

中华人民共和国国家标准

船舶起居处所空气调节与通风设计 参数和计算方法

GB/T 13409—92

**Air-conditioning and ventilation of accommodation
spaces on board ships —Design parameter
and method of calculations**

1 主题内容与适用范围

本标准规定了海上民用船舶起居处所的空气调节(简称空调)与通风的设计参数和计算方法。本标准适用于海上民用船舶起居处所及报房的空调与通风。

2 引用标准

JT 4517 运输船舶舱室噪声

3 术语

3.1 起居处所

系指用作公共处所、走廊、盥洗室、住室、办公室、船员室、医务室、电影院、娱乐室、理发室、无烹调设备的配膳室以及类似的处所。

3.2 空调区域

系指给予空气温度、湿度、换气处理的围蔽起居处所。也可以包括不受规定温度、湿度条件限制的驾驶室及海图室等。

3.3 舱室的换气次数

系指每小时送入或抽出舱室内的空气量与该舱室容积的比。

3.4 送风温差

系指考虑送风风管内温升或温降后,送入舱室内空调风温度与舱内平均空气温度之差。

4 设计参数

4.1 一般规定

空调系统应按 4.2~4.6 条的规定进行设计计算,并应满足 9.2.2 条的规定(空调设计另有规定者除外)。

使用本标准时,还应满足各船舶设计所应用的规则 and 规定要求。

实际达到的舱内空气参数,尤其是相对湿度,可以与 4.2 条中的数据有偏差。

4.2 夏季工况舱内外设计计算空气温度和相对湿度

舱外:35℃干球温度、70%相对湿度;

舱内:27℃干球温度、50%相对湿度。

注:上述数据适用于无限航区船舶;对于有限航区船舶,可根据各航区具体决定。

4.3 冬季工况舱内外设计计算空气温度和相对湿度

舱外： -20°C 干球温度；

舱内： 22°C 干球温度，50%相对湿度。

注：上述数据适用于无限航区船舶；对于有限航区船舶，可根据各航区具体决定。

4.4 新鲜空气量

空调系统补充的最小外界新鲜空气量，按以下 a. 和 b. 两个算法中取其大者。采用风机盘管系统，要满足 a. 中的要求。

a. 按人数计算：

船员室、住室	每人 $28\text{m}^3/\text{h}$
办公室、公共舱室	每人 $20\sim 25\text{m}^3/\text{h}$
娱乐室	每人 $30\text{m}^3/\text{h}$
旅客舱	每人 $17\sim 20\text{m}^3/\text{h}$
电影院	每人 $15\text{m}^3/\text{h}$

b. 按空调总风量计算：

有限航区船舶，不小于空调总风量的 40%；无限航区船舶，不小于空调总风量的 50%。

4.5 空调舱室的换气次数

空调舱室的送风量，根据舱室得热量和热损失计算后的风量分配而定，但不得小于规定每小时的最小换气次数值，以保持舱室空气流动的速度和较均匀的温度。采用风机盘管系统另外计算。其每小时的最小换气次数如下：

船员室、住室	6
办公室、公共舱室	8
医务室、病房	10
娱乐室	10
旅客舱	8

4.6 计算定员

住室	按设计定员的最高人数
船长、轮机长办公室	4
大副、大管轮和业务主任办公室	3
办公室	2
餐厅、休息室、电影院	按座位人数
医务室	2
病房	按病床数再加 2
娱乐室	4
旅客舱	按设计旅客人数

5 空调舱内得热量、热损失计算

5.1 一般规定

夏季工况舱内得热量(传入热、人体热、照明热、设备热)按 5.2~5.6 条计算，并分别算出显热量和潜热量。

冬季工况舱内热损失，按 5.7 条计算，其他得热量不计，但要计算舱内人体等(一般只算人体)散发潜热量，以便计算冬季舱内热湿比，进行加湿量计算。

5.2 舱内传入热量

舱内传入热量按公式(1)计算：

$$q = \Sigma q_1 + \Sigma q_g + \Sigma q_2 + \Sigma q_3 \dots\dots\dots (1)$$

式中: q ——传入热量, W;

Σq_1 ——日晒的甲板、舱壁、船舷传入热量的总和, W;

Σq_g ——玻璃窗传入热量的总和, W;

Σq_2 ——遮阳甲板、舱壁传入热量的总和, W;

Σq_3 ——非空调舱室传入空调舱室热量的总和, W。

5.2.1 传热面积

传热面积按舱室的甲板到甲板和舱壁到舱壁(不包括隔热)的距离进行丈量。

5.2.2 传热计算方法

a. 日晒的甲板、舱壁、船舷传入热量,按公式(2)计算。

$$q_1 = k A_1 (t_d - t_n) \dots\dots\dots (2)$$

式中: q_1 ——日晒的甲板、舱壁、船舷传入热量, W;

k ——各传热面上相应的隔热结构传热系数(见 5.2.3 条), W/m²K;

A_1 ——扣除玻璃窗面积和玻璃窗外缘 100mm 一圈面积之和(A_g)之后的传热面积(见图 1), m²;

t_d ——舱外计算当量空气温度(见表 1), °C;

t_n ——舱内设计空气温度, °C。

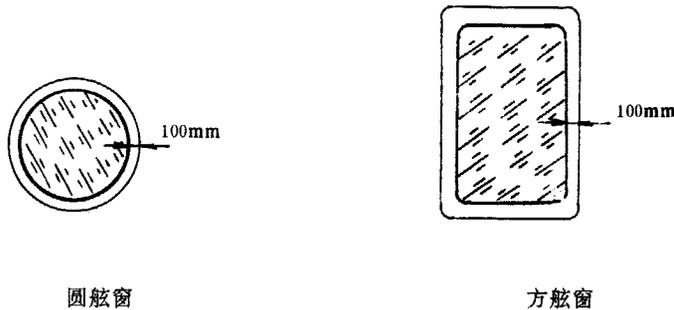


图 1

注:舱壁、舷侧计算当量空气温度 t_d , 采用日晒垂直壁当量空气温度与日阴面当量温度的平均值。

表 1

日 晒 表 面		舱外当量空气温度 t_d , °C (舱外设计空气温度为 35°C)
甲 板	淡色	47
	深色	67
垂 直 壁	淡色	51
	深色	64
舱 壁 (日晒、日阴面平均计算)	淡色	45
	深色	50

注:日阴面当量温度按 38°C。

b. 玻璃窗传入热量,按公式(3)计算。

$$q_g = k_g A_g (t_a - t_n) + G_s A_s \dots\dots\dots (3)$$

式中: q_g ——玻璃窗传入热量, W;

k_g ——玻璃窗及其 100mm 外缘一圈表面上的传热系数, W/m²K;

- 单层玻璃窗为 6.5W/m²K;
- 双层玻璃窗为 3.5W/m²K;
- A_g——玻璃窗及其 100mm 外缘一圈表面积(见图 1),m²;
- t_a——舱外设计空气温度,℃;
- t_n——舱内设计空气温度,℃;
- G_s——玻璃窗太阳辐射透热量率,W/m²;
- 单层普通玻璃窗为 350W/m²;
- 单层普通玻璃窗内有淡色遮阳设施为 240W/m²;
- 双层普通玻璃窗为 300W/m²;
- 双层普通玻璃窗内有淡色遮阳设施为 210W/m²;
- A_s——玻璃窗面积,m²。

c. 具有遮阳甲板或其他遮阳设施的露天甲板、舱壁的传入热量以 45°太阳入射角计算日晒表面积,未遮阳部位按日晒表面计算,遮阳部位根据舱内外空气温差按公式(4)计算。

$$q_2 = kA_2(t_a - t_n) \dots\dots\dots (4)$$

式中:q₂——遮阳露天甲板、舱壁的传入热量,W;

k——遮阳部位各传热面相应的隔热结构传热系数(见 5.2.3 条),W/m²K;

A₂——遮阳部位传热表面积,m²。

d. 非空调舱室传入空调舱室内的传热量,按公式(5)计算。

$$q_3 = kA_3\Delta t \dots\dots\dots (5)$$

式中:q₃——非空调舱室传入空调舱室的热量,W;

k——非空调舱室与空调舱室相邻隔舱壁的隔热结构传热系数(见 5.2.3 条),W/m²K;

A₃——相邻隔舱壁传热表面积,m²;

Δt——相邻舱室之间的温差(见表 2),K。

表 2

甲板或舱壁	非空调舱与空调舱之间的温差 Δt, K	
	夏季	冬季
与有加热箱柜的甲板之间	43	17
与锅炉舱的甲板、舱壁	28	17
与机舱、无空调厨房的甲板、舱壁	18	17
与非加热箱柜、货舱及类似处所甲板、舱壁	13	42
与洗衣室之间	11	17
与浴室、厕所之间	6	0
与独用厕所之间:		
a. 有外露表面的独用厕所	2	0
b. 无外露表面的独用厕所	1	0
c. 有与机舱或锅炉舱相邻表面的厕所	6	0
与走廊之间	2	5

注:毗邻外界的浴厕所内设有加热设备。

5.2.3 甲板、舱壁隔热结构传热系统,按公式(6)计算,一般可参考附录 A(参考件)。

$$\frac{1}{k} = \sum \frac{1}{\alpha} + \frac{\sum \frac{\delta}{\lambda} + M_L + M_b}{\mu} \dots\dots\dots (6)$$

式中： k ——甲板、舱壁隔热结构传热系数， W/m^2K ；
 α ——传热内外表面空气放热系数， W/m^2K ；
 外露表面： $\alpha=80W/m^2K$ ；
 内露表面： $\alpha=8W/m^2K$ ；
 δ ——各隔热层厚度， m ；
 λ ——各隔热层材料导热系数， W/mK ；
 M_L ——空气层热阻(见表 3)， m^2K/W ；
 M_b ——不同材料层之间的接触热阻， m^2K/W ；
 μ ——钢结构修正系数(见图 2)。

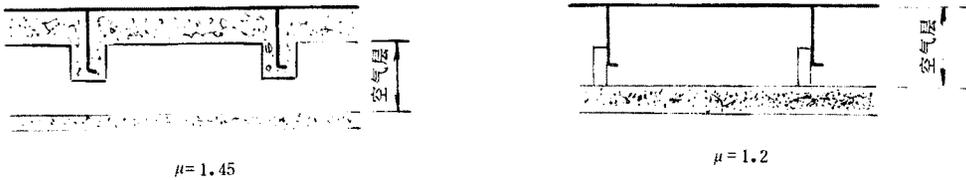


图 2
表 3

空气层两面的材料	空气层厚度 mm	无通风型空气层热阻 M_L m^2K/W
两面均为高黑度材料	5	0.11
	20	0.15
	200	0.16
一面为高黑度材料,另一面为铝箔或抛光面	5	0.17
	20	0.43
	200	0.47
两面铝箔或抛光面	5	0.18
	20	0.47
	200	0.51

注:高黑度材料黑度为 0.9。

5.3 人体发热量

人体发热量等于计算人数乘以每位人体发热量,并应分别计算出人体显热量和潜热量。
 人体发热量按公式(7)计算。

$$q_p = q_{ps} + q_{pl} \dots\dots\dots (7)$$

式中： q_p ——人体发热量， W ；
 q_{ps} ——人体显热量， W ；
 q_{pl} ——人体潜热量， W 。

舱内 27℃时,每位人体发热量：
 休息静坐轻度活动：
 显热量： 55W

潜热量: 75W
 中等强度工作:
 显热量: 65W
 潜热量: 155W

5.4 照明热量

有日光照射的舱室,照明热量不计。无日光的舱室,照明热量按式(8)计算。如船东及有关机构没有明确灯光瓦数情况时,根据舱室地板面按表4计算。

$$q_1 = I_w + 1.25F_w \dots\dots\dots (8)$$

式中: q_1 ——照明热量, W;
 I_w ——白炽灯瓦数, W;
 F_w ——荧光灯瓦数, W。

表 4 W/m²

舱 室	每平方米地板面积普通灯光发热量	
	白 炽 灯	荧 光 灯
船员舱、住室等	15	8
餐厅、公共舱室	20	10
娱乐室等	40	20

5.5 舱内设备发热量

舱室内发热设备(如无线电通讯设备、电冰箱等)的散发热量 q_e ,按它们的功率计算;无线电通讯设备每小时发热量,如没有明确说明时,按 2 500W 计算;电冰箱每小时发热量按每立升贮藏容积 0.3W 计算;收音机、电视机等断续性使用的电气设备以及热水瓶等不计入。

对于多台发热设备,按同时使用系数计算出计算功率。

5.6 空调舱内得热量

舱内得热量按公式(9)计算。

$$\Phi_1 = \Phi_{1s} + \Phi_{1l} = q + q_p + q_1 + q_e \dots\dots\dots (9)$$

式中: Φ_1 ——舱内得热量, W;
 Φ_{1s} ——舱内显热量, W;
 Φ_{1l} ——舱内潜热量, W;
 q ——舱内传入热量, W;
 q_p ——人体发热量, W;
 q_1 ——照明热量, W;
 q_e ——舱内设备发热量, W。

舱内显热量: $\Phi_{1s} = q + q_{ps} + q_1 + q_e$, W;

舱内潜热量: $\Phi_{1l} = q_{pl}$, W。

5.7 冬季工况舱内热损失量

冬季工况采暖热负荷只按舱内热损失量计算,按式(10)计算。

$$\Phi'_1 = kA\Delta t + k_g A_g \Delta t \dots\dots\dots (10)$$

式中: Φ'_1 ——冬季工况舱内热损失量, W;
 Δt ——舱内外设计温度差,或空调舱与非空调舱之间的温度差, K;
 k ——甲板、舱壁隔热结构传热系数(见 5.2.3 条), W/m²K;
 A ——扣除玻璃窗及其 100mm 外缘一圈面积之后的传热面积, m²;

k_g ——玻璃窗及其 100mm 外缘一圈面积上的传热系数, W/m^2K ;
 A_g ——玻璃窗及其 100mm 外缘一圈面积之和, m^2 。

6 舱室送风量分配及总风量

6.1 舱室送风量分配计算

规定设计参数的舱室的送风量,按式(11)和式(12)的计算值取其大者,同时还要满足新鲜空气量和换气次数要求。

$$V_c = \frac{\Phi_{is}}{0.288 \times 1.163 \Delta T} \dots\dots\dots (11)$$

$$V_c = \frac{\Phi_1'}{0.288 \times 1.163 \Delta T'} \dots\dots\dots (12)$$

式中: V_c ——各舱室送风量, m^3/h ;

Φ_{is} ——各舱内得热量的显热量, W ;

ΔT ——夏季空调送风温差,通常为 10~12K,一般取 10K;

Φ_1' ——各舱内热损失, W ;

$\Delta T'$ ——冬季采暖送风温度, $\Delta T' \leq 23K$ 。

对不规定温度、湿度参数局部冷却舱室及其他舱室的送风量 V' ,空调设计时选定。

6.2 空调总风量

空调总风量按公式(13)计算。

$$V = \Sigma V_c + \Sigma V' \dots\dots\dots (13)$$

式中: V ——空调总风量, m^3/h ;

V_c ——由空调器送入各空调舱室的风量, m^3/h ;

V' ——由空调器送入各不受规定温度、湿度参数限制局部冷却的舱室以及其他舱室的风量, m^3/h 。

7 空调系统热负荷计算

夏季降温工况,空调系统总热负荷按公式(14)计算。

$$\Phi = \Phi_s + \Phi_L = \Sigma \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_4 + \Phi_5 + \Sigma \rho V' \Delta i \dots\dots\dots (14)$$

式中: Φ ——总热负荷, W ;

Φ_s ——总显热负荷, W ;

Φ_L ——总潜热负荷, W ;

Φ_1 ——舱内得热量, W ;

Φ_2 ——风机热量, W ;

Φ_3 ——送风管内空气温升热量, W ;

Φ_4 ——回风温升热量, W ;

Φ_5 ——新鲜空气热量, W ;

ρ ——空气密度, $1.2kg/m^3$;

V' ——由空调器送入各不受规定温度、湿度参数限制局部冷却的舱室以及其他舱室的风量, m^3/h ;

Δi ——空调器冷却器进出风焓差, kJ/kg ,由空调总热负荷图谱计算中确定,见附录 B(参考件)。

冬季采暖工况,总热负荷按公式(15)计算。

$$\Phi' = \Sigma \Phi_1' + \Phi_5' + \Sigma \rho V' \Delta i' \dots\dots\dots (15)$$

式中: Φ' ——采暖工况热负荷, W ;

Φ_1' ——舱内热损失, W ;

Φ_5' ——加热新鲜空气热量, W ;

ρ ——空气密度, $1.2\text{kg}/\text{m}^3$;
 V' ——由空调器送入各不受规定温度、湿度参数限制的舱室以及其他舱室的风量, m^3/h ;
 $\Delta i'$ ——空调器加热器进出风焓差, kJ/kg , 由采暖工况加热量、加湿量图谱计算中确定, 见附录 B (参考件)。

7.1 空调风机热量

风机电动机置于空气流之中的装置, 其发热量 Φ_2 , 按电动机额定功率计算。

风机电动机置于空气流之外的装置, 风机发热量按每 1kPa 全风压空气温升 1K 来计算, 或按式 (16) 计算。

$$\Phi_2 = \frac{HV}{3600\eta \cdot \eta_m} \dots\dots\dots (16)$$

式中: Φ_2 ——空调风机热量, W ;
 H ——风机全压头, Pa ;
 V ——风机风量, m^3/h ;
 η ——风机全压效率;
 η_m ——传动舱机效率,
 电动机直联传动: $\eta_m = 1.0$;
 联轴接直联传动: $\eta_m = 0.98$;
 三角皮带传动: $\eta_m = 0.95$ 。

对于风机盘管系统, 风机电动机发热量算入舱室得热量中。

7.2 空调送风管内空气温升热量

空调送风管内空气温升限制在 2K 之内, 设计计算时取 2K , 其温升热量按公式 (17) 计算。

$$\Phi_3 = 0.288 \times 1.163V \times 2 \dots\dots\dots (17)$$

式中: Φ_3 ——空调送风管内空气温升热量, W ;
 V ——空调总风量, m^3/h 。

7.3 空调回风温升热量

无论是机械抽风回风系统, 还是走廊回风系统, 均按温升 2K 计算, 其温升热量按公式 (18) 计算。

$$\Phi_4 = 0.288 \times 1.163(1-a)V \times 2 \dots\dots\dots (18)$$

式中: Φ_4 ——空调回风温升热量, W ;
 V ——空调总风量, m^3/h ;
 a ——新鲜空气比例。

7.4 新鲜空气量热

夏季降温工况新鲜空气量热, 为新鲜空气量与舱内外空气焓差的乘积, 按公式 (19) 计算。

$$\Phi_5 = 1.163a\rho V \frac{i_a - i_n}{4.187} \dots\dots\dots (19)$$

式中: Φ_5 ——新鲜空气量热, W ;
 a ——新鲜空气比例;
 V ——空调总风量, m^3/h ;
 ρ ——空气密度, $1.2\text{kg}/\text{m}^3$;
 i_a ——舱外设计空气焓值, kJ/kg ;
 i_n ——舱内设计空气焓值, kJ/kg 。

夏季降温工况新鲜空气显热量, 按公式 (20) 计算。

$$\Phi_{5s} = 1.163 \times 0.288aV(t_a - t_n) \dots\dots\dots (20)$$

式中: Φ_{5s} ——新鲜空气显热量, W ;

- a ——新鲜空气比例；
 V ——空调总风量, m^3/h ；
 t_a ——夏季舱外设计温度, $^{\circ}\text{C}$ ；
 t_n ——夏季舱内设计温度, $^{\circ}\text{C}$ 。

冬季采暖工况, 加热新鲜空气热量按公式(21)计算。

$$\Phi_s' = 1.163 \times 0.288 a \rho V \frac{i_n' - i_a'}{4.187} \dots\dots\dots (21)$$

式中: Φ_s' ——冬季采暖工况加热新鲜空气的热量, W ；

- a ——新鲜空气比例；
 V ——空调总风量, m^3/h ；
 ρ ——空气密度, $1.2 \text{kg}/\text{m}^3$ ；
 i_n' ——舱内设计空气焓值, kJ/kg ；
 i_a' ——舱外设计空气焓值, kJ/kg , 计算时一般取舱外相对湿度 50%。

8 空调制冷装置能量

8.1 制冷装置设计冷却水海水进口温度

- 对无限航区的船舶, 32°C ；
 对有限航区的船舶, 可根据各航区具体决定；
 对设中央冷却系统的船舶, 设计淡水冷却水进口温度由该船动力装置设计中统一规定。

8.2 直接式空调装置制冷量

直接式空调装置制冷量按公式(22)计算。

$$Q_0 = \frac{1.1\Phi}{1000} \dots\dots\dots (22)$$

式中: Q_0 ——空调装置制冷量, kW ；

Φ ——总热负荷, W 。

8.3 间接式空调装置冷水机组制冷量

间接式空调装置冷水机组制冷量按公式(23)计算。

$$Q_0 = 1.15 \left(\frac{\Phi}{1000} + \Delta\Phi_p \right) \dots\dots\dots (23)$$

式中: Q_0 ——冷水机组制冷量, kW ；

Φ ——总热负荷, W ；

$\Delta\Phi_p$ ——冷冻水泵设计流量、压头时的轴功率, kW 。

9 空调区域内的空气循环及排风

9.1 空调区域内的空气循环

- 空调区域内的清洁空气可以通过走廊或抽风系统作空调装置回风使用。
 医务室、病房、有烹调设备的配膳室以及吸烟室的空调空气不得回空调装置, 直接排至舱外。
 餐厅的空调空气, 尽可能设计成不作回风再循环使用。

9.2 空调区域内的排风

空调区域内有污浊空气的舱室处所, 应设机械排风系统, 排至舱外, 以保持舱内负压。个别舱容小而自然排风条件好的处所, 可以采用自然排风。

空调区域内排风舱室处所的进风, 可用空调舱室内排出的空调空气或空调直接送风, 也可用自然进风或机械送入新鲜空气。

9.2.1 医务室、病房若设直接排外的独立排风系统时,其设计排风量比空调送风量大 20%。

餐厅若设排风系统直接排外时,其排风量等于空调送风量,也可部分排至舱外。

9.2.2 公共厕所、公共浴室、洗衣室、烘衣室最小换气次数为 15 次;独用厕所、浴室最小换气次数为 10 次;客船公共厕所最小换气次数为 30 次。

9.2.3 空调区域内各排风系统所排除的空调空气量之和,不能超过区域内送入新鲜空气量的 80%,并连同其回风量一起,不能超过区域内空调送风量的 90%,以保持空调区域内的空气正压。

9.2.4 对于不用梯道回风、甲板分层回风的空调系统,各层甲板上的空调区内排风量与回风量的总和,不能超过该区域送风量的 90%。

9.2.5 对于全新风空调或者新鲜空气量比例大的空调系统,排风系统排除空调空气量少的情况下,则空调区域的适当围蔽界面上需设自然排风口,使区域内的空气正压不致过高。

附录 A

隔热结构传热系数及部分材料导热系数

(参考件)

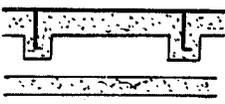
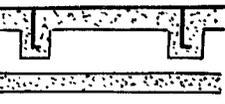
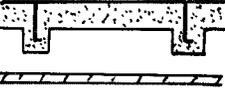
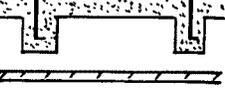
A1 传热计算时认为甲板、舱壁有良好的隔热措施,则表 A1 中的甲板、舱壁隔热结构总传热系数 k ,供初步计算时参考。

表 A1 甲板、舱壁隔热结构总传热系数 k

表面	总传热系数 $k, W/m^2K$
日晒甲板	0.65
日晒舱壁、船舷	0.9
与机舱相邻的舱壁	0.8
与机舱相邻的甲板	1.1
与锅炉舱相邻的舱壁	0.8
与锅炉舱相邻的甲板	1.1
与货舱及其他非空调区相邻的舱壁	0.9
与货舱及其他非空调区相邻的甲板	1.1
与走廊相邻的隔声舱壁	0.9
与走廊相邻的非隔声舱壁	2.5
单层普通玻璃舷窗	6.5
双层普通玻璃舷窗	3.5

A2 表 A2 中推荐了不同甲板、舱壁隔热结构的总传热系数计算值,供舱室传热计算参考。

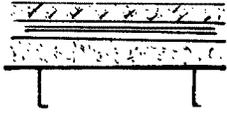
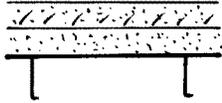
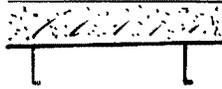
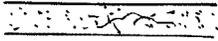
表 A2 甲板、舱壁隔热结构总传热系数计算值 k

序号	表面	隔热结构编号	隔热结构型式	隔热状态	总传热系数 $k, W/m^2K$
1	日晒甲板	A		甲板:75mm 厚岩棉 梁:25mm 岩棉 天花板:30 复合岩棉板	0.65
2		B		甲板:50mm 岩棉 梁:25mm 岩棉 天花板:30 复合岩棉板	0.8
3		C		甲板:75mm 岩棉 梁:25mm 岩棉 天花板:6mm 硅酸钙板	0.85
4		D		甲板:50mm 岩棉 梁:25mm 岩棉 天花板:6mm 硅酸钙板	1.2

续表 A2

序号	表面	隔热结构编号	隔热结构型式	隔热状态	总传热系数 k W/m ² K
5	外露舱壁及舷侧	E		舱壁:50mm 岩棉 扶强材:25mm 岩棉 内壁:30mm 复合岩棉板	0.85
6		F		舱壁:50mm 岩棉 扶强材:25mm 岩棉 内壁:22mm 硅酸钙板	1.1
7		G		舱壁:50mm 岩棉 内壁:6mm 胶合板	1.45
8	舱内壁	H		内壁:30mm 复合岩棉板	1.35
9		I		内壁:50mm 复合岩棉板	1.0
10		J		内壁:22mm 硅酸钙板	2.5
11	耐火舱壁	K		舱壁:35mm 硅酸铝耐火纤维 内壁:30mm 复合岩棉板	1.0
12		L		舱壁:50mm 硅酸铝耐火纤维 内壁:30mm 复合岩棉板	0.9
13	机炉舱壁	M		舱壁:35mm 硅酸铝耐火纤维 内壁:30mm 复合岩棉板	0.9
14		N		舱壁:50mm 硅酸铝耐火纤维 内壁:30mm 复合岩棉板	0.8
15		O		舱壁:35mm 硅酸铝耐火纤维 内壁:22mm 硅酸钙板	1.25

续表 A2

序号	表面	隔热结构 编 号	隔热结构型式	隔热状态	总传热系数 k W/m ² K
16	机 炉 舱 顶 甲 板	P		A-60 浮动甲板敷料 (岩棉层)	1.2
17		Q		A-60 浮动甲板敷料 (硅酸铝层)	1.5
18		R		A-60 甲板: 50~60mm 敷料	2.5
19	隔 壁	S		隔壁: 50mm 复合岩棉板	1.0
20		T		隔壁: 25mm 硅酸钙板	1.8

A3 部分材料的导热系数 λ , 见表 A3。表 A3 部分材料导热系数 λ

材 料 名 称	密度 ρ kg/m ³	导热系数 λ W/m ² K
钢	7 800	46
岩棉	80	0.038
	100	0.039
	150	0.042
	200	0.043
	250	0.045
	防潮玻璃棉板	32~96
防潮超细玻璃棉毡	20~32	0.035
防潮超细玻璃棉半硬板	80~90	0.039~0.043
硅酸铝耐火纤维制品	178	0.058(40℃)

续表 A3

材 料 名 称	密度 ρ kg/m ³	导热系数 λ W/mK
矿渣棉	120~150	0.04~0.052
毛毡	100	0.035
地毯、人造纤维地毯		0.045
校花	81	0.058
橡胶板	1 508	0.328
胶合板	600~650	0.174~0.232
磷酸盐膨胀珍珠岩制品	200~250	0.044~0.052
膨胀蛭石	120~180	0.052~0.070
水泥蛭石板	450~480	0.093~0.14
菱苦地面	1 118	0.22
石棉水泥隔热板	500	0.128
云母	290	0.233, 0.58
松木(垂直木纹)	500	0.18
(平行木纹)		0.35

附 录 B

设计指南

(参考件)

B1 居住舱内的温度偏差

居住舱内地板以上 1.8m 及距四壁 0.15m 的中间空间内,各点温度差值不超过 2K。

B2 医务室、病房的送风管上应装止回风板。**B3 空调制冷机**

对直接式海水冷却的空调制冷机,按其制冷剂蒸发温度 5℃,冷凝温度 40℃进行选定;对中央淡水冷却系统制冷剂冷凝温度 43~45℃。

B4 噪声

噪声要求参考 JT 4517 的有关规定。

B5 空调总热负荷 $i-d$ 图图谱计算

降温工况,空调总负荷 $i-d$ 图图谱计算时,可对舱内设计空气相对湿度 50%作±5%的调整。

B5.1 降温工况**B5.1.1 吸入式集中空调系统(见图 B1)**

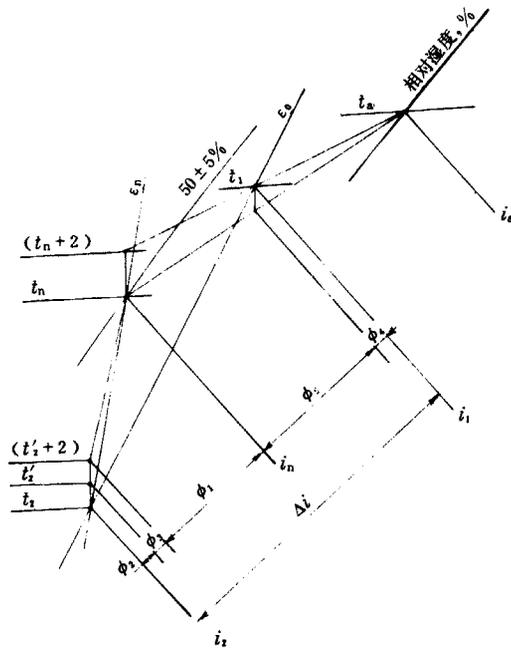


图 B1 吸入式集中空调系统

注：符号 Φ_1 、 Φ_2 、 Φ_3 、 Φ_4 、 Φ_5 仅表示空调器处理 1kg 空气的热负荷组成。

B5.1.1.1 进入空调器冷却器的空气温度计算见公式(B1)。

$$t_1 = (t_n + 2) + a[t_a - (t_n + 2)] \dots\dots\dots (B1)$$

式中： t_1 ——进入空调器冷却器的空气温度，℃；

t_n ——舱内空气设计温度，℃；

a ——新鲜空气比例；

t_a ——舱外空气设计温度。

B5.1.1.2 舱内热湿比的计算见公式(B2)。

$$\epsilon_n = \frac{595(\sum\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3)}{\sum\Phi_1 - \sum\Phi_{1s}} \dots\dots\dots (B2)$$

式中： ϵ_n ——舱内热湿比；

Φ_1 ——舱内得热量，W；

Φ_{1s} ——舱内显热量，W；

Φ_2 ——风机热量，W；

Φ_3 ——送风管内空气温升热量，W。

B5.1.1.3 总热湿比的计算见公式(B3)。

$$\epsilon_0 = \frac{595(\sum\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_4 + \Phi_5)}{(\sum\Phi_1 - \sum\Phi_{1s}) + (\Phi_5 - \Phi_{5s})} \dots\dots\dots (B3)$$

式中： ϵ_0 ——总热湿比；

Φ_1 ——舱内得热量，W；

- Φ_{1s} ——舱内显热量, W;
- Φ_2 ——风机热量, W;
- Φ_3 ——送风管内空气温升热量, W;
- Φ_4 ——回风温升热量, W;
- Φ_5 ——新鲜空气热量, W;
- Φ_{5s} ——新鲜空气显热量, W。

B5. 1. 1. 4 降温工况总热负荷按公式(B4)计算。

$$\Phi = 1.163 \frac{\rho V \Delta i}{4.187} \dots\dots\dots (B4)$$

- 式中: Φ ——总热负荷, W;
- V ——空调总风量, m^3/h ;
- Δi ——空调器冷却器进出风焓差, kJ/kg ;
- ρ ——空气密度, $1.2kg/m^3$ 。

B5. 1. 2 压出式集中空调系统(见图 B2)

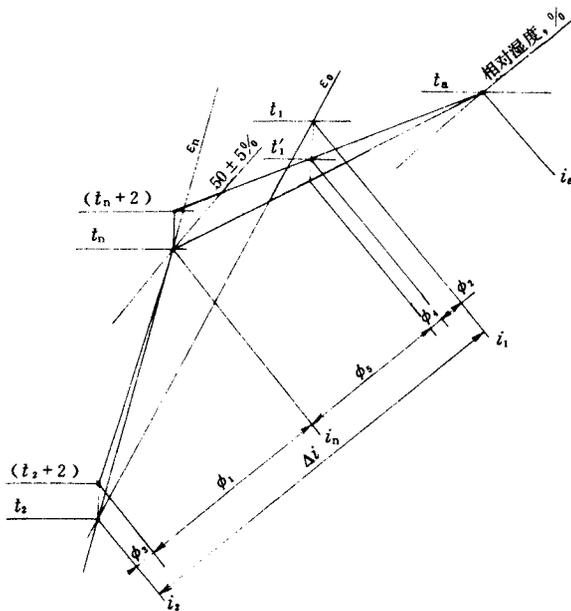


图 B2 压出式集中空调系统

注:符号 Φ_1 、 Φ_2 、 Φ_3 、 Φ_4 、 Φ_5 仅表示空调器处理 1kg 空气的热负荷组成。

B5. 1. 2. 1 空调器新鲜空气与回风混合后的空气温度计算见公式(B5)。

$$t_1' = (t_n + 2) + a[t_a - (t_n + 2)] \dots\dots\dots (B5)$$

- 式中: t_1' ——空调器新鲜空气与回风混合后的空气温度, $^{\circ}C$;
- t_n ——舱内设计空气温度, $^{\circ}C$;
- a ——新鲜空气比例;
- t_a ——舱外设计空气温度, $^{\circ}C$ 。

B5. 1. 2. 2 舱内热湿比的计算见公式(B6)。

$$\epsilon_n = \frac{595(\Sigma\Phi_1 + \Phi_3)}{\Sigma\Phi_1 - \Sigma\Phi_{1s}} \dots\dots\dots (B6)$$

式中:符号与公式(B2)中相同。

B5.1.2.3 总热湿比的计算见公式(B7)。

$$\epsilon_0 = \frac{595(\sum\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_4 + \Phi_5)}{(\sum\Phi_1 - \sum\Phi_{1s}) + (\Phi_5 - \Phi_{5s})} \dots\dots\dots (B7)$$

式中:符号与公式(B3)中相同。

B5.1.2.4 降温工况空调总热负荷按公式(B8)计算。

$$\Phi = 1.163 \frac{\rho V \Delta i}{4.187} \dots\dots\dots (B8)$$

式中:符号与公式(B4)中相同。

B5.2 采暖工况加热量、加湿量 *i-d* 图图谱计算(见图 B3)

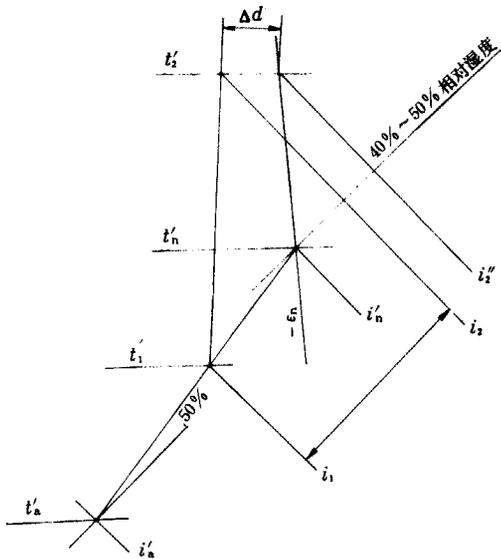


图 B3 采暖工况

B5.2.1 空调器新鲜空气与回风混合后的空气温度计算见公式(B9)。

$$t_1' = t_n' + a(t_a' - t_n') \dots\dots\dots (B9)$$

式中: t_1' ——采暖工况空调器新鲜空气与回风混合后的空气温度, °C;

t_n' ——舱内设计空气温度, °C;

a ——新鲜空气比例;

t_a' ——舱外设计空气温度, °C。

B5.2.2 经加热器的空气温度计算见公式(B10)。

$$t_2' = t_n' + \Delta T' \dots\dots\dots (B10)$$

式中: t_2' ——经加热器的空气温度, °C;

t_n' ——舱内设计空气温度, °C;

$\Delta T'$ ——冬季送风温差, °C, 由风量分配计算时确定。

B5.2.3 舱内热湿比的计算见公式(B11)。

$$\epsilon_n' = \frac{595 \sum \Phi_{11}'}{\sum \Phi_{11}'} \dots\dots\dots (B11)$$

式中: ϵ_n' ——采暖工况舱内热湿比;

Φ_{11}' ——舱内热损失, W;

Φ_{11}' ——采暖工况舱内潜热量, W。

B5.2.4 加热量按公式(B12)计算。

$$\Phi' = 1.163 \frac{\rho V' \Delta i'}{4.187} \dots\dots\dots (B12)$$

式中: Φ' ——采暖工况加热量, W;

V' ——采暖工况总风量,按夏季降温工况总风量, m³/h;

$\Delta i'$ ——空调器加热器前后的空气焓差, kJ/kg;

ρ ——空气密度, 1.2 kg/m³。

B5.2.5 加湿量按公式(B13)计算。

$$D = \frac{\rho V' \Delta d}{1\ 000} \dots\dots\dots (B13)$$

式中: D ——加湿量, kg/h;

V' ——采暖工况总风量, m³/h;

Δd ——每1kg空气所需的加湿量, g/kg;

ρ ——空气密度, 1.2kg/m³。

B6 不同航区空调设计的舱内外空气参数,见表 B1。

表 B1

航区	工况	不同航区空调设计的舱内外空气参数			
		舱外空气		舱内空气	
		干球温度,℃	相对湿度,%	干球温度,℃	相对湿度,%
南海	夏季	35	70	27~29	50
东海	夏季	32	80	27~28	50
	冬季	-5	50	15~18	30~40
黄海 以北	夏季	32	80	27~28	50
	冬季	-18~-15	—	18	30~40

B7 空调舱与相邻非空调舱之间的计算温差 Δt , 见表 B2。

表 B2

甲板或舱壁	空调舱与相邻非空调舱之间的设计温度 Δt ,℃				
	夏季舱外设计温度		冬季舱外设计温度		
	35	32	-20	-18	-5
与有加热箱柜的甲板之间	43	43	17	17	12
与锅炉舱的甲板、舱壁	28	28	17	17	12
与机舱、无空调厨房的甲板、舱壁	18	18	17	17	12
与非加热箱柜、货舱及类似处所甲板、舱壁	13	13	40	38	25
与洗衣室之间	11	7	17	15	15
与浴室、厕所之间	6	6	0	0	0
与独用厕所之间:					
a. 有外露表面的独用厕所	2	2	0	0	0
b. 无外露表面的独用厕所	1	1	0	0	0
c. 有与机舱或锅炉舱相邻表面的厕所	6	6	0	0	0
与走廊之间	2	2	5	5	5

注:毗邻外界的浴厕所内设有加热设备。

B8 舱外设计温度为 32℃ 时甲板、舱壁、舷侧计算当量空气温度 t_d , 见表 B3。

表 B3

日晒表面		舱外当量空气温度 t_d , °C (舱外设计空气温度 32℃)
甲板	淡色	45
	深色	57
垂直壁	淡色	42
	深色	52
舱壁 (日晒、日阴面平均计算)	淡色	42
	深色	45

注: 日阴面当量温度按 37℃。

附加说明:

本标准由中国船舶工业总公司提出。

本标准由上海船舶研究设计院归口。

本标准由中国船舶工业总公司 708 所负责起草。

本标准主要起草人施鼎岳。