

|||||||
解 說
|||||||

車輛의 空氣調和裝置

李 昌 植*

Air-Conditioning System of Vehicle

Chang Sik Lee*

1. 冷房負荷

(1) 冷房負荷

冷房能力을 決定하기 위하여는 먼저 冷房負荷를 알아야 한다. 冷房負荷에는 ①換氣에 의한 것, ②日射에 의한 것, ③車體表面과 車室內외의 溫度差에 의한 것, ④乘車者의 放熱에 의한 것, ⑤機關의 放熱 등의 것으로 나누어 생각하기로 한다.

지금 冷房負荷를 Q_R 이라 하면

$$Q_R = Q_A + Q_{SOL} + Q_T + Q_P + Q_{OTH} \text{ kcal/h} \dots\dots\dots(1)$$

- 여기서 Q_A : 換氣負荷
- Q_{SOL} : 日射에 의한 負荷
- Q_T : 車體와 室內 溫度差에 의한 負荷
- Q_P : 乘客 및 運轉者의 放熱에 의한 負荷
- Q_{OTH} : 그밖의 熱負荷

換氣는 侵入外氣에 의한 潛熱負荷가 있으므로
 $Q_A = G'_A(h_A - h_R) \dots\dots\dots(2)$
가 된다. 여기서 G'_A 는 換氣空氣量 kg/h , h_A ,

h_R 은 外氣 및 車室內의 空氣의 엔탈피이다.
한편 日射에 의한 熱量 Q_{SOL} 는

$$Q_{SOL} = F_w I_g$$

여기서 F_w 는 窓의 有效面積 (m^2), I_g 는 通過日射量 ($\text{kcal/m}^2\text{h}$)으로서 이 값은 季節이나 日射角에 따라 다르지만 7~8月에는 大략 $450 \sim 650 \text{ kcal/m}^2\text{h}$ 정도로 잡는다. 또 흐린날 이라도 天空輻射를 받으므로 이를 고려하여 계산하여야 한다.

車體와 車室內의 溫度差에 의한 熱量은 熱抵抗 $S_R(\text{h}^\circ\text{K/kcal})$ 을 써서 표시하면

$$Q_T = (T_I - T_R) / R_S \dots\dots\dots(4)$$

다만, T_I, T_R 은 각각 車體表面溫度와 車室內의 溫度이다.

乘車者 1人當의 發熱量은 자리에 앉아 있는 상태에서는 大體로 100 kcal/h 정도이므로 乘車人員數를 N_P 라 하면 다음 式으로 表示된다.

$$Q_P = 100N_P \dots\dots\dots(5)$$

이상을 綜合하면 冷房負荷는 다음 式으로 表示된다.

$$Q_R = G'_A(h_A - h_R) + F_w I_g + (T_I - T_R) / R_S + 100N_P \dots\dots\dots(6)$$

* 正會員, 漢陽大學校 工科大學

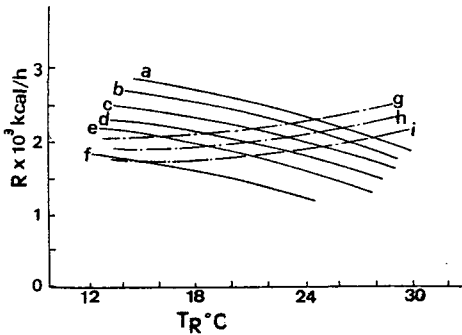
한편 冷房能力 R은 冷房效果 $\Delta H (\text{kcal/kg})$

와 冷媒流量 G_R (kg/h)로부터

$$R = G_R \cdot \Delta H (\text{kcal/h}) \dots\dots\dots (7)$$

가 된다.

그림 1은 小形車用冷房機의 冷房能力과 冷房負荷의 한 例를 圖示한 것이다.



- | | |
|---------------|-------------|
| a = 38°C (外氣) | f = 25°C |
| b = 35°C | g = 60 km/h |
| c = 33°C | h = 50 km/h |
| d = 30°C | i = 20 km/h |
| e = 28°C | |

그림 1 小形車用冷房機의 冷房能力 및 冷房負荷의 例

그림 1에서 點線은 外氣 33°C일 때의 冷房能力이고, 實線은 冷房負荷를 圖示한 것이다.

그림 1에서 曲線 a~i까지의 試驗條件은 壓縮機 100% 作動, 實內濕度 55%일 때이며 冷房方式은 대시方式의 것이다.

冷房時의 車室內의 溫度分布를 살펴보면 그림 2와 같다.

車의 冷房機의 性能을 나타내는 것의 하나로 쿠울 다운이 있다. 이것은 冷房이 시작되어서부터 어느 정도 시간이 지나서 所定의 冷房效果로 되는가를 말하며 短時間에 安定된 領域에 있는 것이 바람직하다.

쿠울다운試驗에 의하면 冷房機를 作動시켜서 보통 30分 程度에서 平均狀態에 達한다.

그림 3은 乘用車用 冷房機의 쿠울다운試驗의

한 例를 圖示한 것이다. 試驗條件은 50km/h의 速度에서, 3人乘의 경우이며, 外氣溫度는 31°C, 濕度는 63%, 맑은 날씨에 對한 實驗值이다.

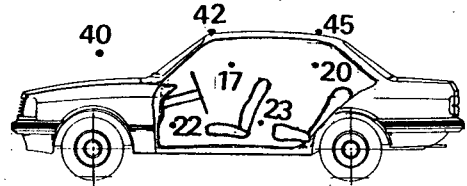


그림 2 冷房時의 溫度分布의 例 (單位 °C)

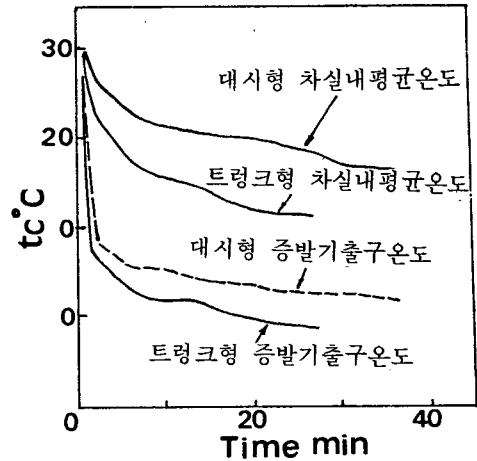


그림 3 乘用車用冷房機의 쿠울다운試驗의 例

式(1)에서 Q_{OTH} 는 機關의 熱負荷 Q_E , 冷房機用 送風機驅動時에 發生하는 熱負荷 Q_M 등의 熱負荷의 總으로 表示된다.

$$Q_{OTH} = Q_E + Q_M + Q_C + Q_{RE} \dots\dots\dots (8)$$

여기서 Q_{RE} 는 위에서 包含되지 않은 負荷이다. 機關의 放熱에 의한 熱負荷 Q_E 는

$$Q_E = K_E (T_E - T_R) F_E \dots\dots\dots (9)$$

가 된다. 다만, K_E 는 總括 熱傳達係數 (kcal / m² h °C)이고, T_E 는 機關이 搭載된 엔진室內溫度이고, F_E 는 傳熱面積 (m²)이다. 또한 Q_C 는 車의 트렁크와 바닥 사이에 傳熱되는 熱量으로

서 Q_E 와 같은 方法을 이용하여 計算한다.

(2) 車體 (vehicle body) 主要부의 熱傳達 係數

溫度 t_0 인 大氣中에 停止狀態에 있을 때의 車主要部의 熱傳達係數를 살펴보면 다음과 같다.⁽¹⁾

車지붕 (roof) $\alpha_0 = 2.63(t - t_0)^{0.25}$
 도어 $\alpha_0 = 1.98(t - t_0)^{0.25}$
 窓유리 $\alpha_0 = 1.98 [(t - t_0) \times \cos(\theta - 90)]^{0.25}$

여기서 θ 는 水平面에 對한 傾斜面角을 의미한다.

한편 車體의 總括熱傳度係數는 大體로 $4.6W/m^2 K$ 로 잡는다.

車窓 유리內面 (inner surface of glass)의 熱傳達係數는 다음 表 1 과 같다.

表 1 車窓유리의 熱傳達係數 α

內 表 面	外 表 面 走 行 時
앞窓유리 $\alpha_i = 0.584V_a^{0.5}$	앞窓유리 $\alpha_o = 3.79v^{0.8}$
옆窓유리 $\alpha_i = 0.495V_a^{0.5}$	옆窓유리 $\alpha_o = 7.21v^{0.8}$
뒤窓유리 $\alpha_i = 0.700V_a^{0.5}$	뒤窓유리 $\alpha_o = 4.65v^{0.8}$
	지붕과 도어 $\alpha_o = 4.41v^{0.8}$

表 1에서 V_a 는 空氣流量 (m^3/h), v 는 車의 速度 (m/s)이다.

(3) 熱負荷에 輕減因子

1) 車體의 塗裝色

車體의 塗裝 색깔은 전체의 冷房負荷를 결정하는 요인의 하나가 된다. 白色塗裝을 한 車와 黑色塗裝을 한 車의 總負荷를 比較하여 보면 5 ~ 8 %의 差가 있는 것으로 지적되고 있다. 따

라서 車體塗裝도 負荷決定의 要因의 하나가 된다.

2) 유리의 種類

車輛의 特性은 많은 窓을 가지고 있으므로 車體의 상당한 部分이 유리로 되어 있다는 점에서 空氣調和負荷決定에 主要한 因子의 하나가 된다.

冷房에서 太陽輻射熱을 차폐하는 것과 유리를 통하여 들어오는 熱을 차폐하는 것은 대단히 중요한 일이다.

車의 유리는 安全運行을 위하여 可視光線의 높은 透過率 (70 %以上) 을 가져야 하며 空氣調和負荷의 減少를 위해서는 높은 赤外線의 遮蔽特性을 가지는 것이 바람직하다.

그림 4는 유리를 통하여 들어오는 熱負荷 Q_G 를 午前 8時로부터 午後 4時까지 比較한 것이다.

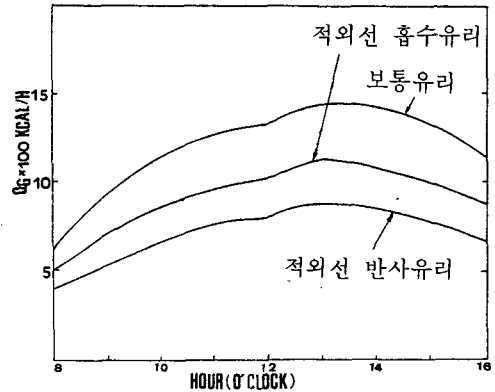


그림 4 유리를 통하여 들어오는 熱負荷

空氣調和裝置에서 負荷輕減을 위해서는 그림 4에서 보는 바와 같이 可視光線의 透過率이 높으면서도 遮蔽性能이 양호한 것을 使用하여야 한다.

(4) 車輛의 空氣調和負荷比率

車輛의 空氣調和設備에서 空氣調和空氣量이 $320m^3/h$ 이고, 外氣 $35^\circ C$ 60 % RH, 新氣모우

드, 乘車人員이 2 名일 때 空氣調和負荷를 綜合的으로 表示하면 다음과 같다.

表 2 新氣모우드일 경우 空氣調和負荷

負 荷	負荷比率
換 氣 負 荷	51.4 %
乘車人員發熱負荷	7.0 %
機關 및 트렁크로부터의 熱負荷	5.3 %
空氣調和機用 電動機에 의한 熱負荷	3.9 %
車體內外壁體의 溫度差에 의한 熱負荷	32.4 %

이 表에서 보는 바와 같이 換氣熱負荷는 總負荷의 約 50 % 以上을 차지하고 있음을 알 수 있다.

2. 自動車の 暖房裝置의 性能

車의 暖房시스템을 設計할 때에는 4 가지 要素에 對하여 檢討하여야 한다.

- ① 熱源
- ② 外氣導入 및 內氣循環
- ③ 暖房空氣의 噴出方向과 그 量
- ④ 空氣溫度的 制御

前報 (14 卷 1 號)에서 다룬 바와 같이 自動車用히이더는 기관이 大氣로 放散하는 熱量을 이용하는 것이 大部分이며 이것만으로 不足時는 燃料을 연소시키는 燃燒式히이더를 갖추도록 한다. 現在에는 溫水式히이더가 많이 使用되고 있다. 히이더 시스템의 基本形式은 外氣導入法과 內氣循環式의 2 가지가 있다.

1) 外氣導入方式

大部分의 車에서는 外氣導入方式이 使用되며, 內氣 및 外氣導入을 調節할 수 있도록 만든다. 이 方式의 長點은

- ① 항상 새로운 공기를 換氣하므로 室內로

新鮮한 空氣가 導入되므로 위생적이다.

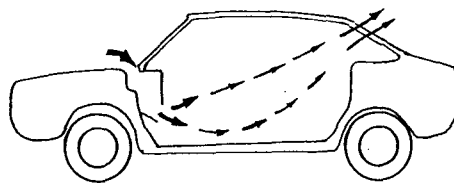


그림 6 外氣導入方法

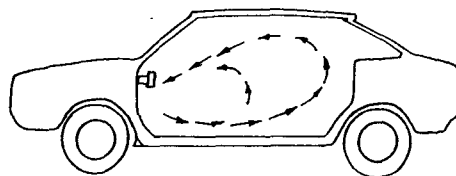


그림 7 內氣循環方式

- ② 比較的 室內가 乾燥하다.

短點으로는

- ① 히이더容量을 크게 해야 한다.
- ② 車外の 먼지가 車室內로 侵入할 우려가 있다.

2) 內氣循環方式

그림 7 과 같이 內氣를 循環시키는 方式으로서 外氣導入式과 反對의 特徵을 갖는다.

승차하고 있는 사람의 快感을 부여하기 위하여는 머리부는 발부분보다 約 5℃ 정도의 溫度差가 있는 것이 좋다. 이렇게 하기 위하여는 발쪽으로 溫風을 噴出하도록 하는 것이 基本이다.

한편 겨울이나 雨期時에 視野를 確保하기 위하여 溫風을 앞면, 옆면의 窓으로 분출시켜 유리에 서리, 結露 등이 생기지 않도록 하는 機能을 갖도록 溫風噴出에 유의하여 設計한다.

溫水 히이더의 空氣 온도는 溫水의 水量制御, 溫風流量制御, 冷氣, 暖氣의 混合制御하여 調節한다.

(1) 히이터 시스템의 성능

히이터의 성능을 결정하는 主要要素에는 다음과 같은 事項들이 있다.

1) 外氣導入方式의 경우

먼저 外氣導入方式에 대한 暖房效率를 求하여 보기로 한다. 일반적으로 물-空氣熱交換器에서는 다음 式이 成立한다.

空氣側의 受熱量 Q 는

$$Q = C_a G_a (T_{A2} - T_{A1}) \dots\dots\dots (10)$$

물側의 放熱量은

$$Q = C_w G_w (T_{w1} - T_{w2}) \dots\dots\dots (11)$$

따라서 물-空氣의 熱交換量은

$$Q = KF (T_w - T_A) \dots\dots\dots (12)$$

가 된다. 式 (12)에서 $T_w - T_A$ 는

$$T_w - T_A = \frac{T_{A2} - T_{A1}}{\ln(T_w - T_{A1}) / (T_w - T_{A2})} \dots\dots\dots (13)$$

이다.

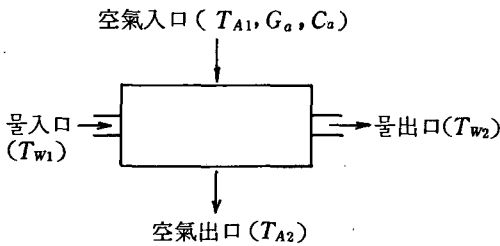


그림 8. 一般의 熱交換器

그림 8에서 空氣入口에서의 溫度를 $T_{A1} \text{ } ^\circ\text{C}$, 風量을 $G_a \text{ kg/h}$, 空氣의 比熱을 $C_a \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$, 空氣出口의 溫度를 $T_{w2} \text{ } ^\circ\text{C}$, 水入出口에서의 溫度를 각각 $T_{w1}, T_{w2} \text{ } ^\circ\text{C}$, 流量을 $G_w \text{ kg/h}$, 比熱을 $C_w \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$ 라 하면 Q 는 다음 式으로 表示된다.

$$Q = \frac{C_a G_a (1 - e^{-KF/C_a G_a}) \Delta T_{w1}}{1 + \frac{C_a}{120 C_w G_w} (1 - e^{-KF/C_a G_a})} \dots\dots\dots (14)$$

여기서 K 는 總括 熱傳達係數 ($\text{kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$), $\Delta T_{w1} = T_w - T_{A1}$, $T_w = (T_{w1} + T_{w2})/2$ 이다.

溫度效率⁽²⁾을 η_T 라 하면

$$\eta_T = \frac{1 - e^{-KF/C_a G_a}}{1 + \frac{C_a G_a}{2 C_w G_w} (1 - e^{-KF/C_a G_a})} \dots\dots\dots (15)$$

가 된다. 따라서 式 (14)는

$$Q = \eta_T \cdot C_a G_a \Delta T_{w1} \dots\dots\dots (16)$$

로 表示된다.

히이터 코어와 室內噴出口 사이의 送風裝置나 덕트 등을 통하는 사이의 熱損失을 Q_B 라 하면

$$Q_B = \frac{(T_{A2} + T_V)/2 - T_{A1}}{R_B} = \frac{\Delta T_{A2} + \Delta T_V}{2 R_B} \dots\dots\dots (17)$$

가 된다.

히이터의 暖房效率 η_{HT} 는 다음 式⁽²⁾으로 表示된다.

$$\eta_{TR} = \frac{\beta \eta_T + Q_P / C_a G_a \Delta T_{w1}}{1 + 1 / (C_a G_a R_s)} \dots\dots\dots (18)$$

여기서 R_s 는 車體表面의 熱抵抗 ($\text{h}^\circ\text{C/kcal}$), Q_P 는 乘車者의 放熱, β 는 式 (19)로 表示되는 溫度維持率이다.

$$\beta = \frac{1 - 1/2 C_a G_a R_B}{1 + 1/2 C_a G_a R_B} \dots\dots\dots (19)$$

2) 內氣循環式의 경우

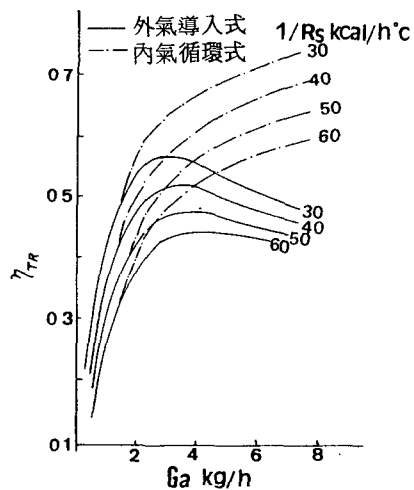


그림 9. 暖房效率의 例

內氣循環式의 暖房效率 η_{TR} 은 다음 式으로 表示된다.

$$\eta_{TR} = \frac{\beta \eta_T + Q_p / C_a G_a \Delta T_{W1}}{(1 + 1 / C_a G_a R_s) - \beta \beta_c (1 - \eta_T)} \dots\dots\dots (20)$$

여기서 β_c 는 車室內로부터 히이터 코어까지의 溫度維持率이다. 그림 9는 暖房效率 η_{TR} 을 外氣導入法과 內氣循環式에 對하여 比較한 것이다. 이것은 水溫 82°C, 外氣 0°C일 때의 資料⁽²⁾를 紹介한 것이다.

3 . 空 氣 調 和 裝 置

히이터와 쿨러를 一體로 하여 冷暖房·除濕機能을 갖는 시스템을 空 氣 調 和 機라 하며 그 주요 요소는 熱源 및 低熱源을 비롯하여 內氣循環, 外氣導入裝置, 冷暖房空氣噴出裝置, 空氣溫度制御裝置 등으로 구성된다.

(1) 熱源 및 低熱源

暖房用히이터는 앞에서 다룬 바 있으므로 여기서는 冷房機에 대하여 다루기로 한다. 冷房機는 機關으로부터 壓縮機를 驅動하여 冷媒가스를 循環시켜 冷房效果를 얻도록 한다.

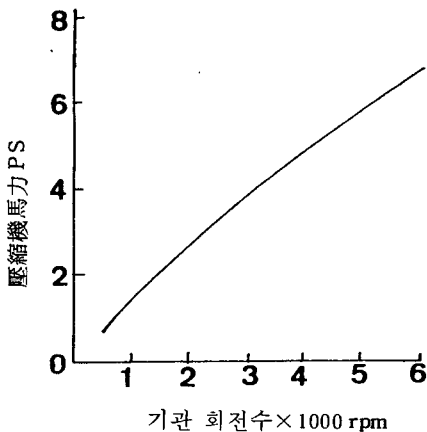


그림 10 . 壓縮機의 消費出力

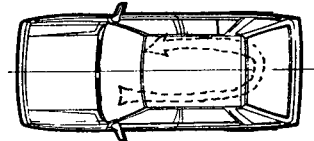
壓縮機驅動에너지는 1,000 ~ 1,600CC의 小形車에서는 그림 10과 같다. 이 線圖에 使用된 壓縮機의 排氣量은 110 ~ 120CC의 것이며, 壓縮機驅動馬力은 결코 작은 값이 아님을 알 수 있다.

(2) 氣流循環方式

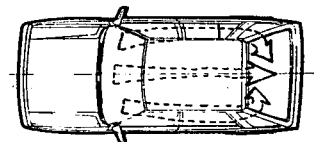
冷房機의 경우에는 小形車에서는 出力의 制限이 있으므로 冷房性能을 좋게 하기 위하여는 內氣循環이 主가 되어야 하나 大形乘用車에서는 外氣導入方式 또는 兩者 併用式이 使用된다.

(3) 冷暖房空氣의 噴出量 및 그 方向

머리 부분을 차게 하고 발부분을 따뜻하게 하기 위하여는 히이터는 발부분으로, 쿨러(冷房機) 및 除濕은 가슴부위의 머리쪽으로 기류 유동이 생기도록 하여야 한다.



(a) 一方通風式



(b) 中央通風式

그림 11. 車室內 空氣흐름의 分布(대시式)

冷暖房을 效率 좋게 하기 위하여 噴出기류 유닛의 설치장소는 대시式, 트렁크式 등이 있으나 一般으로 대시式이 主體가 된다. 大形高級車에서는 트렁크式, 併用式도 많이 쓰인다.

대시式의 氣流分布形成法에는 그림 11과 같이 一方通風式, 中央通風式, 사이드通風式이 있다. 그림 11에서 사이드通風式은 그림 (b)에서

중심으로 흐르는 기류가 없는 방식을 말한다.

(4) 空氣溫度制御

히이터의 경우에는 히이터의 댐퍼位置에 의하여 바람의 흐름을 바꾸어주고 있으나 冷房을 위한 쿨러의 경우에는 噴出口의 溫度를 感知하여 壓縮機를 斷續시키는 方法, 冷風의 流量을 調節하는 方法, 차가운 공기와 따뜻한 공기를 混合制御하는 方法이 있다.

4. 結 論

以上은 주로 乘用車의 空氣調和負荷에 대하여 살펴본 것이나 車輛은 좁은 空間을 最大限으로 活用하는 構造를 갖는 특징이 있으므로 建物の 冷暖房보다 복잡하며 또 車는 大部分의 時間을 走行하고 있는 關係로 車室內의 快適條件을 充足시켜주는 것은 매우 중요하다. 좀더 具體적인 計算 및 資料는 車輛의 負荷計算에 關한 文獻^{(3)~(7)}을 참고로 하면 도움이 될 것으로 생각한다.

參 考 文 獻

1. S. Shimizu, H. Hara and F. Asakawa : "Analysis on Air-conditioning Heat Load of a Passenger Vehicle", Int. J. of Vehicle Design, Vol. 4, No.3, 1983.
2. 星・加藤 : "乗用車の空氣調和" 機械の研究, 第30卷3號 pp.367~368, 1978.
3. J. Nity : "The Heat Transfer Coefficient of a Passenger Car's Body" : SAE paper 790399.
4. James P. Zurich : "An Automotive Electronic Climate Control Heating and Air Conditioning System" SAE paper 800792.
5. J.P. Chiou : "The Effect of the Air Flow Nonuniformity on the Thermal Performance of Evaporator of Automobile Air Conditioning System", SAE paper 840381
6. Y. Yoshida : "An Advanced Car Air-Conditioning System with Microcomputer" SAE paper 83054
7. Gerald L. Qavis : "Computer Simulation of Automotive Air Conditioning -Components, System, and Vehicle", SAE paper 770077.