

< 論 文 >

自動車用 라디에이터의 放熱量에 關한 研究

崔 仁 圭* · 李 振 鎬*

(1977. 6. 27 接受)

The Study on the Thermal Performance of the Automobile Radiators.

In-Kyu Choi and Jin-Ho Lee

Abstract

The experimental research was carried out to investigate the thermal performance of the locally manufactured radiators for 1300cc and 1000cc automobiles.

The choice of ϵ value (the ratio of water tube surface area to the total heat transfer area) resulted in remarkable difference in their performance including the Louver effect, the overall heat transfer coefficient and the heat dissipation capability.

記 號

- A: 라디에이터 全放熱面積(m²)
- A_c: 空氣通過面積(m²)
- A_f: 라디에이터 핀의 放熱面積(m²)
- A_{f1}: 라디에이터 前面面積(m²)
- A_T: 冷却水側 放熱面積(m²)
- C_a: 空氣의 比熱(kcal/kg°C)
- C_w: 冷却水の 比熱(kcal/kg°C)
- G_a: 空氣의 流量(kg/h)
- G_w: 冷却水の 流量(kg/min)
- L: 라디에이터 두께(m)
- Q_w: 라디에이터의 放熱量(kcal/h)
- T_{a'}: 핀의 冷却水管側 溫度(°C)
- T_{a1}, T_{a2}: 라디에이터 入口, 出口 空氣溫度(°C)
- T_{f,m}: 핀의 平均溫度(°C)
- T_{w1}, T_{w2}: 라디에이터 入口, 出口 冷却水溫度(°C)

- U: 熱貫流率(kcal/m²h°C)
- V: 라디에이터 부피(m³)
- b: 핀의 높이(m)
- ϵ : 冷却水側 放熱面積의 全放熱面積에 對한 比, 즉 A_T/A
- η_f : 핀의 效率
- h_a: 空氣側 熱傳達率(kcal/m²h°C)
- \bar{h}_a : 핀效率을 考慮한 空氣側 熱傳達率(kcal/m²h°C)
- h_w: 冷却水側 熱傳達率(kcal/m²h°C)
- k_a: 空氣의 熱傳導率(kcal/mh°C)
- k_f: 핀材料의 熱傳導率(kcal/mh°C)
- τ_a : 空氣의 比重(kg/m³)
- ν_a : 空氣의 動粘性係數(m²/s)
- v_{f1}: 라디에이터 前面風速(m/s)
- Nu_m: 平均 Nusselt 數
- Re: Reynolds 數
- Pr: Prandtl 數
- St: Stanton 數

* 正會員, 延世大學校 工科大學
 본 논문은 1977년 5월 춘계 학술강연회에서 발표되었음.
 本論文에 대한 討論은 1977年 11月 15日까지 本學會 事務室로 送付하여 주십시오.

1. 緒 論

過去 10餘年間 自動車工業 育成施策에 힘입어 우리나라

라에서도 各種 自動車 및 그 部品이 生産되게 되었다. 自動車用 라디에이터도 이러한 部品の 하나이며 現在 完全國產化가 이루어지고 있다. 그러나 이의 性能에 關하여서는 아직도 公表된 資料가 별로 없을 뿐 아니라 不明한 點이 많다.

本 論文에서는 自動車用 라디에이터의 放熱性能에 關한 理論과 1000cc 및 1300cc級 乘用車의 國產 라디에이터에 關한 實驗結果로 부터 그 特性을 究明하고자 한다

2. 解 析

2.1 性能係數 및 放熱量

라디에이터의 冷却水側 및 空氣側 入口와 出口溫度를 그림 (1)과 같이 表示하면, 冷却水側 放熱量은,

$$Q_w = 60 C_w G_w (T_{w1} - T_{w2}) \quad (1)$$

$$Q_w = C_a G_a (T_{a2} - T_{a1}) \quad (2)$$

$$Q_w = UA \Delta T_m \quad (3)$$

으로 表示된다.

여기서 C_w, C_a 는 冷却水 및 空氣의 比熱, G_w, G_a 는 冷却水 流量(kg/min) 및 空氣 流量(kg/h), U 는 熱貫流率(kcal/m²h°C), A 는 全放熱面積(m²)를 나타내며 ΔT_m 는 平均對數溫度差로서

$$\Delta T_m = \frac{(T_{w1} - T_{a1}) - (T_{w2} - T_{a2})}{\ln \frac{(T_{w1} - T_{a1})}{(T_{w2} - T_{a2})}} \quad (4)$$

冷却水基準 性能係數

$$\phi_w = \frac{T_{w1} - T_{w2}}{T_{w1} - T_{a1}} \quad (5)$$

를 使用하여 (1)式을 表示하면,

$$Q_w = 60 \phi_w C_w G_w (T_{w1} - T_{a1}) \quad (6)$$

式 (1), (2), (3), (4)를 利用하여 ϕ_w 를 表示하면¹⁾,

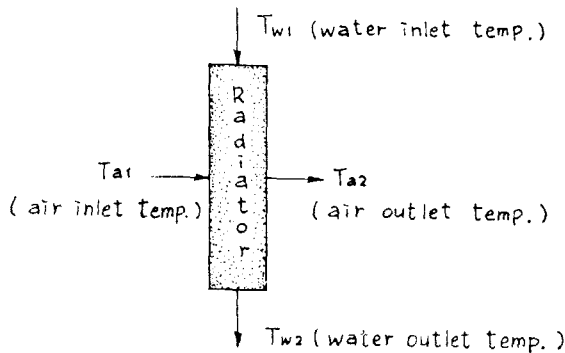


Fig. 1 Radiator Temperature Notation

$$\phi_w = \frac{1 - \exp \left\{ -\frac{UA}{60 C_w G_w} \left(1 + \frac{60 C_w G_w}{C_a G_a} \right) \right\}}{1 + \frac{60 C_w G_w}{C_a G_a}} \quad (7)$$

따라서 (6)式은,

$$Q_w = 60 C_w G_w (T_{w1} - T_{a1}) \frac{1 - \exp \left\{ -\frac{UA}{60 C_w G_w} \left(1 + \frac{60 C_w G_w}{C_a G_a} \right) \right\}}{1 + \frac{60 C_w G_w}{C_a G_a}} \quad (8)$$

로 表示된다.

2.2 熱貫流率

라디에이터에서의 熱傳達過程을 그림 (2)과 같이 나타내면 熱貫流率 U 는,

$$U = \frac{1}{1/h_a + 1/h_w \epsilon + \delta/k_i \epsilon} \quad (9)$$

여기서 ϵ 는 冷却水側 放熱面積의 全放熱面積에 對한 比, \tilde{h}_a 는 핀效率을 考慮한 空氣側 熱傳達率, h_w 는 冷却水側 熱傳達率이다.

(9)式에서 水管壁의 熱傳導率 k_i 는 매우 크므로 水管壁의 熱抵抗을 水側 및 空氣側 熱抵抗에 比해 無視하면 U 는

$$U \approx \frac{1}{1/\tilde{h}_a + 1/h_w \epsilon} \quad (10)$$

로 表示된다.

2.3 핀效率을 考慮한 空氣側 熱傳達率

그림 (3)에서 핀 및 冷却水管의 空氣側 熱傳達率을 h_a , 핀의 傳熱面積을 A_f , 핀의 平均溫度를 T_{fm} 이라 하면

$$Q_w = h_a \{ A_f (T_{fm} - T_a) + A_T (T_{a'} - T_a) \} \\ = h_a A \{ (1 - \epsilon) (T_{fm} - T_a) / (T_{a'} - T_a) + \epsilon \} (T_{a'} - T_a) \quad (11)$$

또 그림 (2)에서 空氣側의 放熱量은

$$Q_w = \tilde{h}_a A (T_{a'} - T_a) \quad (12)$$

로 나타내어 지므로 (11), (12)式에서

$$\tilde{h}_a = h_a \{ (1 - \epsilon) (T_{fm} - T_a) / (T_{a'} - T_a) + \epsilon \} \quad (13)$$

(water side) (tube wall) (air side)

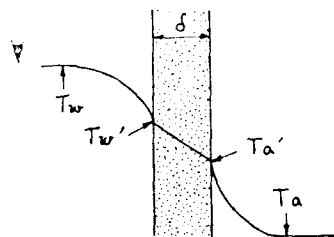


Fig. 2 Temperature Profile

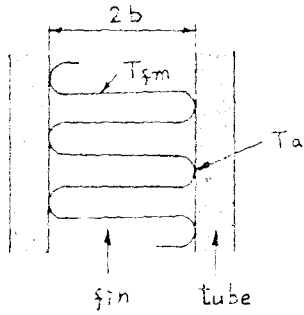


Fig. 3 Fin Temperature

여기서 핀 効率 η_f 는

$$\eta_f = \frac{T_{fm} - T_a}{T_{a'} - T_a} \quad (14)$$

로 나타내어 지므로

$$\bar{h}_a = h_a \{ (1 - \epsilon) \eta_f + \epsilon \} \quad (15)$$

로 된다.

k_f, t 및 b 로 각각 핀의 熱傳導率, 두께 및 높이를 나타내면 (14)식에서 핀 効率 η_f 는

$$\eta_f = \frac{\tanh \sqrt{\frac{2h_a}{k_f \cdot t} \cdot b}}{\sqrt{\frac{2h_a}{k_f \cdot t} \cdot b}} \quad (16)$$

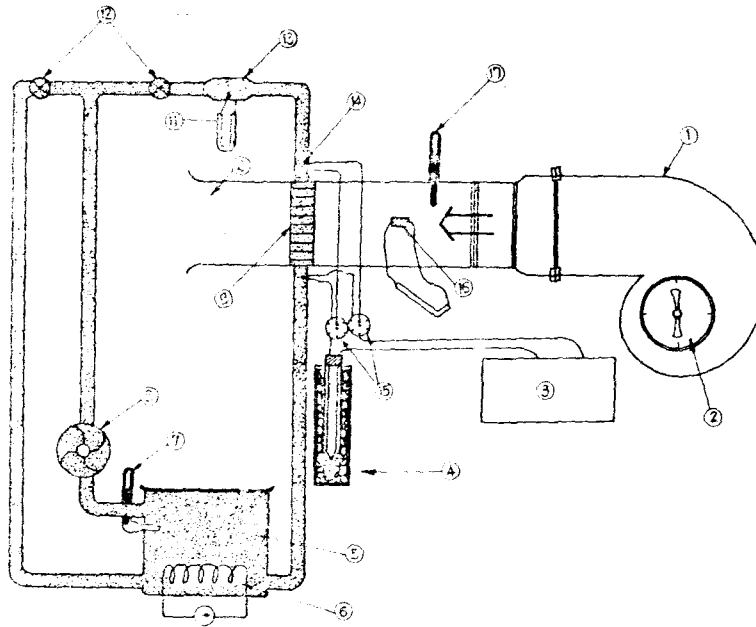
考慮對象이 되고 있는 라디에이터의 핀은 부우버 핀 이므로 부우버 効率 f 를 다음과 같이 정의한다.

$$f = \frac{h_a}{h_{a,p}} \quad (17)$$

여기서 $h_{a,p}$ 는 平板 핀의 空氣側 熱傳導率이며 k_a 를 空氣의 熱傳導率, L 를 라디에이터의 두께, Nu_m 을 平均 Nusselt 數라 하면,

$$h_{a,p} = \frac{k_a}{L Nu_m} \quad (18)$$

平板上的 空氣흐름을 層流라 하면 Pohlhausen 의 式



① Blower Outlet	⑩ Duct Outlet
② Damper	⑪ Manometer
③ Potentio-Meter	⑫ Valve
④ Cold Junction	⑬ Orifice
⑤ Heating Tank	⑭ Thermocouple
⑥ Heater	⑮ Thermocouple Selector
⑦ Thermometer	⑯ Pitot Tube
⑧ Pump	⑰ Thermometer
⑨ Radiator	

Fig. 4 Experimental Rig

에 따라

$$Nu_m = 0.664 R_e^{1/2} P_r^{1/3} \tag{19}$$

또,

$$R_e = \frac{u_0 L}{\nu_a}, \quad P_r = \frac{C_p \gamma_a \nu_a}{k_a} \tag{20}$$

$$u_0 = 3600 \left(\frac{A_{fr}}{A_c} \right) v_{fr} \tag{21}$$

이므로 式 (17)~(21)에서

$$h_a = 40 f k_a^2 C_a^{1/2} \gamma_a^{1/3} \nu_a^{-1/6} \left(\frac{A_{fr}}{A_c} \right)^{1/2} \left(\frac{v_{fr}}{L} \right)^{1/2} \tag{22}$$

여기서 A_{fr} , A_c 는 라디에이터의 前面面積 및 空氣通過面積, v_{fr} 는 前面風速이다.

2.4 冷却水側 熱傳達率

冷却水側 熱傳達率 h_w 는 Hoshi²³⁾가 사용한 Poiseuille 흐름에서의 Abramowitz의 理論計算結果에 따르기로 한다. 이에 依하면,

$$h_w \epsilon = \frac{120 C_w G_w}{A} \cdot \frac{1 - 0.82 e^{-0.10 \rho n l k_w / C_w G_w}}{1 + 0.82 e^{-0.10 \rho n l k_w / C_w G_w}} \tag{23}$$

여기서 ρ 는 水管의 形狀係數이며

$$\rho = \frac{4 S_i}{\pi d^2} \tag{24}$$

이다. S_i 는 水管斷面積, d 는 水管의 水力學的 直徑, n 는 水管數, l 는 水管길이이며 A型 및 B型 라디에이터의 이들의 값은 아래와 같다.

	S_i	d	n	l	ρ
A型	0.00178m ²	0.00425m	68	300mm	4.20
B型	0.00963m ²	0.00289m	56	280mm	4.30

3. 實 驗

3.1 實驗裝置 및 方法

實驗裝置는 그림 (4)와 같다. 電氣히이터로 加熱된 冷却水는 펌프 및 流量調節 閥에 依하여 一定流量으로 라디에이터에 壓送된다. 加熱된 冷却水는 라디에이터를 通過하는 동안 送風機로부터의 空氣流에 依하여 冷却된다. 이때 라디에이터 冷却水 入口溫度와 空氣 入口溫度와의 差를 一定(65°C)하게 維持하기 爲하여 送風機 入口의 風量調節 閥을 使用하였다. 65°C의 溫度差에서 定常狀態에 到達하는 것을 기다려 冷却水의 入口 및 出口溫度와 空氣 入口溫度를 測定하였으며 空氣流速은 피토티브로 冷却水 流量은 오리피스 流量計 및 積算型 流量計로 測定하였다.

表 1. 實驗 라디에이터의 主要諸元

等 級	A型(1300cc級)	B型(1000cc級)
形 式	tube and cor- rugated fin type	左側과 同一
core size (넓이×높이×두께)	490mm×280mm × 32mm	348mm×300 mm×32mm
水流의 方向	cross flow	左側과 同一
fin pitch	5.27mm	2.3mm
fin 두께 (t)	0.07mm	0.20mm
fin 높이 (b)	5.75mm	4.75mm
루우버 形式	— \ \ — / / —	左側과 同一
全放熱面積 (A)	3.281m ²	3.10m ²
fin 側 放熱面積 (A _f)	2.710m ²	2.69m ²
tube 側 放熱面積 (A _T)	0.571m ²	0.41m ²
tube 개수 (列數)	68(2例)	56(2例)
前面面積 (A _{fr})	0.1372m ²	0.1044m ²
通水斷面積	0.00178m ²	0.000963m ²
fin 材質	CuR	左側과 同一
水管形狀係數 (ρ)	4.20	4.30
$\epsilon = A_T/A$	0.174	0.132
$1 - \epsilon = A_f/A$	0.826	0.868
全放熱面積 라디에이터體積 = $\frac{A}{V}$	747.31m ² /m ³	927.92m ² /m ³
流體通過面積 前面面積	空氣側 0.794 冷却水側 0.1135	0.721 0.08648

3.2 實驗 라디에이터의 諸元

本 實驗에 使用한 라디에이터의 諸元은 表 1과 같다.

4. 實驗結果 및 考察

4.1 루우버效果 f

루우버效果 f는 아래의 順序로 算出하였다.

- (1) (22)式에 各物性值 및 實驗值를 代入하여 h_a 와 f의 關係를 求한다.
- (2) h_a 를 (16)式에 代入하여 η_f 와 f와의 關係를 求한다.
- (3) h_a 와 η_f 를 (15)式에 넣어 \bar{h}_a 와 f와의 關係를 求

한다.

(4) (23)式에 各物性值 및 實驗值를 代入하여 $h_w \epsilon$ 의 값을 求한다.

(5) 以上の 結果를 (10)式에 代入하면 f 만으로 이루어지는 方程式이 되므로 이를 滿足하는 f 의 값을 試行錯誤法으로 求한다.

위와 같이 하여 算出한 f 를 그림 (5)에 表示하였다. 그림에서 A 型 라디에이터의 루우버 效果가 B 型의 境遇보다 클 뿐 아니라 R_c 數에 따라 A 型에서는 增加하고 B 型에서는 오히려 減少하고 있다. 이것은 兩者의 ϵ 값 (A 型 0.174, B 型 0.132)의 差異에 起因하며 B 型과 같이 ϵ 값이 적은 境遇는 핀의 脫離가 적어 R_c 數가 적은 곳에서 이미 空氣流의 剝離現象²⁾이 일어나며 A 型과 같이 ϵ 값이 큰 境遇에는 本實驗範圍에서는 이 現象이 일어나지 않고 있는 것으로 考慮된다. Hoshi²⁾는 本實驗에 使用된 型式의 루우버 핀의 루우버 效果는 約 2.2 程度가 된다고 하였으나 本實驗結果로는 루우버 效果 f 의 값이 R_c 의 函數이며 A 型에서 1.7~2.4 程度, B 型에서 1.2~1.7 程度로서 同一型式의 루우버인테도

不拘하고 루우버 效果는 ϵ 의 若干의 差異에 따라 크게 달라지는 것을 確認할 수 있다.

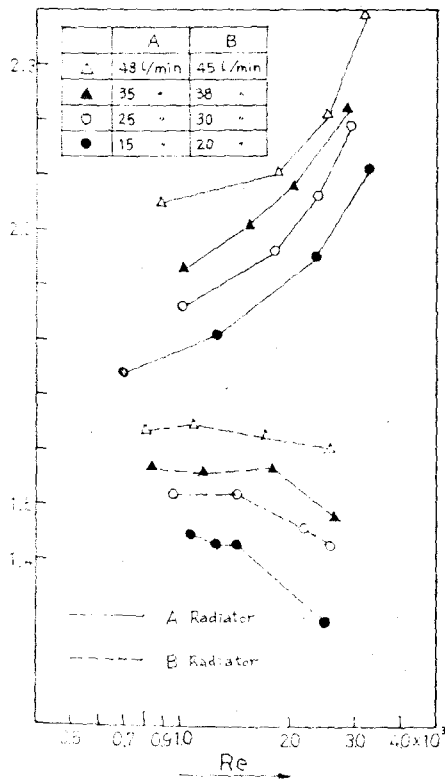


Fig. 5 Louver Effect

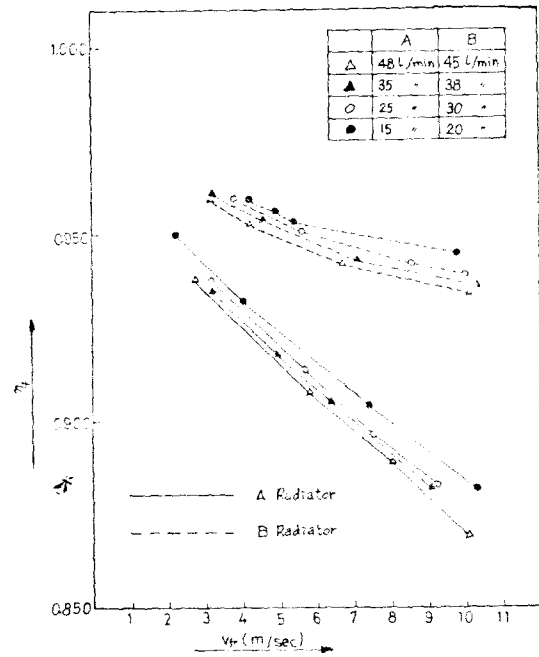


Fig. 6 Fin Efficiency versus Air Velocity

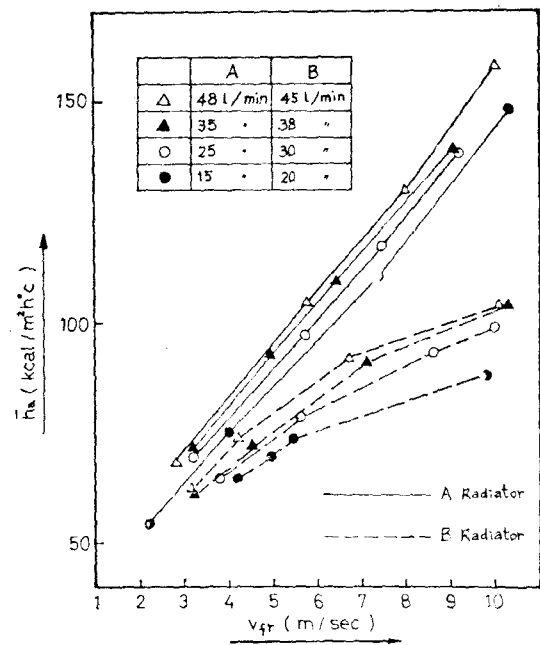


Fig. 7 Mean Heat Transfer Coefficient, Air Side

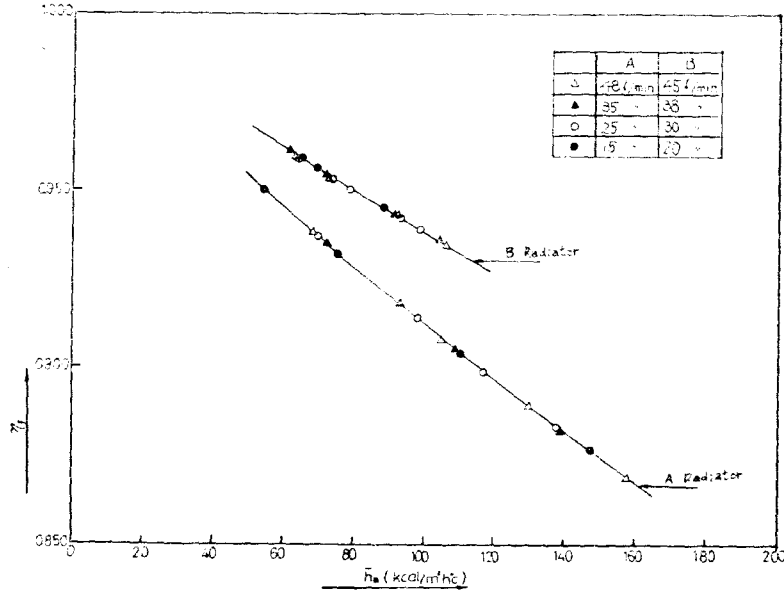


Fig. 8 Fin Efficiency Versus Mean Heat Transfer Coefficient, Air Side

4.2 핀 효율률 η_f 및 핀 효율률을 고려한 공기측 열전달률 \bar{h}_a

4.1.에서 구한 f 의 값을 (22), (16)식에代入, 핀 효율률 η_f 을 구하였으며 이 η_f 와 (15)식으로부터 \bar{h}_a 를 구하였다. 그림 (6)에서 보면 η_f 의 값은 B형이 더 높으나 그림 (7)에서 \bar{h}_a 의 값은 A형이 B형에 비하여 평균 약 30% 크게 되어 있다. 이것은 ϵ 을 크게 하면 η_f 는 감소하나 反面 루우버 효과가 커서 공기측 열전달률이 커

지며 \bar{h}_a 에 미치는 영향은 後者が 前者에 비하여 더 顯著한 것을 意味한다. 그림 (7)을 $S_r \cdot P_r^{2/3}$ 와 R_o 의 關係를 바꾸어 表示한 것이 그림 (9)이며 A, B형은 各己 $\frac{3}{8} - 6.06$ 핀⁴⁾과 $\frac{3}{4} - 11.1$ 핀⁴⁾의 特性과 類似하다고 말 할 수 있다.

4.3. 冷却水측 열전달률 h_w

式(23)으로부터 冷却水측 열전달률 h_w 를 算出하였으며 그 結果는 그림 (10)과 같다.

冷却水量的 多少에 따라 h_w 는 A型에서 1200~1800 kcal/m²h°C, B型에서는 1900~2500 kcal/m²h°C로 變化하고 있으며 相當한 差異가 있다. 그러나 B型的 ϵ 값이 적어서 $h_w \epsilon$ 의 값은 A型에서 200~330 kcal/m²h°C, B型에서 210~320 kcal/m²h°C가 되어 兩者間에 別差異가 없다.

4.4. 熱貫流率 U 및 放熱量 Q_w

式(8)을 U 에 對해서 풀이하면,

$$U = \frac{60C_w G_w}{A} \ln \left\{ \frac{Q_w \left(1 + \frac{60C_w G_w}{C_a G_a} \right)}{60C_w G_w \Delta T_{w1}} \right\} \quad (25)$$

여기서 ΔT_{w1} 은 라디에이터의 冷却水 入口溫度와 空氣 入口溫度와의 差를 나타낸다.

式(1)을 利用, 放熱量 Q_w 를 實驗值로부터 算出하고 이를 (24)식에 代入하여 熱貫流率 U 를 求하였다. 이

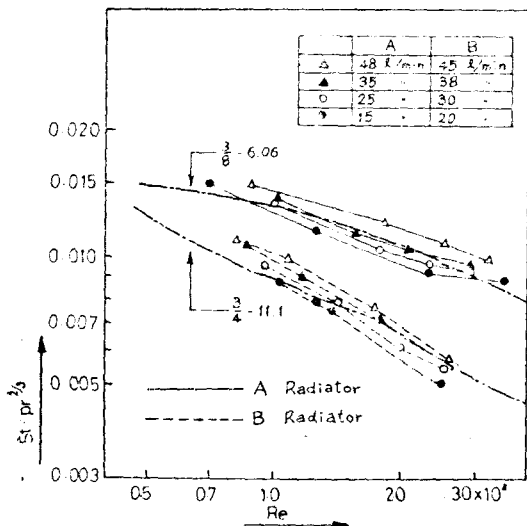


Fig. 9 St. Pr Versus Reynolds Member

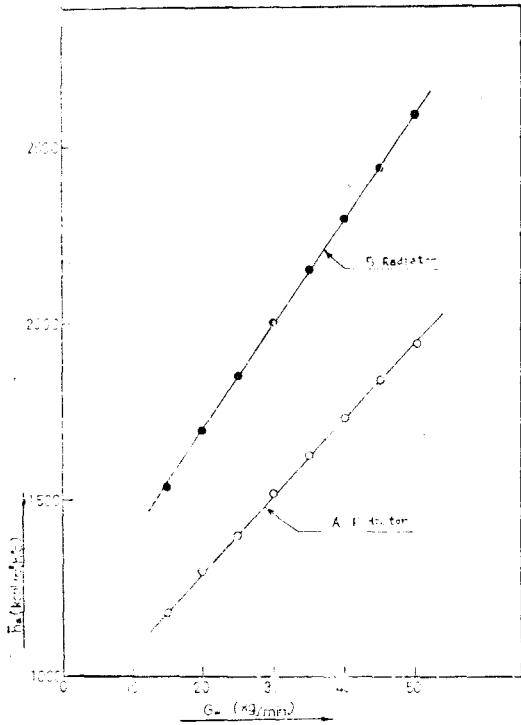


Fig. 10 Heat Transfer Coefficient, Water Side

結果는 그림 (11), (12)와 같다.

熱貫流率 U 는 (10)식과 같이 h_a 와 $h_w \epsilon$ 에 의하여 決定이 된다. 冷却水側의 熱傳達率은 $h_w \epsilon$ 의 값으로 換算하여도 h_a 에 比하여 1.5~2.5倍 程度는 된다. 따라서 U 를 크게 하는데 있어서 ϵ 값을 크게 하여 冷却水側의 熱抵抗을 적게 하는 것은 큰 效果가 없고 空氣側의 熱抵抗을 減少시키는 편이 더욱 效果의이다. 輻射率을 考慮한 空氣側 熱傳達率 \bar{h}_a 의 改善는 浮遊物效果 f 가 가장 重要한 因子가 된다는 것은 4.2.에서 言及하였다. 熱貫流率의 一般의인 傾向은 A, B型 別 差異가 없으나 그 값이 B型이 A型보다 約 20% 적은 것은 주로 \bar{h}_a 의 差異, 다시 말해서 浮遊物效果 f 의 大小에 因한 것이라고 말할 수 있다.

放熱量 Q_w 는 式 (13), (10), (15), (17)로 부터

$$Q_w = \frac{1}{\frac{1}{h_{a,f} \{ (1-\epsilon) \eta_f + \epsilon \}} + \frac{1}{h_w \epsilon}} A \cdot \Delta T_m \quad (26)$$

로 表示할 수 있다. 여기서 Q_w 를 크게 할려면 空氣側 熱抵抗의 減少와 全放熱面積 A 의 增加가 重要한 因子라고 할 수 있다. 以下 라디에이터의 두께가 一定하다고 假定하여 考察한다.

(1) 라디에이터의 前面面積 A_f 가 주어져 있는 境遇 ϵ 값을 적게 하면 A 는 增加하고 f 는 減少한다. 이때 放熱量이 크게 되는 것은 그림 (11), (12)에서 ϵ 값이 큰

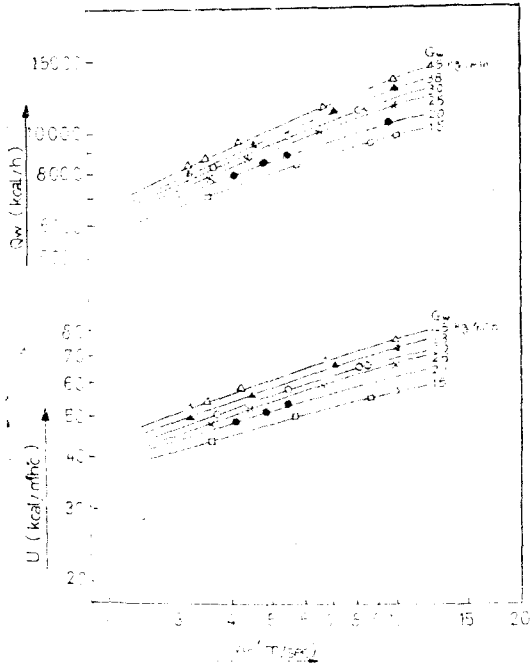


Fig. 11 Overall Heat Transfer Coefficient and Heat Dissipation Capability, A Radiator

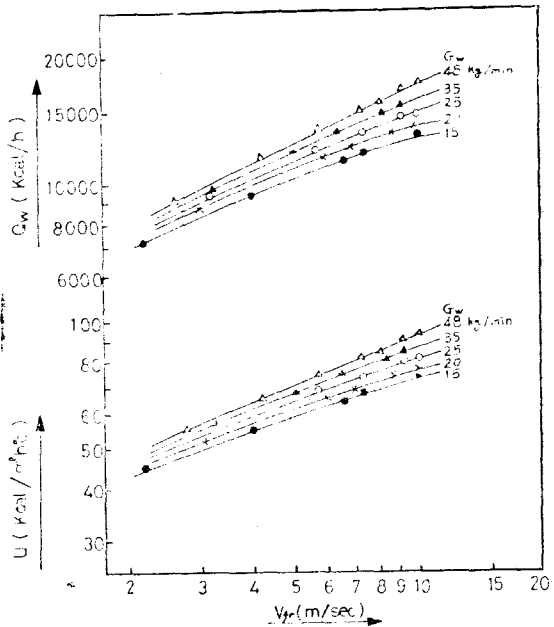


Fig. 12 Overall Heat Transfer Coefficient and Heat Dissipation Capability, B Radiator

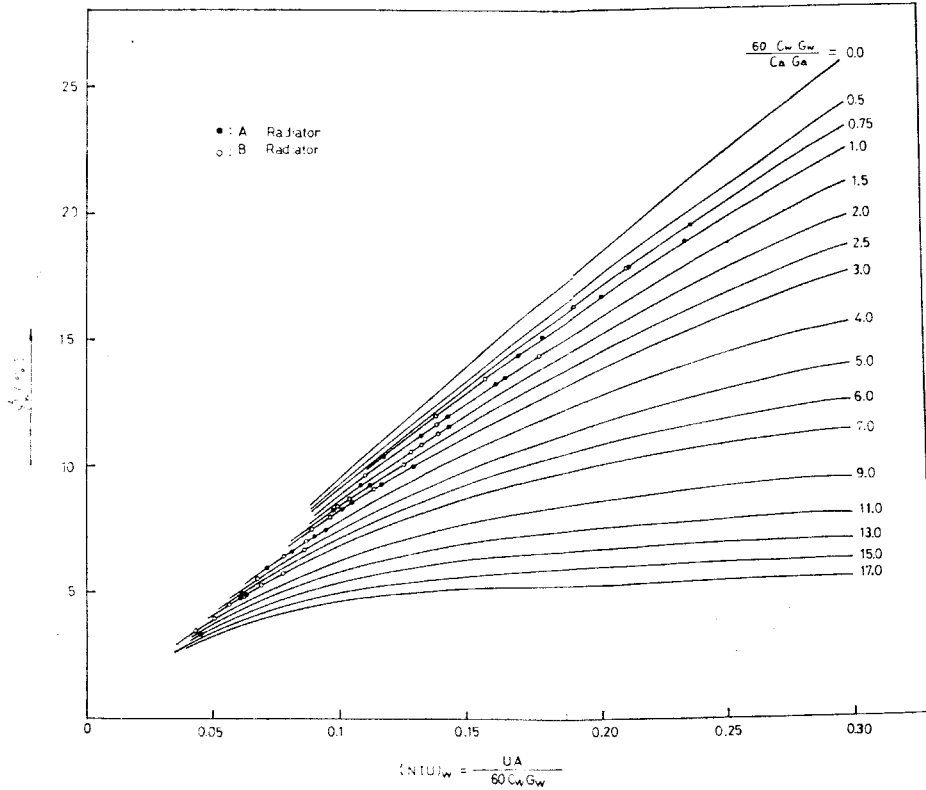


Fig. 13 Effectiveness of The Radiators

A型 라디에이터의 放熱量을 B型和 前面面積이 同一한 라디에이터의 放熱量으로 換算해 보면 B型的 放熱量보다 約 10% 적게 되는 것으로부터 알 수 있다.

(2) 全放熱面積 A가 주어져 있는 境遇 ε값이 커지면 f의 값이 커지므로 放熱量은 增加한다. 그러나 이때 ε값이 크다는 것은 라디에이터의 前面面積이 커진다는 것을 意味한다. 反面 ε을 적게 하면 f의 값이 그만큼 減少하므로 放熱量은 減少하지만 라디에이터가 보다 compact하게 된다. A型 라디에이터는 B型 라디에이터와 傳熱面積이 비슷하나 前面面積은 約 30% 커서 그림 (11), (12)에서와 같이 放熱量에 差異가 생기고 있다.

冷却水量的 多少가 熱貫流率 및 放熱量에 미치는 影響은 h_a 의 影響에 비해 二次的인 것이기는 하나 이것을 無視할 수는 없다. $h_a \epsilon$ 은 前述한 바와 같이 冷却水量에 따라 200~330kcal/m²h²C의 範圍에서 變化하므로 그림 (11), (12)와 같이 熱貫流率 및 放熱量에 相當한 影響을 미치고 있다.

4.5. 性能係數 ϕ_w

式(25)의 U의 값을 式(7)에 代入, 性能係數 ϕ_w 를 求하였으며 그 結果는 그림 (13)과 같다. 그림에서 實線은 理論值이며 實驗點은 理論值와 잘 一致하고 있다. 이 그림으로부터 自動車用 라디에이터가 比較的 낮은 (NTU)_w에서 使用되고 있는 것을 알 수 있는데 이것은 熱貫流率이 적은 것이 그 主要原因이라 말할 수 있다.

5. 結 論

1000cc 및 1300級 乘用車의 國產 라디에이터의 性能을 實驗的으로 研究하여 아래와 같은 結果를 얻었다.

(1) 루우버 效果는 A型에서는 1.7~2.4이였으나 B型에서는 1.2~1.7 程度로서 期待值 以下이였다. 루우버 效果는 R_e 數에 關係될 뿐 아니라 ε이 적으면 크게 減少한다.

(2) 핀 效率을 考慮한 空氣側 熱傳達率은 A型이 比較的 良好하였으며 A型은 $\frac{3}{8}$ -6.06핀, B型은 $\frac{3}{4}$ -11.1핀에 相當하였다.

(3) 冷却水側 熱傳達率은 A, B型 差異가 있으나 $h_w \epsilon$ 로 換算하면 兩者가 類似하다.

(4) 以上과 같은 理由로 熱貫流率에 있어서는 A型은 그 性能이 良好하였고 B型은 期待值 以下였다.

(5) 그러나 A, B型을 同一 前面面積 基準으로 放熱量을 比較하면 B型이 오히려 約 10% 커지는데 이것은 主로 ϵ 을 적게하여 傳熱面積을 크게하 代 起因한다.

本 研究는 1976年度 産學協同財團 研究費로 이루어졌 으며 여기에 謝意를 表한다.

參 考 文 獻

1. Kays & London, "Compact Heat Exchanger"

McGraw-Hill Book Co., 2nd Edition(1964).
Chap. 2. 6. 7. 9. 10.

2. 星滿, "自動車用 라즈에ータ放熱量의 研究", 內燃機 關, 14卷, 8號(1975), pp. 11~20.

3. 梅原, 藤掛, "自動車用 라즈에ータ핀의 傳熱さ とその 改良", 內燃機關, 9卷, 6號(1970), pp. 11 ~19.

4. 日本機械學會, "傳熱工學資料", 改訂第3版(1975), pp. 199-201.