partial^2 (r\xi)}{\partial r^2} \quad (2-12)$$

式中 r 为球的半径。此式与平面声波波动方程相比,可以得到在无衰减各向同性均匀媒质中,沿半径方向传播的球面正弦波的波动方程为

$$\xi = \frac{A_0 r_0}{r} \sin \omega \left(t - \frac{r}{C} \right) \quad (2-13)$$

式中 A_0 代表半径为 r_0 处的球面声波振幅。

第三节 振动速度与声压、密度的关系、声速公式

波动方程是从运动角度描述位移、速度和加速度等随距离和时间而变化的规律。本节将进一步从声波在媒质中传播的内在联系、分析声压和密度等的变化,从而推导出声速公式。

一、运动方程式

平面声波沿 x 轴正向传播,取声场中一薄层媒质,设厚度为 Δx ,见图 2-6,横截面与声波传播方向垂直,截面为 S ,那么该空气质点的质量 m 为

$$m = \rho_0 S \Delta x$$

式中 ρ_0 为空气在平衡时的密度。当空气质点离开平衡位置向右运动时,右面空气变密,声压变大;左面空气变疏,声压小。即右侧面所受压力 F_2 要大于左侧面所受压力 F_1 。设在 Δx 的距离内,声压 p 的增量为 Δp ,则所受的合力为 $F_1 - F_2 = -\Delta p S$,其方向是要使空气质点趋向恢复平衡位置。

设空气质点的加速度为 a ,根据牛顿第二定律,可得运动方程式为

$$ma = F_1 - F_2$$

$$\text{即 } \rho_0 S \Delta x a = -\Delta p S$$

由此得

$$\rho_0 a = -\frac{\Delta p}{\Delta x} \quad (2-14)$$

式中 $\frac{\Delta p}{\Delta x}$ 表示在单位距离内的声压增量,它反映声压随距离变化的快慢程度,称为声压梯度。

当 Δx 趋于零时, $\frac{\Delta p}{\Delta x}$ 就趋近于 p 对于 x 的偏导数,记为 $\frac{\partial p}{\partial x}$ 。因为加速度 a 是速度对于 t 的偏导

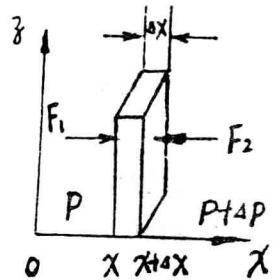


图 2-6 运动方程推导图

数,所以式(2-14)也可写成

$$\rho_0 \frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{\partial p}{\partial x} \quad (2-15)$$

这是用微分方程形式表示的运动方程式,它显示声压对于距离的偏导数加以负号,等于媒质密度和媒质质点所得到的振动加速度的乘积。若知道了声压随距离的变化,就可以求出振动速度随时间的变化值,即加速度。反之,知道加速度 a 也可以求出声压 P 。

例如,对于平面正弦声波,从(2-1)知道其振动位移为

$$\xi = A \sin\left[\omega\left(t - \frac{x}{c}\right)\right]$$

振动速度为

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

振动加速度为

$$a = \frac{\partial v}{\partial t} = -A\omega^2 \sin\left[\omega\left(t - \frac{x}{c}\right)\right]$$

代入式(2-15)得

$$\frac{\partial p}{\partial x} = A\rho_0\omega^2 \sin\left[\omega\left(t - \frac{x}{c}\right)\right]$$

把 t 看成常数,对 x 一次积分,得

$$p = A\rho_0 c \omega \cos\left[\omega\left(t - \frac{x}{c}\right)\right] + \text{积分常数}$$

因为,当声波不存在时($A=0$),声压为零,故积分常数应为零,则声压为

$$p = A\rho_0 c \omega \cos\left[\omega\left(t - \frac{x}{c}\right)\right] \quad (2-16a)$$

它表明沿 x 正向传播的平面正弦声波,声压与振动速度是同相的,声压振幅是振速振幅的 $\rho_0 c$ 倍。故可写为

$$p = \rho_0 c v$$

$$\text{或 } Z_s = \frac{p}{v} = \rho_0 c \quad (2-16b)$$

这是声压和振动速度之间的重要关系式。声学中把媒质中任何一点处的声压与那点的质点振动速度之比称为该点处的声阻抗率。由上式可知,对于无衰减平面正弦波来说,媒质各点的声阻抗率是同一恒量 $\rho_0 c$,它反映了媒质的一种声学特性,是媒质对振动面运动的反作用的定量叙述,通常称为媒质的特性阻抗。

应指出,在一般情况下声压不一定与振速相同,因此声阻抗率 Z_s 是两个同频率但不同相的正弦量的比值,并不是一个恒量。此时声阻抗率是声压和质点速度的复数比,即

$$Z_s = R_s + jX_s$$

式中: R_s 是声阻抗率的实部,称为声阻率;

X_s 是声阻抗率的虚部,称为声抗率。

物质在弹性媒质中的振动产生声波,除了与振动大小有关外,还取决于物体本身辐射声波的条件,如物体的尺寸、质量、材料的内阻尼以及边界条件等,而且还与辐射声波的空间条件有关,如空间或房间的吸声情况、体积、形状及测点位置等。因而对于实际问题中碰到的复杂振动,式(2-16)的关系也是复杂的。