

汽车噪声控制

В. Н. 鲁卡宁

〔苏〕 В. Н. 古道车夫 著

Н. Ф. 包卡洛夫



机械工业出版社

71.54
85-
12

7662/12

汽车噪声控制

B. H. 鲁卡宁
〔苏〕 B. H. 古道车夫 著
H. Ф. 包卡洛夫

汪辅仁 乔五之 译
乔五之 校



机械工业出版社

译 者 的 话

汽车工业是我国国民经济中急待发展的部门之一。到2000年我国汽车的年产量将达到数百万辆。技术的进步，往往是在给人类带来巨大福音的同时也会导致一些难以避免的麻烦。汽车的噪声污染就是其中一例。汽车噪声控制技术，在工业发达的国家中发展较快，目前我国处于起步阶段。希望本书能引起我国汽车设计和试验人员的关注，使我国汽车的低噪声设计水平有所提高。

本书共分七章。第一、三、四、五、六、七章由太原工业大学汪辅仁翻译，第二章由北京轻工业学院乔五之翻译。全书由乔五之校订。

由于译者水平有限，不当和误译之处在所难免，欢迎读者批评指正。

1988.8

前 言

环境噪声级的增长与技术进步紧密相联。声音对人的心理状态具有强烈的作用。噪声影响人的神经系统，是人们过早疲劳的原因之一。因此，它能使人们的劳动生产率下降，甚至生产出废品。噪声妨碍人们正常的休息、睡眠和体力的恢复。

增加汽车发动机的比功率以及减少汽车和汽车拖拉机发动机的金属用量，是靠采用高强化和经济性好的柴油机来达到的，可是它却又是极强的噪声源。汽车和拖拉机保有量的增长势必使环境的噪声级增加。苏联在上一个五年计划期间曾为农业提供了 180 万台拖拉机、130 万辆载重汽车和大约 54 万台谷物联合收割机。为使人们免受噪声的有害影响，必须实行较严格的法规，限定每台机器的允许噪声级。例如，从 1980 年起共同市场的指令就规定允许噪声级为 80dB(A) ，公共汽车和载重汽车（总重 3.5 t 以下）为 81dB(A) ；大型载重汽车和公共汽车为 $86\sim 88\text{dB(A)}$ 。在个别国家中对噪声的要求还要严格些。

在苏联，党和政府对于噪声控制的问题极为重视。1973 年 10 月苏联部长会议通过了《关于降低工业企业、城市和其它居民点噪声的措施》的决议，成立了隶属于苏联卫生部各部门的降噪联合委员会，通过了制定统一规范和各种机器及机械噪声的测定方法和标准，以及不同职业工作人员工作岗位处的允许极限噪声标准。例如，实施了运输工具（汽车和

摩托车) 允许极限噪声级的国家标准 ГОСТ19358—74。

在《1981~1985年及1990年以前苏联经济和社会发展的基本方针》中, 指出了进一步研究控制机器噪声和振动的新方法及手段的必要性。

对汽车和其它运输工具制定声幅射的极限规范, 以及进一步严格这些标准的趋势, 决定了研究低噪声汽车和发动机的理论基础的必要性。

本书是研究和控制汽车及其部件和装置噪声的专著, 希望它能有助于生产低噪声汽车这一问题的解决。

目 录

第一章 汽车噪声.....	1
§ 1 一般原理	1
§ 2 汽车噪声特性	5
§ 3 运输车流噪声	11
§ 4 汽车噪声对人体的影响	16
§ 5 汽车噪声的产生	22
§ 6 汽车噪声控制的理论前提	33
第二章 发动机噪声.....	41
§ 7 现代内燃机的声学质量指标	41
§ 8 噪声的形成	44
§ 9 发动机冷却系统的噪声	55
§ 10 发动机的噪声控制	58
第三章 汽车进排气系统噪声.....	71
§ 11 进排气噪声的发生	71
§ 12 进排气噪声的控制	85
第四章 传动系、行驶系和制动系噪声.....	99
§ 13 变速箱和驱动桥	99
§ 14 轴承	105
§ 15 传动系	109
§ 16 轮胎	113
§ 17 汽车的悬架及噪声	120
§ 18 制动器的振动与噪声	121
第五章 辅助设备噪声	124

VI

§ 19	取暖系统	124
§ 20	声响信号器和刮水器	127
§ 21	气流绕过汽车时产生的噪声	130
第六章	声振吸收和声振隔离的应用	134
§ 22	汽车壁板的振动和噪声	134
§ 23	车内噪声的控制	137
§ 24	隔声和吸声材料的选用	147
第七章	汽车及其总成的声学试验	152
§ 25	汽车声学试验的任务和方法	152
§ 26	汽车声学试验用的测量仪器和装置	158
§ 27	材料的声学试验	164
参考文献		168

第一章 汽车噪声

§ 1 一般原理

弹性介质（气体、液体和固体）在声波中交替地被压缩与膨胀。若相对于静止状态而言，速度、压力、密度、温度和熵在声波中的相对变化量的平方值可忽略不计，则称其密度、压力、速度以及其它物理量的变动是小振幅的。这样的小振幅声波在弹性介质中的传播速度为声速： $c^2 = (dP/d\rho)_{s=0}$ ，意即在经典声学中认为，在弹性介质中产生声波时的热力学过程是绝热和可逆的过程。声波总是在对弹性介质施加一定的作用后才产生的；弹性介质的质量、动量和热能密度的局部变化都可产生这种作用。

在解决控制汽车噪声的大多数问题中，可以认为介质单位容积中声能的减少仅仅是由于声辐射造成的，对声波中由于粘性阻力、热传导及热辐射所耗散的声能可以忽略不计。但在研究进、排气系统噪声时则不能采用这种假定。

声学的微分方程是以质量、动量和能量守恒三个定理为基础，并以物态方程作为补充。声波方程可表述为^[26]，

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \varphi(\sigma, x, t) \quad (1)$$

若方程（1）的右端项为零，则方程的左端项可表明声波在无限介质中传播时的压力变化，但它不能用来分析产生这种变化的原因。然而，在解决汽车噪声的控制问题时，工程师首先感兴趣的却是防止声波产生的可能性。

当可用于考虑声源作用的右端项存在时, 则使方程(1)的求解极端复杂化。在声源与介质相互作用的有限空间范围内, 方程右端的函数存在, 方程(1)描述了声波在此空间内的行为。在上述空间以外, 则一般的波动方程是正确的。求解微分方程(1)归结为确定声波中的声压 P , 密度 ρ , 质点速度以及声能。若已知声压 P , 则:

$$\rho = \frac{P}{c_{ax}^2} ; \quad u = -\frac{1}{\rho_{ax}} \int (\nabla P) dt \quad (2)$$

对于一维的情况, 单元波的声压

$$P = Ae^{i(\omega t - kx)}$$

讨论表达式(1)可发现, 限定右端项函数存在的范围的同时, 就意味着声弥散的影响和辐射损失是小的。在给定初始条件和边界条件的情况下, 方程(1)可以得到一般形式的解。在个别情况下, 方程(1)中的函数 $\varphi(\sigma, x, t)$ 可描述: 紧靠振动元件的介质体积质量的变化速度(此时函数具有 $\partial Q(x, t)/\partial t$ 的形式); 振动体作用于介质的作用力的变化特性, $\text{div} F(x, t)$; 紊流流束与介质相互作用而产生的声辐射(介质中应力、坐标和时间的函数)。

为解决汽车及其部件的声辐射问题, 必须给定运动件(振动体)表面的边界条件。压力和法向速度沿固体全部表面分布的连续性是声辐射的重要条件和特征。从而, 固体和介质的压力与法向速度之比称为声阻抗 Z_0 。对于平面声波

$$P / \frac{dP}{dx} = \frac{Z_0}{ik\rho c}$$

在研究任何一个辐射体的工作特点时, 通常分析两个辐射区: 低频区和高频区。辐射波的长度与辐射体尺寸之比可

作为判断辐射类型的准则。若声波的长度相对于发声体的尺寸很小 ($\lambda \ll l$)，则振动频率就高。而当满足 $\lambda \gg l$ 条件时，振动频率就低。

在上述第一种情况下，可以认为在距辐射体 R 处 ($R \gg l$)，振动固体的每一部分都是辐射平面波。平面波中的质点速度等于辐射体或其某一部分的振动速度的法向分量。此时，平面波中的声压 $P = \rho c V_n$ 。单位时间内辐射体所辐射的能量（声功率）为

$$W = c\rho \int_S V_n^2 dS$$

式中， S 为辐射体表面积。

近场中，声压的变化特性取决于振动体的外形。在低频辐射时，介质似乎是不可压缩的（跟随辐射体一起振动）。声波将在距离 $R \gg l$ 处形成。在这种低频波内，距离为 R 处的声压为

$$P = \rho Q(t - R/c)/4\pi R$$

辐射体由封闭表面 S 所辐射的声功率为

$$W = \frac{\rho}{16c\pi^2} \int_S \frac{Q(t)^2}{R^2} dS \quad (3)$$

若表面为球形，则

$$W = \frac{\rho Q(t)^2}{4\pi c}$$

式中， $Q(t)$ 为单位时间内物体的体积变化。

存在声波的空间称为声场。在距点声源相当远处，所有的声波均为球面波。根据惠更斯定律，波峰的每一点都起着二次波源的作用。因此，在远距离处，声源可以认为是发散球面波的中心。在研究由单个声源（汽车）——辐射中心所

组成的车流噪声时，这种处理方法是合适的。但当车流密集时则不能采用这种方法。

在最简单的情况下，声波的参数可仅取决于声源与观测点之间的距离。在这种情况下，所进行的辐射为单极子辐射，其辐射源则称为单极子或零级源。可用因脉动而使自身体积发生变化的球体作为这种过程的物理模型。这种情况下的辐射是非定向的，球面波则可视作平面波。当波的参数与直线和直角坐标具有一定关系时，则表现为较复杂的辐射。

沿某一轴线振动的辐射体称为偶极子，例如沿某一直径方向振动的球。沿振轴方向具有最大的辐射能量，而在与振轴垂直的轴线上则不存在辐射。同样，可将较复杂的辐射体类型区分为四极子和多极子。

将零级和一级辐射体所辐射的声相叠加可形成远场。因此，控制汽车噪声可仅限于对低级辐射体进行研究。

对于运行中的汽车，若考虑由各振动系统产生的综合辐射，实际上是不可能的，因为它找不到方程（1）的一般解。在控制汽车噪声的实际工作中，运用叠加原理，并假定导致声辐射的全部过程是线性的，同时找出产生该具体噪声的最重要的现象，这样可使问题易于解决。

汽车的声辐射具有复杂的性质。在许多场合下，声源可看做是某一类型的简单辐射体，或者是它们在特定的时间内顺序辐射或同时辐射的综合体。由行驶的汽车所产生的这种综合的声辐射称为汽车噪声。汽车噪声是由互不相干声源所辐射的声能通过叠加而成，其声功率 W_0 等于各辐射体声功

率之和，即 $W_0 = \sum_{i=1}^n W_{i0}$ 。

利用声强和功率之间的关系式，并转化为声级，则可找

到汽车噪声级的表达式为:

$$L = L_w - 20 \lg R - 10 \lg \Omega + 10 \lg \phi \quad (4)$$

式中, $L_w = 10 \lg W_a / W_0$, $W_0 = 10^{-12} \text{W}$; R 为汽车至测点的距离 (m); Ω 为辐射立体角 (大多数情况下 $\Omega = 2\pi$, 因为汽车噪声属半自由场辐射); ϕ 为辐射方向性因子, $\phi = P_R^2 / P_{\text{av}}^2$, P_R 为在 R 方向上距离为 R 处的声压; P_{av} 为在球半径 R 上所有测点声压的平均值。

高频和低频辐射的条件分别为 $kR < 1$ 和 $kR > 1$, 此处 $k = 2\pi/\lambda$ 为波数。除了声压 P , 波长 λ , 波数 k 之外, 用来说明波的特征的还有周期 T , 频率 f 或 ω , 且 $f = 1/T$, 单位为 Hz;

$$\omega = 2\pi f, \quad \omega T = k\lambda \quad (5)$$

声压用 N/m^2 度量, 声压的变动范围为 $P_{\text{noy}} = 2 \times 10^{-8} \sim 200 \text{N/m}^2$, 相应的噪声级 $L = 20 \lg P / P_0 = 0 \sim 140 \text{dB}$ 。

声波从一种介质进入另一种介质时遵循能量平衡方程: 入射波的能量等于反射波、吸收波和透射波能量之和。介质波阻抗 ρc 的差别愈大, 反射波的能量就愈大 (透射的能量愈小)。

声音在固体中是以剪切波、弯曲波、纵向波、转动波以及其它类型的波的形式传播。声激励在固体中以两种速度传播: 剪切波的传播速度以及产生体积变形的一切其它类型波的传播速度。介质的弹性用杨氏模量表征, 惯量用密度, 耗损则用损失系数 η 、振动的衰减或一个振动循环所损耗的能量与循环的最大势能之比来说明。

§ 2 汽车噪声特性

在工程研究中将汽车噪声分为车外噪声和车内噪声。噪

声特性用声压级(dB)、声级[dB(A)或dB(B)]、频谱和辐射指向性指标(仅对于车外噪声)来描述,它们都与汽车的运行工况、技术参数及使用因素有关。最常用的汽车声学质量特性是辐射的声功率和噪声频谱。

汽车的噪声特性具有极大的分散性。表1中的数据可大致说明车流中各类汽车车外噪声级偏离其平均值的情况。刚从装配线上开出的新汽车的噪声亦有1~3 dB(A)的差别。

表 1

汽 车 型 号	$V_{cp}(\text{km/h})$	噪声级 L_A [dB(A)]	
		范 围	平 均
轻型:			
ЗАЗ-968	82.5	79~80	79.5
莫斯科人-412	79	75~84	79.5
ВАЗ-21011	82	76~84.5	80.5
УАЗ-469	76.5	78~84	81
ГАЗ-21	92	82~83	82.5
ГАЗ-24	90	79~86	82.5
载重:			
ЗИЛ-130	65.5	77~80	78.5
ГАЗ-51	74	78~80	79
ГАЗ-53	83.5	79~82	80.5
КамАЗ	83.5	81.5~84	83
ЗИЛ-130 (带挂车)	65	87~89	88
КрАЗ-258	80	88~89	88.5
大客车:			
ЛиАЗ-677	70	79~85	82
依卡路丝-250	70	84~85	84.5

载重汽车和大客车的噪声波动范围较大,轻型车稍小。新汽车在噪声级方面存在差别是因为制造和装配质量的不

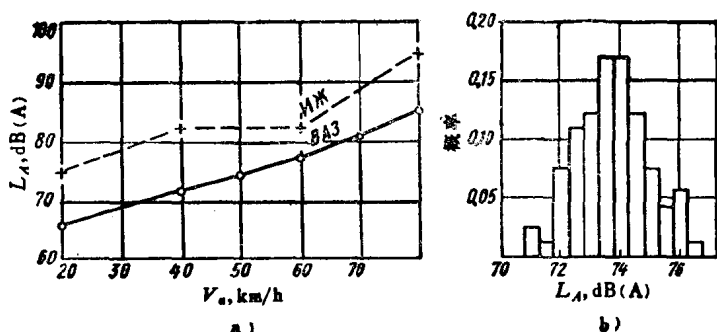


图1 汽车噪声特性

a) 车速对噪声级的影响 b) $V_a = 50 \sim 60 \text{ km/h}$ 时

BA3汽车噪声级的概率

同，在使用中则是由于技术状态、载重量和驾驶员的驾驶方法不同而引起的。

可根据图1中的曲线来评论在距行驶中心线7.5 m处测得的轻型汽车车外噪声级的变动特性。当行驶速度从20增至80 km/h 时（在计量区段内的试验），BA3-21011 和 ИЖ-2125 汽车的车外噪声级增加18~20dB(A)。根据图1 a 可评价BA3 汽车在城郊以 50~60km/h 的速度沿沥青水泥路面行驶时车外噪声级的离散情况。

借助自动记录仪所获得的汽车噪声级的连续记录表明，汽车具有数个声辐射源，通常为发动机和排气系统，特别是当消声器的出气口距发动机相对较远时，更是如此。例如由图2 a 可看出，汽车沿柏油水泥公路通过传声器时，记录下了两个最大值。发动机与排气口相距不远的汽车（BA3，莫斯科人，3A3）行驶时，这些最大值表现得不明显，而 КамАЗ，ЗИЛ和大客车（发动机后置的除外）则非常明显。当汽车以不同速度行驶时，在发动机和排气口处的噪声以同样规律变

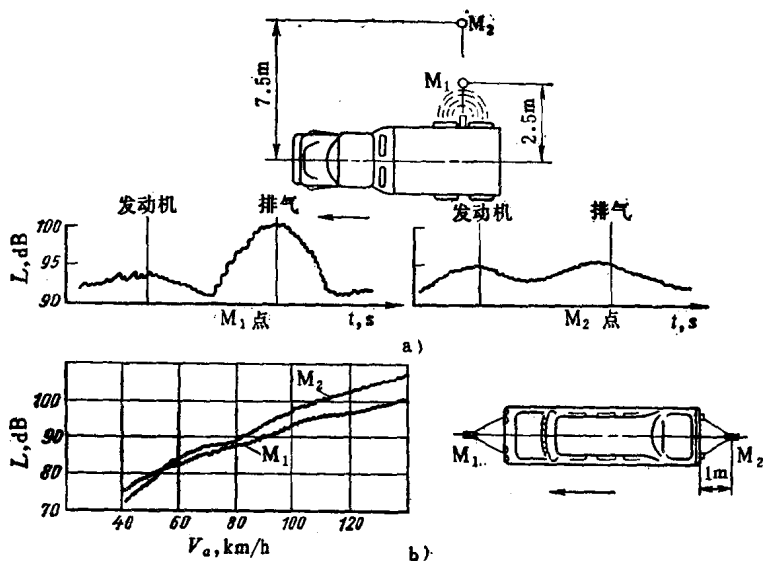


图2 汽车噪声特性

a) 载重车 b) 轻型车

化，但在 M_1 和 M_2 点处的车外噪声级的增长速度是不同的(见图2b)。随着速度的增加， M_1 点(发动机)处的声级比 M_2 点(排气)处增长得慢一些。这些资料间接地证明了运动中的汽车所辐射声能的不均匀性。轻型汽车的外廓尺寸首先取决于它的等级，也就是取决于所用发动机的排量。通过对小轿车和摩托车的大量测量得知，车外噪声与发动机工作容积之间的关系甚为密切，如图3a所示。

装有较大工作容积发动机的汽车，其车外噪声明显地高。这不仅是由于增大了发动机自身辐射，而且还因为增大了辐射体——汽车的尺寸。

还可从载重车噪声级和载重量之间的关系看出类似的结

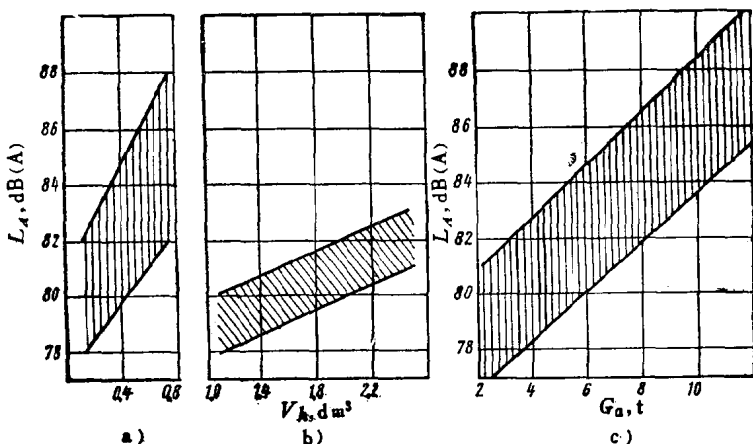


图3 运输车辆的噪声级 ($V_e = 60 \text{ km/h}$)

- a) 与摩托车工作容积 V_h 的关系 b) 与轻型汽车工作容积 V_h 的关系
c) 与载量车重量 G_a 的关系

果(图3b),随着汽车尺寸的增大,噪声级也有所增高。

图3a表示装有小排量发动机的运输工具所产生的噪声级。由图可看出,噪声级明显地取决于发动机的尺寸。

现在还没有确定行驶着的汽车上各个声源的噪声级的统一方法。汽车各个部件和总成的工作噪声,通常是根据台架试验的结果来评价。也有人主张通过频谱分析了解各个总成的噪声级。利用安装在行驶汽车上的传声器,可记录下发动机、传动装置、排气和其它声源所辐射的噪声级。

依照 ГОСТ19358—74 的方法进行测定,可以评定某些汽车的车外和车内的噪声频谱(图4)。装用柴油发动机的汽车噪声频谱,以在整个频率范围内皆具有较高的噪声级为特征。轻型汽车的车外噪声曲线高于 $\Pi C-70$ 极限曲线,在 $500 \sim 2000 \text{ Hz}$ 范围内接近于极限曲线 $\Pi C-80$ 。

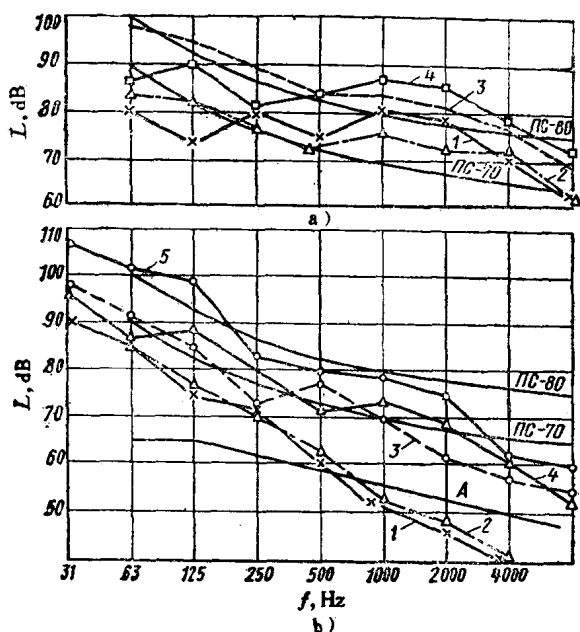


图4 汽车噪声的频谱

a) 车外噪声 b) 车内噪声

1—罗尔斯-罗依斯 2—麦尔塞吉斯 3—ЗМЖ-118 4—麦尔塞吉斯-奔驰2223 5—МАЗ-504, $\Pi C-70$ 和 $\Pi C-80$ —极限频谱
A—飞机驾驶员舱内的极限频谱

分析图4 a 的车外噪声频谱可知,汽车最强烈的车外噪声发生在中频和频段,其频谱曲线要比极限曲线 $\Pi C-80$ 高许多。图4 b 为轻型车车厢内和载重车驾驶员座位处的倍频程声压级,分析这些曲线表明,它们在 $\Pi C-70$ 线之上(整个频率范围),曲线的某些区段(低频和中频区)还高于 $\Pi C-80$ 曲线。

车外噪声允许值的现行标准和未来的标准列于表2。预