

船舶用 空氣調和裝置

Air-Conditioning System for General Ships

정 제 천
J. C. Jeong
한서엔지니어링 대표



- 1959 년생
- 부산수산대학원 냉동공학과 졸업
- 선박용 공기조화 장치 및 냉동장치에 관심을 가지고 있다.

1. 서 론

船舶에 대한 空氣調和裝置는 居住性의 向上을 圖謀하는 한 方法으로 1930 年代부터 採用되고 있으나 대부분의 客室, 公室을 대상으로 하여 裝備되어 왔다.

그러나 근년에 이르러 船舶의 近代化에 따라 乘務員의 作業環境의 개선을 목적으로 한 空氣調和裝置가 國際 航海商船은 물론이고 연 근해 항해선박에도 확대설치되고 있는 실정이다. 船舶(ship)은 사람 또는 물건을 적재하고 海上에서 항행하는 구조물이라 정의하고 있다. 즉, 船舶은 부양성, 적재성, 이동성의 세 가지 특성을 가지고 있다. 이에 반해 선박에서의 空氣調和(air-conditioning)의 主機能은 人間을 對象으로한 快適性에 있다고 할 수 있다. 즉, 船室의 溫濕度, 氣流, 먼지, 有毒gas 등에 대한 船員 및 旅客 對象으로 快適하고도 安樂한 環境을 造成시키는 것이다.

이와 같은 機能을 달성하기 위하여는 船舶의 用途에 맞는 알맞는 容量의 空調機(air-conditioner)가 設備되어야 하며 船舶의 移動性에 따른 溫濕度 및 氣流의 變化를 適當한

條件으로 항시 制御되어져야 한다. 이 設備의 容量은 순간적인 peak load에 의하여 決定되며, 制御(control)의 形式은 peak load와 partial load와의 중간 범위에서 유지되어야 한 條件에 따라 결정된다. 일반적으로 어떤 주어진 공간내에 存在하는 peak load와 partial load를 精確하게 測定한다는 것은 사실상 不可能하다.

따라서 負荷는 推定計算(estimate) 되어야 한다.

그러나 船舶의 空氣調和에 있어서는 固定된 육상건물과는 달리 자료의 不足 및 船舶의 移動性으로 인한 초기 既存設定에 상당한 애로점이 있는것은 사실이다.

따라서 船舶의 항행 노선에 따른 氣候 및 溫濕度를 把握한 후 船舶의 用途, 構造物의 特性 등 空調空間(air-conditioning space)의 負荷成分에 대한 正確한 基礎調査에 의한다면 선박에 있어서 經濟的인 空調設備의 選定과 시스템의 設計가 이루어질 수 있을 것이다.

이에 本稿에서는 상선(merchant ship)의 空氣調和計劃의 全般的인 흐름을 주지하고 空氣調和計劃上的 負荷計算 및 그에 따른 裝置設備의 計劃에 대해 概略的으로 論하고저 한다.

2. 設計條件

船舶用 空氣調和裝置를 設計하는데 있어서 必要한 諸條件 등은 下記에 表示하는 바와 같으며, 外氣溫度 및 室內溫度를 適用함에 있어서는 豫定航路, 停泊時間, 設備 등을 고려하여 基準値에 適當한 값을 使用해야 한다.

(1) 外氣溫濕度條件

表 1

區分	呼 稱	基 準 值		主 航 行 區 域
		D.B(°C)	RH(%)	
冷房	夏期外氣基準A	35	70	Persia만, 인도, 東南亞
	" B	32	70	열대지역
	" C	30	70	一般地域
暖房	冬期外氣基準A	-20	50	북미방면
	" B	-10	50	Europe, 北海道
	" C	0	50	一般地域

(2) 室內溫濕度條件

表 2

區分	呼 稱	基 準 值		快 感 度
		D.B(°C)	RH(%)	
冷房	夏期室內基準A	30	50	수면 可能
	" B	27	50	半數 以上인 快適
	" C	26	50	全人 快適
暖房	冬期室內基準A	25	40~50	全人 快適
	" B	22	40~50	半數 以上인 快適
	" C	20	40~50	快感帶의 下限

(3) 周圍溫度條件

1) 相當外氣溫度

$$H = A \cdot K \cdot (t_e - t_r)$$

여기서, A : 면적 (m²)

K : 열관류율 (kcal/m² h °C)

t_e : 상당의기온도(°C)

2) 非空調區劃의 空氣溫度

名 稱		種 別	冷 房 時(cooling)					暖 房 時(heating)						
			35	35	32	32	30	30	-20	-10	-10	0	0	0
		外氣溫度基準	35	35	32	32	30	30	-20	-10	-10	0	0	0
		室內溫度基準	30	27	27	26	27	26	20	20	22	20	22	25
居住 區內 通路	return air 가 통로를 통과할 경우	eng. casing에 接 한 구역 *1	32	29	29	28	29	28	12	13	15	14	16	18
		eng. casing에 接 하지 않은 區域 *2	33	30	30	29	30	29	12	13	15	14	16	18
		return air가 통로를 통과하 지 않을 경우 *3	35	35	32	32	30	30	0	5	5	10	10	10
spot cooling & heating area *4			33	33	30	30	28	28	10	12	12	15	15	15
non air-conditioning area (sanitary, pantry, locker) *5			35	35	32	32	30	30	0	5	5	10	10	10
galley (調理室) *6			40	40	37	37	35	35	3	5	5	10	10	10
aux. machinery (補機室)			42	42	42	42	42	42	3	5	5	10	10	10
補機室	diesel 船		45	45	45	45	45	45	10	12	12	15	15	15
	turbine 船		50	50	50	50	50	50	10	12	12	15	15	15
壼室	Diesel 船		50	50	50	50	50	50	—	—	—	—	—	—
	turbine 船		55	55	55	55	55	55	—	—	—	—	—	—
F.O setting tank			55	55	55	55	55	55	0	5	5	10	10	10
F.O service tank			55	55	55	55	55	55	0	5	5	10	10	10

註) 冷房時

*1 室內溫度 +2°C

*2 室內溫度 +3°C

*3 外氣溫度

*4 外氣溫度 -2°C

*5 外氣溫度

*6 外氣溫度 +5°C

t_r : 구조체를 통과하는 온도(°C)
 H : 공조구역에 침입하는 열량
 (kcal/h)

$$t_e = I \cdot a / \alpha_o + t_o$$

여기서, I : 구조체가 받는 쏘일사량(kcal/
 $m^2 h$)

a : 구조체의 흡수율

α_o : 구조체의 표면 열전달율(kcal/
 $m^2 h ^\circ C$)

t_o : 외기온도(°C)

船舶은 陸上의 건축물과는 달라서 緯度, 季節, 時間의 關係가 一定하지 않으므로 相當의 기온도(t_e)를 구하기가 상당히 복잡하다. 아래 表 3 은 그 相當외기온도를 나타낸다.

表 3

exposed deck		outside temp+ 25 °C
shaded. deck	awning	" + 7 °C
	const. wall	" + 2 °C
exposed steel wall		" + 15 °C
shaded steel wall		" + 2 °C

ex) 外氣溫度 35 °C일 때.
 폭로갑판의 $t_e = 35 + 25 = 60 ^\circ C$

(4) 冷却海水 溫度

呼 稱	基準值	適用航行區域
冷却海水溫度基準 A	32 °C	遠洋區域
冷却海水溫度基準 B	30 °C	近海區域
冷却海水溫度基準 C	28 °C	沿海區域

(5) 蒸氣壓力

呼 稱	基準值	備 考
蒸氣壓力基準 A	3.0 kg/cm ² g (飽和)	蒸氣式 加熱器 및 加濕用의 경우
" B	3.5 " (")	"
" C	4.0 " (")	"
" D	4.0 ~ 16.0 (kg/cm ² g)	steam ejector 使用의 경우

(6) 外氣取入量

- 1) 1人當 外氣取入量
- 2) 全送風量에 對한 外氣量

區 畫	全送風量에 對한 外氣量 (%)
私 室	30 以上
公 室	"
客船의 2等室이 나 多人室	"

3) 各 規格, 新鮮空氣取入量

(7) 換氣回數

冷暖房時의 換氣回數는 風量決定法에서 求하는 必要風量에서 求해진다. 各 規格에 最低換氣回數를 求하는 方法에는 初期의 計劃時 概略風量을 算出하는 方法과 各 rule이 定하는 參考資料에 의한다.

本 基準, 最低換氣回數는 6 R/H로 한다. DTI, NSC 規格은 最少 6 R/H로 規定하고 있다.

3. 熱負荷計算

(1) 熱負荷(Heat Load)

1) 冷房負荷의 分類(Cooling Load)

① 室內取得熱量(Room Heat Gain)

가. 유리에서의 取得熱量(Solar Gain of Glass): q_G

가) 直接日射에 의한 것(q_{GR})

나) 傳導·對流에 의한 것(q_{GT})

나. 壁體 및 지붕에서의 取得熱量(Solar Gain of Walls & Roof) = q_W

壁體 및 지붕을 제외한 取得熱量(Trans Gain Except Walls & Roof) = q_M

- 가) 격벽에서의 열량(q_{MP}) ... Partition
 - 나) 천정 " (q_{MC}) ... Ceiling
 - 다) 바닥 " (q_{MF}) ... Floor
- 다. 隙間風 및 外氣에 의한 熱量(Infiltration & Outside air) = q_I, q_O
- 가) 顯熱(q_{IS}, q_{OS})
 - 나) 潛熱(q_{IL}, q_{OL})
- 라. 人體의 發生熱量(Personal Heat) = q_P
- 가) 顯熱(q_{PS})
 - 나) 潛熱(q_{PL})
- 마. 器具의 發生熱量(Equipment Heat) = q_E
- 가) 顯熱(q_{ES})
 - 나) 潛熱(q_{EL})
- ② 機器內 取得熱量(Inter Machine Heat Gain)
- 가. 送風機에 의한 取得熱量(Heat Gain of Blower) = q_B
 - 나. Duct에서의 熱量(Heat Gain of Duct) = q_D
- ③ 再熱負荷(Reheating) = q_R
- ④ 外氣負荷(Heat Gain of Fresh Air) = q_F

- 가. 顯熱(q_{FS})
 - 나. 潛熱(q_{FL})
- ※ 記號說明
- G (Glass)
 - R (Radiation)
 - T (Transmission)
 - W (Wall)
 - E (Miscellaneous)
 - P (Partition)
 - C (Ceiling)
 - F (Floor)
 - I (Infiltration)
 - S (Sensible Heat)
 - L (Latent Heat)
 - P (Person)
 - E (Equipment)
 - B (Blower)
 - D (Duct)
 - R (Reheating)
 - F (Fresh Air)

※ 說 明

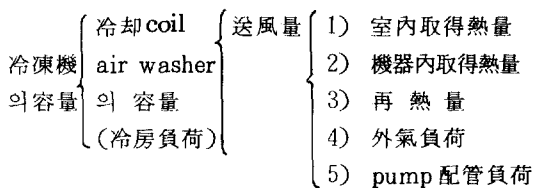
①은 室內에서 發生 혹은 室內에 侵入하는 熱量이며, 대개의 경우 冷房負荷의 50~60%를 차지한다.

②는 空氣調和用 裝置內에서 取得하는 熱量이다.

③은 再熱을 必要로 하는 경우에만 생긴다.

④는 外氣를 送風量의 일부에 混入해서 室內에 도입하기 때문에 생기는 熱量이며, 外氣의 도입은 室內 居住人員을 위한 換氣이므로 이것은 換氣負荷라고도 한다.

2) 冷房負荷와 機器容量의 關係



< 整 理 >

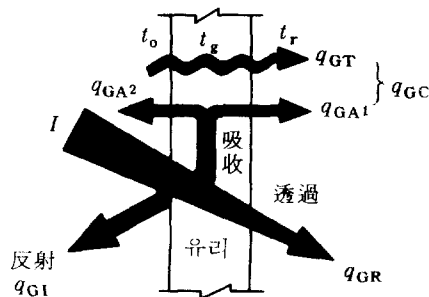
冷房負荷(Q_T)

$$Q_T = q_G + q_W + q_M + q_I + q_O + q_P + q_E + q_B + q_D + q_R + q_F$$

$$= (q_{GR} + q_{GT}) + q_W + (q_{MP} + q_{MC} + q_{MF}) + (q_{IS} + q_{IL}) + (q_{OS} + q_{OL}) + (q_{PS} + q_{PL}) + (q_{ES} + q_{EL}) + q_B + q_D + q_R + (q_{FS} + q_{FL})$$

(2) 熱負荷計算(Heat Load Calculation)

1) 유리面으로부터의 取得熱量(q_G)



$$\left. \begin{aligned} q_G &= q_{GR} + q_{GT} \\ q_{GR} &= A \cdot 445 \cdot 0.5 \text{ (暴露glass)} \\ q_{GR}' &= A \cdot 35 \text{ (日陰glass)} \\ q_{GT} &= A \cdot \Delta T \cdot 5.5 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

여기서, $\left\{ \begin{aligned} A &= \text{glass 面積 (m}^2\text{)} \\ \Delta T &= \text{외기온도-실내온도 (}^\circ\text{C)} \\ 5.5 &= \text{glass의 熱貫流率 (kcal/m}^2\text{ h }^\circ\text{C)} \end{aligned} \right.$

2) 周圍에서 傳熱負荷(q_w)

$$q_w = A \cdot \Delta T \cdot K \dots\dots\dots (2)$$

여기서, $\left\{ \begin{aligned} A &= \text{構造體, 天井, 床 등의 面積} \\ \Delta T &= \text{주위온도-室溫 (}^\circ\text{C)} \\ K &= \text{熱貫流率 (kcal/m}^2\text{ h }^\circ\text{C)} \end{aligned} \right.$

3) 隙間風에 의한 熱量(q_1): 冷房의 경우 無視하는 수도 있다.

$$\begin{aligned} q_1 &= q_{1s} + q_{1L} \\ q_{1s} &= 0.24 G_1 (t_o - t_r) \\ &= 0.29 Q_1 (t_o - t_r) \dots\dots\dots (3) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{1L} &= G_1 (x_o - x_r) r \\ &= 720 Q_1 (x_o - x_r) \dots\dots\dots (4) \end{aligned}$$

여기서, $\left\{ \begin{aligned} G_1 &= \text{隙間風量 (kg/h)} \\ Q_1 &= \text{'' (m}^3\text{/h)} \\ t_o, t_r &= \text{外氣 및 室內的 溫度 (}^\circ\text{C)} \\ x_o, x_r &= \text{外氣 및 室內的 絶對濕度 (kg/kg)} \\ r &= \text{水蒸氣의 蒸發潛熱 (kcal/kg)} = 597 \end{aligned} \right.$

※ Door의 開閉에 의한 隙間風量(室內人員, 1人當의 隙間風量: $\text{m}^3\text{/h}$)

General cabin = 4.2~6.0 $\text{m}^3\text{/h}$

Mess room = 4.2~8.5 $\text{m}^3\text{/h}$

※ 隙間風量의 略算式

$$Q_1 = nV \quad n = \text{換氣回數} = 0.5$$

$$V = \text{室容積 (m}^3\text{)}$$

4) 外氣에 의한 熱量(q_o)

$$q_o = q_{os} + q_{ol}$$

$$\begin{aligned} q_{os} &= 0.24 Q_o (t_o - t_r) \cdot B_F \\ &= Q_o \times (t_o - t_r) \times B_F \times 0.29 \dots\dots\dots (5) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{ol} &= G_o (x_o - x_r) \cdot r \\ &= Q_o \times (x_o - x_r) \times B_F \times 720 \dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

여기서, $\left\{ \begin{aligned} G_o &= \text{1人當 적당외기량} \times \text{인원 수 (kg/h)} \\ Q_o &= \text{1人當 적당외기량} \times \text{인원 수 (m}^3\text{/h)} \\ t_o, t_r &= \text{外氣 및 室內的 溫度 (}^\circ\text{C)} \\ x_o, x_r &= \text{外氣 및 室內的 絶對濕度 (kg/kg)} \\ B.F &= \text{Bypass Factor (0.16 ~ 0.20)} \\ r &= \text{수증기의 蒸發潛熱 (kcal/kg)} = 597 \\ 0.29 &= v \times CP = 1/0.83 \text{ kg/m}^3 \times 0.24 \text{ kcal/kg} = 0.29 \text{ kcal/m}^3 \\ 720 &= v \times r = 1/0.83 \text{ kg/m}^3 \times 597 \text{ kcal/kg} = 720 \text{ kcal/m}^3 \end{aligned} \right.$

5) 人體의 發生熱量(q_p)

$$q_p = q_{ps} + q_{pl}$$

$$q_{ps} = n \times q_s \dots\dots\dots (7)$$

$$q_{pl} = n \times q_L \dots\dots\dots (8)$$

여기서, $\left\{ \begin{aligned} n &= \text{人員數} \\ q_s &= \text{1人當 發生顯熱 (kcal/h} \cdot \text{人)} \\ q_L &= \text{1人當 發生潛熱 ('')} \end{aligned} \right.$

表 4 室溫에 따른 顯熱 및 潛熱

Room temp. Heat	32°C		30°C		28°C		26°C	
	S.H	L.H	S.H	L.H	S.H	L.H	S.H	L.H
General cabin	17	95	35	79	49	52		
Saloon, office chart					50	63		
Mess room	20	118	35	99	55	83		

6) 機具의 發生熱量(q_E)

① 照明器具

가. 白熱燈

$$q_{E1} = \text{使用電力(W)} \times 0.86 \dots\dots\dots (9)$$

나. 螢光燈

$$q_{E2} = (\text{使用電力(W)} \times 1.25 \text{ (W)} \times 1/2) \times 0.86 \dots\dots\dots (10)$$

② 電動機(q_{E2})

가. 電動機와 이것에 의해 驅動되는 기계가 함께 室에 있을 경우

ex) 소형냉장고, 선풍기

$$q_{E3} = 860 \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot P / \eta_m \dots\dots\dots (11)$$

나. 電動機는 室外에 있고 室內의 機械를 驅動할 때

$$q_{E4} = 860 \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot P \dots\dots\dots (12)$$

다. 同上的 경우 電動機가 설치되어 있는 室內

$$q_{E5} = 860 \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2 \cdot P \{ (1/\eta_m) - 1 \} \dots\dots (13)$$

여기서, P = 電動機 定格出力(Name plate 表示의 kW)
 η_m = Motor 效率 (表 5)
 φ_1 = 所要動力/定格出力
 φ_2 = 電動機의 稼動率

表 5. Motor 出力과 效率의 관계

kW	0~0.4	0.75~3.7	5.5~15	20 以上
η_m	0.60	0.80	0.85	0.90

여기서, G_F = 外氣量(kg/h)
 Q_F = 外氣量(m^3/h)
 t_o, t_r = 외기 및 실내의 溫度($^{\circ}C$)
 x_o, x_r = 외기 및 실내의 絕對濕度(kg/kg)
 r = 수증기의 蒸發潛熱(kcal/kg)

表 6. 器具에서의 取得熱量(Kcal/h)

名 稱	顯 熱	潛 熱
백열전등, 전열(kW당)	860	—
형광등(kW당)	1,000	—
전기냉장고, 선풍기 등의 전기기계(kW당)		
0~0.4 kW	1,400	—
0.75~3.7	1,100	—
5.5~15	1,000	—
Gas coffee urn (1대당)	620	620

表 7. 室別 外氣取入量

區 畫	1人當 外氣取入量($m^3/h \cdot p$).	
私 室	25.5	
公 室	17.0 ~ 25.5	
2 等 室	항해시간 5시간 이내	10~12
및	항해시간 5~10시간 이내	10~15
多人數室	항해시간 10시간 이상	15~17

表 8. 各 規格 新鮮空氣 取入量

規 格	新鮮空氣取入量	備 考
DTI (British)	冷房時 17.0 $m^3/h \cdot p$ 暖房時 25.5 "	○ 冷暖房時
NSC(DNC) (Norway)	1人室 60 m^3/h	○ 總風量の 50%以上 의 신선 공기량
	2 " 75 "	
	3 " 90 "	
	4 " 105 "	
	5 " 25 $m^3/h \cdot p$	
USCG(USA)	17.0 $m^3/h \cdot p$	
DSS(Denmark)	20.0 "	全新鮮空氣
US Navy	8.5 "	

註) DTI = Department of Trade and Industry (England)
 NSC(DNC, DNS) = Norwegian ship control (Norway)
 Det Norske Skipstontroll (Norway)
 USCG = United States Coast Guards (America)
 DSS = Direktoratet for Statens Skibstilsyn (German)

$$* Q = \frac{q_s}{0.29 \cdot \Delta t}$$

$$\Delta q = \frac{632 Q \cdot \Delta P}{75 \times 3600 \times \eta}$$

if, $\eta = 0.50$

$$\therefore \frac{\Delta q}{q_s} = \frac{1.67}{100} \times \frac{\Delta P}{\Delta t}$$

여기서, $\left\{ \begin{array}{l} Q = \text{送風量 (m}^3/\text{h)} \\ q_s = \text{室內取得熱量 (kcal/h)} \\ \Delta t = \text{吹出溫度差 (}^\circ\text{C)} \\ \Delta P = \text{Fan 靜壓 (mmAq)} \\ \eta = \text{靜壓效率} \end{array} \right.$

天井, 床面積 $A = \omega \times \ell$

壁面積 $A = (\omega, \ell) \times (H^{*1}, h^{*2})$

여기서, $\left\{ \begin{array}{l} \omega, \ell = \text{內張寸法} \\ h = \text{天井 높이} \\ H = \text{deck 높이} \end{array} \right.$

- *1. deck 높이 H 를 사용하는 경우
 外法寸法 H 를 사용할 경우 熱負荷計算에 있어서 內張寸法으로 計算하는 경우의 約 10%가 增加한다.
 正確한 熱負荷는 內張寸法과 外法寸法の 中間寸法을 취하는 것이 좋다.
- *2. 天井 높이 h 를 사용하는 경우
 이 경우의 合計 顯熱負荷는 安全率 5~10%를 취한다.

(2) 有效室容積

室容積 V 는 아래 式에 따른다.

$$V = \omega \times \ell \times A$$

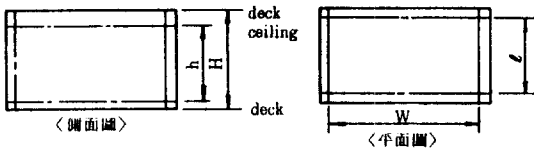
換氣回數의 計算에는 위 式의 V 에 계수 C 를 곱한 有效室容積(V_E)를 使用한다.

$$V_E = \omega \times \ell \times h \times C$$

- 註) ① 天井 높이 h , 不明의 경우 $h = H \times 0.85$
 ② 家具류, 기타에 대한 계수 C
 Bed가 있는 室: $C = 0.9$
 公室, 其他의 Bed가 없는 방: $C = 0.95$

4. 室內 有效面積 및 容積

(1) 室內面積



5. 熱通過率(Heat transfer coefficient)

(1) Exposed Deck

No	Construction	Insulation			K	No	Construction	Insulation			K
		Steel	Bm	Ceil				Steel	Bm	Ceil	
1		-	-	-	6.32	7		50t GW	25t GW	6t PW	0.90
2		-	-	6t PW	2.97	8		50t GW	50t GW	6t PW	0.74
3		8t DC	-	-	5.27	9		75t GW	50t GW	6t PW	0.54
4		25t GW	-	6t PW	1.92	10		75t GW	75t GW	6t PW	0.51
5		25t GW	25t GW	6t PW	1.43	11		100t GW	50t GW	6t PW	0.42
6		50t GW	-	6t PW	1.26	12		100t GW	100t GW	6t PW	0.39

(2) Exposed Side Wall

No	Construction	Insulation			K	No	Construction	Insulation			K
		Steel	Bm	Ceil				Steel	Bm	Ceil	
1		-	-	-	6.32	5		25t GW	25t GW	6t PW (AB)	1.43
2		-	-	6t PW	2.97	6		50t GW	25t GW	"	0.90
3		25t GW	-	6t PW (AB)	1.92	7		50t GW	50t GW	"	0.74
4		50t GW	-	"	1.26						

(3) Inside Deck

No	Construction	Insulation			K	No	Construction	Insulation			K
		Steel	Bm	Ceil				Steel	Bm	Ceil	
1		-	-	-	5.20	7		25t GW	-	6t PW	1.63
2		-	-	6t PW	2.32	8		50t GW	-	6t PW	1.18
3		25t GW	-	6t PW	1.92	9		50t GW	25t GW	-	0.94
4		50t GW 3t BT	-	6t PW	1.11	10		10t capet 6t DC	-	6t PW	0.86
5		50t GW 3t BT	25t GW	6t PW	0.82	11		10t capet 6t DC	-	6t PW	1.53
6		50t HB	-	-	0.74	12		10t C 10t A 15t PW	-	6t PW	1.14

(4) Scuttle

No	Construction	Insulation			K	No	Construction	Insulation			K
		Steel	Bm	Ceil				Steel	Bm	Ceil	
1		-	-	-	5.5						

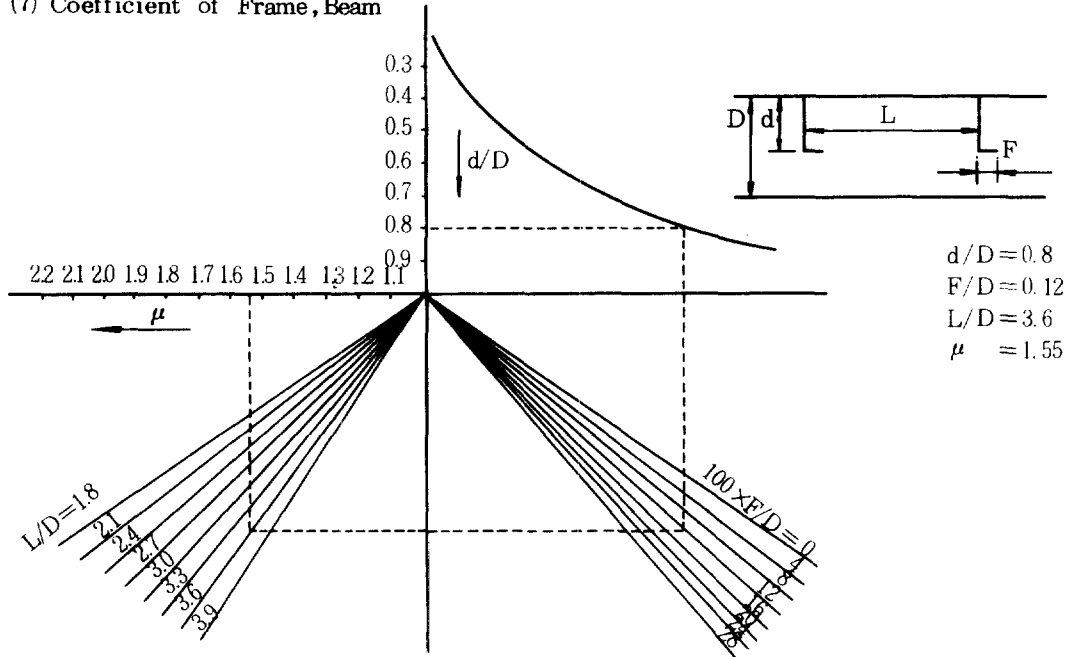
(5) Engine Side Wall

No	Construction	Insulation			K	No	Construction	Insulation			K
		Steel	Bm	Ceil				Steel	Bm	Ceil	
1		50t GW	-	-	1.32	5		50t GW	50t GW	6t PW 12CB	0.67
2		50t GW	-	6t PW	0.67	6		100t GW	50t GW	6t PW 12CB	0.42
3		100t GW	-	6t PW	0.39	7		50t GW	-	6t PW 12CB	1.21
4		50t GW	25t GW	-	0.98						

(6) Inside Wall

No	Construction	Insulation			K	No	Construction	Insulation			K
		Steel	Bm	Ceil				Steel	Bm	Ceil	
1		-	-	22PW	2.39	3	H	-	-	9tPW	1.56
				22CB	2.02					9tPW	
2	H	-	-	9tPW	2.24	4	H	25tGW	-	9tPW	1.61
				PW							

(7) Coefficient of Frame, Beam



1) 일반적인 식

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_o} + \sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_i}$$

2) Framel Beam을 고려한 경우

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_o} + \frac{1}{\alpha_i} + \frac{\sum \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{m_L}}{\mu}$$

- 註) $\left\{ \begin{array}{l} \text{G}\cdot\text{W}(\text{glass wool}) \quad \lambda=0.035 \\ \text{P}\cdot\text{W}(\text{ply wood}) \quad \lambda=0.13 \\ \text{D}\cdot\text{C}(\text{deck comp}) \quad \lambda=0.26 \\ \text{C}\cdot\text{B}(\text{chip board}) \quad \lambda=0.09 \end{array} \right.$

여기서,

- K : heat transfer coefficient (kcal/m²h °C)
- α_o : out side air heat transfer (kcal/m²h °C)
- α_i : inside air heat transfer (kcal/m²h °C)
- λ : insulation-heat transfer (kcal/m²h °C)
- δ : thickness of insulation (m)
- μ : beam, frame, etc. coefficient (to be : 1.3~1.75) (not to be : 2.6)
- m_L : factor of air boundary

6. 器機選定

(1) 冷凍機 (Refrigerator)

船舶의 空氣調和 裝置에 使用하는 冷凍機는 주로 Freon係 冷媒를 使用하는 증기압축식 냉동기이다.

冷凍能力은 冷房能力에 여유율을 곱한 값이 되며, 간접식의 경우의 여유율은 10~15%이며, 직접식의 경우는 5~10% 정도가 된다.

$$Q_R = (1 + K_{RM}) \cdot Q_{GT}$$

여기서, $\begin{cases} Q_R = \text{必要冷凍機能力 (kcal/h)} \\ Q_{GT} = \text{冷房能力 (kcal/h)} \\ K_{RM} = \text{여유율} \end{cases}$
 직접팽창식의 경우 = 5~10%
 간접식의 경우 = 10~15%

① 壓縮機 (Compressor)

증기압축식 냉동기의 냉동능력 (Q_R)

$$Q_R = G_R \cdot E_r$$

$$G_R = V \cdot 1/v \cdot \eta_v$$

$$V = \pi/4 \cdot D^2 \cdot L \cdot N \cdot n \cdot 60 \text{ (單動往復式)}$$

$$V = \pi/4 \cdot (D^2 - d^2) t_s \cdot n \cdot 60 \text{ (回轉式)}$$

여기서, $\begin{cases} Q_R = \text{冷凍能力 (kcal/h)} \\ G_R = \text{冷媒循環量 (kg/h)} \\ E_r = \text{단위냉동효과 (kcal/kg)} \\ V = \text{Piston displacement (m}^3/\text{kg)} \\ v = \text{吸入冷媒 gas의 비체적 (m}^3/\text{kg)} \\ \eta_v = \text{壓縮機의 容積效率} \\ D = \text{Cylinder Dia (m)} \\ d = \text{회전 Piston 외경 (m)} \\ L = \text{Stroke (m)} \\ N = \text{氣筒數} \\ n = \text{회전수 (rpm)} \\ t_s = \text{기통의 두께} \end{cases}$

② 壓縮機用 電動機 (Motor)

$$L_{RM} = (1 + K_{RM}) \cdot L_R$$

$$L_R = \frac{G_R \cdot A_W}{860 \cdot \eta_m \cdot \eta_c}$$

여기서, $\begin{cases} L_{RM} = \text{Motor 출력 (kw)} \\ L_R = \text{압축기의 소요동력 (kw)} \\ K_{RM} = \text{여유율} \dots 0.05 \sim 0.1 \\ G_R = \text{냉매순환량 (kg/h)} \\ A_W = \text{單位壓縮量 (kcal/kg)} \\ \eta_m = \text{기계 효율} \\ \eta_c = \text{압축효율} \\ \times \eta_m \cdot \eta_c = 0.65 \sim 0.7 \text{ 정도} \end{cases}$

(2) 凝縮器 (Condenser)

$$q_C = A_C \cdot u \cdot \Delta t_m$$

$$A_C = \frac{q_C}{u \cdot \Delta t_m}$$

여기서, $\begin{cases} q_C = \text{凝縮熱量 (kcal/h)} \\ A_C = \text{필요전열면적 (m}^2) \\ u = \text{열관류율 (kcal/m}^2\text{h}^\circ\text{C)} \\ \Delta t_m = \text{평균온도차 (}^\circ\text{C)} \end{cases}$

$$A_C' = (1 + K_C) \cdot A_C$$

여기서, $\begin{cases} A_C' = \text{응축기의 전열면적 (m}^2) \\ K_C = \text{여유율} \dots 0.1 \end{cases}$

① 凝縮熱量

$$q_C = Q_R + 860 \cdot L_{RM}$$

여기서, $\begin{cases} q_C = \text{응축열량 (kcal/h)} \\ Q_R = \text{냉동능력 (kcal/h)} \\ L_{RM} = \text{압축기동력 (kw)} \end{cases}$

$$q_C = (1 + K_{AL}) \cdot Q_R$$

여기서, $\begin{cases} q_C = \text{응축열량 (kcal/h)} \\ Q_R = \text{냉동능력 (kcal/h)} \\ K_{AL} = \text{압축仕事係數} \\ K_{AL} = \frac{860 \cdot L_{RM}}{Q_R} \end{cases}$

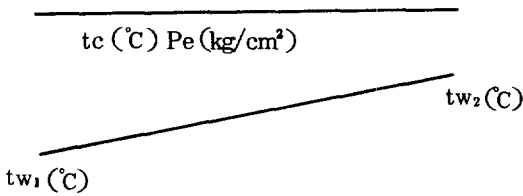
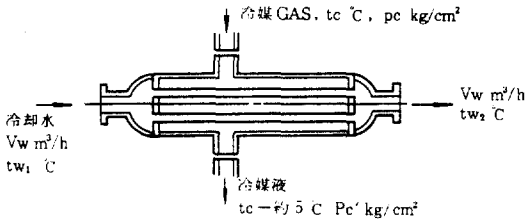
② 冷却水 出入口 溫度差와 冷却水量

$$q_C = V_W \cdot C_W \cdot \gamma_W \cdot \Delta t_W \times 1000$$

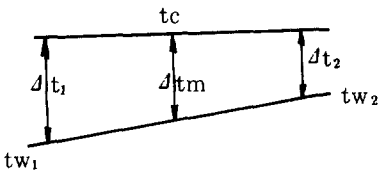
$$V_W = \frac{q_C}{C_W \cdot \gamma_W \cdot \Delta t_m \cdot 1000}$$

$$\Delta t_W = t_{W2} - t_{W1}$$

- 여기서,
- q_c = 응축열량 (kcal/h)
 - V_w = 冷却水量 (m^3/h)
 - C_w = 冷却水の 比熱 (kcal/kg $^{\circ}C$)
 - γ_w = 冷却水の 比重 (kg/l)
 - Δt_w = 冷却水 出入口 温度差 (t_{w2} - t_{w1}) $^{\circ}C$
 - t_{w1} = 冷却水 入口 温度 $^{\circ}C$
 - t_{w2} = 冷却水 出口 温度 $^{\circ}C$



$$t_{w2} - t_{w1} = \frac{q_c}{C_w \cdot \gamma_w \cdot V_w \cdot 1000}$$



③ 平均温度差

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$\Delta t_1 = t_c - t_{w1}$$

$$\Delta t_2 = t_c - t_{w2}$$

- 여기서,
- Δt_m = 对数平均温度差 ($^{\circ}C$)
 - t_c = 凝缩温度 ($^{\circ}C$)
 - t_{w1} = 冷却水入口温度 ($^{\circ}C$)
 - t_{w2} = 冷却水出口温度 ($^{\circ}C$)

(3) 冷却器

直接膨胀式과 间接膨胀式의 두 종류가 있다. 주로 공조용으로는 직접팽창식을 사용한다.

- ① 冷媒의 증발온도
2~10 $^{\circ}C$ 적당
- ② 面风速
2.0~3.0 m/s 적당
- ③ 列數
2.5~3.5 mm 4~10列 적당

(4) 加 熱 器

- ① 空氣通過前 面積과 面风速
4.0 m/s
- ② 列 數
3.0~8.0 mm, 1~2列

(5) 펌 프

- ① 펌프의 水量

$$V_{PU} = (1 + K_{VP}) \cdot V_w$$

- 여기서,
- V_{PU} = 펌프의 水量 (m^3/h)
 - V_w = 응축기의 필요냉각수량 (m^3/h)
 - K_{VP} = 펌프수량의 여유율... 0.05

- ② 펌프의 水頭

$$H_{PI} = \sum H_{PI} + H_M + H_V + H_S$$

$$\sum H_{PI} = H_F + H_D$$

- 여기서,
- H_{PI} = 冷却水配管係의 손실수두(m)
 - H_F = 直管部の 마찰손실(m)
 - H_D = 곡부손실(곡관, 분기 확대등)(m)
 - H_M = 응축기내 손실수두(m)
 - H_V = 토출속도 수두(m)
 - H_S = 静水頭(m)
 - (最低航海喫水線에서 配管中の 最高點까지 높이)

$$H_{PU} = (1 + K_{HP}) \cdot H_{PI}$$

- 여기서,
- H_{PU} = 실제의 펌프수두(m)
 - H_{PI} = 냉각수배관계의 손실수두(m)
 - K_{HP} = 펌프수두의 여유율... 0.1

③ 펌프用 電動機

$$L_{PU} = \frac{0.163 \cdot \gamma_w \cdot V_{PU} \cdot H_{PU}}{\eta_{PU} \cdot 60}$$

- 여기서,
- L_{PU} = 펌프의 필요동력(kw)
 - V_{PU} = 펌프의 수량(m^3/h)
 - H_{PU} = 펌프의 수두(m)

$$\left\{ \begin{array}{l} \gamma_w = \text{유체의 단위 체적중량(kg/l)} \\ \quad (\text{海水는 } 1.025 \text{ kg/l}) \\ \eta_{PU} = \text{펌프의 효율} \\ L_{PU} = (1+K_{PU}) \cdot L_{PU} \end{array} \right.$$

여기서, $\left\{ \begin{array}{l} L_{PM} = \text{펌프용 전동기의 출력(kw)} \\ L_{PU} = \text{펌프의 필요동력(kw)} \\ K_{PM} = \text{펌프용 전동기 출력여유율} \cdot 0.2 \end{array} \right.$

$$L_{FM} = (1+K_{FM}) \cdot L_F$$

여기서, $\left\{ \begin{array}{l} L_{FM} = \text{送風機用 電動機의 出力(kw)} \\ L_F = \text{送風機의 必要動力(kw)} \\ K_{FM} = \text{送風機用 電動기 출력의 여유} \\ \quad \text{율} \cdots 0.1 \sim 0.3 \end{array} \right.$

(6) 送 風 機

① 送風機의 風量

$$V_{FM} = (1+K_{VFM}) \cdot V_F$$

여기서, $\left\{ \begin{array}{l} V_{FM} = \text{송풍기의 풍량(m}^3/\text{h)} \\ V_F = \text{필요 송풍량(m}^3/\text{h)} \\ K_{VFM} = \text{송풍기 송풍량의 여유율} \cdots \\ \quad 0.05 \sim 0.1 \end{array} \right.$

② 送風氣의 壓力

$$H_D = \sum h_D + h_M + h_f + h_o$$

$$\sum h_d = h_f + h_d$$

여기서, $\left\{ \begin{array}{l} h_D = \text{송풍 Duct 계의 손실압력} \\ h_f = \text{Duct 직관부의 마찰손실} \\ h_d = \text{Duct 의 국부손실(확대, 축소,} \\ \quad \text{분기 등)} \\ h_M = \text{공조기내 손실압력} \\ h_I = \text{공기흡입구의 손실} \\ h_o = \text{공기취출구의 손실} \end{array} \right.$

$$H_F = (1+K_{HF}) \cdot H_D$$

여기서, $\left\{ \begin{array}{l} H_F = \text{송풍기의 정압(mmAg)} \\ H_D = \text{duct 계의 압력손실(mmAg)} \\ K_{HF} = \text{송풍기 정압의 여유율} \cdot 0.05 \sim 0.1 \end{array} \right.$

③ 송풍기용 전동기

$$L_F = \frac{V_{FM} \cdot H_{FT}}{6120 \cdot \eta_F \cdot 60}$$

여기서, $\left\{ \begin{array}{l} L_F = \text{送風機의 必要動力(kw)} \\ V_{FM} = \text{送風機의 風量(m}^3/\text{h)} \\ H_{FT} = \text{送風機의 全壓(kg/m}^2\text{)} \\ \eta_F = \text{送風機의 全壓效率} \end{array} \right.$

- axial flow fan = 50~85%
- turbo fan = 60~70%
- limit load fan = 55~65%
- 多翼形 送風機 = 45~60%
- 翼形 送風機 = 70~85%

7. 結 論

以上과 같이 船舶의 空氣調和裝置의 設計에 必要한 資料를 中心으로 그 基本的인 것을 概略的으로 살펴 보았다. 船舶은 陸上과는 使用條件 및 設計條件들이 判이하게 다르므로 船舶用 空氣調和裝置의 設計는 주어진 條件이나 狀態를 各別히 주의해야 할 것이다. 즉 船種이나 使用目的, 航海區域, 그리고 航海日數등에 적합한 最適한 空氣調和裝置의 設計가 이루어져야 한다. 또한, 陸上과는 달리 精確한 資料들의 부족으로 인해, 設計者의 풍부한 經驗的인 知識도 加算되어야 할 것이라 생각된다.

참 고 문 헌

1. 조선설계편람(제 4 판), 1983. 해문당, pp.791~800.
2. SM표준 Hand Book, 1976. "SMA182. 선용통풍 Duck (공조 및 급배기 등)의 설계시공기준", 일본박용공학회.
3. 공기조화, 위생공학편람 II(제 10판), 1983. 금탑, 김교두역, p.88~63, p.78~53.
4. 井上市市, 신판 공기조화핸드북, 1979. 형제사, 위용호 역.
5. Norsk Standard, 1976. NS 6002. 1. Aug.
6. DNV Statutory Certification, 1983. No.II~2.7 Ventilators and Air Pipes.
7. Catalogue (fans and blowers for marine use) Kubota Kogyo Co., Ltd.
8. 사단법인 일본관공사공업협회, 1963. "공기조화장치의 시공과 보수", pp.178~201.