

船舶柴油机动力装置

(管系及设备)

下 册

上海交通大学 240 教研组编

一九七五年

第七章 进、排气管系

§ 7-1 进排气管系的作用

为了供给舰船机舱工作人员和主付柴油机工作时所需要的新鲜空气，中大型舰船由机舱通风管系来实现，小型舰船则没有专门的机舱通风管系，是通过机舱与外界相通的通道和舱口来实现。

排气管系的作用在于：将柴油机的废气排到舷外和减低排气噪音，对军用舰艇，考虑其隐蔽性问题，需要减少废气的能见度。

排气管的直径，一般与柴油机上的排气管相同。为了减少排气管系的阻力，柴油机以外的排气管可以适当加大直径。排气管的布置应尽量考虑到减少排气阻力，不然会过多影响柴油机功率的发出。

为了减少废气热量对机舱温度的影响和工作人员的安全起见，排气管外表面必须包扎石棉绝热层。排气管由于热胀冷缩造成的伸缩性很大，必须采取相应措施，一般装有补偿器。

§ 7-2 进、排气噪音

在内燃动力装置中，主、付机的噪音是最大最强的噪音来源，因此是我们需要研究和解决的主要矛盾。

柴油机的噪音，根据性质的不同，可以分成两大类：一类是空气动力噪音，是由于气缸进排气及在介质中形成湍流及压力波动时产生的噪音，如进气噪音（包括各种增压器和扫气泵）、排气噪音及燃烧噪音。一类是机械噪音，如曲柄连杆机构、气阀机构、射油设备等运动件产生的噪音以及由于机器有不平衡力及力矩所引起的噪音。

柴油机噪音的消减，从两个方面着手，积极的办法是改进柴油机本身的设计（如燃烧室形状、进排气管系、运动件间隙、采用不发音材料等），这样既降低了柴油机发出的噪音，同时也提高了柴油机寿命和效率。对已有的柴油机，则只能采取消极的方法，如消音器、隔音罩和减振器（隔音减振）等办法。在这里，我们只讨论进排气管系的消音问题。

（一）柴油机空气动力噪音的形成及其特性

空气动力噪音是本章研究的对象，因此，首先必须熟悉它，然后

才能寻找解决降低空气动力噪音的措施。

空气动力噪音由下列不同噪音组成：涡流噪音、空气（废气）柱脉动噪音、旋转噪音和气流阻塞噪音。

1. 涡流噪音

当物体在气态介质中运动时，或当燃气从喷口内喷出时，由于气流中形成有旋涡而出现了涡流噪音。在生活中碰到的类似现象，如河道急流中的水流旋涡，喷气式飞机燃气从喷口内喷出时形成的气流。

2. 空气（废气）柱脉动噪音

当废气脉动地排出时，在管路内产生压力波，通过管路的出口端流向大气时，产生噪音。脉动（冲）的形成和频率取决于柴油机或增压器的转速、配气机构的结构、冲程数、管路尺寸、背压高低以及其他因素。

3. 旋转噪音

当物体旋转运动时，如增压器的叶轮，除了产生涡流噪音外，还有旋转噪音，它是由于旋转着的物体与空气碰撞（叶片挤压空气）时，在物体的表面附近，空气的压力和速度发生周期性的跳动，产生旋转噪音。

旋转噪音的强度与涡流噪音的强度一样，大约与圆周速度的六次方成正比。而当其它条件相同时，则随压力和功率的增大而增大。

旋转噪音的频率可用下式计算：

$$f = k \frac{n Z}{60} \text{ 赫芝}$$

式中：n —— 每分钟转数，

Z —— 叶片数，

k —— 自然数，等于 1、2、3……。

4. 气流阻碍噪音

当气流迎面碰到固体阻碍而产生扰动时就形成这种噪音。

例如，当气流以 150—200 米/秒的高速自离心增压器叶轮排出，冲到导向装置上的固定叶片上时就造成强烈的噪音。这种噪音类似气笛声，并成为各种阻碍噪音之一。

(二) 进气噪音

进气噪音往往与柴油机进气部分的组成和结构有关，例如，是四冲程还是二冲程，有否扫气或增压设备等。

1. 活塞式进气管系的噪音

对非增压四冲程柴油机来说，其进气管系的噪音，按其性质而言，与活塞式扫气泵一样，主要是气柱的脉动噪音。一般说，噪音与活塞平均速度 C_m 有关， C_m 增加，脉动也增大，噪音增加。

二冲程柴油机，如果是以活塞式扫气泵作为供气的设备，即与四冲程非增压柴油机的进气噪音在性质上相类似。

2. 转子式增压器的噪音

转子式增压器的噪音主要是空气动力噪音。转子式增压器空气动力噪音可达120~135分贝，比柴油机本身的噪音高得多。其噪音的产生是由于叶片扰动空气而引起的，因此主要是旋转噪音。转子增压器的噪音级与柴油机的转数有关，与负荷无关。

3. 离心式增压器的噪音

在船上用得最多的离心式增压器是由废气透平直接带动的，也有是柴油机通过齿轮来传动的。

由于废气透平增压器转速很高（通常在10000~20000转/分左右），所以其转子的平衡要求很高，因此增压器的噪音主要是空气动力噪音，它由涡流噪音和旋转噪音等形式出现。

(三) 排气噪音

排气噪音的声源主要是废气流的压力脉冲。这种压力脉冲的产生，是由于当排气阀打开的一瞬间，废气急剧地冲入排气系统，使得气缸内压力大大降低，此时在排气阀区域发生了局部压力变动，这种压力变动沿气缸长度以接近音速的速度传播，这样，通过气缸内的多次反射，产生了废气流的衰减振动过程。这个过程与排气支管内的相同过程密切地牵连着。

排气系统内的这种废气振动过程就是带有复杂频率成分的噪音的形成过程。

排气噪音频谱是连续的，并占有极宽的频段（从几十赫芝到几千赫芝），在连续频谱的基频基础上，又产生与基频成整数倍的谐频成

分。排气噪音的基频，通常接近于每秒钟的排气次数，计算公式为：

$$f = \frac{n i}{60Z} \text{ 赫芝}$$

式中：n——每分钟转数，

i——气缸数，

Z——冲程系数（四冲程为2，二冲程为1）。

排气噪音中除了以上成分以外，尚有极高的高频成分，它们是废气通过排气阀的变截面（整个排气过程中排气阀的开启与关闭过程，是一个连续的变截面过程）时形成的涡流及自振过程而造成的。

§ 7—3 进、排气噪音消音器

在进气口和排气口安装有效的消音器是减弱进排气噪音的最广泛应用的方法。排气消音器较早就被重视和应用。由于涡轮增压器的采用，以及增压器和扫气泵排气量的增加引起了强烈的空气动力噪音，因此才提出进气管系的消音问题。

消音器按工作原理可分为：阻式消音器，抗式消音器和复合式消音器。这是因为根据声波是交变的压力波的运动理论，它与电学的交流电路有一些相似性，所以在消音器性能研究中为方便起见，往往用等效电路的声阻抗来表示消音器结构型式和吸音材料的声学性能。同时把消音器分为阻式和抗式。

阻式消音器的工作原理是将声能吸收，并使其最后转换成热能。抗式消音器的工作原理象一个滤声器，使气流恒定流动部分能量可以通过消音器，而其脉冲能量则被反射回到声源去。

实践证明，阻式消音器在高频时工作最有效，所以一般用作进气消音器；而抗式消音器在低频时最有效。在实际使用中，为了使消音器所有频率范围内就能有效地工作，所以产生了阻抗复合式消音器。排气消音器都为复合式消音器。

（一）阻式消音器

图 7—1 为阻式消音器结构简图。在消音器内表面敷设有吸音材料 1，如玻璃纤维，为了防止玻璃纤维被气流吹走，故在其表面复盖有玻璃纤维布 2。消音器外壳一般用钢板焊制而成。

阻式消音器常用于产生高频噪音的离心式增压器和扫气系上，也常用于转子式增压器和非增压的四冲程柴油机进气管系以及排气管系上。

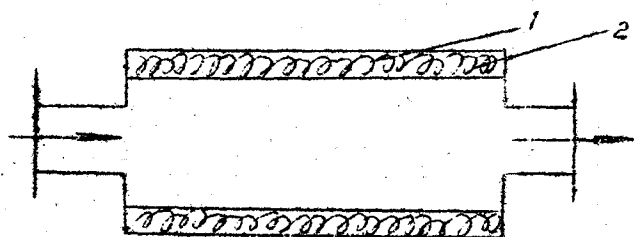


图 7—1 阻式消音器

阻式消音器的消音效果主要取决于多孔性材料的吸音系数的大小和消音器结构尺寸。

阻式消音器设计时应要求达到：气动阻力最小，消音效果好，重量尺寸小。其消音量的计算，目前尚只能用经验公式进行。

$$T.L = 1.1 \frac{P l}{F} \varphi(\alpha) \quad \text{分贝}$$

式中 $T.L$ ——消音器消减的音量，分贝；

P ——消音器通道截面的周长，米；

F ——消音器通道横截面积，米²；

α ——吸音材料的吸音系数；

l ——消音器通道长度，米。

公式中 α 的函数 $\varphi(\alpha)$ 其数值如下表：

α	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
$\varphi(\alpha)$	0.1	0.2	0.35	0.5	0.65	0.9	1.2	1.6	2.0
α	1.0								
$\varphi(\alpha)$	4.0								

上海劳动玻璃纤维厂生产的防水超细玻璃棉毡与普通超细玻璃棉毡相比，吸声、保温性能不变，其防水性、弹性有显著提高，其吸声性能如下表：

厚度 (Cm)	容重 (kg/m ³)	不同频率下的吸音系数 (φ)							
		100	125	160	200	250	315	400	500
10	20	0.12	0.25	0.45	0.64	0.94	0.94	0.95	0.93
630	800	1000	1250	1600	2000				
0.90	0.89	0.90	0.90	0.93	0.96				

上海石棉水泥制品厂生产的水玻璃膨胀珍珠岩吸音砖，抗压强度在 12 kg/cm^2 以上，容重 400 kg/m^3 左右，其吸音系数如下表：

厚度 (cm)	不同频率 (赫芝) 下的吸音系数 (α)								
	63	80	100	125	160	200	250	315	400
10	0.165	0.25	0.33	0.45	0.58	0.63	0.65	0.62	0.58

500	630	800	1000	1250	1600	2000
0.59	0.58	0.62	0.62	0.60	0.62	0.68

注：以上两种材料均为驻波管内正入射，背后刚性壁面条件下测得。

(二) 抗式消音器

抗式消音器可分为：膨胀式，共振式及复合式。前几种形式又有单室的和多室的，进出口管插入式的。

1. 膨胀式消音器

图 7-2 为膨胀式消音器结构简图，实际上是一个接在柴油机排气管路上的膨胀室。一般进出口管径相同，而膨胀室截面积与管子截面积之比值称为膨胀比 m ；对圆截面讲，也即为两者直径之比，即

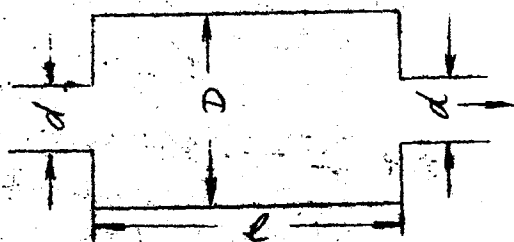


图 7-2 单室膨胀式消音器

$m = \frac{F_2}{F_1} = \frac{D}{d}$ 。膨胀式消音器的消音效果，主要决定于膨胀比 m 。单室膨胀室消音器的消音量可用下列近似公式计算

$$T.L = 10 \lg \left[1 + \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2 k l \right] \text{ 分贝}$$

式中 m —— 膨胀比；

l —— 膨胀室的长度，米；

k —— 系数， $k = \frac{2\pi f}{C} = \frac{2\pi}{\lambda}$ ；

f —— 频率，赫芝；

C —— 音速，米/秒；

λ —— 波长，米。

从上式可以看出，最大的消音量发生在当 $\sin k l = 1$ 时，即当膨胀室 l 等于 $\frac{1}{4}$ 波长的奇数倍时， $l = \frac{1}{4} \lambda n$ ， $n = 1, 3, 5 \dots$ ；而当室长 l 等于 $\frac{1}{2}$ 波长的整数倍时， $l = \frac{1}{2} \lambda n$ ， $n = 1, 2, 3, 4 \dots$ ，消音器无消音效果。这种关系可用消音量和频率的曲线图来表示，从图 7-3 可见，当频率为 $f, 3f, 5f \dots$ 时，消音量最大，而当频率为 $2f, 4f, 6f \dots$ 时，消音量为零。这

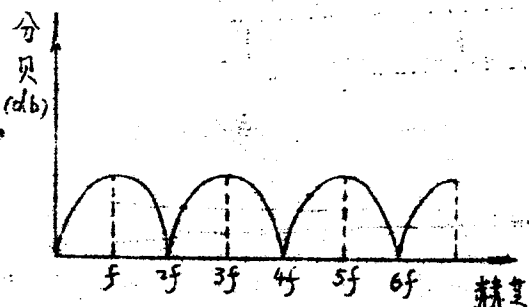


图 7-3

就是单膨胀室（图 7-2）所示消音器的消音特性，即虽然在广泛的频率范围内有良好的消音效果，但其缺点是能周期性地通过某些频率的噪音，为弥补这一缺点，可将消音器加后之排气管和尾管部分地插入消音器膨胀室中，如图 7-4 所示为带有插入管的膨胀式消音器。当 $l_1 = \frac{1}{2} l$ 时，则可阻止通过频率 $nc/\alpha l$ 中的 n 为奇数的声波；若 $l_2 = \frac{1}{4} l$ 时，则可阻止通过频率 $nc/2l$ 中 n 为偶数的声波通过。这样在理论上可以得到没有通过频率的膨胀式消音器的特性曲线

为了进一步提高膨胀式消音器的消音效果，在图 7-4 所示消音器的基础上，在尾部再加一段，其长度为 $l/8$ ，类似双膨胀式消音器，其最大消音量可提高一倍左右。图 7-5 所示

为了进一步提高膨胀式消音器的消音效果，在图 7-4 所示消音器的基础上，在尾部再加一段，其长度为 $l/8$ ，类似双膨胀式消音器，其最大消音量可提高一倍左右。图 7-5 所示

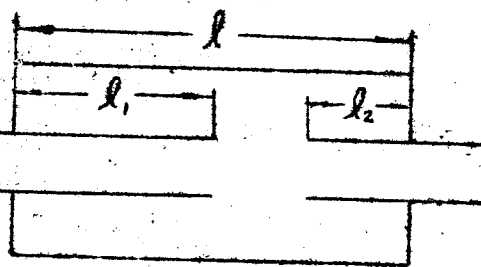


图 7-4

为了进一步提高膨胀式消音器的消音效果，在图 7-4 所示消音器的基础上，在尾部再加一段，其长度为 $l/8$ ，类似双膨胀式消音器，其最大消音量可提高一倍左右。图 7-5 所示

为了进一步提高膨胀式消音器的消音效果，在图 7-4 所示消音器的基础上，在尾部再加一段，其长度为 $l/8$ ，类似双膨胀式消音器，其最大消音量可提高一倍左右。图 7-5 所示

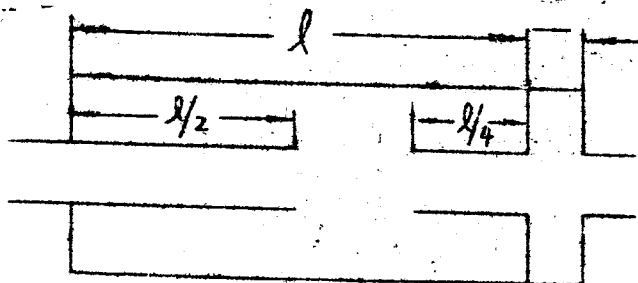


图 7-5

即为这种型式的膨胀式消音器。

2. 共振式消音器

共振式消音器可分为带有分支共振室的和带有同心共振室的两种 (见图 7-6 和图 7-7)。

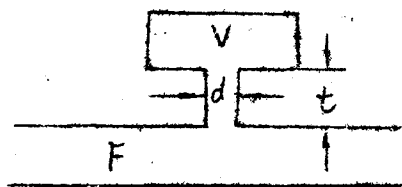


图 7-6 分支共振室式
消音器

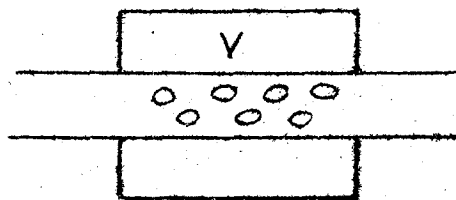


图 7-7 同心共振室式
消音器

共振室消音器的消音量可用下列近似公式计算

$$T.L = 10 \lg \left(1 + \frac{\frac{\sqrt{C_0 V}}{2F}}{\frac{f}{f_r} - \frac{f_r}{f}} \right)^2 \text{ 分贝}$$

式中 C_0 ——排气管与共振室间连接管的声传导率，

$$C_0 = \frac{\pi \gamma^2}{t + 1.7 \gamma};$$

γ ——连接管的半径， $\gamma = \frac{d}{2}$ ，米；

t ——连接管的长度，米；

V ——共振室的容积，米³；

F ——排气管横截面积，米²；

$\frac{\sqrt{C_0 V}}{2F}$ ——阻尼参数；

f_r ——消音器的共振频率。

$$f_r = \frac{C}{2F} \sqrt{\frac{C_0}{V}};$$

C ——声速。

图 7-7 同心共振室式消音器，如排气管上开有 n 个孔，则共振频率 f_r 之近似计算公式为

$$f_r = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{n C_0}{V}}$$

分支共振室式消音器只有在共振频率附近很窄的频带范围内才有消音作用；同心共振室式消音器则消音范围较宽，且随着开孔数的增多，即当孔径与孔数 n 的乘积 nd 大到一定值时，共振现象已不再出现，其消音性能与膨胀室式消音器一样，且这时膨胀室的流动阻力比原来显著降低，克服了膨胀室式消音器流阻较大的缺点。

(三) 复合式消音器

复合式消音器主要是吸取阻式消音器在高频范围消音效果良好，而抗式消音器在低频范围消音效果良好的特点，使复合式消音器兼而有之。一般是在膨胀室式消音器的内腔面敷设吸音材料；吸音材料表面也可用开孔钢板固定。

(四) 消音器的设计与试验

设计消音器时的第一个措施就是先要测量该柴油机各种工况下的噪音频谱。其次是确定所要消灭的频谱成分，同时考虑到允许的噪音级及其它音源的噪音。测得的频谱与允许的频谱间的差值，即是要借助所设计的消音器予以消灭的频谱。

由于到目前为止，消音器的计算公式都是在一定假定条件下推导出来的近似公式，理论计算与实际测量有一定误差，而且消音器性能也随其结构型式和尺寸的改变而改变，所以在设计消音器时，最好应选择几种结构型式先做小件（即按比例缩小的消音器试件）冷态试验，冷态试验时的噪音源可用允规噪声发生器、带通滤波器、音频功率放大器和扬声器测试系统来模拟。在冷态试验基础上，选择消音性能符合要求的结构型式，按设计尺寸加工成大件，直接装在柴油机上进行热态试验，再后确定选用的结构型式。

(五) 尾管长度所产生的影响

消音器在排气管系统中的安装位置选择，即消音器后的排气管长度（称为尾管长度），对柴油机的排气背压和对排气噪音的消减量均有影响，对此目前尚未对其本质认识清楚，因此只能通过试验来决定。

试验测量方法与消音器试验同时进行，即在消音器试验的原有基础上，做各种尾管长度的试验，测量其对排气背压和消音器消音频谱特性曲线的影响，最后决定合适的尾管长度。

