

# 工場廢熱 回收裝置에 관한 研究

- U字型 多管式 熱交換器의 性能에 관하여 -

## Study on the Exhaust Heat Recovery Equipment in a Factory

- On the Performance of a U-shape Multitube Heat Exchanger -

金 榮 福\* · 宋 鉉 甲\*

Kim, Yung Bok · Song, Hyun Kap

### Summary

U shape multitube heat exchanger was equipped in the flue to recover the exhaust heat from the boiler system. The fluids of the exhaust heat recovery equipment were the flue gas as the hot fluid, and the water as the cold fluid. The flow geometry of the fluids was cross flow - two pass, the hot fluid being mixed and the cold fluid unmixed.

The results of the theoretical and the experimental analysis and the economic evaluation are summarized as follows.

- 1) The heat exchanger effectiveness and the temperature efficiency of the hot fluid were about 35% when the fuel consumption rate was 140 - 150 L/15min. The temperature efficiency for the cold fluid ranged from 3.0% to 4.5%. The insulation efficiency ranged from 85% to 98%, which was better than the KS air preheater insulation efficiency of 90%.
- 2) The relationship between the fuel consumption rate,  $F$ , and the outlet temperature,  $T_{h2}$ , of the flue gas from the heat exchanger was  $T_{h2} = 0.927F + 110$ . In order to prevent the low temperature corrosion from the coagulation of  $SO_3$ , it is necessary to maintain the fuel consumption rate above 82 L/15min.
- 3) The ratio of the exhaust heat from the boiler system to the total energy consumption was about 14.5%. With the installation of the exhaust heat recovery equipment, the energy recovery ratio to the exhaust heat was about 25%. Accordingly, about 3.6% of the total fuel consumption was estimated to be saved.
- 4) Economic analysis indicated that the installation of the exhaust heat recovery equipment was feasible to save the energy, because the capital recovery period was only 10 months when the fuel consumption rate was 80 L/15min. 4 months when it was 160 L/15min.
- 5) Based on the theoretical and the experimental analysis, it was estimated to save the energy of about 18 million Won per year, if four heat exchangers are installed in a factory.
- 6) A further study is recommended to identify the relationship among the flow rate of the exhaust gas, the size of the heat exchanger and the capacity of the air preheater. For a maximum heat recovery from the exhaust gas an automatic control system is required to control the flow rate of the cold fluid depending on the boiler load.

\*忠北大 農大 農業機械科

## 1. 結 論

1973年을 前後한 石油에너지 波動이 有은 後 石油 에너지 節約의 必要性이 絶對해졌다. 이와같은 에너지 節約을 爲하여 機械, 設備, 工程의 모든 設計를 에너지 節約型으로 하여야 할 뿐만 아니라, 이미 設置된 에너지使用 設備에서는 廢熱을 回收하므로써 에너지를 節約할 수 있도록 하는 것도 또한 대단히 중요하다. 1976年의 경우 國內 燃料使用量중 産業廢熱水의 熱回收에 의해 손쉽게 節減할 수 있는 燃料 節減豫想額은 産業體 燃料使用量의 約 0.6%로서 영국-C油 價格으로 환산하면 年間 約 28億원에 달하며 이에 따른 初期投資額과 年間運轉費는 約 26.5億 원으로 推算되었다(6).

이를 보다 正確하게 把握하기 爲하여 既存設施의 廢熱量과 그 回收可能性을 體系의 體系로 調査, 分析해야 하며 廢熱回收 裝置에 關한 研究과 開發이 있어야 할 것이다. 그러나 지금까지 우리나라에서는 廢熱에 關한 研究가 充分치 못한 實情이다. 따라서 本 研究에서는 加工工場의 보일러시스템으로부터 나오는 排氣가스熱을 回收할 目的으로 廢熱回收 裝置를 새로이 제작, 設置하였으며, 이에 關한 理論分析과 實驗을 通하여 그 性能과 經濟性을 究明하였다.

## 2. 研究史

Robert等(13)은 세라믹熱交換器를 利用하여1370°C 이상에서 造作되는 高溫용융로에 세라믹 Recuperator를 設置하였다. 그렇게 하므로써 發生되는 廢熱量의 50% 以上을 回收할 수 있었으며 세라믹材料의 性質은 熱衝擊과 반복되는 熱疲勞에 강한 抵抗을 갖는다고 하였다. 보일러 排氣가스의 廢熱回收裝置에 있어서 朴周錫(7)은 低壓用의 小型보일러에서는 節炭器가 유리하고 蒸汽發生 容量이 22,700 kg/hr 以上の 보일러에는 節炭器와 空氣豫熱器 모두 經濟性이 있으나 28kg/cm<sup>2</sup>이하에서는 두가지를 並設하기가 곤란하다고 하였다.

燃焼特性에 關한 報告로는 강용식等(1)이 國產 영국-C油의 燃焼에서 理論空氣量, 燃焼가스량, 燃焼가스의 構成成分에 關해 報告하였다. 최창승等(10)은 CO測定方法의 比較에서 Orsat 分析法은 0.1% 以下の CO는 檢出이 不可能하며 1% 以上에서는 CO 以外の 成分造成에 따라 값의 變化를 초래한다고 하

였다.

金榮-[3]에 의하면 熱交換器의 低溫部傳熱面에 응축되는 黃酸의 濃度는 傳熱面의 溫度에 좌우되며, 傳熱面에서의 最大의 腐蝕은 露點보다 25~47°C 以下에서 일어난다고 하였다. Blanslav等(14)은 直交流 형태의 二重, 三重通過 熱交換器의 傳熱單位數(NTU)와 效率에 對해 報告하였다.

Kassat(12)는 廢熱回收시스템의 價格과 팬 동력소모를 比較한 결과 ECO-Flow 시스템이 특히 經濟的이며 Heat Pipe는 氣體流量이 30,000m<sup>3</sup>/hr 이하일 때 적합하다고 하였다.

## 3. 理論分析

製造作業에 必要한 보일러와 空氣豫熱器사이에서 廢熱을 回收하기 爲하여 U字型 多管式 廢熱回收 裝置를 設置하므로써 豫見되는 問題點, 經濟性等을 分析하기 爲해서는 熱交換器의 性能에 對한 分析이 必要하다. Fig. 1(a)와 Fig. 1(b)에서 보여주시는 바와 같은 U字型 直交流 熱交換器에 대하여 傳熱現象에 關한 理論的 分析은 다음과 같다.

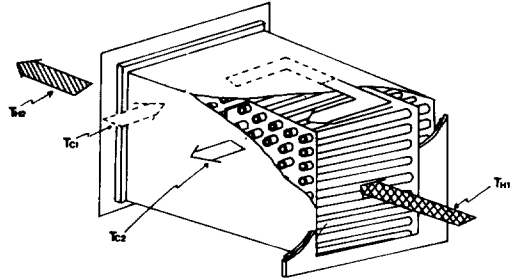


Fig. 1(a). General view of heat exchanger

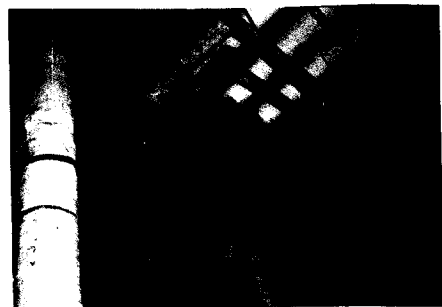


Fig. 1(b). General view of heat exchanger

가. 熱平衡

熱交換器의 熱平衡式은 다음과 같다.

$$Q_h = Q_c + Q_{Lop} + Q_{Loe} \dots\dots\dots(1)$$

여기서  $Q_h$  : 高温流体가 放出한 熱量(Kcal/min)

$Q_c$  : 低温流体가 吸收한 熱量으로서 實際 回收한 熱量(Kcal/min)

$Q_{Lop}$  : 低温流体가 通過하는 파이프에서의 損失熱量(Kcal/min)

$Q_{Loe}$  : 廢熱回收裝置에서의 損失熱量(Kcal/min)

(1)式的 各項들을 求해보면 다음과 같다.

① 高温流体가 放出한 熱量:  $Q_h$

$$Q_h = \dot{G}_h \times C_h \times \Delta T_h \dots\dots\dots(2)$$

(2)式的 各項들을 求해보면 다음과 같다.

— 高温流体의 單位時間當 流量:  $\dot{G}_h$

高温流体는 벵커-C油를 燃燒시킨 排氣가스로서 그 流量은 單位燃料當 가스發生量과 燃料使用量과의 倂이다. 즉

$$\begin{aligned} \dot{G}_h &= (\text{單位 燃料量} + \text{單位 燃料當 供給空氣量}) \times \\ &\quad \text{燃料使用量} \\ &= g_w \times \dot{F} \times \gamma_f \text{ (kg/min)} \dots\dots\dots(3) \end{aligned}$$

여기서  $g_w$ : 單位燃料當 發生하는 氣의 重量(kg/kg)

$\dot{F}$ : 單位時間當 燃料使用量( $m^3/min$ )

$\gamma_f$ : 燃料의 比重量(kg/ $m^3$ )

(3)式的  $g_w$ 는 다음과 같이 求한다.

$$g_w = \left[ \frac{44}{12} C + \frac{18}{2} H + \frac{64}{32} S + N + (m - 0.232) A_o \right] \dots\dots\dots(4)$$

여기서 C, H, S, N: 燃料의 化學的 成分比率(重量%)

m: 空氣比

$A_o$ : 理論空氣量(kg/kg)

(4)式중의 理論空氣量  $A_o$ 는 燃料가 完全 燃燒되었는 가정하에 다음式으로 求한다.

$$A_o = \left[ \frac{32}{12} C + \frac{16}{2} (H - \frac{O}{8}) + \frac{32}{32} S \right] \times \frac{1}{0.232} \dots\dots\dots(5)$$

(4)式중의 空氣比 m의 算出方法은 [2]

$$\begin{aligned} m &= \frac{\text{實際 投入된 空氣量}}{\text{理論 空氣量}} \\ &= \frac{N_2/0.79}{N_2/0.79 - [O_2/0.21 - 0.5(CO/0.21)]} \dots\dots\dots(6) \end{aligned}$$

— 高温流体의 平均綜合比熱:  $C_h$

高温流体가 燃燒가스이므로 燃燒가스의 各成分을 綜合하고 廢熱回收裝置의 入口와 出口의 溫度差를 고려해서 다음과 같이 求한다. (8)

$$C_h = \frac{1}{100} \sum [C_h^* \times \text{成分가스의 重量 \%}] \text{ (Kcal/kg} \cdot \text{°C)} \dots\dots\dots(7)$$

(7)式的 成分가스의 重量%는 燃料油의 構成成分과 投入空氣量으로부터 求할 수 있으며  $C_h^*$ 는 溫度差에 따른 平均比熱로서 다음과 같다.

$$C_h^* = \frac{(C_{T_{h2}} \times T_{h2} - C_{T_{h1}} \times T_{h1})}{(T_{h2} - T_{h1})} \dots\dots\dots(8)$$

여기서  $C_{T_{h2}}$ : 溫度  $T_{h2}$ 에서의 成分가스의 比熱(Kcal/kg·°C)

$C_{T_{h1}}$ : 溫度  $T_{h1}$ 에서의 成分가스의 比熱(Kcal/kg·°C)

$T_{h1}$ : 廢熱回收裝置入口에서 高温流体의 溫度(°C)

$T_{h2}$ : 廢熱回收裝置를 通過한 高温流体의 溫度(°C)

— 高温流体의 溫度差:  $\Delta T_h$

廢熱回收裝置를 通過하기 前後의 燃燒排氣가스의 溫度差는 다음과 같다.

$$\Delta T_h = T_{h1} - T_{h2} \dots\dots\dots(9)$$

② 低温流体가 얻은 熱量:  $Q_c$

환수탱크에서 나온 물이 熱交換器에서 高温가스로 부터 純粹하게 얻은 熱量이다.

$$Q_c = \int_{T_{c1}}^{T_{c2}} \dot{G}_c \times C_c \times dT_c \dots\dots\dots(10)$$

여기서  $T_{c1}$ ,  $T_{c2}$ 는 廢熱回收裝置에 들어가는 물의 入口와 出口 溫度이며 (10)式的 各項들을 求해보면 다음과 같다.

— 低温流体의 單位時間當 流量:  $\dot{G}_c$

물은 펌프에 의해서 廢熱回收裝置를 通過한 後 다시 환수탱크로 돌아온다. 따라서 펌프에 의해 揚水된 流量( $\dot{G}_p$ )은

$$\dot{G}_p = 75 \eta L / H \text{ (kg/min)} \dots\dots\dots(11)$$

여기서  $\eta$ : 펌프의 全效率(%)

L: 펌프를 運轉하는데 必要한 制動動力(Hp)

H: 揚程(m)

그러나 (11)式을 利用하기에는 揚程 H를 求하는 것이 복잡하므로 實測을 하였다.

환수탱크의 높이가 時間에 따라 變하는 것을 플로

우트를 利用하여 測定하므로써 부피, 즉 揚水된 量을 구하였다.

$$\dot{C}_c = A_r \times \dot{H} \times \gamma_w \dots\dots\dots(12)$$

여기서  $A_r$  : 환수탱크의 바닥면적 (26.79 m<sup>2</sup>)

$\dot{H}$  : 單位時間當 變換 탱크의 높이 (m/min)

$\gamma_w$  : 물의 平均溫度에서의 比重量 (kg/m<sup>3</sup>)

- 低溫流體의 比熱 :  $C_c$

물의 比熱은 溫度的 함수로서 다음과 같다.

$$C_c = 0.9983 - 1.037 \times 10^{-4} T + 2.073 \times 10^{-6} T^2 \dots\dots(13)$$

③ 파이프에서의 損失熱量 :  $Q_{Lop}$

低溫流體인 물은 환수탱크에서 컴프레에 의해 廢熱回收裝置를 通過한 후 다시 환수탱크로 복귀하게 된다. 이때 물이 통과하는 파이프는 岩綿으로 斷熱된 후 광복으로 合接 싸여져 있다. 물이 통과하는 과정에서 공기중으로 방열되는 熱量은 다음과 같다.

Fig. 2에서 보면 파이프内部에서 外部로의 傳熱量은 같다. 따라서

$$Q_{Lop} = Q_{coa} = Q_{cov} \dots\dots\dots(14)$$

$$Q_{Lop} = \frac{\Delta T_{overall}}{\sum R_{th}} \dots\dots\dots(15)$$

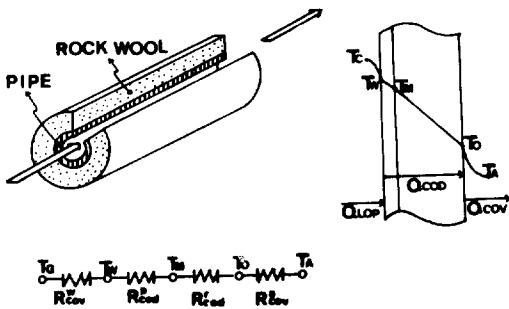


Fig. 2. Overall thermal resistance in pipe flow and its electrical analog

여기서  $\Delta T_{overall}$ 은 灌室內의 大氣溫度  $T_a$ 와 파이프내 물의 平均溫度  $T_c$ 와의 差(°C)이다.

$$\begin{aligned} \sum R_{th} &= R_{cov}^e + R_{coa}^e + R_{coa}^e + R_{cov}^e \\ &= \frac{1}{\alpha_i A_i} + \frac{l_n (D_m/D_i)}{2 \pi \lambda_p l} + \frac{l_n (D_o/D_m)}{2 \pi \lambda_n l} \\ &\quad + \frac{1}{\alpha_o A_o} \dots\dots\dots(16) \end{aligned}$$

여기서  $R_{cov}^e$  : 파이프 内部의 對流熱傳達에 對한 抵抗 (min · °C/Kcal)

$R_{coa}^e$  : 파이프의 熱傳導에 對한 抵抗 (min · °C/Kcal)

$D_i, D_m$  : 파이프의 內·外徑 (m)

$\lambda_p$  : 파이프의 熱傳導係數 (Kcal/min · m · °C)

$\alpha_i$  : " 内部對流熱傳達係數 (Kcal/min · m<sup>2</sup> · °C)

$A_i$  : " " 斷面積 (m<sup>2</sup>)

$l$  : " 總 길이

$R_{coa}^e$  : 斷熱材의 熱傳導에 對한 抵抗 (min · °C/Kcal)

$D_o$  : 斷熱材 外徑 (m)

$\lambda_n$  : 斷熱材의 熱傳導係數 (Kcal/min · m · °C)

$A_o$  : " 外部表面積 (m<sup>2</sup>)

$\alpha_o$  : " " 對流熱傳達係數 (Kcal/min · m<sup>2</sup> · °C)

$R_{cov}^e$  : 外部空氣로의 對流熱傳達에 依한 抵抗 (min · °C/Kcal)

$\lambda_w$  : 물의 熱傳導係數 (Kcal/min · m · °C)

파이프内部의 對流熱傳達係數는

$$\alpha_i = \frac{\lambda_w}{D_i} (0.023) (R_e)^{0.8} (P_r)^{0.4} \dots\dots\dots(17)$$

熱傳導에 의한 伝熱量  $Q_{coa}$ 는

$$Q_{coa} = \frac{T_w - T_o}{R_{coa}^e + R_{coa}^e} \dots\dots\dots(18)$$

斷熱材 内部에서 大氣중으로 損失되는 熱量은 다음과 같다.

$$Q_{cov} = \frac{T_o - T_a}{R_{cov}^e} \dots\dots\dots(19)$$

그런데 水平실린더가 自然對流狀態에 있을 때 對流熱傳達係數  $\alpha_o = 1.32 \left( \frac{T_o - T_a}{D_o} \right)^{0.25}$  이므로 [15] 式 (14)~(19)에서  $Q_{Lop}$ 를 구할 수 있다.

나. 廢熱回收裝置의 效率

本研究에 使用한 多管式 U字型 熱交換器로된 廢熱回收裝置의 熱效率는 熱交換器의 性能을 判斷하고 回收熱量에 對한 經濟性 分析과 새로운 熱交換器의 設計를 위한 資料로서 必要하다. 熱交換器의 性能을 多角的 側面에서 判斷하기 爲하여 保溫效率, 溫度效率와 熱通過有效度의 3가지 方法으로 比較 考察하였다 [14, 11, 15].

1) 熱通過有效度 :  $\epsilon$

熱通過有效度 =

$$\frac{\text{實際 交換된 熱量}}{\text{熱交換器의 交換可能한 最大熱量}} \dots\dots(20)$$

그런데 熱交換器에서 實際 交換된 熱量  $Q_{act}$ 는 (17)式에서 구한 파이프에서의 熱損失量  $Q_{Lop}$ 와 (10)式에서 구한 實際로 回收한 熱量  $Q_c$ 와의 합이다. 따라서

$$Q_{act} = Q_c + Q_{Lop} \dots\dots\dots(21)$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{act}}{(\dot{G}C)_{min} \times (T_{h1} - T_{c1})} \dots\dots\dots(22)$$

여기서  $(\dot{G}C)_{min}$ 은 容量率로서  $(\dot{G}_h C_h)$ 와  $(\dot{G}_c C_c)$ 중에서 작은 것을 나타낸다. 本研究에서는  $(\dot{G}C)_{min}$ 에  $(\dot{G}_h C_h)$ 가 해당한다.

熱通過有効度  $\varepsilon$ 를 求하는 다른 方法으로 傳熱單位數 (NTU) 利用法이 있다. 本實驗에 使用된 熱交換器는 多管式 U字型 直交流型이며,  $(\dot{G}C)_{min}$ 인 高溫流體는 混舍되고  $(\dot{G}C)_{max}$ 인 低溫流體는 混舍되지 않으므로

$$\varepsilon = 1 - \text{EXP}[-\tau(\dot{G}C)_{max}/(\dot{G}C)_{min}] \dots\dots\dots(23)$$

(23)式중의 未知項인  $\tau$ 에 대하여 詳述하면 다음과 같다.

$$\tau = 1 - \text{EXP}[-NTU(\dot{G}C)_{min}/(\dot{G}C)_{max}] \dots\dots\dots(24)$$

(24)式중의 NTU는 傳熱單位數로서 無次元數이다.  $NTU = UA_T/(\dot{G}C)_{min} \dots\dots\dots(25)$

여기서  $U$  : 熱交換器의 總熱傳達係數  
(Kcal/m<sup>2</sup> · °C · min)

$A_T$  : 熱交換器의 傳熱面積(m<sup>2</sup>)

(25)式의  $(UA_T)$ 는 다음과 같다.

$$UA_T = Q_{act}/\Delta T_m \dots\dots\dots(26)$$

여기서  $\Delta T_m$ 은 代數平均 溫度差로서 多管式 熱交換器의  $\Delta T_m$ 은 해석적으로 대단히 복잡하므로 修正係數를 使用하여 다음과 같이 구한다.

$$\Delta T_m = F \frac{(T_{h2} - T_{c1}) - (T_{h1} - T_{c2})}{\ln \frac{(T_{h2} - T_{c1})}{(T_{h1} - T_{c2})}} \dots\dots\dots(27)$$

여기서 修正係數  $F$ 는  $P = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}}$ ,  $R = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{c2} - T_{c1}}$

에 따라 定해지는 係수이다.

## 2) 溫度效率

溫度效率에는 高溫流體를 中心으로 또는 低溫流體를 中心으로 한 溫度效率이 있다.

— 高溫流體에 對한 溫度效率 :  $\phi_h$ ,

$$\phi_h = \frac{\text{高溫流體가 實際 放出한 熱量}}{\text{高溫流體가 放出할 수 있는 最大熱量}} \\ = \frac{Q_c + Q_{Lop}}{\dot{G}_h C_h (T_{h1} - T_{c2})} \dots\dots\dots(28)$$

— 低溫流體에 對한 溫度效率 :  $\phi_c$

$$\phi_c = \frac{\text{低溫流體가 實際 受熱한 熱量}}{\text{低溫流體가 얻을 수 있는 最大熱量}} \\ = \frac{Q_c + Q_{Lop}}{\dot{G}_c C_c (T_{h1} - T_{c1})} \dots\dots\dots(29)$$

## 3) 保溫效率 : $\phi_t$

廢熱回收裝置와 파이프는 斷熱材로 保溫이 되어 있으나 대기중으로  $Q_{Lop}$ 와  $Q_{Loe}$ 만큼의 損失熱量이 있다. 따라서 保溫效率은 燃燒가스가 放出한 全熱量과 低溫流體인 물이 純淨하게 吸收한 熱量과의 比로 定義되며 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\phi_t = \frac{Q_c}{Q_h} = \frac{\dot{G}_c C_c \Delta T_c}{\dot{G}_h C_h \Delta T_h} \dots\dots\dots(30)$$

## 다. 回收熱量과 經濟性

廢熱回收裝置의 經濟性을 검토하기 爲해서는 廢熱回收裝置의 施設投資費用과 回收熱量에 對한 比較分析이 必要하다.

本研究에서는 投資費用의 回收期間을 經濟性檢討의 기준으로 삼았다.

### 1) 廢熱率 : $\eta_{ext}$

보일러시스템의 熱源인 벵커-C油를 燃燒하여 보일러를 稼動할 때 熱源에서 얻는 熱量중의 一部가 煙道를 通하여 廢기되는데, 이 廢기가스가 지니는 熱量과 全体 使用燃料의 發熱量과의 比를 廢熱率이라 하며, 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\eta_{ext} = \frac{\text{廢 熱 量}}{\text{全使用 燃料의 發熱量}} = \frac{Q_{ext}}{Q_f} \dots\dots\dots(31)$$

(31)式에서

$$Q_{ext} = \dot{F} \times \gamma_f \times g_v \times h_e \dots\dots\dots(32)$$

$$Q_f = \dot{F} \times \gamma_f \times H_f \dots\dots\dots(33)$$

式(32), (33)을 (31)式에 代入하면

$$\eta_{ext} = \frac{g_v \times h_e}{H_f} \dots\dots\dots(34)$$

(34)式의 各項을 詳述하면 다음과 같다.

—  $g_v$ 는 單位燃料當 가스發生量으로서 다음과 같이 구할 수 있다 [2].

$$g_v = 22.4 \left( \frac{C}{12} + \frac{S}{32} + \frac{h}{2} + \frac{W}{18} \right) + 0.21(m-1)A_v \\ + 0.79m A_v (\text{Nm}^3/\text{kg}) \dots\dots\dots(35)$$

여기서  $A_v$ 는 理論空氣量이며 다음과 같이 구할 수 있다.

$$A_v = \frac{1}{0.21} \left[ \frac{22.4}{12} C + \frac{11.2}{2} (H - \frac{O}{8}) + \frac{22.4}{32} S \right] \\ (\text{Nm}^3/\text{kg}) \dots\dots\dots(36)$$

-h<sub>e</sub>는 單位燃焼가스가 지닌 엔탈피로서 燃焼가스는 混合가스이므로 각 構成가스의 엔탈피를 綜合하여 다음과 같이 구한다[2].

$$h_e = \sum_i [h_i \times \text{구성가스의 成分 \%}] \quad (\text{Kcal/Nm}^3) \quad \dots\dots\dots(37)$$

-H<sub>r</sub>는 燃料인 벵커-C油의 發熱量으로서 熱管理 法上의 換算基準인 9,900 Kcal/Nm<sup>3</sup>을 利用하였다.

2) 廢熱量과 回收熱量과의 比率: η<sub>rec</sub>

$$\eta_{rec} = \frac{\text{低温流體의 受熱量}}{\text{廢氣가스가 지니는 熱量}} = \frac{Q_c}{Q_{ext}} \quad \dots\dots\dots(38)$$

(38)式에 式(10), (32)를 代入하면

$$\eta_{rec} = \frac{\dot{C}_c \times C_c \times \Delta T_c}{\dot{F} \times \gamma_f \times g_v \times h_e} \quad \dots\dots\dots(39)$$

3) 燃料節減比率: η<sub>ref</sub>

燃料의 節減比率은 使用燃料의 發熱量과 回收熱量과의 比率이다.

$$\eta_{ref} = \frac{\text{低温流體의 受熱量}}{\text{全使用 燃料의 發熱量}} = \frac{Q_c}{Q_f} \quad \dots\dots(40)$$

또한 η<sub>ref</sub>는 다음에서 구할 수도 있다.

$$\eta_{ref} = \eta_{ext} \times \eta_{rec} \quad \dots\dots\dots(41)$$

4) 投資費用의 回收期間

廢熱回收裝置를 設置하는데 對한 經濟的 評價의 기준으로서는 여러가지 方法이 있으나 [9] 本研究에서는 單純回收期間法(Capital recovery method)을 利用하였다. 이 方法은 運轉維持費와 金利를 고려해서 投資資金의 回收期間 Y<sub>r</sub>을 결정하는 것이다.

$$Y_r = \frac{\text{正味 投資額}(M_i)}{\text{初年度의 金利差를 포함하는 投資利益額}(B_p)} \quad (\text{Years}) \quad \dots\dots\dots(42)$$

(42)式의 M<sub>i</sub>는 廢熱回收裝置를 設置하는데 投資된 費用이며, B<sub>p</sub>는 廢熱을 回收하므로써 얻어지는 純利益이다. 그런데 B<sub>p</sub>는 廢熱回收裝置를 設置하므로써 節約하게 되는 燃料費用에서 運轉維持費와 初期投資費用에 對한 金利를 公제한 값으로서 다음과 같다.

$$B_p = (\text{燃料節減額}) - (\text{運轉維持費} + \text{金利}) = B_r - (O_p + I_n) \quad (\text{원/年}) \quad \dots\dots\dots(43)$$

(43)式의 燃料節減額 B<sub>r</sub>는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$B_r = \text{年間 燃料使用量} \times \text{節減率} \times \text{燃料單價} = F_{yr} \times \eta_{ref} \times C_f \quad \dots\dots\dots(44)$$

(43)式에서 運轉維持費 O<sub>p</sub>중 整備維持管理는 既存 人力과 施設을 利用하는 것으로 하였으며, 運轉費로

서 컴프稼動 電氣料를 計算하였다. n個月間 每月 電氣料로 R원씩 지출될 때 現價로 환산된 全体 전기料를 M<sub>e</sub>라고 하면

$$M_e = \frac{1 - (1+i)^{-n}}{i} \times R \quad \dots\dots\dots(45)$$

여기서 i는 每月 金利이다.

따라서 運轉維持費 O<sub>p</sub>는

$$O_p = M_e \quad \dots\dots\dots(46)$$

(43)式의 金利 I<sub>n</sub>은 年貸出金利 18%를 적용하면 I<sub>n</sub> = 0.18 M<sub>i</sub>  $\dots\dots\dots(47)$

式(43)~(47)을 (42)式에 代入하면

$$Y_r = \frac{M_i}{F_{yr} \times \eta_{ref} \times C_f - (M_e + 0.18 M_i)} \quad \dots\dots\dots(48)$$

## 4. 實驗裝置 및 方法

### 가. 實驗裝置

보일러시스템에서 排氣되는 燃焼가스에 남아있는 熱을 回收하기 爲하여 煙道에 U字型 多管式 熱交換器를 設置하였다. 一名 節炭器라고도 하는 이 廢熱回收裝置는 腐蝕의 문제 때문에 空氣豫熱器 앞에 設置하였다[7]. 本 實驗에 使用된 熱交換器의 詳細圖는 Fig. 1과 같으며 廢熱回收裝置 및 測定計器의 제원은 Table 1과 같다.

### 나. 廢熱回收裝置를 中心으로 한 加熱시스템

Fig. 3에서 보는 바와같이 廢熱回收裝置를 通過하는 高温流體는 보일러에서 벵커-C油가 燃焼된 排氣가스이다. 이때 高温流體인 燃焼가스는 壓入式送風器(Fig. 3의 No. ⑥)와 煙突의 通風力에 의해 보일러에서 煙突을 통하여 大氣로 擴散된다.

廢熱回收裝置의 熱吸收流體인 물은 컴프의 動力에 의하여 환수탱크(Fig. 3의 No. ②)에서 廢熱回收裝置를 通過한 후 다시 환수탱크로 돌아온다. 즉 廢熱回收裝置에서 回收한 熱은 보일러給水 豫熱에 再利用된다. 廢熱回收裝置와 환수탱크사이의 鋼管파이프 및 熱交換器는 각각 50mm 두께의 岩綿으로 保温되어 있다.

### 다. 實驗方法

廢熱回收裝置의 性能과 그에 對한 經濟性을 앞에서 理論적으로 分析하였으며, 分析結果로 얻은 수식

Table 1. Specification of the experimental apparatus

Items	Type / Model	Capacity / Dimension
Heat Exchanger	① Gas to liquid	Heat transfer area = 37.8m <sup>2</sup>
	② Two pass cross-counter flow [4]	
Boiler	① Boiler proper : package water, tube type	12 ton/hr 12 kg / cm <sup>2</sup>
	② Fuel preheater U-15AS-C	1410kg-heavy oil/hr Heat temp. = 30~90°C
Pump	Centrifugal	3 HP × 1.1 × 0.6m <sup>3</sup> /min. × 9.2m × 1740rpm
Motor	Three phase induction	3 Hp. 220/380 V. 9/5 A. 60Hz. 4 P. 1710rpm. η = 79%
Flow meter	Oval flow pet	F. 150~4000 l/hr, size=40mm max. pressure=10kg / cm <sup>2</sup> max. temp. = 100°C
Thermometer	Mercury in-glass (GTL)	0~200°C
	Bimetal	0~500°C
Flue gas analyzer	Orsat apparatus	CO <sub>2</sub> absorber : KOH 30% liquid O <sub>2</sub> absorber : pyrogarol-acid and solution of potassium hydroxide CO absorber : CU <sub>2</sub> Cl

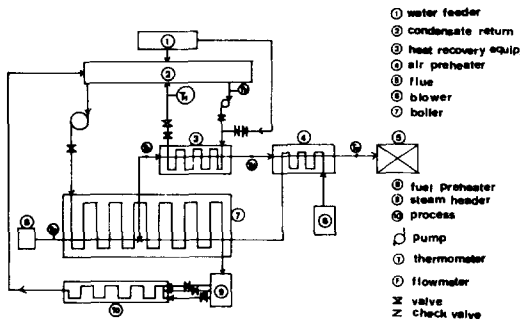


Fig. 3. Heat circuit diagram of the boiler system including the exhaust heat recovery equipment.

을 利用하여 本 研究對象인 U字型 多管式 廢熱回收裝置의 性能과 經濟性을 判斷하기 爲하여 다음과 같은 測定裝置가 必要하며 그 測定 및 計算方法은 다음과 같다.

—廢熱回收裝置의 高温流体인 燃燒가스의 質量流量  $\dot{G}_n$ 를 구하기 爲해서는 燃料의 成分 (Table 2.) 과 燃料使用量  $\dot{F}$ , 理論空氣量  $A_0$ , 空氣比  $m$ 을 알아 한다. 여기서 實測이 必要한 것은 燃料使用量과 空氣比로서 燃料使用量은 流量計 (Fig. 3에서의 ㉑)를 利用하여 實測하였으며, 空氣比는 ORSAT 分析器 (Table 1)를 利用하여 燃燒가스를 分析하므로써 구하였다 (Table 3).

Table 2. Composition and properties of Bunker-C Fuel

Item	Content (%)	Item	Content or properties
Carbon	84.36	Water	0.10%
Hydrogen	11.00	Plaster	0.02%
Nitrogen	—	Higher heat value	10.390kcal/kg
Sulphur	3.5	Specific weight Be'	17.9
Oxygen	1.02	Ignition point	92°C

Table 3. The result of flue gas analysis

Item	Content (%)	Air ratio
CO <sub>2</sub>	12	$m = \frac{N_2 / 0.79}{N_2 / 0.79 - (O_2 / 0.21 - 0.5 (CO / 0.21))}$
O <sub>2</sub>	3.5	
CO	0	
N <sub>2</sub>	84.5	

- 低温流体인 물의 流量 G<sub>0</sub>는 환수탱크의 時間當  
높이변화를 實測하여 (12)式을 利用하여 計算하였다.

- 廢熱回收裝置의 高温流体와 低温流体의 入口와  
出口溫度는 Fig. 3의 溫度計 ①位置에서 각각 實測  
하였다.

- 本 研究對象인 廢熱回收裝置가 포함되어 있는  
보일러시스템은 生産工程에 直結되어 있어서 보일러  
負荷를 임의대로 造作할 수 없었으므로 各 變數를  
임의대로 調節할 수는 없었으며, 生産工程에 다른  
負荷變動을 따라 15분마다 測定하였다. 또한 負荷의  
變動을 점점하기 爲해 午前과 午後 各 2時間씩 測  
定하였다. 各 測定裝置는 Fig. 3에서 보는 바와 같  
이 設置되었으며, 測定順序는 F<sub>a</sub> → T<sub>b</sub> → T<sub>c</sub>  
→ T<sub>a</sub> → T<sub>e</sub> → T<sub>f</sub> 로 하였다.

### 5. 實驗結果 및 考察

U字型 多管式 廢熱回收裝置의 性能 및 經濟性에

關한 理論分析和 實驗을 通하여 얻은 結果는 다음과  
같다.

#### 가. 燃料使用量과 熱交換流體의 溫度變化 와의 關係

Fig. 4, Fig. 5 (a)에서 보는 바와 같이 廢熱回收  
裝置를 通過하기 前의 給水溫度 T<sub>c1</sub>은 서서히 상승  
하고 있다. 그 理由는 製造工程에서의 응축수와 廢  
熱回收熱量이 누적증가하더라도 환수탱크속의 물용  
량이 크므로 溫度가 서서히 上乘하는 것으로 判斷된  
다. 또한 물의 出口溫度 T<sub>c2</sub>와 燃燒가스의 出·入口  
溫度 T<sub>h2</sub>, T<sub>h1</sub>은 燃料의 使用量에 따라 같은 傾向  
으로 增減한다. 이는 보일러負荷가 增加하므로써 排  
氣가스의 엔탈피가 增加하게 되고 또한 廢熱回收裝  
置에서의 熱交換이 활발해지기 때문으로 判斷된다.  
Fig. 5 (b)는 燃料使用量  $\dot{F}$ 와 보일러出口溫度 T<sub>h1</sub>,  
廢熱回收裝置 出口溫度 T<sub>h2</sub>와 空氣豫熱器 出口溫度  
T<sub>h3</sub>의 關係를 나타내었다. 燃燒가스에 無水黃酸이  
미량 포함되어 있을 경우의 燃燒가스의 露點은 140  
℃ 정도로 되어 低温腐蝕의 원인이 되므로 排氣가스  
의 溫度는 이 溫度보다 높아야 하며 따라서 Fig. 5  
(b)에서  $F=82 \text{ l/15 min}$  이상이 되어야 한다.

本 研究에서의 燃料油인 벵커-C油가 硫黃을 3.5  
% 함유하고 있으므로 이때의 給水권장온도는 100℃  
정도이다(5). 그런데 本 廢熱回收裝置의 T<sub>c1</sub>은 82~

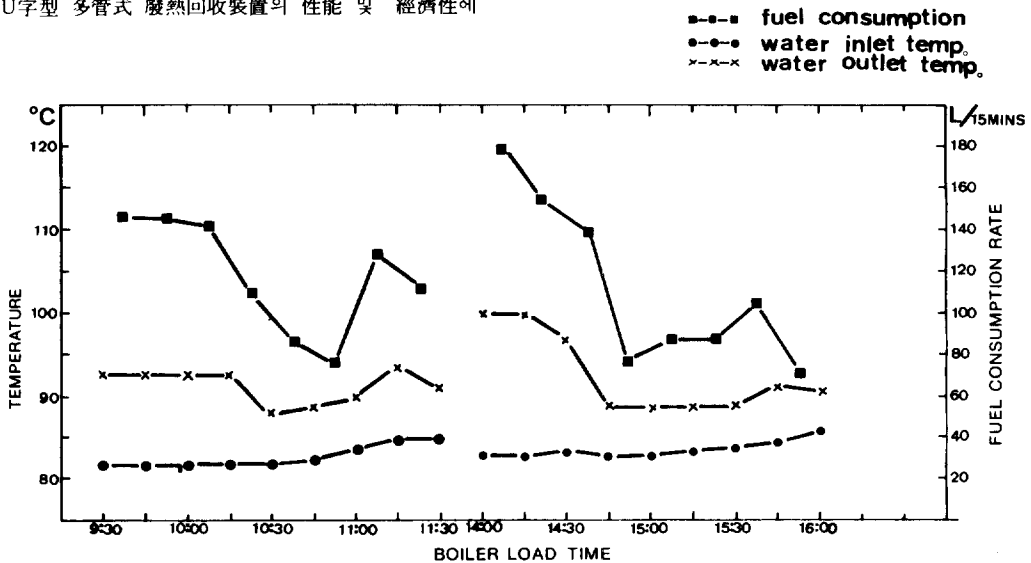


Fig. 4. The inlet and the outlet temperature of the cold fluid related to boiler load time



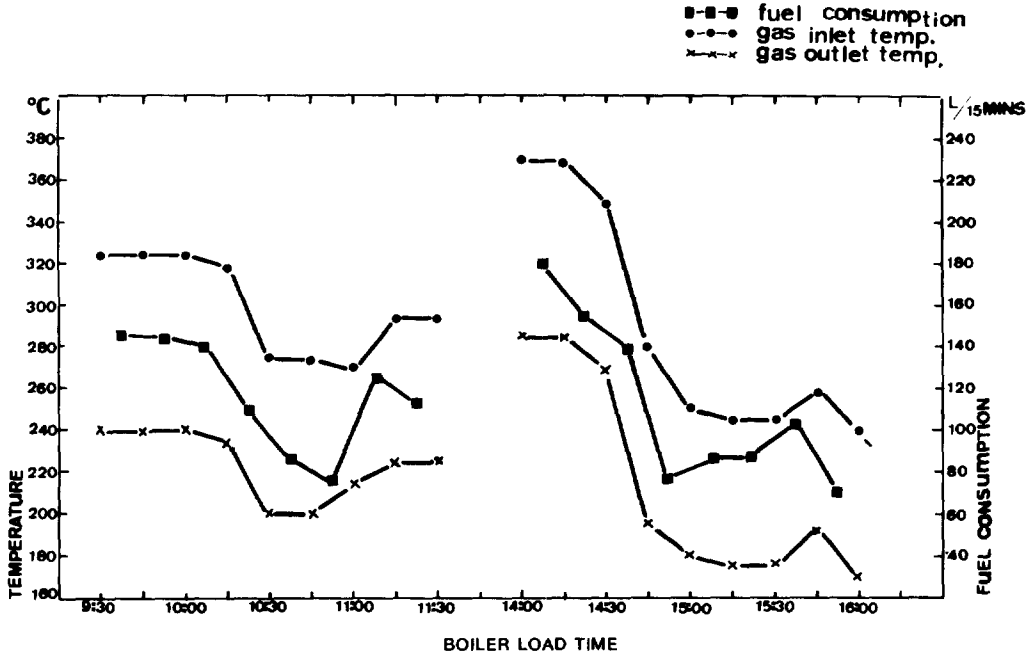


Fig. 5(a). The inlet and the outlet temperature of the flue gas related to boiler load time

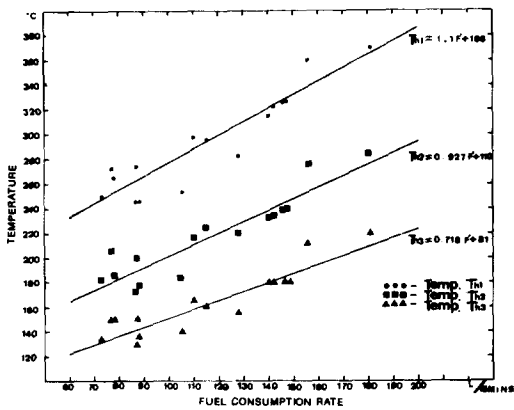


Fig. 5(b). The variation of the temperature of the flue gas as function of fuel consumption rate

86°C이므로(Fig. 4) 상당기간 경과하면 低溫腐蝕이豫見되므로 給水量 豫熱해줄 必要가 있다.

나. 燃料 使用量과 回收熱量과의 關係

燃料使用量  $\dot{F}$  및 回收熱量  $Q_c$ 와 燃燒가스의 放出熱量  $Q_h$ 와의 關係는 Fig. 6, Fig. 7과 같다. Fig. 6은 製造作業이 進行됨에 따라 보일러負荷가 變하

는 過程과 燃燒가스의 放出熱量 및 回收熱量의 變化를 보여주고 있다. 그림에서 보면 午前과 午後 共히 作業初期에는 燃料을 많이 使用하였으며 이는 보일러豫熱과 配管抵抗을 극복하기 爲한 것으로 判斷된다. 그리고 그 以後는 製造作業負荷의 要求에 따라 燃料使用量  $\dot{F}$ 가 增減하고 있으며 이에따라  $Q_c$  및  $Q_h$ 도 같은 傾向으로 變하고 있음을 알 수 있다.

그런데 오후 作業初期에서의  $Q_c$ 가  $Q_h$ 보다 크게 나타난 것은 作業초기에는 低溫流體의 供給량프는 稼動치 않고 作業했기 爲하므로 사료된다. Fig. 7은 燃料使用量에 따른 低溫流體의 回收熱量과 高溫流體로부터의 放出熱量을 보여주고 있다. 燃料使用量  $\dot{F}$ 와 傳達熱量  $Q_c$ ,  $Q_h$ 와의 關係는 각각 相關係數가 0.917, 0.960으로서 강한 有意性을 나타내고 있다.  $Q_c$ 와  $Q_h$ 는 燃料使用量  $\dot{F}$ 가 증가함에 따라 直線的으로 增加하고 있으며  $Q_h$ 와  $Q_c$ 의 差인 大氣中으로의 損失熱은 使用燃料의 增加에 따라 比例的으로 增加하였다.

다. 燃料 使用量과 廢熱回收裝置의 效率과의 關係

廢熱回收裝置를 設置하므로써 생기는 豫熱空氣溫

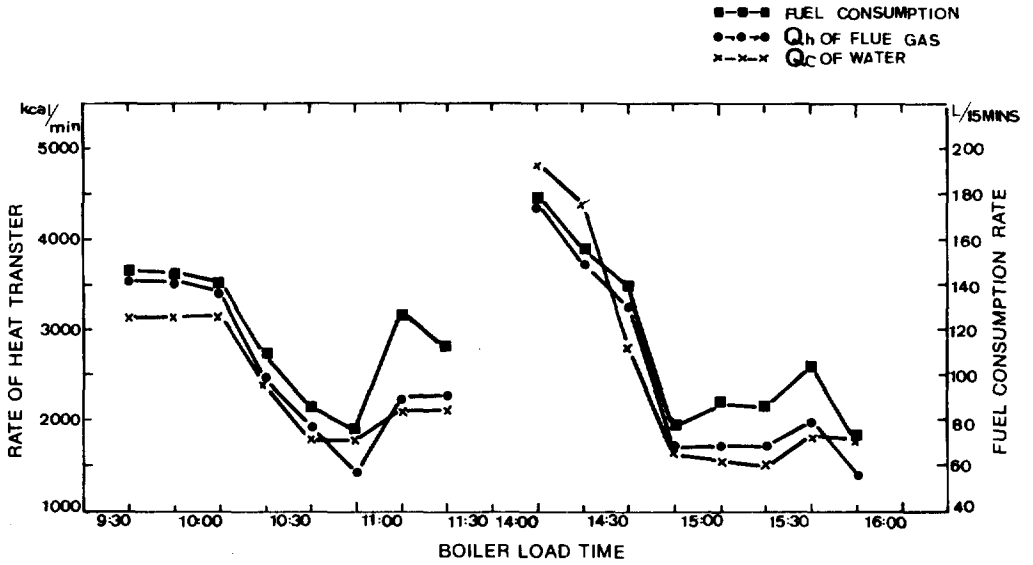


Fig. 6. Heat transferred between the flue gas and the water related to boiler load time

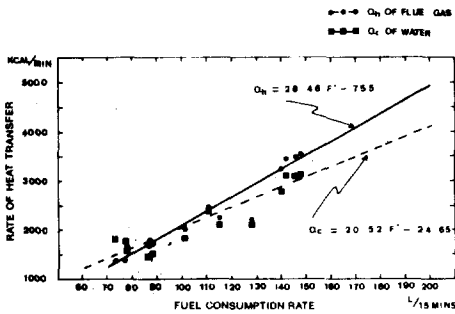


Fig. 7. The relationship between the fuel consumption rate and the rate of heat transfer

도의 低下에 의하여 보일러내의 不完全燃焼를 誘發할 수 있으나 本 研究에서는 設置한 熱交換器의 性能이 이와같은 結果를 일으키지 않는 범위내에 있으며 그 效率를 熱通過有效度, 溫度效率와 保溫效率를 基準로 하여 分析한 結果 다음과 같다.

- 熱通過有效度

Fig. 8 (a)에서 보는 바와 같이 燃料使用量이 커지면 熱通過有效度  $\epsilon$ 가 감소하고 있다. 그 理由는 보일러負荷가 增加하여 燃料使用量이 커지면 가스 的 流量이 增加하므로 質量流量當 熱傳達量이 相對的으로 작아지기 때문인 것으로 說明된다.

熱通過有效度  $\epsilon$ 는 燃料使用量의 變化에 따라 30%에서 44%까지 變하고 있다.

예로서 燃料使用量이 140~150 l/15 min 일 때 熱通過有效度  $\epsilon$ 는 35%로서 Branislav, S[14]의 熱通過有效도에 關한 理論分析結果와 잘 일치하고 있다.

- 溫度效率

熱交換流体인 高溫流体와 低溫流体는 相互 熱을 주고받고 있으며 이에따라 高溫流体에 對한 溫度效率와 低溫流体에 對한 溫度效率로 나눌 수 있다. 이때 高溫流体에 對한 溫度效率는 熱通過有效도와 일치하며, 低溫流体에 對한 溫度效率는 燃料使用量의 增加에 따라 直線的으로 增加하고 있다. 燃料使用量이 70 l/15 min에서 150 l/15 min 까지 變할 때 低溫流体에 對한 溫度效率  $\phi_c$ 는 3.0%에서 4.5% 범위내에 있으며 대단히 적은 값을 갖는다.

이는 國內 板型 熱交換器의  $\phi_c = 59.36\%$ 보다는 아주 낮으며 日本에서 生産한 板型 熱交換器의  $\phi_c = 8.33\%$ 와 비슷하다[4]. 이러한 차이는 熱交換器의 使用目的에 따라 低溫流体의 入口溫度를 얼마나 낮춰서 供給하느냐에 따른 차이로 判斷된다.

- 保溫效率

保溫效率  $\phi_c$ 는 燃料使用量의 增加에 따라 減少하고 있으나, 그 減少率이 대단히 적었으며 燃料消費量이 80 l/15 min에서 150 l/15 min로 增加할 때 98%에서 85%까지 減少하였다. 이는 空氣豫熱器의 型式承認基準인 保溫效率 90%보다 큰 값을 보여주고 있다. (Fig. 8 (a), (b) 參照)

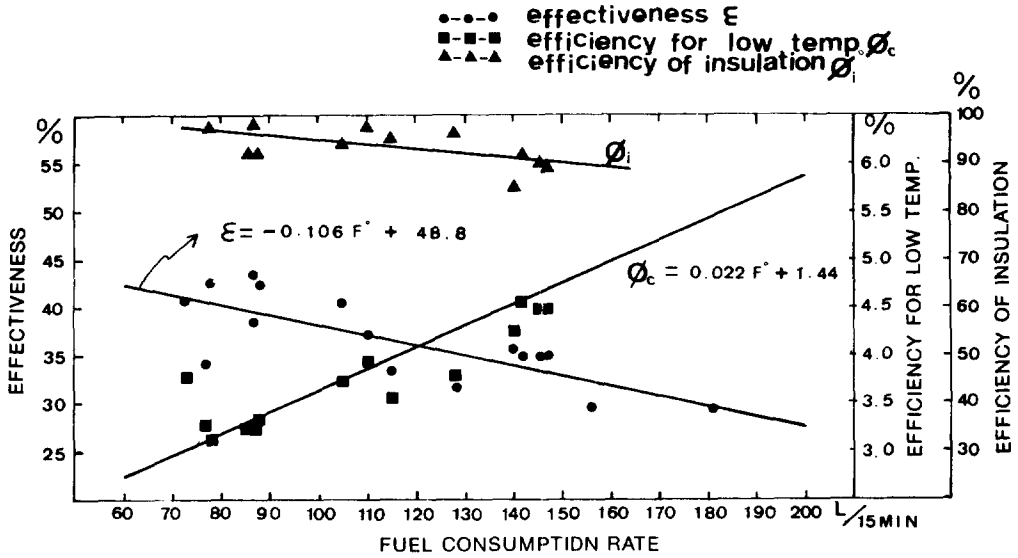


Fig. 8(a). The efficiency and the effectiveness of the heat exchanger as function of fuel consumption rate

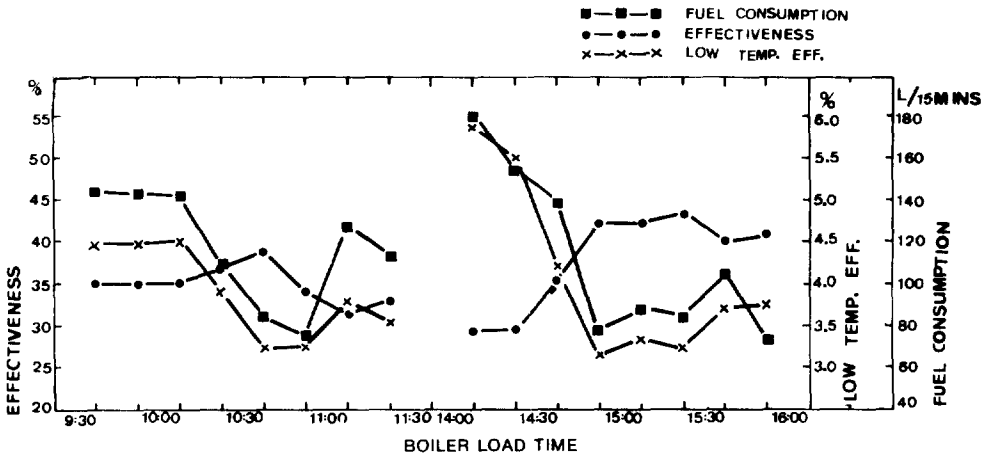


Fig. 8(b). The efficiency and the effectiveness of the heat exchanger related to boiler load time

라. 經濟性 檢討

本 研究에서 對象으로 한 보일러시스템의 燃料使用量이 142 l/15 min 일때 소모熱量에 對한 廢熱率은 14.5%이었으며, 廢熱回收裝置를 設置하므로서 排氣熱量중 25%를 回收할 수 있었다. 따라서 燃料節減比率은 3.6%이었다. [式(34), (38), (41) 참조]

Fig. 9는 燃料使用量과 回收期間과의 關係를 나타내며 燃料의 使用量이 많아지면 廢熱回收裝置의 設置費用에 對한 回收期間이 짧아짐을 보여주고 있다. 燃

料消耗量이 80 l/15 min 일 때 回收期間은 10個月이며, 160 l/15 min 일때 回收期間이 4個月로서 燃料消耗量이 倍로 增加할 때 回收期間은 2.5倍로 짧아짐을 알 수 있었다.

Table 4에서 보는 바와같이 4대의 보일러에 4대의 廢熱回收裝置를 設置할 경우, 理論分析 및 實驗을 根據로 經濟性 分析을 한 結果年間 約 18,250,000원의 燃料費를 節減할 수 있는 것으로 推定되었다.

Table 4. Capital recovery period

Item	Details	Present (won/yr)	New investment (won)
First cost (Mi)	4 Heat Exchangers		6,025,000
Annual operating and maintenance cost	① Pump operating expense (3 Hp) ② Other expenses are covered with existing facilities		872,000
Capital expenses	Interest (rate 18%/year) Depreciation cost (straight-line method) Bunker-C oil		1,084,500
Fuel saving income	(price = 190.61 won/ℓ, annual consumption = $2.66 \times 10^6 \ell / 82 \text{ yr}$ ) $\eta_{rel} = 3.6\%$ (at $\dot{F} = 142 \ell / 15 \text{ mins}$ )	18,250,000	

All amounts are placed on a present worth basis capital recovery period, Yr is

$$Yr = \frac{\text{Net investment}}{\text{Income including interest}} = \frac{6,025,000}{18,250,000 - (872,000 + 1,084,500)} = 4.5 \text{ months}$$

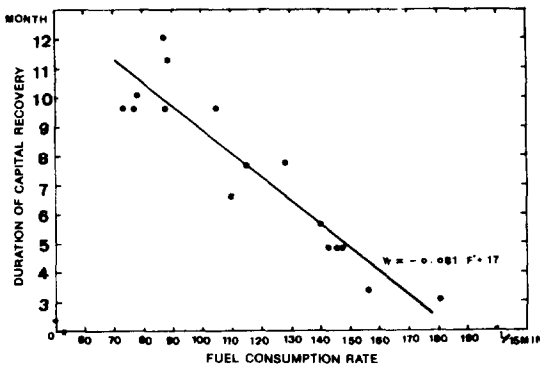


Fig. 9. Relationship between the duration of the capital recovery and the fuel consumption rate

### 6. 要約 및 結論

보일러시스템으로부터 나오는 배기가스가 지닌 廢熱을 回收하기 爲하여 廢熱回收裝置로서 U字型 多管式 熱交換器를 煙道에 設置하였다. 이때 熱交換流體는 高溫側은 燃燒가스, 低溫側은 물이 使用되었으며 熱交換形態는 直交流였다. 이에 대한 效率과 經濟性을 分析한 結果를 要約하면 다음과 같다.

가. 熱通過有効度와 高溫流體에 對한 溫度效率은 燃料消耗量이 140~150 ℓ/15 min, 일때 35% 이었으며, 低溫流體에 對한 溫度效率은 3.0~4.5% 범위

내에 있었다. 保温效率은 85~98%로서 空氣豫熱器 型式承認基準보다 높았다.

나. 燃料使用量과 燃燒가스의 空氣豫熱器 出口溫度와의 關係는  $T_{A3} = 0.718\dot{F} + 81 (\text{°C})$  이었으며, 無水黃酸의 응결에 의한 低溫腐蝕을 防止하기 爲해 燃燒가스를 露點溫度以上으로 維持하기 爲해서는 燃料使用量을  $\dot{F} = 82 \ell / 15 \text{ min}$ , 이상으로 維持하여야 했다.

다. 使用燃料의 全發熱量에 對한 廢熱의 比率은 約 14.5% 이었으며 廢熱回收裝置를 設置하므로써 이 廢熱의 約 25%를 回收할 수 있었다. 따라서 燃料의 節減率은 約 3.6%로 推定되었다.

라. 投資費用의 回收期間은 單純回收期間法에 의하면 燃料消耗量 80 ℓ/15 min 일때 10個月, 160 ℓ/15 min 일때 4個月로서 充分한 經濟性이 있는 것으로 判斷되었다.

마. 4臺의 廢熱回收裝置를 設置하고 이에 關한 理論分析 및 實驗을 根據로 經濟性 分析을 한 結果年間 約 18,250,000원의 燃料費를 節減할 수 있는 것으로 推定되었다.

바. 앞으로 해야 할 계속적인 研究로서는 流體의 流量, 熱交換器의 容量 및 空氣豫熱器의 容量 등을 變수로 하여 熱交換器의 最適容量을 결정하고 이를 기준으로 燃料消耗量에 따른 低溫流體의 適正流量을 순환시키는 自動制御裝置를 고려하므로써 廢熱回收를 보다 效率의으로 해야 할 것으로 사료된다.

參 考 文 獻

1. 강용식外. 1971. 熱効率向上에 關한 研究. 國立工業試驗院, 21輯: 53~58.
2. 金東垣. 1983. 증기관 및 원동기. 東明社, 61, 57.
3. 金榮一. 1980. 油類用 보일러 排氣가스의 低溫腐蝕에 關한 考察. 에너지 3(1): 63~70.
4. 金榮一. 1978. 板型 熱交換器의 性能分析. 에너지 1(4): 44~47.
5. 金海燮. 1982. 節炭器의 設置效果와 問題點. 熱管理 5(8): 28~33.
6. 朴周錫 外. 1980. 産業廢熱水의 熱回收, 活用に 關한 研究. 에너지 2(1): 70~80.
7. 朴周錫. 1979. 燃料油中の 硫黃成分이 廢熱回收에 미치는 영향. 에너지 3(5): 45~57.
8. 楊在義. 1978. 汽力工學. 韓國石油産業開發센터. pp. 28~30, 14.
9. 李舜堯. 1979. 設備管理實務. 工業經營社, pp. 84.
10. 최창송. 1972. 熱効率向上에 關한 研究. 國立工業標準試驗所, 22輯: 1~4.
11. 日本機械學會. 1968. 傳熱工學의 應用, pp. 9~12.
12. H. Kassat. 1980. 廢熱回收시스템. 海外에너지節約事例集: 456~473.
13. Robert, A. Penty. 1980. 세라믹熱交換器를 利用한 에너지節約. 海外에너지節約事例集, pp. 227~237.
14. Blamislav, D. Barlic. 1981. Exact explicit equations for some two and three pass cross-flow heat exchangers, effectiveness. Heat Exchanger. McGraw-Hill 481~494.
15. J. P. Holman. 1976. Heat exchanger. 4th ed. McGraw-Hill: pp. 253, 385~424.



學 位 取 得

姓 名: 徐 相 龍  
 生 年 月 日: 1948年 12月 5日  
 勤 務 處: 全南大學校 農科大學 農工學科  
 取 得 學 位 名: 工學博士  
 學 位 授 與 大 學: University of Missouri  
 學 位 取 得 年 月 日: 1983年 8月 5日  
 學 位 論 文: On farm production of soybean oil and  
 its properties as a fuel