



指导性文件
GD 03-2022

中 国 船 级 社

邮轮舱室噪声预报指南

2022

2022年3月1日生效

北 京

前 言

邮轮作为船舶工业界的明珠，具有体量大、载客量多、系统复杂、娱乐性及舒适性要求高等特点，而邮轮舱室噪声作为舒适性的一个重要指标，对乘客的游乐体验具有重要意义，邮轮舱室噪声预报已经成为邮轮设计建造的一个关键技术。

为避免邮轮建造完工后采取必要的降噪补救措施，降低对船舶舱室布置、空船重量和造船成本的影响，高效地建造出低噪声高舒适性邮轮，CCS 组织制定了《邮轮舱室噪声预报指南》。

目 录

第1章 通则	1
1.1 一般规定.....	1
1.2 图纸资料.....	1
1.3 邮轮舱室分类.....	2
1.4 定义与术语.....	2
第2章 邮轮舱室噪声源及传递路径	5
2.1 邮轮舱室主要噪声源.....	5
2.2 舱室噪声源传递路径.....	6
2.3 典型舱室噪声来源.....	7
2.4 噪声源计算方法.....	7
第3章 邮轮舱室噪声预报	15
3.1 一般规定.....	15
3.2 基于经验公式方法的噪声预报.....	15
3.3 基于数值计算方法的噪声预报.....	17
3.4 空调通风系统通风噪声预报.....	23
第4章 空调通风系统通风噪声控制	34
4.1 空调通风系统的管道布置.....	34
4.2 舱室噪声限值确定.....	35
4.3 空调系统设备的选择.....	35
4.4 消声器的选择与布置.....	37
4.5 消声器的设计程序.....	37

第1章 通则

1.1 一般规定

1.1.1 依据《邮轮规范》规定的噪声舒适度指标，本指南编制了邮轮舱室噪声预报方法及空调通风系统的噪声控制措施。

1.1.2 本指南适用于海上航行邮轮的舱室噪声预报，也可用于客滚船、科考船等船型的噪声预报。

1.1.3 除另有说明外，本指南仅为相关公约与规范的细化与补充，不能替代任何公约与规范。

1.1.4 建议在邮轮设计阶段开展舱室噪声预报，并采用适当的减振降噪措施，避免建造完成后再采取补救措施。

1.1.5 本指南仅提供邮轮设计阶段的舱室噪声预报方法，最终应以实测结果为准。

1.2 图纸资料

1.2.1 邮轮舱室噪声预报，应至少提供以下资料：

- (1) 总布置图；
- (2) 装载手册；
- (3) 舱室布置图；
- (4) 基本结构图；
- (5) 绝缘布置图；
- (6) 甲板敷料布置图；
- (7) 设备布置图；
- (8) 机舱布置图；
- (9) 内饰吸隔声材料参数表；
- (10) 机械设备参数表；
- (11) 机械设备噪声激励频谱表；
- (12) 全船空调机室布置图；
- (13) 全船空调风管布置图；

- (14) 机械通风布置图;
- (15) CCS 认为必要的其他图纸资料。

1.3 邮轮舱室分类

1.3.1 邮轮舱室按表 1.3.1 进行分类。

邮轮舱室分类

表 1.3.1

舱室分类	舱室位置	备注
乘客处所	乘客舱室	
	乘客公共处所	一般指邮轮乘客休闲娱乐的舱室, 包括餐厅、健身房、舞厅、酒吧、多功能厅、电影院、宴会厅、画廊、超市、杂货店、图书馆、棋牌室、花园酒廊、音乐台、美容院、按摩室、吸烟室等。
	乘客露天甲板休闲处所	一般包括露天游泳池、露天游乐场等区域。
船员处所	船员舱室	
	船员公共处所	一般指船员公共区域的舱室, 包括高级船员餐厅、普通船员餐厅、会议室、高级船员娱乐室、普通船员娱乐室等。
	船员工作处所	一般指船员工作舱室, 包括各型办公室、值班室等。
设备控制室	设备控制室	
机器处所	机器处所	
医务处所	医务处所	

1.3.2 邮轮各舱室噪声限值应满足《邮轮规范》第 4 章 4.6.2 的要求; 对申请 CCS 舒适度附加标志的邮轮还应满足《邮轮规范》第 5 章 5.3.4 的要求。

1.4 定义与术语

1.4.1 声压级 L_p : 声压与参考声压之比的以 10 为底的对数乘以 20, 单位为分贝 (dB), 按下式计算:

$$L_p = 20 \lg \frac{p}{p_0}$$

式中: p — 声压, Pa;

p_0 — 参考声压, Pa。空气中参考声压为 $20\mu\text{Pa}$ 。

1.4.2 声功率: 单位时间内通过垂直于声传播方向某一面积的声能, 单位为瓦 (W)。

1.4.3 声功率级: 声功率与参考声功率之比的以 10 为底的对数乘以 10, 单位为分贝 (dB), 按下式计算:

$$L_w = 10 \lg \frac{W}{W_0}$$

式中: L_w —声功率级, dB;

W —声功率, W;

W_0 —参考声功率, W。参考声功率为 1×10^{-12} W。

1.4.4 A- 计权声压级: 频率响应根据 A- 计权曲线计权的声级计所测得的数值。

1.4.5 风机比声功率级: 风机在单位风量 (m^3/min)、单位风压 (Pa) 下所产生的声功率级, 单位为分贝 (dB)。

1.4.6 吸声系数: 吸收声能与入射声能之比, 按下式计算:

$$\alpha = \frac{W_r}{W_i}$$

式中: W_i —入射声能;

W_r —吸收声能。

1.4.7 加速度级 L_a : 加速度与参考加速度之比的以 10 为底的对数乘以 20, 单位为分贝 (dB), 按下式计算:

$$L_a = 20 \lg \frac{a}{a_0}$$

式中: L_a —加速度级, dB;

a —加速度有效值, m/s^2 ;

a_0 —参考加速度, m/s^2 。参考加速度一般取 1×10^{-6} m/s^2 。

1.4.8 速度级: 速度与参考速度之比的以 10 为底的对数乘以 20, 单位为分贝 (dB)。按下式计算:

$$L_v = 20 \lg \frac{v}{v_0}$$

式中: L_v —速度级, dB;

v —速度有效值, m/s;

v_0 —参考速度, m/s。参考速度一般取 1×10^{-9} m/s。

1.4.9 空气噪声: 机械动力设备运转时与空气相互作用或气流运动产生向空气中传播的噪声。

1.4.10 结构噪声: 邮轮固体构件 (如机器基座、船体结构、通风管路等) 在激励条件下产生的振动及振动传递所产生的噪声。通常以速度级或者加速度级表示结构噪声的大小。

1.4.11 机械阻抗：激励力与速度响应的复数幅值之比，单位为牛顿秒每米 (N·s/m)。

1.4.12 噪声自然衰减量：通风和空气调节系统的噪声在传播过程中，由于气流同管壁的摩擦，部分声能转化为热能，以及管道截面变化和构造不同，部分声能反射回声源处，从而使噪声有所衰减的量，单位为分贝 (dB)。

1.4.13 隔声量：舱壁或声学舾装构件一侧的入射声功率级与另一侧的透射声功率级之差，按下式计算：

$$R = 10 \lg \frac{W_i}{W_t}$$

式中：R — 隔声量，dB；

W_i — 总声能；

W_t — 透射声能。

第 2 章 邮轮舱室噪声源及传递路径

2.1 邮轮舱室主要噪声源

2.1.1 机械设备声源, 包括: 柴油机、推进电机、发电机、侧推、空调系统、风机、锅炉、空压机、泵等;

2.1.2 娱乐设备声源, 包括: 舞厅、影剧院、露天娱乐等处所的娱乐设施, 健身、游乐设备;

2.1.3 推进系统声源, 主要是螺旋桨脉动压力;

2.1.4 空气动力声源, 动力设备进、排气, 通风系统进排气和涡流等;

2.1.5 外部声源, 主要是靠码头、货物装卸等噪声;

2.1.6 其它声源, 如广播、鸣笛、船员和旅客脚步声及开关门声等。

2.1.7 本指南仅考虑与邮轮相关的噪声源, 如机械设备、娱乐设备、推进系统、空气动力声源, 不包含风、波、冰噪声、警报和公共广播系统等, 如图 2.1.7 所示。

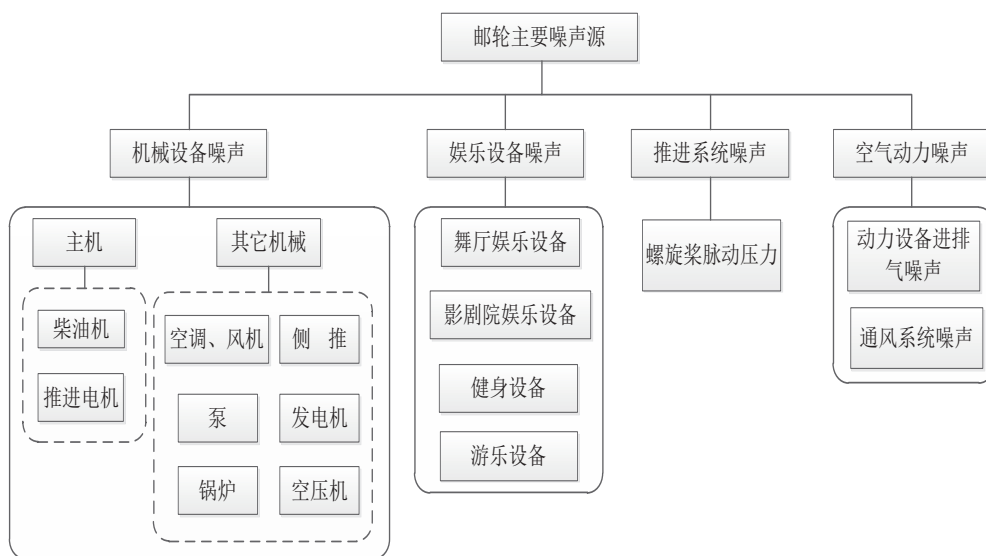


图 2.1.7 邮轮舱室主要噪声源

2.1.8 邮轮舱室主要噪声源通常应以设备结构噪声和空气辐射噪声的实测数据作为输入数据，当没有实测结果也可按照 2.4 中的经验公式进行计算。

2.2 舱室噪声源传递路径

2.2.1 邮轮上噪声主要通过空气介质和船体结构两种途径传递，同时以空气辐射噪声和结构噪声的形式传播，船上噪声传递途径示意图如图 2.2.1 所示。

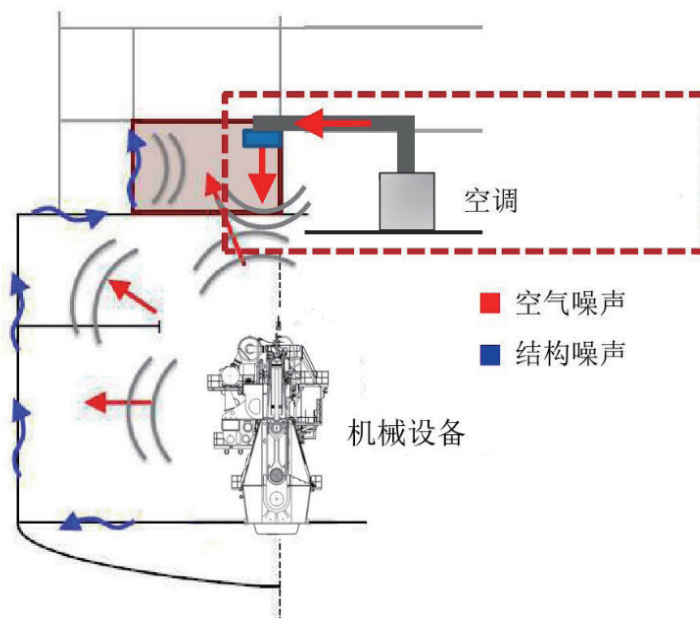


图 2.2.1 船上噪声传递途径示意图

2.2.2 空气辐射噪声

2.2.2.1 机械设备空气噪声主要在距噪声源较近或者含有噪声源的舱室(如机舱、空调机室等)中传播，一般通过如下两种方式：

- (1) 透过壁板向外辐射；
- (2) 透过其它一切可能通道及开孔(如板缝、楼梯道、烟囱、门窗等)向其它舱室传播。

2.2.2.2 邮轮管道通风噪声主要由空调通风系统产生，通过通风管路及各元器件传递到各舱室中。

2.2.3 结构传递噪声主要是由主机等声源经由基座的振动传到船体结构或由螺旋桨激励引起外底板的结构振动。

2.3 典型舱室噪声来源

2.3.1 除特殊舱室外，空调通风系统产生的噪声是各舱室的主要噪声源之一，频率集中在中高频段；主机等设备结构噪声集中在中低频，空气噪声集中在中高频。典型舱室噪声来源见表 2.3.1。

典型舱室噪声来源

表 2.3.1

舱室分类	舱室位置	噪声来源
乘客处所	乘客舱室	主要包括通风噪声，电器设备的运行噪声及机器设备传递到舱室内的噪声。
	乘客公共处所	健身房主要噪声源包括通风设备、空调设备、健身设备运行的噪声；舞厅、酒吧、多功能厅、电影院主要声源包括音响设备运行的噪声；画廊、超市、杂货店、图书馆、棋牌室、花园酒廊、音乐厅、美容院、按摩室、吸烟室等公共处所主要声源包括机器设备传递到舱室内的噪声。
	乘客露天甲板休闲处所	主要包括娱乐设备运行的噪声，如卡丁车、碰碰车、游乐场、水上乐园、甲板冲浪等娱乐项目设施运行的噪声
船员处所	船员舱室	主要包括通风噪声，电器设备的运行噪声及机器设备传递到舱室内的噪声。
	船员公共处所	主要包括包括通风设备及机器设备传递到舱室内的噪声。
	船员工作处所	主要包括各服务场所内部设备运行的噪声，机器设备传递到舱室内的噪声。
设备控制室	设备控制室	主要包括控制室内设备发出的噪声及机器设备传递到舱室内的噪声。
机器处所	机器处所	主要包括机器设备本身产生的噪声。
医务处所	医务处所	主要包括机器设备传递到舱室内的噪声。

2.4 噪声源计算方法

2.4.1 螺旋桨上方船底板激励计算

2.4.1.1 螺旋桨激励引起的螺旋桨上方船底板加速度级应按下式计算：

$$L_a = 10 \lg(MN) + 40 \lg D + 30 \lg n_e + 25$$

式中： L_a ——螺旋桨上方船底板加速度级，dB；参考加速度 $a_0 = 10^{-6} \text{ m/s}^2$ ；

- M —螺旋桨数量；
- N —螺旋桨叶片数量；
- D —螺旋桨直径，m；
- n_e —螺旋桨额定转速，r/min。

2.4.2 柴油机噪声计算

2.4.2.1 中高速柴油机机脚加速度级：

$$L_a = -20\lg m + 20\lg P_e + 30\lg \frac{n}{n_e} + 140 + C_a$$

- 式中： L_a —柴油机加速度级，dB；参考加速度 $a_0 = 10^{-6} \text{ m/s}^2$ ；
 m —柴油机的质量，kg；
 P_e —柴油机的额定功率，kW；
 n_e —柴油机的额定转速，r/min；
 n —柴油机的工作转速，r/min；
 C_a —柴油机振动的倍频程修正值，dB；见表 2.4.2.1。

柴油机振动的倍频程修正值

表 2.4.2.1

倍频程中心频率 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
修正值 (dB)	5	11	16	21	27	29	27	22

2.4.2.2 当柴油机配备隔振装置时，应考虑隔振装置的修正。

2.4.2.3 柴油机的辐射声功率级按下式计算：

$$L_w = 10\lg P_e + 58 + C_w$$

- 式中： L_w —柴油机辐射声功率级，dB；参考声功率 $w_0 = 10^{-12} \text{ W}$ ；
 P_e —柴油机的额定功率，kW；
 C_w —柴油机空气噪声的倍频程修正值，dB；见表 2.4.2.3。

柴油机空气噪声的倍频程修正值

表 2.4.2.3

倍频程中心频率 (Hz)	是否带鼓风机	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
600r/min 以下	是	21	27	28	26	24	20	13	4
600r/min 以下	否	18	24	25	23	21	17	10	1
600~1500r/min	是	20	17	22	33	31	25	20	9
600~1500r/min	否	24	26	24	26	25	23	19	13
1500r/min 及以上	是	24	31	31	30	32	30	23	16
1500r/min 及以上	否	21	28	28	27	29	27	20	13

2.4.2.4 柴油机排气噪声声功率级按下式计算：

$$L_w = 77 + 10\lg(P_e \times n_e) + 30\lg\left(\frac{n}{n_e}\right) + 10\lg\left\{\frac{1}{\left[\left(\frac{f_r}{f}\right)^3 + \left(\frac{f}{f_r}\right)\right]}\right\}$$

式中： L_w ——柴油机排气噪声声功率级，dB；参考声功率 $w_0 = 10^{-12} W$ ；

f_r ——发火率，可按下式计算：

$$f_r = \frac{(N_c \times n \times 2)}{(60 \times S)}$$

f ——倍频程中心频率，Hz；

N_c ——气缸数；

S ——冲程数。

2.4.3 电机

2.4.3.1 电机的加速度级计算：

$$L_a = 10\lg P_e + 7\lg n_e + 62 + C_a$$

式中： L_a ——电机的加速度级，dB；参考加速度 $a_0 = 10^{-6} m/s^2$ ；

P_e ——电机的额定功率，kW；

n_e ——电机的额定转速，r/min；

C_a ——电机振动的倍频程修正值，dB；见表 2.4.3.1。

电机振动的倍频程修正值

表 2.4.3.1

倍频程中心频率 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
修正值 (dB)	11	14	14	16	17	18	18	18

2.4.3.2 电机的辐射声功率级计算：

$$L_w = 13\lg P_e + 15\lg n_e + 6.6 + C_w$$

式中： L_w ——电机的辐射声功率级，dB；参考声功率 $w_0 = 10^{-12} W$ ；

P_e ——电机的额定功率，kW；

C_w ——电机空气噪声的倍频程修正值，dB；见表 2.4.3.2。

电机空气噪声的倍频程修正值

表 2.4.3.2

倍频程中心频率 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
600r/min 以上的修正值 (dB)	6	10	14	15	15	14	8	1
600r/min 以下的修正值 (dB)	0	5	10	15	15	14	8	1

2.4.4 空调通风系统

2.4.4.1 空调设备的加速度级见表 2.4.4.1，参考加速度 $a_0 = 10^{-6} \text{ m/s}^2$ 。

空调设备的加速度级

表 2.4.4.1

倍频程中心频率 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
加速度级 (dB)	100	110	105	105	110	115	115	120

2.4.4.2 空调设备的辐射声功率级见表 2.4.4.2，参考声功率 $w_0 = 10^{-12} \text{ W}$ 。

空调设备的辐射声功率级

表 2.4.4.2

倍频程中心频率 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
辐射声功率级 (dB)	108	108	112	110	101	100	95	95

2.4.4.3 风机声功率级的计算

(1) 由风机比声功率级计算声功率级：

$$L_w = L_{wc} + 10 \lg(QH^2) - 20$$

式中： L_{wc} —风机的比声功率级 (dB)，在缺乏比声功率级资料时，中低压离心通风机可取 24dB；

Q —风量 (m^3/h)；

H —全压 (Pa)。

(2) 由风机功率计算声功率级：

① 低压风机： $L_w = 91 + 10 \lg(P)$

② 中高压风机： $L_w = 87 + 10 \lg(P) + 10 \lg(H) - 10$

式中： P —风机功率 (kW)

H —风机全压 (Pa)

(3) 由风机平均声压级值计算声功率级：

在一定声场条件下测得风机的平均声压级值 \bar{L}_p ，根据不同声场条件求得风机声功率级值。

① 自由声场条件： $L_w = \bar{L}_p + 20 \lg(r) + 11$

② 半自由场条件： $L_w = \bar{L}_p + 20 \lg(r) + 8$

式中： r —测点到风机声源的距离 (m)。

③ 混响声场条件： $L_w = \bar{L}_p + 10 \lg(V) - 10 \lg(T) - 14$

式中： V —测量混响室的体积 (m^3)；

T —测量混响室的混响时间 (s)。

④ 管道内声场条件： $L_w = \bar{L}_p + 10 \lg(S) + \frac{5.8}{H} \sqrt{\frac{T}{293}}$

式中：S—测量管道的截面积 (m²)；

T—热力学温度 (K)；

H—风管内全压 (Pa)；

$$\textcircled{5} \text{ 对于普通室内声场条件: } L_w = \bar{L}_p - 10 \lg \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right)$$

式中：Q—声源的指向性因数；

r—测试距离 (m)；

$$R = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}}$$

(4) 轴流式风机声功率级可由下式计算：

$$L_w = 19 + 10 \lg(Q) + 25 \lg(H) + S$$

式中：Q—风量 (m³/h)

H—全压 (Pa)

S—工况修正值，由风机效率、叶片数目及叶片角度确定，见表 2.4.4.3(1)。

轴流风机不同工况声功率级修正值 (dB)

表 2.4.4.3(1)

叶片数量 z	叶片角度 θ(°)	Q/Q _m						
		0.4	0.6	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2
4	15	—	3.4	3.2	2.7	2.0	2.3	4.6
8	15	-3.4	5.0	5.0	4.8	5.2	7.4	10.6
4	20	-1.4	-2.5	-4.5	-5.2	-2.4	1.4	3.0
8	20	4.0	2.5	1.8	1.9	2.2	3.0	—
4	25	4.5	2.0	1.6	2.0	2.0	4.0	—
8	25	9.0	8.0	6.4	6.2	8.0	6.4	—

注：Q_m 为最高效率点的风量，一般可取 Q/Q_m=1。

(5) 风机频带声功率级的计算，根据下式近似计算各频带的声功率级：

$$L_{wf} = L_w + \Delta b$$

式中：Δb—各频带声功率级修正值 (dB)，见表 2.4.4.3(2)。

各频带声功率级修正值 Δb(dB)

表 2.4.4.3(2)

风机类型 \ 中心频率 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
离心风机 (前弯叶片)	-2	-7	-12	-17	-22	-27	-32	-37
离心风机 (后弯叶片)	-5	-6	-7	-12	-17	-22	-26	-33
轴流风机	-9	-8	-7	-7	-8	-10	-14	-18

2.4.4 减速齿轮箱

2.4.4.1 减速齿轮箱的辐射声功率级：

$$L_w = 68 + 10\lg(P_e) - 10\lg\left[\frac{fg}{g} + \left(\frac{f}{fg}\right)^2\right] + \Delta$$

式中： L_w —减速齿轮箱的辐射声功率级，dB；参考声功率 $w_0 = 10^{-12}W$ ；
 f —齿轮转速频率；
 g —齿轮齿数
 Δ —齿轮箱制造误差影响系数，见表 2.4.4。

齿轮箱制造误差影响系数

表 2.4.4.1

等级	B3	C1	C2	C3	D1	D2	D3
Δ	0	2.5	5	7.5	10	12.5	15

2.4.5 锅炉

锅炉的辐射声功率级参见表 2.4.5，参考声功率 $w_0 = 10^{-12}W$ 。

锅炉的辐射声功率级

表 2.4.5

倍频程中心频率 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
辐射声功率级 (dB)	96	97	94	92	92	85	83	85

2.4.6 泵

2.4.6.1 非往复泵的加速度级计算：

$$L_a = 10\lg P_e + 81 + C_a$$

式中： L_a —泵的加速度级，dB；参考加速度 $a_0 = 10^{-6} m/s^2$ ；
 P_e —驱动泵的机械设备的额定功率，kW；
 C_a —非往复泵振动的倍频程修正值，dB；见表 2.4.6.1。

非往复泵振动的倍频程修正值

表 2.4.6.1

倍频程中心频率 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
离心泵的修正值 (dB)	8	21	19	23	24	20	24	23
齿轮泵的修正值 (dB)	21	34	32	37	38	34	44	45

2.4.6.2 往复活塞泵的加速度级计算：

$$L_a = 10P_e + 30\lg\frac{P_p}{3000} - 34 + C_a$$

式中： L_a —泵的加速度级，dB；参考加速度 $a_0 = 10^{-6} m/s^2$ ；
 P_e —驱动泵的机械设备的额定功率，kW；
 P_p —泵组的额定压力，Pa；
 C_a —往复活塞泵振动的倍频程修正值，dB；见表 2.4.6.2。

往复式活塞泵振动的倍频程修正值

表 2.4.6.2

倍频程中心频率 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
修正值 (dB)	7	10	9	7	10	7	4	7

2.4.6.3 非往复式泵的辐射声功率级计算

$$L_w = 10P_e + 15lg n_e + 16 + C_w$$

式中： L_w —泵的辐射声功率级，dB；参考声功率 $w_0 = 10^{-12} W$ ；

P_e —驱动泵的机械设备的额定功率，kW；

n_e —泵的额定转速，r/min；

C_w —非往复式泵空气噪声的倍频程修正值，dB；见表 2.4.6.3。

非往复式泵空气噪声的倍频程修正值

表 2.4.6.3

倍频程中心频率 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
离心泵的修正值 (dB)	25	26	26	27	29	26	23	18
齿轮泵的修正值 (dB)	35	36	36	37	39	36	33	28

2.4.6.4 往复式活塞泵的辐射声功率级计算

$$L_w = 30lg \frac{P_p}{3000} - 40 + C_w$$

式中： L_w —泵的辐射声功率级，dB；参考声功率 $w_0 = 10^{-12} W$ ；

P_p —泵组的额定压力，Pa；

C_w —往复式活塞泵空气噪声的倍频程修正值，dB；见表 2.4.6.4。

往复式活塞泵空气噪声的倍频程修正值

表 2.4.6.4

倍频程中心频率 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
修正值 (dB)	11	15	21	29	25	22	15	9

2.4.7 空压机

2.4.7.1 空压机的加速度级计算：

$$L_a = 10lg P_e + 102 + C_a$$

式中： L_a —空压机的加速度级，dB；参考加速度 $a_0 = 10^{-6} m/s^2$ ；

P_e —空压机的额定功率，kW；

C_a —空压机振动的倍频程修正值，dB；见表 2.4.7.1。

空压机振动的倍频程修正值

表 2.4.7.1

倍频程中心频率 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
修正值 (dB)	7	10	9	7	10	7	4	7

2.4.7.2 空压机的辐射声功率级见表 2.4.7.2(1) 和表 2.4.7.2(2), 参考声功率 $w_0 = 10^{-12} W$ 。

往复式空压机的辐射声功率级

表 2.4.7.2(1)

倍频程中心频率 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
辐射声功率级 (dB)	108	108	112	110	101	100	95	95

离心式空压机的辐射声功率级

表 2.4.7.2(2)

倍频程中心频率 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
7.5kW 以下 (dB)	95	98	102	102	93	92	85	82
7.5kW~75kW(dB)	100	102	107	107	98	97	90	87
75kW 以上 (dB)	105	108	112	112	108	102	95	92

第3章 邮轮舱室噪声预报

3.1 一般规定

3.1.1 为了对邮轮舱室噪声进行计算，评估减振降噪措施的可行性与有效性，本章规定了邮轮不同设计阶段的舱室噪声预报方法。

3.1.2 常用舱室噪声预报方法

3.1.2.1 基于经验的简化公式，通过分析具体船舶舱室离声源的声学路径，估计出声能的损耗及舱室的声压级。

3.1.2.2 数值预报方法，一般低频范围内采用有限元方法或边界元等其它方法，中高频采用统计能量法等。

3.1.2.3 基于母型船的数据库方法适用于具有大量母型船和母型设备的实测数据的情况。

3.2 基于经验公式方法的噪声预报

3.2.1 一般要求

3.2.1.1 经验公式预报方法适用于初步设计阶段邮轮舱室噪声计算。

3.2.1.2 经验公式方法的噪声预报中，主要噪声源的空气噪声和结构噪声特性应由设计方提供，无法提供时可参考第2章2.4中的经验公式进行计算。

3.2.1.3 计算流程如图3.2.1.3所示。

3.2.2 经验公式方法噪声预报

3.2.2.1 经验公式方法逐个计算每个主要噪声源引起的舱室噪声，然后将所有噪声分量合成可得到该舱室的空气噪声总级。

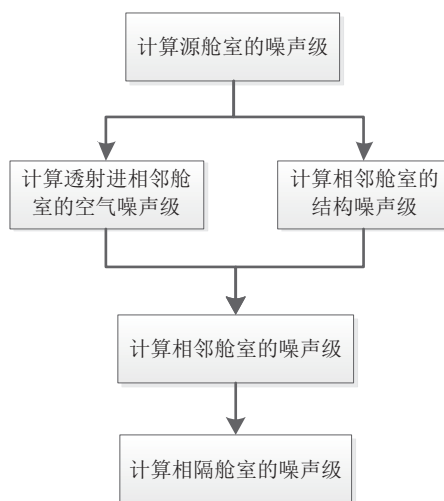


图 3.2.1.3 经验公式方法预报流程

3.2.2.2 在源舱室中的噪声级按下式计算：

$$L_A^{(1)} = L_w + 10 \lg \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4(1-\alpha^{(1)})}{S\alpha^{(1)}} \right)$$

式中： $L_A^{(1)}$ —源舱室的噪声级， dB；

L_w —声源的声功率级， dB；

Q —声源的指向性因数，当声源位于室内几何中心时， $Q = 1$ ；当声源位于室内地面中心或某一墙面中， $Q = 2$ ；当声源位于室内某一边线中点时， $Q = 4$ ；当声源位于室内某一角落时， $Q = 8$ ；

r —舱室中心距声源的距离， m；

$\alpha^{(1)}$ —源舱室的吸声系数；

S —源舱室的室内壁面总面积， m^2 。

3.2.2.3 透射进相邻舱室的空气噪声级按下式计算：

$$L_A^{(2)} = L_{AP}^{(1)} - R + 10 \lg \frac{F}{A} + \Delta R$$

式中： $L_{AP}^{(1)}$ —源舱室围壁中心的噪声级， dB；按 3.2.2.2 的方法确定；

R —舱壁的隔声量， dB；

F —舱壁的面积， m^2 。

A —房间内的总吸声量， m^2 ；

ΔR —考虑舱壁上有声学覆盖层时的修正。

ΔR 的值与声学覆盖层的结构类型有关：

- ① $\Delta R = 10$ dB，当刚性安装时；
- ② $\Delta R = 5$ dB，当安装有吸声层时；
- ③ $\Delta R = 5$ dB，当安装有效隔振部件时；
- ④ $\Delta R = 2$ dB，当安装隔振部件和吸声层时。

3.2.2.4 相邻舱室中的结构噪声级按下式计算：

$$L_S^{(2)} = N_{\lambda 0} - 15 \lg \frac{S_1^{(2)} + S_2^{(2)}}{2} + 10 \lg \left(1 - 0.9 \frac{F_3^{(2)}}{F_{II}^{(2)}} \right)$$

式中： $N_{\lambda 0}$ —设备机脚处振动总级， dB，按下式计算：

$$N_{\lambda 0} = 10 \lg \left(\sum 10^{(L_{pi} - \Delta_i)/10} \right)$$

L_{pi} —设备机脚处第 i 个倍频程中心频率的振动级；

Δ_i —修正值， dB，按表 3.2.2.4 计算；

修正值 Δ_i

表 3.2.2.4

倍频程中心频率 (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
修正值 (dB)	13	11	3	3	0	0	0	0

$S_1^{(2)}$ 和 $S_2^{(2)}$ —包围所涉舱室的板架的最大和最小厚度, mm;

$F_3^{(2)}$ —由覆面覆盖的包围板架的面积, m^2 ;

$F_{II}^{(2)}$ —包围舱室的板架的总面积, m^2 。

3.2.2.5 相邻舱室中的总噪声级按下式来计算:

$$L_T^{(2)} = 10 \lg \left(10^{\frac{L_A^{(2)}}{10}} + 10^{\frac{L_S^{(2)}}{10}} \right)$$

式中: $L_A^{(2)}$ —透射进相邻舱室的空气噪声级;

$L_S^{(2)}$ —相邻舱室的结构噪声级。

3.2.2.6 在确定相邻舱室中的噪声级之后, 相隔舱室中的噪声级按下式计算:

$$L_T^{(N)} = N_{\lambda 0} - 4.5n_1 - 1.5n_2 - 10 \lg \frac{t^{(n)}}{t^{(1)}} - 10 \lg \frac{\alpha^{(n)}}{\alpha^{(1)}}$$

式中: n_1 —在相隔舱室到源舱室的最短路径中, 主甲板以下部分的节点数目;

n_2 —在相隔舱室到源舱室的最短路径中, 主甲板以上部分的节点数目;

$t^{(1)}$ —源舱室隔板的平均厚度, m;

$t^{(n)}$ —相隔舱室隔板的平均厚度, m;

$\alpha^{(1)}$ —源舱室的吸声系数;

$\alpha^{(n)}$ —相隔舱室的吸声系数;

3.3 基于数值计算方法的噪声预报

3.3.1 一般要求

3.3.1.1 数值计算方法适用于详细设计和生产设计阶段邮轮舱室噪声计算。

3.3.1.2 低频频段的舱室噪声计算一般采用有限元、边界元或无网格方法等, 中高频频段的舱室噪声一般采用统计能量法等。

3.3.2 预报流程

3.3.2.1 邮轮舱室噪声数值方法预报首先应确定相关噪声源的噪声谱及其分布情况; 其次根据邮轮结构设计图, 并结合邮轮舱室内装及减振降噪材料的使用, 建立各个频段的声学模型; 最后计算在任意指定房间内的噪声级。邮轮噪声预报数值计算流程如图 3.3.2.1 所示。

3.3.2.2 确定邮轮噪声源, 并获取相关噪声源谱数据 (如厂家提供的机械设备倍频程结构噪声谱、空调设备噪声功率谱等, 也可以通过母型船现场测量获得相关谱数据)。

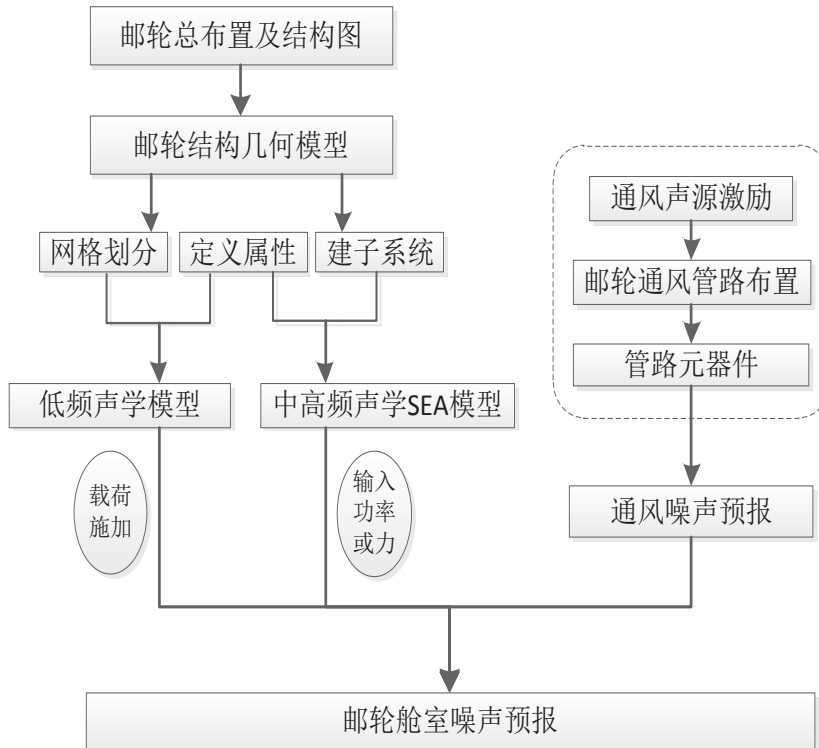


图 3.3.2.1 邮轮舱室噪声数值方法预报流程

3.3.2.3 进行邮轮噪声预报模型建模，具体内容包括：

- (1) 建立低频域邮轮结构有限元模型与质量模型；
- (2) 建立低频域邮轮声学有限元 (FE) 或边界元数值模型，设置声学相关参数；
- (3) 建立中高频域统计能量分析 (SEA) 模型，设置声学相关参数，统计能量模型见图

3.3.2.3。

3.3.2.4 进行全频域邮轮噪声预报，具体内容包括：

- (1) 低频域内，采用有限元法进行船体振动噪声频响分析；
- (2) 中高频域内，采用 SEA 法进行舱室噪声统计能量分析。

3.3.2.5 确定关注舱室噪声声压级和传递路径，根据规范评价噪声水平。在给定的倍频程和指定位置，根据低频、中高频模型计算各舱室的噪声声压级，并按照相关《邮轮规范》对关注舱室的总声压级进行校核，判定舱室噪声是否合格，并确定减振降噪设计方案。

3.3.3 低频舱室噪声预报

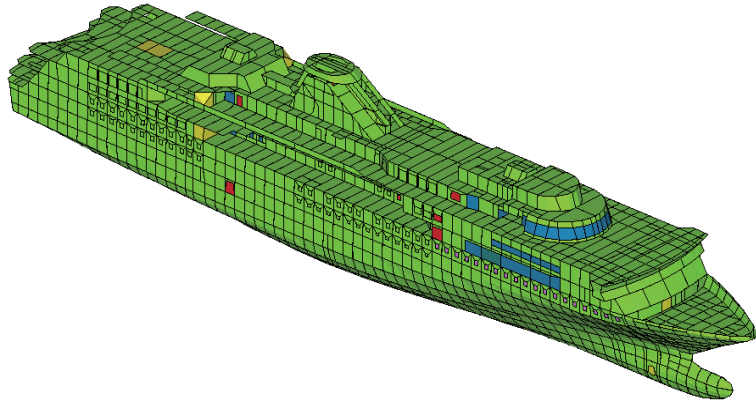


图 3.3.2.3 邮轮统计能量分析模型示意图

3.3.3.1 基于有限元法的船舶振动噪声分析是将船舶结构、声场离散为若干单元，建立并求解整个船舶系统的动力学方程矩阵，得到节点的振动响应计算结果，进而得到声压计算结果。有限元法的动力学方程矩阵为：

$$\left(\begin{bmatrix} K_{ss} & K_{sa} \\ 0 & K_{aa} \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} C_s & 0 \\ 0 & C_a \end{bmatrix} - \omega^2 \begin{bmatrix} M_{ss} & 0 \\ -\rho_0 K_{sa}^T & M_{aa} \end{bmatrix} \right) \cdot \begin{bmatrix} u_i \\ p_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{st} \\ F_{at} \end{bmatrix}$$

式中： K_{ss} —结构的刚度矩阵；

K_{aa} —声学的刚度矩阵；

K_{sa} —为耦合刚度矩阵；

C_s —结构的阻尼矩阵；

C_a —声学的阻尼矩阵；

M_{ss} —结构的质量矩阵；

M_{aa} —声学的质量矩阵；

ρ_0 —流体的密度；

$\{u_i\}$ —结构的位移向量；

$\{p_i\}$ —声压向量；

$\{F_{st}\}$ —作用于结构上的作用力向量；

$\{F_{at}\}$ —声学激励向量。

3.3.3.2 结构模型化应按下述要求进行：

- (1) 一般应对整船进行结构模型化；
- (2) 应根据实际结构的边界条件和材料介质特性等因素，确定相应的单元类型；
- (3) 甲板、舱壁、肋板、强横梁、纵桁等结构主要以板壳单元模拟；

(4) 船舶结构、声场的单元尺寸需要满足相应的划分要求。对于线性单元，最小波长内至少包括 6 个单元；对于二次单元，最小波长内至少包括 3 个单元。如果知道计算的最高频率 f_{max} ，则所有线性单元的长度不大于 $\frac{c}{6f_{max}}$ ，其中 c 为声速；

(5) 船舶结构和声场的交界面需要保持两者的单元尺寸相近，并定义结构单元和声场单元的耦合关系；

(6) 以水线为基准将舷侧结构分为两个部分，水下部分的单元需要与外流场相连，并满足无反射边界条件。

3.3.3.3 材料属性应符合下述要求：

(1) 材料属性主要指船舶结构的材料特性和声场的介质特性，单元属性应选择相应材料特性参数；

(2) 船舶结构的材料特性主要包括弹性模量、泊松比、密度、损耗因子等；

(3) 单元属性主要包括船舶结构和声场的材料特性、介质特性、厚度、附加质量、吸声系数等，具体由单元类型决定；

(4) 材料特性由厂家提供或者查找相关的材料手册；结构参数主要根据设计图纸获得；

(5) 定义材料属性和结构属性后，应检查模型的重量重心。

3.3.3.4 噪声源激励输入应符合下述要求：

(1) 噪声源参数为低频连续谱形式；

(2) 通常应以设备振动噪声实测数据作为输入数据。

3.3.3.5 舱室噪声计算应符合下述要求：

(1) 计算频率间隔一般不大于 1Hz；

(2) 提取舱室中间位置的声压作为该舱室的噪声计算结果（连续谱形式），如舱室内声压变化明显，可增加提取位置；

(3) 将连续谱声压级 L_{pi} 转换为倍频程或 1/3 倍频程中心频率对应的声压级 $L_p = 10 \lg \left(\sum 10^{L_{pi}/10} \right)$ 。

3.3.3.6 低频舱室噪声受结构共振的影响较为明显，应避免结构共振产生的二次噪声。

3.3.4 中高频舱室噪声预报

3.3.4.1 基于统计能量法的船舶声振动分析是将船舶划分成若干子系统，通过建立并求解各子系统的能量平衡方程得到整个船舶系统的舱室噪声。一般按下述要求进行：

(1) 船舶系统的能量平衡方程为：

$$\omega \{ [D][Y][D]^T [N]^{-1} + [Z] \} [E] = \{ W \}$$

式中： $[D]$ — $n \times \lambda$ 阶连接矩阵；
 $[Y]$ — $\lambda \times \lambda$ 阶耦合损耗矩阵；
 $[Z]$ — $n \times n$ 阶内部损耗矩阵；
 $[N]$ — $n \times n$ 阶模态矩阵；
 $[E]$ — $n \times 1$ 阶子系统能量矩阵；
 ω —计算频率；
 $\{W\}$ — $n \times 1$ 阶外部输入能量矩阵；
 λ —子系统间的连接数。

(2) 通过求解能量平衡方程得到各子系统的能量 E_i ，进而求得各子系统的振动参数。各子系统振动速度均方值为：

$$\langle V_i^2 \rangle = \frac{E_i}{M_i}$$

式中： E_i —第 i 个子系统的能量；
 M_i —第 i 个子系统的质量。

(3) 空间声场子系统的声压均方值为：

$$\langle P_i^2 \rangle = \frac{E_i Z_c^2}{M_i}$$

式中： Z_c —空间声场的声阻抗；
 M_i —第 i 个子系统的质量，即空间声场的空气质量。

3.3.4.2 结构模型化应按下述要求进行：

(1) 一般应对整船进行结构模型化，计算模型应能表征闭合舱室子系统及其与其它子系统的联系。一般将船上所有封闭空间建立成独立的声腔子系统并与船体结构相连接；

(2) 应根据实际结构的边界条件和材料介质特性等因素，确定相应的子系统类型。主要采用平板子系统、曲板子系统和声腔子系统建立船舶结构的 SEA 模型；

(3) 甲板、舱壁、肋板、强横梁、纵桁等结构主要以平板子系统模拟；外板可以采用曲板子系统模拟，也可采用平板子系统近似模拟；内饰材料特性使用参数化模拟；

(4) 根据实船结构图纸，平板、曲板子系统一般为加筋结构形式，至少要考虑主方向的加筋情况；

(5) 结构子系统划分时，子系统的尺寸应尽可能大，确保子系统分析带宽 $\Delta\omega$ 内的模态数目大于 5；

(6) 以水线为基准将舷侧部分分为两个子系统；水下部分的子系统需要与外流场相连，并满足无反射边界条件。液舱采用声腔（液体介质）模拟；

(7) 窗、门以及其它各种开口采用与其连接的金属板代替。座椅、行李架等设备无须模拟。

3.3.4.3 材料属性应符合下述要求：

(1) 材料属性主要指船舶结构的材料特性，子系统属性应选择相应材料特性参数；

- (2) 船舶结构的材料特性主要包括弹性模量、泊松比、密度、损耗因子 (倍频程形式) 等;
- (3) 结构子系统的属性主要包括船舶结构的材料特性、厚度、加强筋情况 (面积, 惯性矩, 间距等)、内饰结构情况 (材料特性、厚度等);
- (4) 声腔子系统的属性主要包括介质特性 (声速和密度)、吸声系数 (倍频程形式) 等;
- (5) 材料特性由厂家提供或者查找相关的材料手册; 结构参数主要根据设计图纸获得;
- (6) 结合内装布置图考虑内装材料对舱室噪声的影响, 并设置相应的材料属性 (厚度、损耗因子、吸声系数等)。

3.3.4.4 噪声源激励输入应符合下述要求:

- (1) 激励源的标准输入参数为输入功率 (倍频程形式)。设备对船体结构的输入功率主要包括设备的振动通过机脚传递到基座及船体结构的结构噪声、设备直接向空气介质辐射的空气噪声;
- (2) 通常应以设备振动噪声实测数据作为输入数据, 当没有实测结果也可按照第 2 章 2.4 中的经验公式进行计算;
- (3) 在主机附近的设备的噪声级如果小于主机的噪声级 20dB 以上, 可以不作为激励源;
- (4) 应将设备的振动 (结构噪声)、空气噪声施加于 SEA 模型相应的子系统;
- (5) 设备振动对船体结构的输入功率 P 应根据台架试验所测得的基座振动 v 和基座阻抗 Z 计算:

$$P = Z \cdot v^2$$

式中: v^2 —基座振动速度均方值, m^2/s^2 ;

Z —基座有效输入机械阻抗。

- (6) 如台架的基座结构、设备的安装方式 (包括隔振器型号等) 和实船相近, 可以直接采用台架上的基座振动数据作用于 SEA 模型的基座结构上; 如不相近, 可以通过阻抗换算为设备振动对船体结构的输入功率 P 加载至 SEA 模型的基座结构上;

- (7) 设备噪声的输入功率直接体现为设备的辐射声功率, 一般通过试验直接获取。

3.3.5 舱室噪声计算

- 3.3.5.1 选择倍频程或 1/3 倍频程作为分析类型, 计算 A 计权声压级;

3.3.5.2 将上述 3.3.5.1 的计算结果与通风噪声计算结果进行叠加, 得到邮轮上各舱室或处所的噪声预报结果, 且应不超过相应的舱室噪声控制指标。

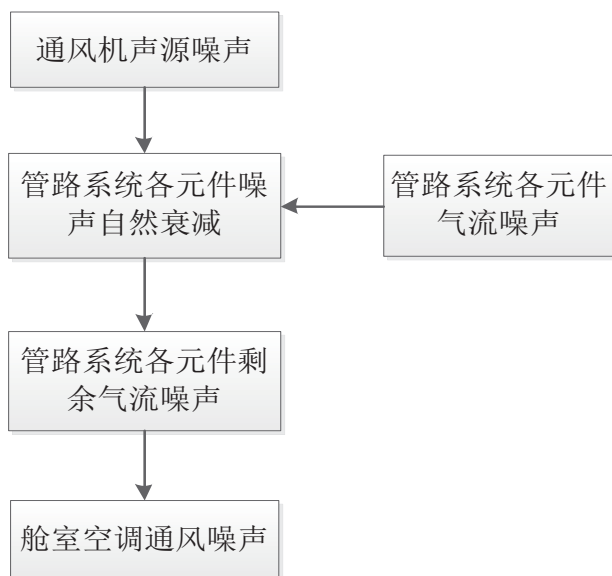


图 3.4.1 空调通风系统噪声预报流程

3.4 空调通风系统通风噪声预报

3.4.1 空调通风系统的预报主要包括空调系统声源噪声的计算，管路系统噪声自然衰减的计算、管路系统气流再生噪声的计算等几个主要方面，图 3.4.1 为空调通风系统噪声预报流程。

3.4.2 空调系统声源噪声一般应由设备商提供实测数据，当没有实测结果也可按照第 2 章 2.4.4 中的经验公式进行计算。

3.4.3 管路系统的噪声自然衰减

3.4.3.1 空调管路系统的噪声自然衰减主要来源于静压箱、直管道、弯头、三通、变径管的声衰减，风口末端的声衰减以及风口噪声向房间内传播的声衰减等方面。

3.4.3.2 静压箱噪声自然衰减量可按下式计算：

$$\text{当 } 50\text{Hz} < f < f_{co} \text{ 时,} \quad \Delta L = 10.76 A_f S + W_e + L_{oae}$$

$$\text{当 } f_{co} < f < 5000\text{Hz} \text{ 时,} \quad \Delta L = 3.505 \left[\frac{S_{\text{出}} Q}{4\pi r^2} + \frac{S_{\text{出}}(1-\alpha)}{S\alpha} \right]^{-0.359} + L_{oae}$$

式中： f_{co} —截止频率，按下式计算：

$$f_{co} = \frac{c}{2a} \quad (\text{风管为矩形时});$$

$$f_{co} = 0.586 \frac{c}{d} \text{ (风管为圆形时)}。$$

c —空气中的风速, m/s;

a —矩形风管的长边, m;

d —圆形风管直径, m;

A_f —面积修正系数, dB/m², 见表 3.4.3.2(1)。

S —静压箱内部去除进出风口的总面积, m²。

W_e —壁面修正, dB, 见表 3.4.3.2(1)。

L_{oe} —进出风口偏移角修正, 见表 3.4.3.2(2) ~ 表 3.4.3.2(3)。

$S_{出}$ —出风口面积, m²。

Q —指向性系数, 壁面中间取 2, 壁面角落取 4。

r —进出风口中心的距离, m。

α —静压箱内衬平均吸声系数, 无内衬吸声系数见表 3.4.3.2(4)。

A_f 面积修正系数及 W_e 修正系数

表 3.4.3.2(1)

面积修正系数 A_f , dB/m ²			壁面修正系数 W_e (dB)				
频率	静压箱体积		25mm 40kg/m ³ 纤维 内衬	50mm 40kg/m ³ 纤维 内衬	100mm 40kg/m ³ 纤维 内衬	200mm 40kg/m ³ 纤维 内衬	无内衬
	<1.5m ³	>1.5 m ³					
50	1.4	0.3	1	1	0	1	0
63	1	0.3	1	2	3	7	1
80	1.1	0.3	2	2	3	9	2
100	2.3	0.3	2	2	4	12	1
125	2.4	0.4	2	3	6	12	1
160	2	0.4	3	4	11	11	0
200	1	0.3	4	10	16	15	4
250	2.2	0.4	5	9	13	12	1
315	0.7	0.3	6	12	14	14	5
400	0.7	0.2	8	13	13	14	7
500	1.1	0.2	9	13	12	13	8

进出风口偏移角修正系数 $L_{oe}(f < f_{co})$

表 3.4.3.2(2)

频率 (Hz)	偏移角度 θ					
	0	15	22.5	30	37.5	45
50	0	0	0	0	0	0
63	0	0	0	0	0	0
80	0	0	-1	-3	-4	-6
100	0	1	0	-2	-3	-6
125	0	1	0	-2	-4	-6

160	0	0	-1	-2	-3	-4
200	0	0	-1	-2	-3	-5
250	0	1	2	3	5	7
315	0	4	6	8	10	14
400	0	2	4	6	9	13
500	0	1	3	6	10	15
≥ 630	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

进出风口偏移角修正系数 $L_{oe} (f \geq f_{co})$

表 3.4.3.2(3)

频率	偏移角度 θ					
	0	15	22.5	30	37.5	45
≤ 160	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
200	0	1	4	9	14	20
250	0	2	4	8	13	19
315	0	1	2	3	4	5
400	0	1	2	3	4	6
500	0	0	1	2	4	5
630	0	1	2	3	5	7
800	0	1	2	2	3	3
1000	0	1	2	4	6	9
1250	0	0	2	4	6	9
1600	0	0	1	1	2	3
2000	0	1	2	4	7	10
2500	0	1	2	3	5	8
3150	0	0	2	4	6	9
4000	0	0	2	5	8	12
5000	0	0	3	6	10	15

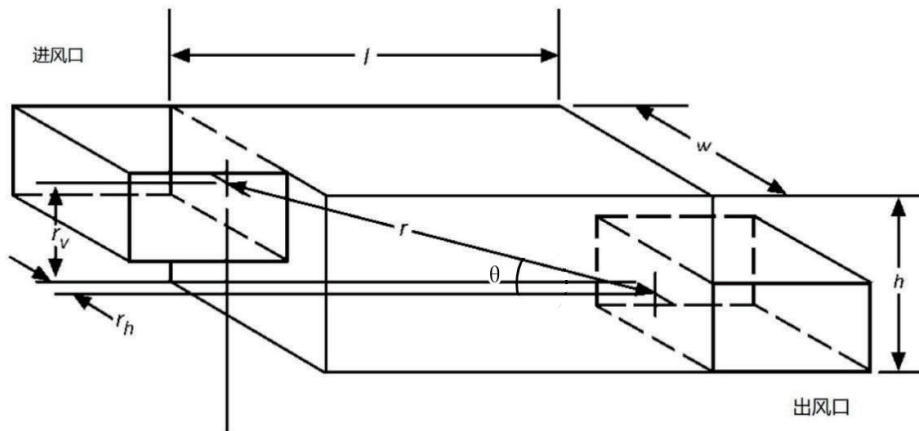


图 3.4.3.2 静压箱示意图

对于进出风口的中心轴不在一条直线上时，见图 3.4.3.2，偏移角的计算方法按照下式进行计算：

$$\cos\theta = \frac{l}{r} = \frac{l}{\sqrt{l^2 + r_v^2 + r_h^2}}$$

式中： θ ——进出风口偏移角，度；
 l ——静压箱长度，m；
 r_v ——进出风口垂向偏移距离，m；
 r_h ——进出风口水平偏移距离，m。

静压箱内无内衬吸声系数

表 3.4.3.2(4)

静压箱内无内衬吸声系数	63	125	250	500	1000	2000	4000
金属板	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05	0.05	0.07

3.4.3.3 直管中矩形风管及圆形风管的自然衰减量可由表 3.4.3.3 查得。

金属直管的声衰减 (dB/m)

表 3.4.3.3

管道尺寸 D_e/m		倍频程中心频率 /Hz				
		63	125	250	500	≥ 1000
矩形风管	0.075~0.2	0.6	0.6	0.45	0.3	0.3
	0.2~0.4	0.6	0.6	0.45	0.3	0.2
	0.4~0.8	0.6	0.6	0.3	0.15	0.15
	0.8~1.6	0.45	0.3	0.15	0.1	0.06
圆形风管	0.075~0.2	0.1	0.1	0.15	0.15	0.3
	0.2~0.4	0.06	0.1	0.1	0.15	0.2
	0.4~0.8	0.03	0.06	0.06	0.1	0.15
	0.8~1.6	0.03	0.03	0.03	0.06	0.06

注：管路尺寸 D_e ，圆形管为直径，矩形管 $D_e=2ab/(a+b)$ ， a 、 b 分别为矩形管路的边长。

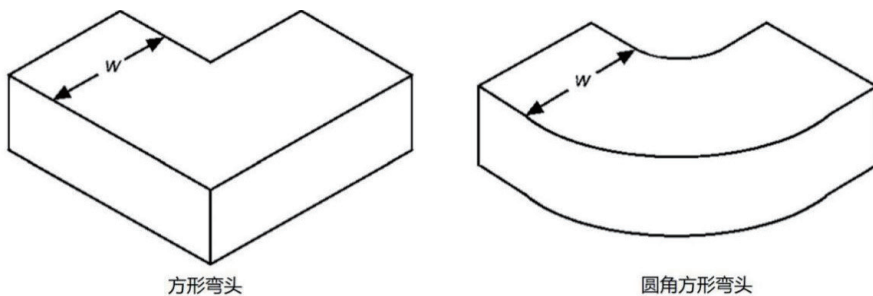


图 3.4.3.4 方形弯头示意图

3.4.3.4 弯头的自然衰减在管路系统的自然衰减起到一定的作用，尤其在其有内衬的弯头及中高频范围较为显著。表 3.4.3.4(1) 为无叶片方形弯头自然衰减量，表 3.4.3.4(2) 为有叶片方形弯头自然衰减量，表 3.4.3.4(3) 为圆形弯头的自然声衰减量，其中 f 为倍频程中心频率 (kHz)， w 为方形弯头宽度 (mm)，见图 3.4.3.4。

无叶片方形弯头自然衰减量

表 3.4.3.4(1)

无叶片方形弯头自然衰减量 (dB)		
尺寸参数	无内衬弯头	有内衬弯头
$f_w < 48$	0	0
$48 < f_w < 96$	1	1
$96 < f_w < 190$	5	6
$190 < f_w < 380$	8	11
$380 < f_w < 760$	4	10
$f_w > 760$	3	10

有叶片方形弯头自然衰减量

表 3.4.3.4(2)

有叶片方形弯头自然衰减量 (dB)		
尺寸参数	无内衬弯头	有内衬弯头
$f_w < 48$	0	0
$48 < f_w < 96$	1	1
$96 < f_w < 190$	4	4
$190 < f_w < 380$	6	7
$f_w > 380$	4	7

圆形弯头自然衰减量

表 3.4.3.4(3)

圆形弯头自然衰减量 (dB)	
尺寸参数	圆形弯头
$f_w < 48$	0
$48 < f_w < 96$	1
$96 < f_w < 190$	2
$f_w > 190$	3

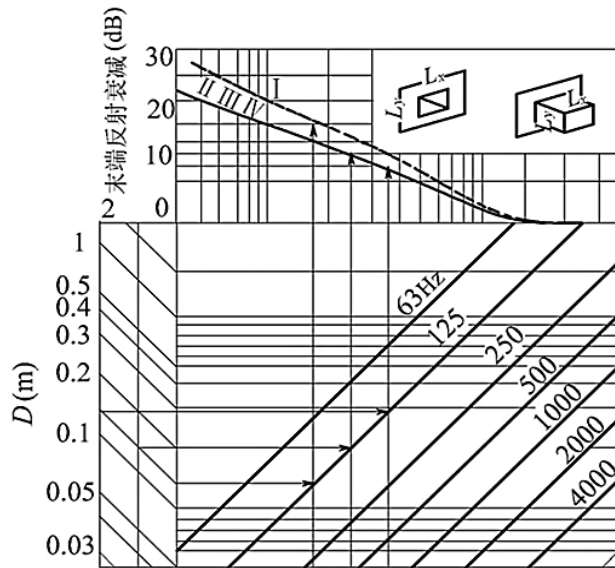
3.4.3.5 三通自然衰减，其噪声能量可按照支管的截面积比例（或风量分配比例）分配噪声能量，则从主管到任一支管的噪声自然衰减量可按下式计算：

$$\Delta L = 10 \lg(S_1 / S)$$

式中： S_1 ——支管的截面积， m^2 ；

S ——分叉处全部支管的截面积， m^2 。

3.4.3.6 变径管自然衰减，遇到管道截面突变处所引起的自然声衰减可按下式计算：



开口位置分类： I 房间中央，突出部分（自由空间） III 墙角
 II 强（顶棚）中央 IV 三面交角

图 3.4.3.7 风口末端损失列线图

$$\Delta L = 10 \lg \left(\frac{\left(\frac{S_2}{S_1} + 1 \right)^2}{4} \right) \times \frac{S_2}{S_1}$$

式中： S_1 ——变径前的管道截面积， m^2 ；
 S_2 ——变径后的管道截面积， m^2 。

3.4.3.7 风口末端反射损失的大小同风口面积、风口位置及噪声频率等有关，具体可由图 3.4.3.7 查得。

3.4.3.8 房间在距风口 r 处的室内声压级 L_p 值可由下式计算：

$$L_p = L_w + 10 \lg \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right)$$

式中： L_w ——风口传入房间的声功率级， dB ；

Q ——风口指向性因数；当声源位于室内几何中心时， $Q=1$ ；当声源位于室内地面中心或某一墙面中， $Q=2$ ；当声源位于室内某一边线中点时， $Q=4$ ；当声源位于室内某一角落时， $Q=8$ ；

R —房间常数， m^2 ， $R = \frac{S\bar{\alpha}}{1-\bar{\alpha}}$ ；

$\bar{\alpha}$ —房间内平均吸声系数。

3.4.4 风管系统的气流再生噪声

3.4.4.1 风管系统中气流再生噪声的管元件主要包括：直管、弯头、阀门、变径管、三通、风口等。管路元件气流噪声一般通过实验室测试获得；当无实测数据时，也可按下述方法计算。

3.4.4.2 直管的气流噪声 L_w 与流速、管道截面积有关，按下式计算：

$$L_w = L_{wc} + 50lgv + 10lgS + \Delta b$$

式中： L_{wc} —直管的比声功率级，dB，一般取 10；

v —流速，m/s；

S —管道截面积， m^2 。

Δb —各倍频气带流噪声声功率级修正值见表 3.4.4.2。

直管气流再生噪声声功率级倍频带修正值 Δb

表 3.4.4.2

直管道	倍频带中心频率 (Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
修正值 (dB)	-5	-6	-7	-8	-9	-10	-13	-20

3.4.4.3 变径管的气流噪声 L_w 主要由流速、圆锥角度决定，按下式计算：

$$L_w = A + Blgv - 3K$$

式中： v —流速，m/s；

A 、 B —系数，由表 3.4.4.3(1) 可得；

K —与变径角度有关的修正值，由表 3.4.4.3(2) 查得。

系数 A 、 B

表 3.4.4.3(1)

系数	倍频带中心频率 (Hz)					
	63	125	250	500	1000	2000
A (dB)	47.2	48.6	52.8	52.8	54.2	57.2
B (dB)	27.3	22.9	15.2	13.0	9.8	5.3

修正值 K

表 3.4.4.3(2)

修正值	变径管圆锥角 ($^\circ$)								
	0~20	21~40	41~50	51~58	59~63	64~68	69~73	74~80	81~90
K (dB)	9	8	7	6	5	4	3	2	1

3.4.4.4 弯头气流噪声按下式计算：

$$L_w = L_{wc} + 10lgf_{\text{下}} + 30lgd_e + 50lgv$$

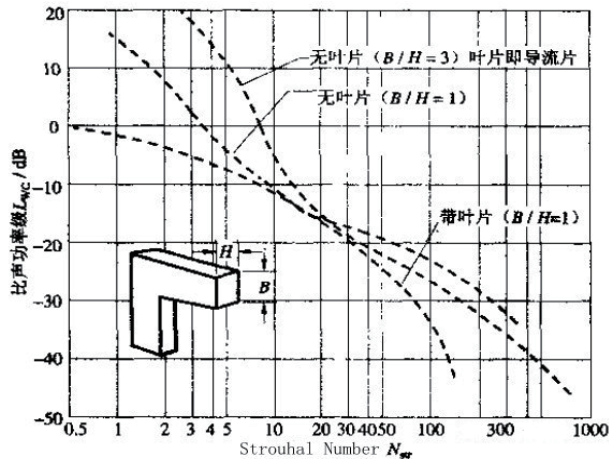


图 3.4.4.4(1) 方形及矩形直角弯头比声功率级与 N_{str} (Strouhal Number) 的函数关系图

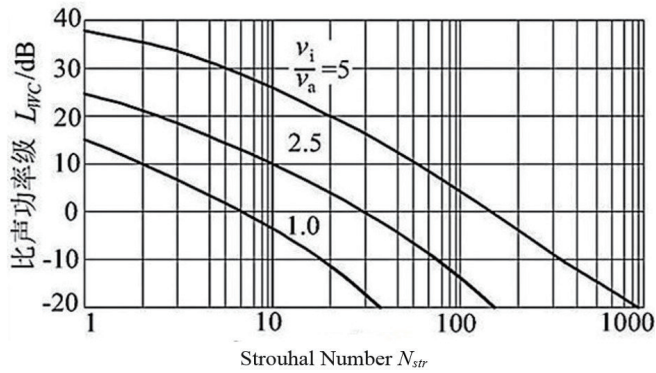


图 3.4.4.4(2) 圆形弯头 (三通) 的比声功率级与 N_{str} 及三通进出口流速比值的函数关系图

式中: L_{wc} —弯头的比声功率级 (dB), 是 N_{str} 的函数, $N_{str} = fd_e/v$ 。对于方形及矩形直角弯头, 可由图 3.4.4.4(1) 查得, 对于圆形弯头则可由图 3.4.4.4(2) 中 $v/v_a = 1$ 的曲线查得。

$10lgf_{下}$ —由表 3.4.4.4 查得;

$$d_e \text{—弯头直径, 矩形弯头 } d_e = \frac{2ab}{a+b}$$

$10lgf_{下}$ 修正值

表 3.4.4.4

弯头	倍频程中心频率 (Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$10lgf_{下}$ 修正值	16	19	22	25	28	32	35	38

3.4.4.5 阀门气流噪声的声功率级按下式计算:

$$L_w = L_\theta + 10lgS + 55lgv + \Delta b$$

式中： L_θ —由阀门叶片角度决定的常数；

$\theta=0^\circ$ 时， $L_\theta=30$ dB；

$\theta=45^\circ$ 时， $L_\theta=42$ dB；

$\theta=65^\circ$ 时， $L_\theta=51$ dB；

S —管道截面积， m^2 ；

v —管内流速， m/s 。

Δb —频带声功率级修正值见表 3.4.4.5：

阀门气流再生噪声频带声功率级修正值 Δb

表 3.4.4.5

阀门叶片角度 θ	倍频带中心频率 (Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
0°	-4	-5	-5	-9	(-14)	(-19)	(-24)	(-29)
45°	-7	-5	-6	-9	-13	-12	-7	-13
65°	-10	-7	-4	-5	-9	0	-3	-10

3.4.4.6 三通的气流噪声计算方法与弯头类似，按下式计算：

$$L_w = L_{wc} + 10lgf_{\text{下}} + 30lgd_e + 50lgv + \Delta b$$

式中： L_{wc} —三通的比声功率级，可根据 v/v_a (分别为三通入口和出口的流速) 和 N_{sr} 值由图 3.4.4.4(2) 查得，图 3.4.4.4(2) 仅适用于 $r/d_e = 0.15$ (r 为弯头的曲率半径， m) 的条件，对于不同的 r/d_e 值，可由图 3.4.4.6 查得修正值。

Δb —三通气流再生噪声因涡流影响的修正值，可由表 3.4.4.6 查得。

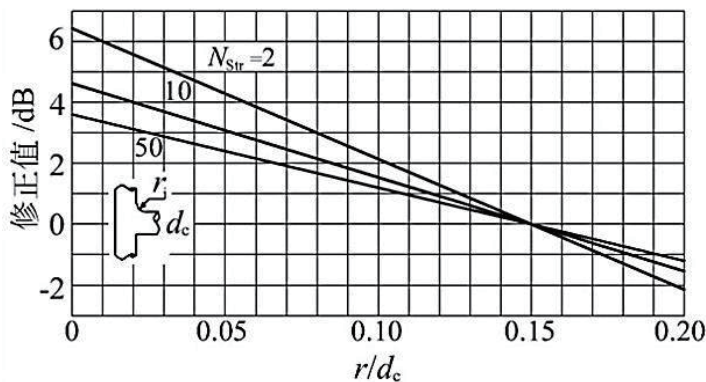


图 3.4.4.6 三通 (圆形弯头) 的比声功率级按不同 r/d_e 的修正值

三通风流再生噪声因涡流影响的修正值

表 3.4.4.6

三通涡流	v/v_a (三通进出口流速之比)								
	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
修正值	0	0.7	1.2	1.8	2.4	2.9	3.3	3.6	4.0

3.4.4.7 各类送风口/回风口的全频带气流噪声声功率级可由下式计算, 各频带修正量见表 3.4.4.7(2)、表 3.4.4.7(3)。

$$L_w = 10lgS + algV + b$$

式中: L_w —气流噪声的全频带声功率级, dB;

S —送风口截面积或喉部面积, m^2 ;

V —送风口断面或喉部的流速, m/s;

a 、 b —按风口种类确定的经验常数, 见表 3.4.4.7(1)。

 a 、 b 值

表 3.4.4.7(1)

风口类型	a	b
喷口	83	-38
百叶送风口	48	15
格栅送风口	50	30
条缝送风口	40	54
散流器	50	35
盘形送风口	50	42
轮式送风口	50	32
格栅回风口	50	38
盘形回风口	67	21
散流式回风口	63	31

各类型送风口的气流噪声频率修正值

表 3.4.4.7(2)

送风口类型	倍频带中心频率 (Hz)							备注
	63	125	250	500	1000	2000	4000	
喷口	-2	-7	-7	-11	-16	-18	-19	喉部风速 $\leq 15m/s$
可调百叶送风口	-3	-7	-9	-14	-14	-17	-22	喉部风速 $\leq 15m/s$
格栅送风口	-6	-5	-6	-9	-11	-18	-26	截面风速 $\leq 5m/s$
条缝送风口	-8	-7	-6	-6	-9	-14	-24	截面风速 $\leq 5m/s$
圆形散流器	-2	-5	-8	-12	-16	-23	-29	喉部风速 $\leq 7m/s$
方向散流器	-3	-6	-7	-8	-8	-11	-18	喉部风速 $\leq 7m/s$
盘形送风口	-6	-5	-6	-9	-11	-16	-24	喉部风速 $\leq 7m/s$
轮式送风口	-	-5	-4	-7	-9	-14	-24	喉部风速 $\leq 6m/s$

各类回风口气流噪声频带声功率级修正值

表 3.4.4.7(3)

回风口类型	倍频带中心频率 (Hz)							备注
	63	125	250	500	1000	2000	4000	
格栅回风口	-8	-12	-10	-6	-6	-14	-23	截面风速≤ 3m/s, 阀门全开
盘形回风口	-9	-7	-10	-10	-12	-16	-29	喉部风速≤ 5m/s
散流式回风口	-3	-9	-11	-14	-11	-10	-18	喉部风速≤ 5m/s

3.4.4.8 孔板式送风口的气流再生噪声声功率级可由下式计算 (各频率相同):

$$L_w = 15 + 60lgv + 30lg\xi + 10lgS$$

式中: v —孔板前流速, m/s;

ξ —孔板阻力系数, 查表 3.4.4.8;

S —孔板总表面积, m^2 。

孔板 (或格栅) 的阻力系数 ξ

表 3.4.4.8

开孔面积 (%) \ 流速 (m/s)	20	30	40	50	60	70	80
0.5	30.0	12.0	6.0	3.6	2.3	1.8	1.4
1.0	33.0	13.0	6.8	4.1	2.7	2.1	1.6
1.5	36.0	14.5	7.4	4.6	3.0	2.3	1.8
2.0	39.0	15.5	7.8	4.9	3.2	2.5	1.9
2.5	40.0	16.5	8.3	5.2	3.4	2.6	2.0
3.0	41.0	17.5	8.6	5.5	3.7	2.8	2.1

3.4.5 除采用本节方法对空调通风系统的通风噪声进行预报外, 还可以采用 CFD 数值方法进行计算。

第4章 空调通风系统通风噪声控制

4.1 空调通风系统的管道布置

4.1.1 空调系统的噪声传播至使用房间和周围环境的噪声级应符合邮轮所要求的噪声等级的规定。

4.1.2 空调系统中制冷机组、水泵、空调机组、通风导管等的安装应设有效隔振，使其产生的噪声传播至空调处所和周围处所的噪声符合邮轮所要求的噪声等级的要求。

4.1.3 设置空调系统管道时，消声处理后的风管不宜穿过高噪声的房间；噪声高的风管，不宜穿过噪声要求低的房间，当必须穿过时，应采取隔声处理。

4.1.4 有消声要求的空调系统，其风管内的空气流速，建议按表 4.1.4 选用。

风管内的建议空气流速 (m/s)

表 4.1.4

室内允许噪声级 dB(A)	主管风速	支管风速
25 ~ 35	3 ~ 4	≤ 2
35 ~ 50	4 ~ 7	2 ~ 3
50 ~ 65	6 ~ 9	3 ~ 5
65 ~ 85	8 ~ 12	5 ~ 8

注：风机与消声装置之间的风管，其风速建议采用 8 ~ 10m/s。

4.1.5 风机、空气调节装置与制冷机房等的位置，不宜靠近声环境要求较高的房间；当必须靠近时，应采取隔声和隔振措施。

4.1.6 暴露在室外的设备，当其噪声达不到环境噪声标准要求时，应采取降噪措施。如在其进、排风口设置消声设备，或在其周围设置隔声屏障等。

4.1.7 空调系统产生的噪声，当自然衰减不能达到适用的噪声标准时，应设置消声设备或采取其他消声措施。

4.1.8 消声设备的布置应考虑风管内气流对消声能力的影响。消声设备与机房隔墙间的风管应具有隔声能力。

4.1.9 管道穿过机房围护结构时，管道与围护结构之间的缝隙应使用具备防火隔声能力的弹性材料填充密实。

4.2 舱室噪声限值确定

4.2.1 在进行空调通风系统噪声控制前，首先明确目标舱室的噪声规定限值，以此为根据进行空调通风系统各项降噪设计和评估。

4.3 空调系统设备的选择

4.3.1 空调通风系统的降噪设计中应合理选择空调系统的有关设备，尽可能选用低噪声的风机，并使其在最大功率工况点运行，其风量、风压应与设计要求相匹配。采用分布式小系统空调设计的方式，改进风机与管道的连接方式，采取必要的隔振措施等，对降低系统噪声都十分有利。图 4.3.1(1) 为风机与管道连接方法，图 4.3.2(2) 为风机与管道连接方法的比较，表 4.3.1 为风机等空调设备噪声的影响及常用的消声降噪措施。

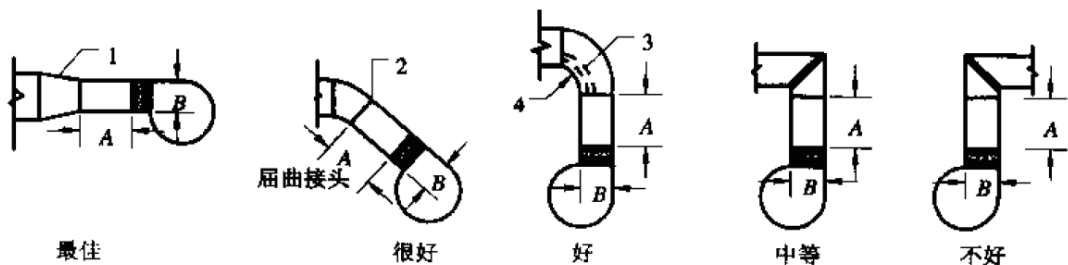


图 4.3.1(1) 风机与管道连接方法

注：1—变径管 2—出口管段 $A \geq 1.5B$ 3—导风叶片 4—弯头半径 $\geq 150\text{mm}$

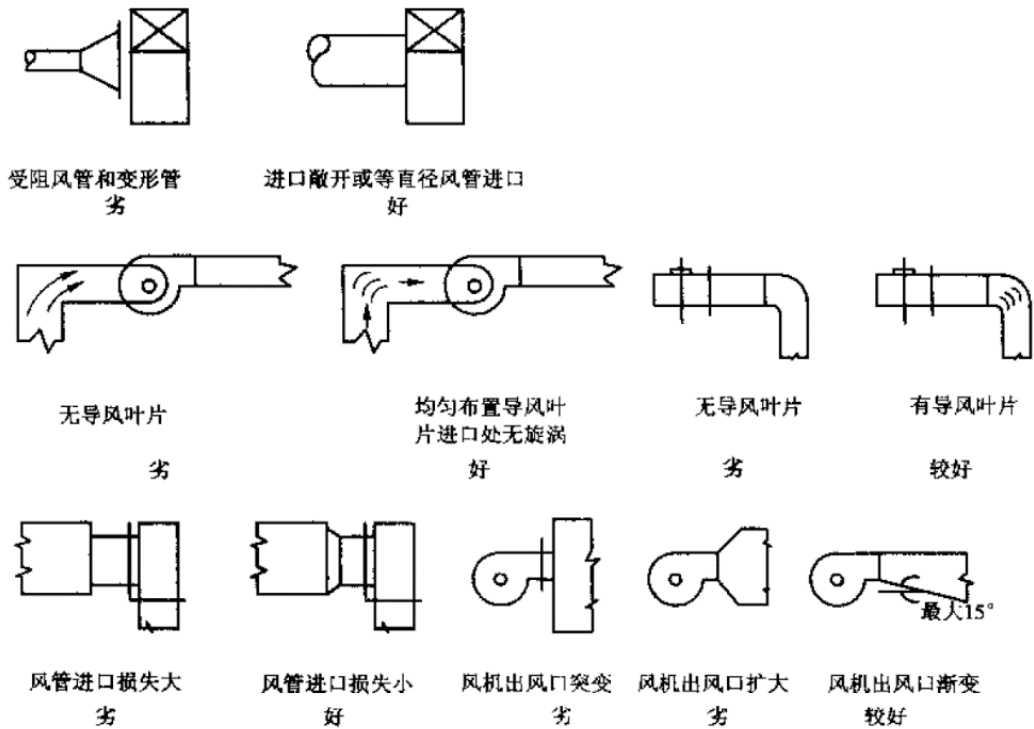


图 4.3.1(2) 风机与管道连接方法比较图

风机等空调设备噪声影响及常用降噪措施

表 4.3.1

空调设备	噪声传播及影响	常用降噪措施
风机	通过风管传入室内或影响室外及相邻舱室	机房内隔热、吸声、机组隔振、管道软接头、弹性吊钩、管道设消声器
空调机	通过风管传入室内或影响室外及相邻舱室	机壳做隔声吸声，其余同风机
室外热泵及风冷冷凝器	噪声影响室外环境	排风轴扇设消声器、机壳隔声、吸声或设声屏障、基础做减振
冷冻机及冷水机组	噪声、振动影响全舱室	机房隔声、吸声、机组隔振、管道减振及弹性吊钩等
水泵	噪声、振动影响全舱室	机房隔声、吸声、机组隔振、管道减振及弹性吊钩等
风机盘管	噪声直接传入室内	送风口做消声处理，回风口做消声静压箱处理等

4.4 消声器的选择与布置

4.4.1 消声器选择的主要原则

4.4.1.1 按风机的噪声及频谱特性和目标舱室的噪声允许标准确定所需的消声量，即所选消声器的消声性能与需要的消声量相适应。

4.4.1.2 所选消声器的压力损失应与管道系统所允许的压力损失相适应。

4.4.1.3 消声器的气流再生噪声应与声源及消声器性能相适应，使消声器的消声性能得到充分发挥。

4.4.1.4 消声器的外型尺寸及长度与实际可供安装的位置相适应。

4.4.1.5 所选消声器应结构坚固、抗腐蚀、防火、防尘、使用寿命长、体积小，所用吸声材料满足船舶环境条件（防潮、阻燃、耐油污、无粉尘、无有害气体释放），且易于安装与维修。

4.4.2 确定消声器安装位置的主要原则

4.4.2.1 消声器应尽可能设置在气流比较稳定的管道段。

4.4.2.2 消声器应尽量设在刚出风机房前后的风管段，并避免机房内噪声再次进入消声器后的管道内。

4.4.2.3 当总管流速较高时，消声器宜安装在支管段。

4.4.2.4 消声要求较高、消声器需用较多的系统，可以分段设置消声器，而不宜集中布置。

4.4.2.5 安装长度及空间有限的空调系统可利用消声弯头及直管消声器的作用。

4.4.2.6 当消声器安装位置有限时，可利用建筑空间、空调箱的出风段位置等设计并安装消音静压箱。

4.4.2.7 当相邻隔声房间的送、回风口来自同一风管时，必须设置防串音消声装置。

4.4.2.8 回风系统也同样应设置足够的消声器，而且应注意回风的通畅性，以避免回风口产生过高的气流再生噪声。

4.5 消声器的设计程序

4.5.1 阻性消声器设计步骤

4.5.1.1 确定消声器的结构形式。依据通过消声器的流量和拟控制的平均流速，计算所需的通流截面尺寸，再选定消声器的结构形式（直通、片式）。

4.5.1.2 选用合适的吸声材料。吸声材料应满足邮轮的环境条件; 在考虑吸声系数的同时, 需结合工程应用, 以确定其厚度和允重。

4.5.1.3 确定消声器长度。根据噪声源的声压级和噪声控制要求, 并结合船舶允许的空间尺度, 确定消声器长度(含消声弯头)。

4.5.1.4 根据气流速度, 选择吸声材料的护面层。

4.5.1.5 根据消声器的长度和结构, 计算阻力损失。

4.5.1.6 根据“高频失效”和气流再生噪声等修正消声量。

4.5.2 抗性消声器设计步骤

4.5.2.1 根据需要的消声频段, 合理设计各节扩张室及其插入管长度, 以确定最大消声量的频率。

4.5.2.2 根据需要的消声量确定扩张比, 设计扩张室各部分截面尺寸。

4.5.2.3 校核扩张室消声器的上、下截止频率是否在所需要的消声频率范围之内。

4.5.2.4 计算阻力损失。