

<論 文>

# 熱交換 過程을 考慮한 랭킨 사이클의 性能解析

鄭 坪 錫\* · 盧 承 卓\*\*

(1985年 11日 6月 接受)

## Analysis of the Rankine Cycle Including Heat Exchange Processes

Pyung Suk Jung and Sung Tack Ro

**Key Words:** Rankine Cycle(랭킨 사이클), Maximum Power(최대출력), Exergy(엑서지)  
Heat Exchange(열교환), Thermal Efficiency(열효율)

### Abstract

A Rankine cycle including heat exchange processes in the steam generator has been analyzed by the concept of available energy.

The operation condition of the cycle can be expressed with the evaporation temperature, and there exists an optimum power condition at which the thermal efficiency of the cycle is almost the same as that of the Carnot cycle at the maximum power condition. The mass flow rate of the working fluid increases sharply as the evaporation temperature approaches to the critical point, and the regenerative system is needed to operate the cycle at the maximum power condition.

### 記 號 說 明

$A$  : 傳熱面積  
 $c$  : 比熱  
 $f$  : 函數  
 $h$  : 엔탈피  
 $\dot{m}$  : 流量  
 $\dot{Q}$  : 熱傳達量  
 $s$  : 엔트로피  
 $T$  : 溫度  
 $U$  : 熱貫流率  
 $\dot{W}$  : 出力

$\Delta T_m$  : 對數平均溫度差

$\eta$  : 效率

### 下添字

$H$  : 高溫部

$L$  : 低溫部

$O$  : 大氣狀態

$S$  : 飽和狀態

### 1. 緒 論

古典熱力學에서 取扱하는 動力發生裝置의 解析은 效率이나 出力의 計算이 사이클 自體만에 限定되어 있고 특히 사이클의 熱效率을 增加시키기 위한 方案이 集中的으로 研究되어 왔다<sup>(1)</sup>. 이러한 사이클 自體만에 대

\* 正會員, 嶺南大學校 工科大學 機械工學科

\*\* 正會員, 서울大學校 工科大學 機械工學科

한 解析에서는 사이클의 作動流體와 外部熱源사이의 熱流入 또는 熱流出이 사이클의 作動과는 獨立의으로 進行된다는 假定을 內包하게 되며, 실제로 이러한 가정은 가솔린이나 디젤 機關 등에서와 같이 作動流體에 燃料를 直接 混合하여 燃燒시키므로서 熱傳達을 代身하는 內燃機關의 경우에는 妥當하다고도 할 수 있다. 그러나 랭킨 사이클이나 原子力 發電 등에서와 같이 熱交換器가 必要한 外燃機關에서는 사이클의 作動條件에 따라 熱交換器의 熱傳達 條件도 變하게 되므로 熱의 出入量 自體가 運轉條件의 影響을 받게 되며, 따라서 이러한 경우에는 에너지 變換 解析時 熱交換過程을 包含시켜 사이클의 出力이나 效率를 計算하여야 한다<sup>(2)</sup>.

또한 사이클의 熱效率를 增加시키기 위하여서는 熱傳達에서의 溫度差가 될 수 있으면 작아야 하나 그 경우 熱傳達量이 相對的으로 적어지므로 주어진 출력을 내기 위하여서는 그만큼 더 큰 熱交換器 또는 面積이 要求되게 된다. 이와 같이 熱效率의 增大만이 設計時의 要求事項이 아님은 분명하며, 아래와 같은 理由에서 오히려 出力이 最大가 되는 條件이 重要한 意味를 갖는다고 할 수 있다<sup>(3,4,5)</sup>. 즉, 에너지 變換裝置를 設計할 때에는 먼저 所要出力이 決定되어 있어서 그 容量에 맞추어 機器의 크기를 決定하게 되는데, 기기의 크기를 最小로 하기 위하여서는 기기가 最大의 出力條件으로 作動하도록 設計하여야 한다.

또한 燃燒가스와 같은 주어진 熱源이 있을 때 거기에 서 抽出할 수 있는 出力의 限界는 그 熱源의 엑서지 (exergy)가 되며, 그 熱源을 利用한 機器의 最適運轉은 그 엑서지에 대한 出力의 比 즉 合理的 效率이 最大가 되는 條件을 말하게 되는데, 熱源의 狀態가 固定되어 있다면 이 경우 엑서지 역시 一定하게 되므로 全體의인 效率이 最大가 되는 條件은 곧 出力이 最大가 되는 條件과 일치하게 된다<sup>(6)</sup>.

이와 같이 機器의 設計時나 運轉時 공히 最大出力運轉條件은 필히 決定되어야 할 事項中的 하나라 할 수 있다. 이와 관련하여, 熱交換 過程을 包含한 사이클의 最大出力에 대한 解析으로는, 1975년 Curzon과 Ahlborn이 等溫熱源 사이에서 作動하는 카노 사이클을 解析한 것이 有名하며, 이때 最大出力條件에서의 사이클의 熱效率는

$$\eta = 1 - \sqrt{T_L/T_H} \quad (1)$$

이 됨을 證明하였다<sup>(7)</sup>. 또한 1984년 김성진·정명석 노승탁 등은 위의 結果를 확장하여 等溫熱源 대신 Fig. 1 과 같이 溫度가 變하는 有限 比熱流動 사이에서

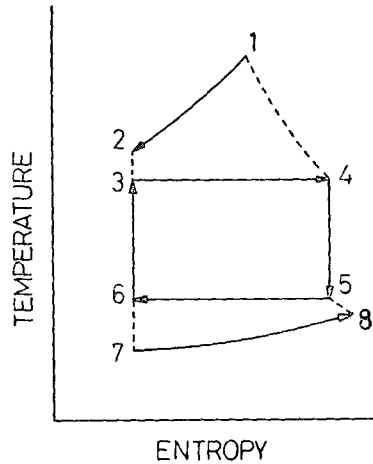


Fig. 1 T-S diagram of a Carnot cycle including heat source and heat sink

의 카노 사이클에서도 아래와 같이 비슷한 結果가 얻어짐을 證明하였다<sup>(7,13)</sup>.

$$\eta = 1 - \sqrt{T_7/T_1} \quad (2)$$

本 論文에서는 熱傳達을 包含한 사이클 解析의 좀 더 實際의인 경우로서, 주어진 燃燒가스로부터 랭킨 사이클을 使用하여 動力을 抽出할 때 最大의 出力을 抽出하기 위한 사이클의 運轉條件을 考察하고, 代表的인 랭킨 사이클에 대하여 여러가지 運轉條件에 따른 出力 등을 計算하여, 그 結果를 考察하였다.

## 2. 랭킨 사이클의 最大出力 運轉條件

### 2.1 熱力學的 考察

高溫의 燃燒가스와 冷却水 사이에서 물을 作動流體로 하여 對向流 熱交換하면서 作動하는 랭킨 사이클을 생각하기로 하자. 이러한 랭킨 사이클의 熱交換 裝置는 蒸氣發生器와 凝縮器의 2 部分이 있고 蒸氣發生器 측은 作動流體의 相變化에 따라 液體部, 蒸發部, 過熱部로 區別할 수 있다. 一般의인 熱交換器의 正確한 計算을 위하여서는, 熱傳達의 進行에 따른 兩側 流動의 溫度變化를 알아서 수많은 微小 熱交換器가 直列로 연결되어 있다고 假定하여 聯立的으로 計算하여야 한다. 그러나 랭킨 사이클의 경우 高溫熱源이 되는 燃燒가스는 比熱이 一定하다고 볼 수 있으며, 作動流體인 물의 高壓側은, 液體狀態에서는 比熱이 약 4.2kJ/kgK 로서 거의 一定하고, 蒸發時에는 壓力에 따라 溫度가 一定하게 유지되며, 過熱蒸氣 狀態에서도 壓力이 臨界壓보다 낮을 때에는 定壓比熱이 약 2.0kJ/kgK 로서 대체로

定한 것으로取扱할 수 있고, 또한 低壓側 熱交換에서도 作動流體는 飽和狀態로서 溫度가 一定하고 冷却水 역시 比熱이 一定하다고 생각할 수 있다. 따라서 랭킨 사이클의 熱傳達은 크게 4部分의 比熱이 一定한 流動間의 對向流 熱交換器로 構成된다고 생각할 수 있으며 溫度엔탈피 線圖를 그리면 Fig. 2와 같이 나타난다<sup>(9)</sup>.

그림에서  $bf$ 는 高溫熱源이 잃는 엔탈피 즉 蒸氣發生器에서 作動流體로 投入되는 熱을 표시하며,  $ad$ 는 反對로 冷却水로 排出되는 熱을 表示한다. 그리고  $ab$ 는 펌프 入力,  $df$ 는 터빈 出力을 表示하며 따라서 外部의 實質出力은  $(df-ab)$  또는  $(bf-ad)$ 가 된다. 또한 Fig. 2의 線圖에서 比熱이나 溫度가 一定하므로

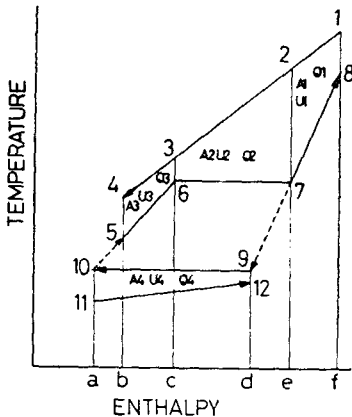


Fig. 2 T-H diagram of a Rankine cycle including heat source and heat sink

는 線은 直線으로 나타나고 그 기울기는 流量과 比熱의 곱 즉 比熱流量의 逆數값이 된다.

이렇게 比熱이 一定한 流動사이의 對向流 熱交換에서는 熱傳達量을 對數平均溫度差를 利用하여 간단히 구할 수 있고 各部分에서의 에너지 保存을 考慮하면 다음의 關係式을 얻을 수 있다.

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_H C_H (T_1 - T_2) = \dot{m} C_1 (T_3 - T_7) = A_1 U_1 \Delta T_{m_1} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_H C_H (T_2 - T_3) = \dot{m} (h_7 - h_6) = A_2 U_2 \Delta T_{m_2} \quad (4)$$

$$\dot{Q}_3 = \dot{m}_H C_H (T_3 - T_4) = \dot{m} C_3 (T_6 - T_5) = A_3 U_3 \Delta T_{m_3} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_4 = \dot{m}_L C_L (T_{12} - T_{11}) = \dot{m} (h_9 - h_{10}) = A_4 U_4 \Delta T_{m_4} \quad (6)$$

여기서  $\Delta T_m$ 은 對數平均溫度差를 表示하며,

$$\Delta T_{m_1} = [(T_1 - T_8) - (T_2 - T_7)] / \ln[(T_1 - T_8) / (T_2 - T_7)] \quad (7)$$

등으로 계산된다<sup>(9)</sup>.

또한 랭킨 사이클은 内部的으로 可逆사이클이므로 蒸氣發生器에서 吸收하는 엔트로피는 凝縮器에서 排出하는 엔트로피와 같으며 다음식이 성립한다.

$$S_5 = S_{10}, S_8 = S_9 \quad (8)$$

이제 주어진 熱交換器의 랭킨 사이클을 생각하면  $A_1 U_1, A_2 U_2, A_3 U_3, A_4 U_4$ 가 一定한 값으로 固定되고, 또한 熱源가스와 冷却水의 최초상태와 流量이 一定하다면,  $T_1, T_{11}$  및  $\dot{m}_H C_H, \dot{m}_L C_L$  등이 固定值가 된다.

또한 水蒸氣의 熱力學的 性質로부터,

$$h_6 = f(T_6),$$

$$h_7 = f(T_6),$$

$$h_9 = f(T_9, S_9),$$

(9)

$$h_{10} = f(T_9, S_{10}),$$

$$S_5 = f(T_5, T_6),$$

$$S_8 = f(T_8, T_6)$$

등의 계산이 가능하므로 이 문제에서 未知數는  $T_2, T_3, T_4, T_5, T_6, T_8, T_9, T_{12}, S_9, S_{10}$  및  $\dot{m}$ 로서 11개이며, 關係式은 모두 10개이므로, 未知數中의 하나가 獨立的으로 變할 수 있고 이 獨立變數가 곧 사이클의 運轉條件을 나타낸다. 이 獨立變數로는 위의 9개 未知數中 어느것을 취하여도 무방하나 本 研究에서는 計算의 便宜를 고려하여 高溫部의 蒸發溫度 즉  $T_6$ 를 취하고  $T_5$ 로 表示하기로 한다.

이제 最大出力運轉條件은, 出力 즉

$$\begin{aligned} \dot{W} &= \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2 + \dot{Q}_3 - \dot{Q}_4 \\ &= \dot{m}_H C_H (T_1 - T_4) - \dot{m}_L C_L (T_{12} - T_{11}) \\ &= \dot{m} C_1 (T_8 - T_5) + \dot{m} (h_7 - h_6) + \dot{m} C_3 (T_5 - T_5) \\ &\quad - \dot{m} (h_9 - h_{10}) \end{aligned} \quad (10)$$

을 最大로 하는 獨立變數  $T_5$ 를 말하며 이것의 결정은 만약 出力의 最大값이 極大값으로 存在한다면 다음의 式으로 구할 수 있다.

$$\frac{d\dot{W}}{dT_5} = 0 \quad (11)$$

여기서 좀 더 實際的인 問題를 생각해 보자. 즉 Fig. 2의 狀態 9가 飽和狀態가 아니고 過熱蒸氣狀態라면 凝縮器의 熱交換도 두 부분으로 나누어 생각하여야 하고, 狀態 10 역시 飽和液體狀態라는 制限이 없으므로 式(9)에서와 같이 凝縮器의 狀態와 蒸發器의 狀態를 聯關짓는 計算은 매우 복잡한 問題가 된다. 또한 實際 사이클의 경우 給水再生裝置가 부차되면 蒸發器와 凝縮器에서의 作動流體의 流量이 서로 달라지게 되므로 問題는 더욱 복잡하게 된다. 그러나 實際랭킨사이클의 경우 凝縮器에서의 可用에너지의 消費는 蒸發器에서의 消費量에 비하여 15% 정도로서 비교적 적은 量이 되며 蒸發器에서 吸收한 可用에너지는 대부분 出力으로 抽出된다<sup>(10)</sup>. 따라서 凝縮器에서의 可用에너지 消耗을 無視한다면 랭킨 사이클의 出力은 곧 蒸發器에서 作動

流體가 吸收하는 可用에너지가 되며 이것은

$$\dot{W} = \dot{m}[(h_8 - h_5) - T_0(s_8 - s_5)] \quad (12)$$

로 나타낼 수 있고, 液體와 蒸氣狀態에서 水蒸氣의 比熱이 一定하다고 假定하였으므로 出力은

$$\dot{W} = \dot{m} \left\{ C_1(T_3 - T_s) + (h_7 - h_6) + C_3(T_s - T_2) - T_0 \left[ C_1 \ln \frac{T_3}{T_s} + \frac{(h_7 - h_6)}{T_s} + C_3 \ln \frac{T_s}{T_2} \right] \right\} \quad (13)$$

로 되어 계산은 상당히 간단해 진다<sup>(11)</sup>. 즉식(6), (8)은 考慮할 必要가 없으므로 식(3), (4), (5)만을 생각하면 未知數는  $T_2, T_3, T_4, T_5, T_6, T_7, \dot{m}$ 로서 7개이며 條件式은 6개 이므로  $T_s$ 를 獨立變數로 取하면 모든 未知數는  $T_s$ 의 函數가 되고 따라서 出力을 나타내는 식(13)도  $T_s$ 만의 函數로 計算할 수 있으며 最大出力 條件은 식(11)로서 구할 수 있다.

### 2.2 計算例

式(3), (4), (5)는 6개의 非線形 聯立方程式으로서  $h_7 - h_6$  등과 같은 水蒸氣의 狀態量을 包含하고 있으므로 解析의 出力을 計算하는 것은 불가능하다. 따라서 아래의 計算條件에 대하여 數值的인 計算을 行하고 그 結果를 考察해 보기로 하자.

즉, 熱源流體의 初期溫度  $T_1$ 을 媒介變數로 하여 400, 600, 800, 1,000(°C) 등으로 바꾸어 가면서, 獨立變數  $T_s$ 를 100~350(°C) 사이에서 變化시켜,  $T_1$ 과  $T_s$ 의 組合에 대하여 熱傳達 條件式을 만족하는 未知數들을 決定한 다음 熱傳達量과 出力 및 效率, 作動流體의 流量 등을 計算하고 아울러 最大出力 條件을 구하였다.

이때,  $(h_7 - h_6)$ 는 飽和溫度에 따른 蒸發潛熱로서 蒸氣表의 값을 8개의 區間別로  $T_s$ 에 대한 2次函數로 커브 피팅하여 計算하여<sup>(12)</sup> 關係式을 만족하는 未知數의 決定은 原式들을 약간 變形한 다음  $T_2$ 의 값을 基準으로 하여 half interval 方法에 의한 反復計算 結果 쉽게 수렴하였다.

<計算條件>

$$\begin{aligned} m_H C_H &= 1 \text{ kJ/Ks}, C_1 = 2.0 \text{ kJ/kgK}, C_3 = 4.2 \text{ kJ/kgK} \\ A_1 U_1 &= 0.4 \text{ kJ/Ks}, A_2 U_2 = 2.0 \text{ kJ/Ks}, A_3 U_3 = 0.4 \text{ kJ/Ks} \\ T_1 &= 400, 600, 800, 1,000(^\circ\text{C}) \\ T_0 &= 300\text{K} \end{aligned}$$

### 2.3 計算結果 및 考察

Fig. 3은 蒸發溫度의 變化에 따른, 蒸氣發生器 全體에서의 熱傳達量과 出力 즉 作動流體의 可用에너지 吸收量을 表示한 것으로, 熱傳達量에 대한 出力의 比는 곧 사이클의 熱效率로서 Fig. 4에 나타나 있다. Fig. 3에

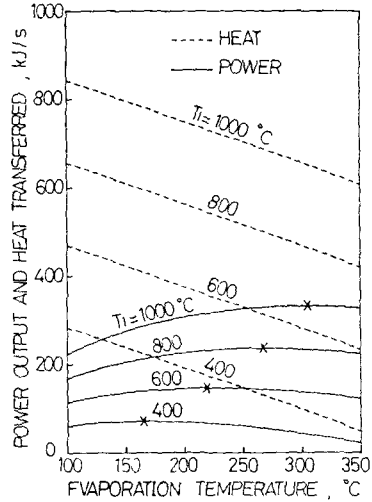


Fig. 3 The power output and the heat transfer rates as a function of the evaporation temperature with various  $T_1$

의하면 熱傳達量은 蒸發溫度 增加에 따라 거의 直線의 減少하고, 出力은 모두 增加하다가 다시 減少하는 變化를 보여준다. 그리고 出力이 最大값이 되는 蒸發溫度는 熱源流體의 溫度가 400, 600, 800, 1,000(°C)로 높아짐에 따라 166.4, 219.9, 268.1, 307.7(°C)등으로 높아지고 있다.

Fig. 4는 蒸發溫度 變化에 따른 사이클 熱效率를 나타내며, 熱源의 溫度上昇에 따라서는 熱效率이 조금

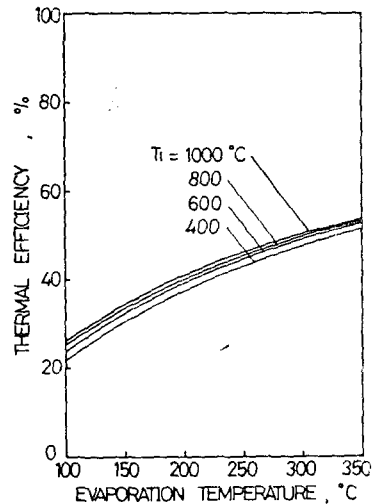


Fig. 4 Thermal efficiency of the Rankine cycle as a function of the evaporation temperature with various  $T_1$

增加하기는 하나 거의 변하지 않으며, 蒸發溫度上昇에 따라서는 熱效率이 增加하고, 그 增加趨勢는 減少함을 보여준다. 따라서 Fig. 3과 Fig. 4의 結果를 綜合하면, 蒸發溫度가 增加하면 熱效率은 增加하나 作動流體로의 熱傳達量이 減少하므로 出力은 減少하고, 반대로 蒸發溫度가 낮아지면 熱傳達量은 많아지나 效率이 급격히 떨어지므로 出力은 역시 減少하며, 따라서 中間의 어느 蒸發溫度에서 出力의 極大값이 나타나게 된다고 할 수 있다.

또한 出力은 作動流體의 流量에 單位 流量當의 可用 에너지 吸收量 즉 엑서지 增加量을 곱한 것으로 생각할 수 있는데 그 각각이 Fig. 5와 Fig. 6에 나타나 있다. 즉 Fig. 5는 蒸發溫度 變化에 따른 作動流體 流量

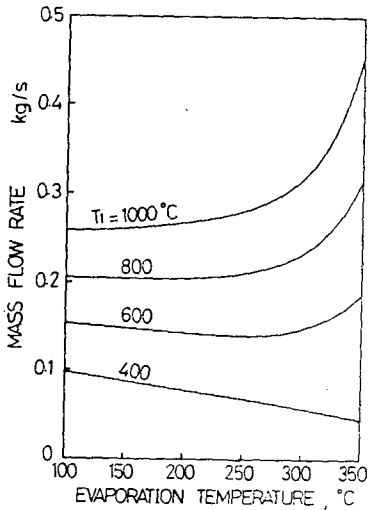


Fig. 5 Mass flow rates of the working fluid as a function of the evaporation temperature

을 나타내며, 熱源溫度가 400°C를 제외한 600~1,000 (°C)인 경우 蒸發溫度가 300°C 근처를 넘어서면 作動流體流量이 급격히 增加하는데 이것은 300°C 이상에서 水蒸氣의 蒸發潛熱이 급격히 減少함으로 인한 結果로 思料된다. 이 結果는 本 研究에서는 考慮하지 않았지만 作動流體流量이 사이클의 非可逆性이나 構成機器의 크기 등과 直結되므로, 經濟性을 考慮한 設計時 특히 有意할 事項이라 할 수 있다.

Fig. 6은 單位 流量當의 可用에너지 吸收量을 나타낸 것으로, 熱源의 溫度에 關係없이 蒸發溫度 225°C 부근에서 極大값을 나타내고 그 이상에서는 다시 減少하는 變化를 보이는데 이것 역시 蒸發溫度變化에 따른 潛熱의 變化에 기인한 것으로 생각되며 經濟性과 關聯하여 重要한 意味를 찾을 수 있을 것이다.

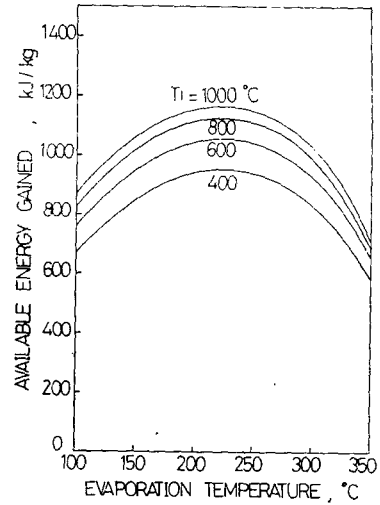


Fig. 6 Available energy gained for the unit mass of the working fluid in the evaporator

Fig. 7은 熱源의 溫度에 따른 最大出力條件에서의 熱效率을 式(2)의 카노 사이클로 代換한 경우의 比較한 것으로 두 사이클 사이에 차이가 거의 없음을 보여준다. 물론 이러한 結果가 모든 랭킨 사이클에 一般的으로 適用된다고 할 수는 없으나, 간단한 형태로 주어진 式(2)가 랭킨 사이클의 最大出力條件에서의 效率計算에 대하여 합리적인 近似값을 제공해 줄음을 알 수 있으며 이것은 랭킨 사이클의 液體部와 過熱部가 서로 相

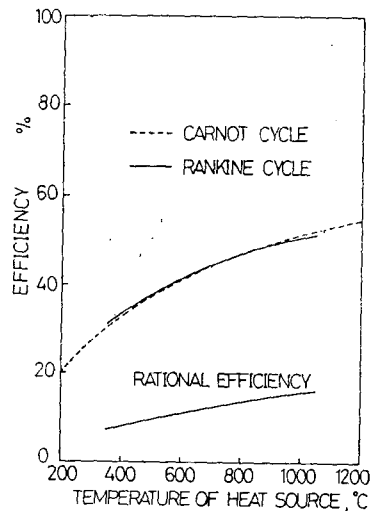


Fig. 7 Thermal efficiencies and the rational efficiency of cycles at maximum power conditions as a function of the temperature of heat source

殺作用을 하기 때문인 것으로 생각된다. 또한 Fig. 7 에는 熱源의 最初狀態에서의 액저지에 대한 出力의 比로서 合理的 效率을 表示하였는데 대체로 20%미만으로 랭킨사이클의 에너지利用率은 매우 낮음을 알 수 있고 最大出力 條件이 아닐 때에는 더욱 낮아지게 된다.

Fig. 8은 熱源溫度 600°C인 경우 最大出力條件에서의 랭킨 사이클을 나타내며, 液體部의 熱傳達量이 다른 領域에 비하여 매우 작고,  $T_3$  즉 給水의 溫度가 188.0°C로서 常溫 즉 300°K보다 월등히 높게 나타나 있다. 이것은 熱源溫度가 400, 800, 1,000(°C)일 때에도 給水溫度가 각각 120.8, 243.5, 288.7(°C)등으로 같은 計算結果를 보이고 있으며, 따라서 可逆펌프로써

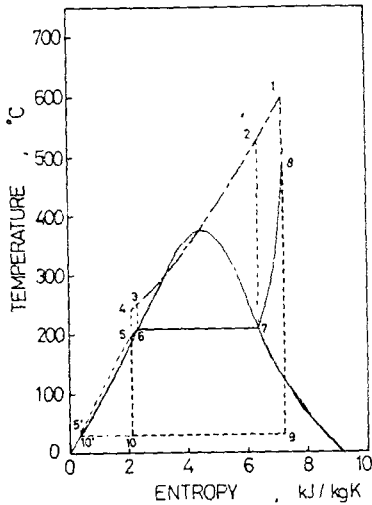


Fig. 8 T-S diagram of the Rankine cycle at a maximum power condition

最大出力條件의 給水狀態를 만들어 주려면 펌프입구에서의 水蒸氣의 狀態는 液體와 氣體의 混合狀態여야 하며 壓縮하는 도중에 液化가 되어야 하는 것으로 나타난다. 그러나 이것은 比體積이 급격히 변하므로 技術的으로 매우 어려운 문제이며 本 研究에서는 다만 可逆 사이클을 假定하였으므로, 凝縮器에서는 일단 狀態 10'까지 완전응축시킨 다음, 펌프로써 狀態 5'까지 加壓하고 터빈에서 水蒸氣의 一部를 抽出하여 그것을 利用하여 다시 狀態 5까지 可逆的으로 溫度를 높이는 方法을 생각할 수 있고, 이것은 곧 再生사이클을 의미하게 된다. 즉 랭킨 사이클의 最大出力條件에 대한 解析은 再生사이클의 必要性을 제시하게 된다.

### 3. 結 論

주어진 燃燒가스로부터 最大의 出力을 얻기 위한 機器의 運轉條件에 대한 實際的인 例로서, 熱傳達를 包含한 랭킨 사이클을 可用에너지 概念을 利用하여 解析 하였으며, 그 結果 다음과 같은 結論을 얻을 수 있었다.

- (1) 랭킨 사이클의 最大出力條件은 사이클의 運轉條件에 따라 極大값으로 存在하며 그 條件에서의 熱析率은 카노 사이클의 경우와 같다.
- (2) 蒸發器의 飽和溫度가 300°C 정도로 높아지면 作動流體의 流量이 급격히 增加한다.
- (3) 最大出力條件을 滿足시키기 위하여서는 再生사이클 등이 必要하다.

또한 本 研究에서는 蒸氣發生器 이외의 모든 過程을 可逆的으로 取扱하였으나 再生사이클이나 터빈, 凝縮器 등에서의 非可逆性을 考慮하면 좀 더 實際的인 計算을 수행할 수 있을 것이며, 作動流體의 流量과 사이클 構成機器의 크기나 價格과의 關係, 熱交換器의 傳熱面積과 價格과의 關係 등을 聯關지을 수 있다면 經濟的인 最適設計條件에 대한 새로운 解析도 可能할 것이다.

### 參 考 文 獻

- (1) R.W. Haywood, "Analysis of the Engineering Cycles", 3rd ed., Pergamon Press, 1980
- (2) 鄭坪錫, "可用에너지 개념을 확장한 潛在일에 의한 熱力學的 過程의 解析", 서울大學校 博士學位 論文, 1983
- (3) F.L. Curzon, B. Ahlborn, "Efficiency of a Carnot Engine at Maximum Power Output", American J. of Physics, Vol. 43, p.22, 1975
- (4) M.H. Lubin, "Optimal Configuration of a Class of Irreversible Engine. (1), (2)", Physical Review, A19, p.1272, 1979
- (5) B. Andresen, R.S. Berry, M.J. Onderchen and P. Salamon, "Thermodynamics for Processes in Finite Time", Acc. Chem., Vol. 17, p.266, 1984
- (6) 鄭坪錫, 盧承卓, "産業體 熱併合發電시스템의 最適設計(有用에너지에 의한 蒸發器의 最適條件)", 大韓機械學會論文集, 第5卷, 第2號, p.151, 1981
- (7) 김성진, 정영석, 노승탁, "열전달에 의한 비가역성을 고려한 열기관 성능해석", 대한기계학회논문집,

- 제 8 권, 제 6 호, p. 564, 1984
- (8) 李澤植, “Ⅲ, 熱傳達과 熱交換器”, 第 1 回 機械工學繼續教育, p. 120, 서울大學校 工科大学, 1984
- (9) J.P. Holman, “Heat Transfer”, 5th ed., McGraw Hill, 1981
- (10) Z. Rant, “Thermodynamisch Bewertung der Verlust bei Technischen Energieumwandlungen”, Brennstoff-Wärme-Kraft, Vol. 16, No. 9, 1964
- (11) “Fachheft Exergie”, Brennstoff-Wärme-Kraft, Vol. 13, No. 11, 1961
- (12) G.J. Van Wylen, R.E. Sonntag, “Fundamentals of Classical Thermodynamics”, 2nd ed., Wiley, 1976
- (13) 鄭坪錫, 車鎮杰, 盧承卓, “熱交換 過程을 考慮한 브레이튼 사이클의 最大出力條件”, 大韓機械學會論文集, 第 9 卷, 第 6 號, pp. 795~800, 1985