

<論 文>

熱交換 過程을 考慮한 브레이튼 사이클의 最大出力條件

鄭坪錫* · 車鎮杰** · 盧承卓***

(1985年 9月 18日 接受)

The Maximum Power Condition of the Brayton Cycle
with Heat Exchange Processes

Pyung Suk Jung, Jin Girl Cha and Sung Tack Ro

Key Words; Brayton Cycle(브레이튼 사이클), Optimum(최적), Entropy Production
(엔트로피생성), Exergy(엑서지), Power(동력)

Abstract

The ideal Brayton cycle has been analyzed with the heat exchange processes between the working fluid and the heat source and the sink while their heat capacity rates are constant. The power of the cycle can be expressed in terms of a temperature of the cycle and the heat capacity rate of the working fluid. There exists an optimum power condition where the heat capacity rate of the working fluid has a value between those of the heat source and the heat sink, and the cycle efficiency is determined by the inlet temperatures of the heat source and the sink.

記 號 說 明

B : 式(19)로 定義된 量
 \dot{C} : 比熱 流量
 f : 函數
 \dot{Q} : 熱傳達量
 H : 式(17)로 定義된 量
 L : 式(18)로 定義된 量
 T : 溫度
 ΔT_m : 對數平均溫度差

U : 面積 · 熱貫流率
 \dot{W} : 出力
 η : 效率

下添字

H : 高溫部
 L : 低溫部
 m : 溫度에 대한 極大
 W_{max} : 極大出力

*正會員, 嶺南大學校 工科大學 機械工學科
**嶺南大學校 大學院
***正會員, 서울大學校 工科大學 機械工學科

1. 緒 論

一般的인 動力發生裝置를 設計할 때에는 먼저 所要

動력이 決定되어 있어서 그 出力을 낼 수 있도록 機器나 裝置의 크기를 算定하게 된다. 그러나 實際 製作된 機器는 여러가지 運轉條件에 따라 出力이나 效率이 變하게 되며 따라서 設計時에는 미리 製作된 機器의 運轉特性을 알아서 最適運轉條件을 決定하고 그 狀態에서의 出力을 所要動力과 一致시켜야 한다. 그런데 많은 경우, 外的 條件이 決定되어 있을 때 機器의 最適運轉狀態는 곧 出力이 最大로 되는 狀態가 된다⁽⁴⁾. 즉, 주어진 機器나 裝置를 最大로 利用한다는 것은 곧 最大의 出力으로 稼動하는 것이 되며, 반대로 所要出力이 決定되어 있을 때 그 出力을 낼 수 있는 기기의 規模를 最小로 하여야 하는데 이것 역시 機器가 最大의 出力으로 運轉되도록 設計함으로써 가능하기 때문이다.

이렇게 動力發生裝置의 最適設計條件에는 最大出力條件이 包含되게 되며, 따라서 最大出力條件은 機器나 裝置의 設計時 必須的으로 決定되어야 할 事項 中の 하나라 할 수 있다.

그러나 지금까지 動力을 發生시키기 위한 에너지 變換過程의 熱力學的 解析은, 에너지 變換의 最終階에 나타나는 熱力學的 사이클에서, 供給된 熱量에 대한 出力의 比로서 사이클의 熱效率을 定義하고, 그 效率을 增加시키기 위한 여러가지 方法과 限界 등에 關心이 集中되어 왔다^(2,3). 이것은 效率이나 出力의 計算이 사이클 自體에 限定되어 있고, 熱傳達 部分은 運轉條件과는 別途로 사이클이 所要動力을 發生하기 위하여 요구하는 熱傳達量이나 作動流體의 狀態를 提供하기 위한 補助的인 役割로 取扱되어 왔음을 뜻한다. 물론 이것은 종래의 에너지 變換의 解析이 에너지의 保存을 의미하는 熱力學 第一法則에 기초하고 있었기 때문에 오토 사이클이나 디젤 사이클 등의 內燃機關에서와 같이 燃料의 發熱量이 全量 作動流體로 傳達되는 경우에는 수궁이 갈 수도 있다. 그러나 랭킨 사이클이나 原子力 發電 등과 같은, 熱交換裝置가 必要한 外燃機關에서는 주어진 熱機關의 運轉條件에 따라 사이클의 作動뿐만 아니라 사이클로 연결되는 熱交換條件도 영향을 받게 되므로, 이러한 에너지 變換을 解析할 때에는 사이클 자체뿐만 아니라 熱傳達 過程도 함께 考慮하여야 함이 당연하다 할 수 있다.

또한 近來에 들어 熱力學 第二法則에 기초한 可用에너지의 概念이 에너지 變換에 適用됨에 따라, 非可逆的 엔트로피 生成에 의한 可用에너지의 消散이 에너지 變換效率 低下의 根本的인 原因임이 밝혀졌으며⁽⁴⁾, 에너지 變換過程에서 나타나는 代表的 非可逆過程으로서 燃料의 燃燒과 蒸發器 등에서의 熱傳達過程이, 可用에

너지 概念을 利用하여 널리 研究되고 있다^(5,6). 이러한 사이클 周邊過程에 대한 解析은 動力發生 사이클의 熱力學的 解析의 範圍를 확대하여 熱傳達過程을 包含하여 解析하게 되는 動機가 되었으며, 앞에서 言及한 最大出力發生條件과 聯關시킨 本格的인 研究는 1975년 Curzon과 Ahlborn에 의하여 等溫熱源사이에서 作動하는 카노 사이클의 最大出力條件에 관한 研究가 發表된 이후부터이다⁽⁷⁾. 즉 이때 最大出力條件에서의 熱效率은 熱交換器의 熱貫流率에 관계없이 $1 - \sqrt{T_L/T_H}$ 가 됨을 보였으며, 1984년 김성진·정평석·노승탁 등은 有限容量 熱源 사이에서 作動하는 카노 사이클에 대하여 이 結果를 擴張하였는데 이것은 燃燒가스와 冷却水사이에서 作動하는 랭킨 사이클의 最大出力條件에 대한 하나의 모델이 될 수 있다⁽⁸⁾. 이러한, 可逆的인 에너지 變換機構에 非可逆的인 에너지 移動過程을 附加하여, 效率 대신 出力을 支配量으로 하는 解析이, 有限時間 熱力學(thermodynamics in finite time)이라는 이름에 R.S. Berry, B. Andresen, M.H. Lubin 등에 의하여 研究 發表되고 있으며 그러한 에너지 變換機構를 內的 可逆사이클(endoreversible cycle)이라 부른다^(9,10).

本 研究에서는 위의 內容을 한 단계 더 發展시켜 有限熱容量 流動 사이에서 作動하는 브레이튼 사이클의 運轉條件에 따른 出力變化和 最大出力 條件을 糾明하였으며, 이것은 단순히 理論適用 對象의 擴張이라는 意味와 함께, 앞에서의 카노 사이클이 理想的인 사이클인 반면 브레이튼 사이클은 가스 터빈 機關을 모델로 한 實用的인 사이클이라는 點에서 工學的 意義가 있으며, 특히 原子力 등을 熱源으로 하는, 熱交換器가 있는 가스 터빈 사이클의 設計나 運轉條件의 決定 등에는 直接 適用될 수도 있을 것이다.

2. 熱傳達를 考慮한 브레이튼 사이클의 最大出力條件

2.1 熱力學的 考察

燃燒가스나 原子爐의 一次循環流體와 같은 高溫의 流體流動과 對向流 熱交換하면서 熱을 吸收하고, 內部的으로 브레이튼 사이클을 이루면서 일을 生成한 다음 冷却水 등의 低溫 流體流動과 역시 對向流熱交換으로서 廢熱을 排出하는 動力發生裝置를 생각하자. 이러한 裝置內의 作動流體와 熱源流體가 겪는 過程을 溫度-엔트로피 線圖로서 表示하면 Fig. 1과 같이 나타난다.

여기서 高溫 및 低溫의 熱源流體와 사이클의 作動流

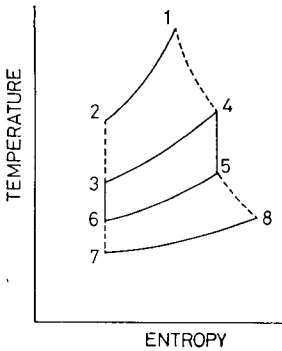


Fig. 1 T-S diagram of a Brayton cycle including heat source and heat sink

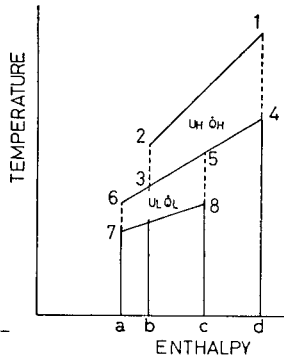


Fig. 2 T-H diagram of a Brayton cycle including heat source and heat sink whose heat capacity rates are constant

體의 比熱이 각각 一定한 경우를 생각하기로 하자. 이 경우 溫度-엔탈피 線圖로서 위의 過程을 表示하면 Fig. 2와 같이 3개의 直線으로 나타난다. 그림에서 bd 는 高溫部 熱傳達量, ac 는 低溫部 熱傳達量을 나타내고 cd 는 더어린 出力, ab 는 壓縮器 入力을 表示하며, 外部로 抽出되는 實際出力은 $cd-ab$ 또는 $bd-ac$ 가 된다. 따라서 사이클의 熱效率은 $(bd-ac)/bd$ 가 되고, 그림에서 각 直線의 기울기는 流量에 比熱을 곱한 比熱流量 즉 $\dot{m}c$ 의 逆數가 되며, 이 比熱流量을 \dot{C} 로 表示하기로 한다.

이제 그림에서의 각 地點의 番號를 利用하여 高溫 및 低溫의 2 熱交換器에서의 에너지 均衡式을 構成하면 다음이 된다.

$$\dot{Q}_H = \dot{C}_H(T_1 - T_2) = \dot{C}(T_4 - T_3) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_L = \dot{C}_L(T_3 - T_7) = \dot{C}(T_5 - T_6) \quad (2)$$

또한 對向流 熱交換器에서의 熱傳達量은 다음과 같이 表示할 수 있고,

$$\dot{Q}_H = U_H \Delta T_{mH} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_L = U_L \Delta T_{mL} \quad (4)$$

여기서 U 는 平均熱貫流率에 面積을 곱한 量을 表示하고 ΔT_m 은 對數平均溫度差로서 다음과 같다.⁽¹¹⁾

$$\Delta T_{mH} = [(T_1 - T_4) - (T_2 - T_3)] / \ln \frac{[T_1 - T_4]}{[T_2 - T_3]} \quad (5)$$

$$\Delta T_{mL} = [(T_5 - T_8) - (T_6 - T_7)] / \ln \frac{[(T_5 - T_8)]}{[(T_6 - T_7)]} \quad (6)$$

이때 出力은

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (7)$$

로서 구할 수 있고, 또한 브레이튼 사이클에서는 作動

流體의 壓縮 및 膨脹過程이 等엔트로피 過程이므로 다음 式이 成立한다.

$$T_4/T_3 = T_5/T_6 \quad (8)$$

여기서, 주어진 動力裝置의 運轉條件을 생각해 보자. 먼저 U_H 와 U_L 은 熱交換器의 特性으로서 一定한 값이 되며, 사이클의 外部條件이 固定된 경우를 생각하면 高溫 및 低溫流體의 熱交換器 入口에서의 溫度 즉 T_1 과 T_7 도 一定한 값으로 取扱할 수 있다. 그리고 高溫 및 低溫熱源의 比熱流量 즉 \dot{C}_H 와 \dot{C}_L 는 運轉條件에 따라 變할 수도 있으나 本 研究에서는 U_H 및 U_L 과 함께 하나의 媒介變數로만 取扱하고 運轉條件을 브레이튼 사이클 內部로 限定하여 생각해 보자. 그러면 위의 關係式에서 出力을 計算하기 위한 未知數는 $T_2, T_3, T_4, T_5, T_6, T_8, \dot{C}$ 로서 7개이며 條件式은 式 (1), (2), (3), (4), (8)로서 5개 뿐이므로 적어도 2개의 獨立變數가 생겨난다. 즉 出力 등은 그 2 獨立變數만의 函數로 表示할 수 있으며 最大出力條件은 바로 그 2 獨立變數가 取할 수 있는 範圍內에서 出力이 最大가 되는 條件을 말하게 된다. 이 2 獨立變數로는 위의 7개의 未知數中 어느 2개를 취하여도 무방하나 本 研究에서는 計算의 便宜를 考慮하여 作動流體의 比熱流量 \dot{C} 와 나머지 6개의 溫度中 最高溫度 T_4 를 獨立變數로 取하였다. 이 2 獨立變數의 定義區域을 생각해 보면 아래와 같이 \dot{C} 는 임의의 陽의 값을 가질 수 있고 T_4 는 T_1 으로부터 T_1 과 T_7 사이의 어느 값까지에 있을 수 있다.

$$\dot{C} > 0 \quad (9)$$

$$T_7 > T_4 > T_1 \quad (10)$$

이제 이 2 獨立變數를 제외한 나머지 未知數들을 위의 關係式을 利用하여 消去하면 出力은 다음과 같이 두 獨立變數만의 函數로 表示할 수 있고

$$\dot{W} = f(\dot{C}, T_4) \quad (11)$$

最大出力이 極大값으로 存在한다면 다음의 2 條件式을 만족하는 \dot{C} 와 T_4 가 곧 最大出力條件이 될 것이다

$$\partial \dot{W} / \partial T_4 = 0 \quad (12)$$

$$\partial \dot{W} / \partial \dot{C} = 0 \quad (13)$$

2.2 最大出力條件

위의 式(12)와 (13)를 同時に 만족하는 T_4 와 \dot{C} 를 구하는 것이 우리의 目的이며 2개의 未知數와 2개의 式으로 이루어져 있으므로 數學적으로는 完全하게 풀 수 있다. 그러나 計算過程에는 對數平均溫度差와 같은 복잡한 形態의 式이 包含되어 있으므로 一般的인 最大出力條件을 明確하게 하나의 式으로 구할 수는 없을

것 같다. 따라서 여러가지 條件에서의 出力의 變化 및 最大 값의 舉動을 解析的으로 確認해 보자.

式(12)와 (13)을 적용하기 전에 關係式들을 利用하여 獨立變數 T_4 와 \dot{C} 를 제외한 다른 미지수들을 消去 하던 熱傳達量과 出力은 각각 지루한 計算過程을 거쳐 다음과 같이 整理된다.

$$\dot{Q}_H = \dot{C}\dot{C}_L H(T_1 - T_4) \tag{14}$$

$$\dot{Q}_L = -\dot{C}\dot{C}_L H(T_1 - T_4) [(T_1 - T_4) - L(T_1 - T_7)] / [B(T_1 - T_4) - LT_1] \tag{15}$$

$$\dot{W} = \dot{C}\dot{C}_L H(T_1 - T_4) [B(T_1 - T_4) - L(T_1 - T_7)] / [(B(T_1 - T_4) - LT_1)] \tag{16}$$

여기서 H, L, B 는 각각 다음과 같다.

$$H = \dot{C}_H / [\dot{C}_L(\dot{C} - \dot{C}_H)] \cdot [1 - \exp(U_H/\dot{C} - U_H/\dot{C}_H)] \tag{17}$$

$$L = 1/(\dot{C} - \dot{C}_L) \cdot [1 - \exp(U_L/\dot{C} - U_L/\dot{C}_L)] \tag{18}$$

$$B = \dot{C}_L H L + H + L \tag{19}$$

이제 式(16)으로 주어진 出力이 여러가지 T_4 와 \dot{C} 에 대하여 어떤 값을 가지는가 알아보기 위하여 적절한 값들을 代入하여 계산하면 Fig. 3 과 같이 나타난다. 즉 \dot{C} 가 一定할 때 T_4 變化에 따른 出力의 最大값은 極大값으로서 잘 나타나고 있으며 또한 \dot{C} 變化에 따른 出力變化도 一段은 極大값을 보이고 있다. 따라서 먼저 式(16)을 式(12)의 條件式에 代入하여 整理하면 最大出力의 必要條件으로서의 T_4 는 다음과 같이 간단한 형태로 주어진다.

$$T_1 - T_4 = L(T_1 - \sqrt{T_1 T_7})^2 / B \tag{20}$$

出力最大가 되는 完全한 條件을 구하기 위하여서는, \dot{C} 에 대한 條件式(13)에 式(16)을 代入하여 구한 式을 式(20)과 聯立으로, T_4 와 \dot{C} 에 대하여 풀어야 하나 式

(16)은 變數 \dot{C} 에 대하여 매우 복잡한 형태로 되어 있으므로 \dot{C} 에 대한 極大 條件式을 計算하기 便利하게 구하는 것은 不可能하다. 따라서 式(20)을 式(16)에 미리 代入하여 얻어진 式을 \dot{W}_m 으로 表示하면 이것은 T_4 에 대한 極大點들을 $\dot{C}-\dot{W}$ 平面에 投影한 曲線을 나타내며, 이것은 獨立變數 \dot{C} 만의 函數로서 이 曲線의 最大값이 곧 最大出力이 되고 다음의 形態가 된다.

$$\dot{W}_m = \dot{C} H L \dot{C}_L / B \cdot (T_1 - \sqrt{T_1 T_7})^2 / T_1 \tag{21}$$

따라서 最大出力條件式(12)와 (13)은 아래의 한 式으로 代替할 수 있으며 獨立變數가 \dot{C} 뿐이므로 便利하다.

$$d\dot{W}_m/d\dot{C} = 0 \tag{22}$$

그러나 式(22)를 만족하는 \dot{C} 역시 하나의 式으로 整理하는 것은 不可能하며 關與되는 여러가지 常數들을 媒介變數로 하여 \dot{C} 에 따른 \dot{W}_m 을 計算해 보면 Fig. 4,

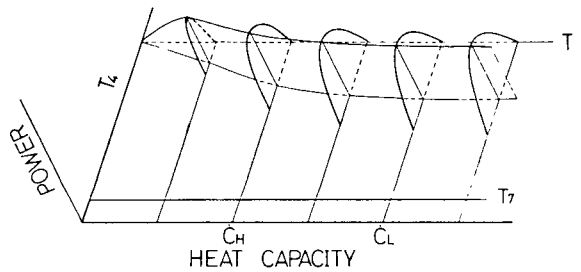


Fig. 3 The power output of the Brayton cycle as a function of T_4 and the heat capacity rate of the working fluid

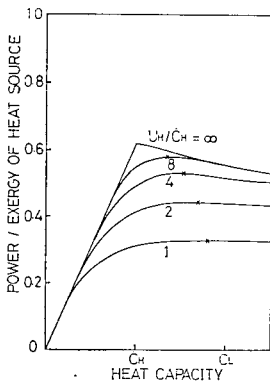


Fig. 4 The power output (rational efficiency) of the Brayton cycle as a function of the heat capacity rate with various U_H

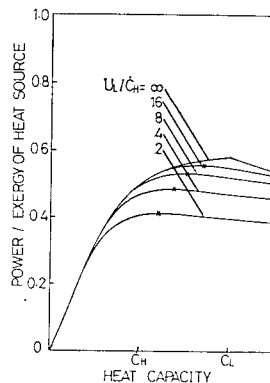


Fig. 5 The power output (rational efficiency) of the Brayton cycle as a function of the heat capacity rate with various U_L

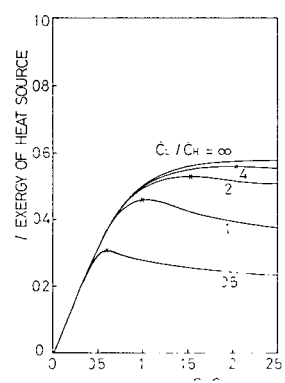


Fig. 6 The power output (rational efficiency) of the Brayton cycle as a function of the heat capacity rate with various \dot{C}_L

5, 6과 같이 나타난다. 즉 이 그림들은, $\dot{C}_L/\dot{C}_H=2$, $U_H/\dot{C}_H=4$, $U_L/\dot{C}_H=8$, $T_1=1300K$, $T_7=300K$ 등을 基準으로 하여 각각을 적절히 變化시키면서 \dot{C} 에 따른 \dot{W}_m 의 變化를 나타낸 것으로서, 熱源流體의 最初狀態에서의 엑서지에 대한 相對的인 比를 表示하였으므로 그림에서의 \dot{W}_m 값은 곧 合理的 效率의 一種이 된다.

Fig. 4는 U_H/\dot{C}_H 를 1에서 無限大까지 바꾸어 가면서 \dot{C} 에 대한 \dot{W}_m 의 變化를 나타낸 것이며, U_H 가 커질수록 出力이 增加하고 極大點은 \dot{C}_H 쪽으로 이동하면서 뚜렷이 나타난다.

Fig. 5는 U_L/\dot{C}_H 를 2에서 無限大까지 바꾸어 가면서 \dot{W}_m 의 變化를 나타낸 것으로, U_L 이 커질수록 역시 出力은 增加하며 極大點은 \dot{C}_L 에 接近한다.

Fig. 6은 \dot{C}_L/\dot{C}_H 를 0.5에서 無限大까지 바꾸어 가면서 \dot{W}_m 의 變化를 살펴 본 것으로, \dot{C}_L 이 작을 때 極大點이 뚜렷이 나타나며 \dot{C}_L 이 커질수록 出力도 增加하고 極大出力을 내는 \dot{C} 도 增加함을 알 수 있다.

위의 3 그림에서 알 수 있는 共通의인 事實은 U_H, U_L, \dot{C}_L 中 어느 것이 增加하든 \dot{W}_m 은 漸近的으로 增加하며, \dot{C} 가 0이면 \dot{W}_m 도 0이고 \dot{C} 가 무한대로 크지면 \dot{W}_m 은 기울기가 0이 되면서 어느 一定한 값에 收斂한다. 또한 出力이 最大가 되는 極大點에서의 \dot{C} 는 항상 \dot{C}_H 와 \dot{C}_L 사이에 存在하며, \dot{C}_H 와 \dot{C}_L 이 같을 때의 最大出力은 \dot{C} 가 바로 그 \dot{C}_H 일 때 나타난다. 이것을 확인하기 위하여 式(21)을 \dot{C} 에 대하여 微分한 다음 \dot{C} 에 \dot{C}_H, \dot{C}_L 등을 代入해 보면 다음의 結果를 얻을 수 있으며,

$$\dot{C}=\dot{C}_H \text{에서 } d\dot{W}_m/d\dot{C}>0 \tag{23}$$

$$\dot{C}=\dot{C}_L \text{에서 } d\dot{W}_m/d\dot{C}<0 \tag{24}$$

$$\dot{C}=\dot{C}_H=\dot{C}_L \text{일때 } d\dot{W}_m/d\dot{C}=0 \tag{25}$$

따라서 아래의 不等式을 證明한 셈이 된다.

$$\dot{C}_H < \dot{C}_{wmax} < \dot{C}_L \tag{26}$$

$$(\text{또는 } \dot{C}_H > \dot{C}_{wmax} > \dot{C}_L)$$

그리고 \dot{C} 가 무한대가 되면,

$$\lim_{\dot{C} \rightarrow \infty} d\dot{W}_m/d\dot{C}=0 \tag{27}$$

가 되어 \dot{W}_m 은 일정한 값이 되고 동시에,

$$\lim_{\dot{C} \rightarrow \infty} (\dot{C} \cdot H) = [1 - \exp(-U_H/\dot{C}_H)] \dot{C}_H/\dot{C}_L \tag{28}$$

$$\lim_{\dot{C} \rightarrow \infty} (\dot{C} \cdot L) = 1 - \exp(-U_L/\dot{C}_L)$$

이 되어 出力을 나타내는 式(16)은 참고문헌(8)의 結果로 되돌아 간다. 따라서 카노 사이클의 出力問題는 브레이튼 사이클의 특수한 경우 즉 作動流體의 比熱流量이 無限大인 경우에 해당한다고 말할 수 있다.

2.3 最大出力條件에서의 熱效率

이상과 같이, 브레이튼 사이클의 最大出力條件의 完全解를 解析的으로 구하는 것은 不可能하지만 式(20)으로 주어진 T_4 의 條件에 대하여 사이클의 熱效率을 求해보면 흥미있는 結果를 얻을 수 있다. 즉 사이클의 熱效率을

$$\eta = \dot{W}/\dot{Q}_H \tag{29}$$

로 定義되고 여기에 式(14), (16)을 代入하면 다음과 같이 T_4 를 \dot{C} 와 η 의 함수로 나타낼 수 있고,

$$T_1 - T_4 = L/[B(1-\eta)] \cdot (T_1 - T_7 - \eta T_1) \tag{30}$$

이 式을 T_4 에 대한 最大出力條件式(20)에 代入하면 效率은 다음과 같이 매우 간단한 형태로 나타난다.

$$\eta = 1 - \sqrt{T_7/T_1} \tag{31}$$

이것은 最大出力條件에서의 效率이 熱交換器의 熱貫流率이나 熱源의 比熱流量 등과는 무관하여, 다만 高溫 熱源 및 低溫吸熱體의 初基溫度만에 의하여 決定됨을 의미한다. 물론 이 效率式만으로 완전한 最大出力條件을 表示한 것은 아니지만, 最大出力條件은 分明히 이 式을 만족시키므로 이것은 設計上の 한 基準이 될 수 있고 브레이튼 사이클을 카노 사이클로 대체한 참고문헌(8)의 結果와 역시 一致한다.

이상의 結果를 좀 더 확인하기 위하여 式(14), (29), (30)을 利用하여 出力을 η 와 \dot{C} 의 函數로 表示하면

$$\dot{W} = -\dot{C}\dot{C}_L H L T_1 / B \cdot \eta / (1-\eta) \cdot [\eta - (1-T_7/T_1)] \tag{32}$$

이 되는데 이것은 η 가 0 및 $1-T_7/T_1$ 일 때 出力은 0이 되며, 效率에 대한 出力의 極大條件을 求해보면 式(31)의 結果를 다시 얻게 된다. 또한 式(32)로서 \dot{C} 및 η 에 대한 出力을 計算하면 Fig. 7과 같이 나타나며 η 에 대한 極大出力은 \dot{C} 에 관계없이 一定한 값 즉 $1 - \sqrt{T_7/T_1}$ 에서 나타난다. 따라서 T_4 가 낮아지면 사

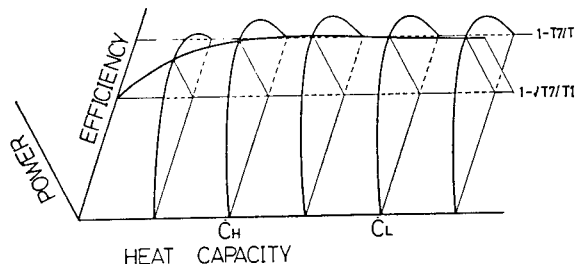


Fig. 7 The power output of the Brayton cycle as a function of the heat capacity rate and the thermal efficiency

이클로의 熱流入은 增加하나 效率이 급격히 減少하므로 出力도 減少하고, T_1 가 높아져서 T_1 에 接近하면 熱效率은 增加하여 카노 사이클 效率에 接近하나 熱流入이 급격히 減少하여 出力은 역시 減少하게 되며, 따라서 效率이 0과 카노效率사이의 어느 條件에서 出力이 極大點으로 나타난다고 말할 수 있다.

이상과 같은 熱傳達를 考慮한 研究와는 別途로, 브레이튼 사이클의 最大溫度가 決定되어 있을 때 1 사이클당의 出力이, 壓縮比 또는 效率의 變化에 따라 이와 類似的한 結果로 나타남은 잘 알려진 事實이다^(2,3).

또한 出力은 高溫部 熱傳達量에 效率을 곱한 것이며, 效率이 式(31)로 주어진 경우 一定한 값이 되므로 \dot{C} 에 대한 \dot{W}_m 의 極大條件은 곧 \dot{C} 에 대한 $\dot{Q}_{h,m}$ 의 極大條件과 一致하게 된다.

3. 結 論

高溫의 熱源流體와 低溫의 吸熱流體 사이에서 對向流 熱交換하면서 作動하는 브레이튼 사이클의 最大出力條件을 熱交換을 考慮하여 구하였다.

사이클 내의 作動流體의 比熱流量과 터빈 入口의 溫度를 두 獨立運轉條件으로 하였을 때 最大出力은 각각에 대하여 極大값으로 나타나며, 그 最大出力 條件에서의 作動流體의 比熱流量은 熱源 및 吸熱流體의 2 比熱流量 사이의 어느 값을 가지고, 또 그 條件에서의 사이클의 熱效率은 機器의 特性이나 熱源의 流量 등에 관계 없이 高溫 및 低溫의 熱交換器 入口溫度만으로 決定되며, $1 - \sqrt{T_L/T_H}$ 의 形態가 된다.

또한 作動流體의 比熱流量이 無限大로 커지면 브레이튼 사이클의 出力은 카노사이클로 代替한 경우와 一致한다.

參 考 文 獻

- (1) 鄭坪錫, “可用에너지의 概念을 확장한 潛在인에 의한 熱力學的 過程의 解析”, 서울大學校 大學院, 博士學位論文, 1983
- (2) R.W. Haywood, “Analysis of Engeneering Cycles”, 3rd ed., Pergamon Press, 1980
- (3) B.D. Wood, “Applications of Thermodynamics”, Addison Wesley, 1969
- (4) “Fachheft Exergie”, Brennstoff-Warme-Kraft, Vol. 13, No. 11, 1961
- (5) R.A. Gaggioli, “Thermodynamics: Send law analysis”, American Chemical Society Symposium Series 122, 1980
- (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)”, 대한기계학회논문집, 제 5 권, 제 2 호, p. 151, 1981
- (7) F.L. Curzon, B. Ahlborn, “Efficiency of a Carnot Engine at Maximun Power Output”, American J. of Physics, Vol. 43, p. 22, 1975
- (8) 김성진, 정명석, 노승탁, “열전달에 의한 비가역성을 고려한 열기관 성능해석”, 대한기계학회논문집, 제 8 권, 제 6 호, p. 564, 1984
- (9) M.H. Lubin, “Optimal Configuration of a Class of Irreversible Engine(1), (2)”, Physical Review, A19, p. 1272, 1979
- (10) B. Andresen, R.S. Berry, M.J. Ondrechen and p. Salamon, “Thermodynamics for Processes in Finite Time”, Acc. Chem. Vol. 17, p. 266, 1984
- (11) J.P. Holman, “Heat Transfer”, 5th ed., McGraw Hill, 1981