

〈論 文〉

吸氣冷却-蒸氣噴射 가스터빈 사이클에 관한 熱力學的 研究

朴鍾久* · 梁玉龍**

(1991년 7월 2일 접수)

A Thermodynamic Study on Suction Cooling-Steam Injected Gas Turbine Cycle

Jong Koo Park and Ok Yong Yang

Key Words: Suction Cooling(吸氣冷却), Steam Injection(蒸氣噴射), Waste Heat Recovery(廢熱回收), Absorption-type(吸收式), Operating Region(作動領域), Pinch Point Limit(핀치 포인트 限界)

Abstract

This paper discusses the thermodynamic study on the suction cooling-steam injected gas turbine cycle. The aim of this study is to improve the thermal efficiency and the specific output by steam injection produced by the waste heat from the waste heat recovery boiler and by cooling compressor inlet air by an ammonia absorption-type suction cooling system. The operating region of this newly devised cycle depends upon the pinch point limit and the outlet temperature of refrigerator. The higher steam injection ratio and the lower the evaporating temperature of refrigerant allow the higher thermal efficiency and the specific output. The optimum pressure ratios and the steam injection ratios for the maximum thermal efficiency and the specific output can be found. It is evident that this cycle considered as one of the most effective methods which can obtain the higher thermal efficiency and the specific output comparing with the conventional simple cycle and steam injected gas turbine cycle.

———— 기 호 설 명 ————	
A : 일의 熱當量	H_u : 燃料의 低位發熱量
ad : 斷熱過程	L_K : 壓縮機 入力
C_{pma} : 空氣의 平均 定壓比熱	L_e : 比出力
C_{pmf} : 燃料의 平均 定壓比熱	L_r : 터빈 出力
C_{pmg} : 燃燒가스의 平均 定壓比熱	Q_B : 燃燒器 供給熱量
C_{pms} : 過熱蒸氣의 平均 定壓比熱	Q_E : 冷凍能力
D : 循環冷媒의 質量流量	Q_G : 發生器 供給熱量
f : 燃空比(G_{fuel}/G_{air})	R : 가스常數
G : 作動流體의 質量流量	T : 絕對溫度
H_F : 冷凍사이클의 成績係數	T_{sa} : 蒸氣의 飽和溫度
	W_{sa} : 蒸氣噴射率(G_{steam}/G_{air})
	ΔT_{pp} : Pinch Point 限界溫度差
	β : 漏出損失率

*인하대학교 대학원

**정회원, 인하대학교 기계공학과

γ	: 물의 蒸發潛熱
γ_w	: 물의 比重量
ϵ	: 壓力損失率
η_a	: 熱效率
η_B	: 燃燒器 燃燒效率
η_K	: 壓縮機 斷熱效率
η_m	: 機械效率
η_p	: 給水펌프 效率
η_T	: 터빈 斷熱效率
η_w	: 吸氣冷却器 溫度效率
ϕ_K	: 壓縮機 壓力比
ϕ_T	: 터빈 膨脹比

1. 緒 論

産業發展이 加速化함에 따라 에너지 資源의 枯渴과 環境汚染 問題에 對한 對應策 마련이 時急한 實情이다. 가스터빈은 最近의 이와같은 社會的 要求와 小型, 輕量, 大出力이며 排氣가스가 淸淨한 點 등에 힘입어 各種 使用目的에 따른 需要가 急增하는 趨勢에 있다. 그러나, 가스터빈을 發電用, 産業用, 船舶用 등의 主機로써 使用할 境遇 디젤機關이나 蒸氣터빈에 비해 熱效率이 比較的 낮고 大氣溫도의 上昇에 따른 機關性能의 低下가 크다는 短點을 지니고 있다⁽¹⁾. 더우기 熱效率의 向上을 目的으로 터빈 入口溫도를 높이고자 하는 境遇에는 燃燒機의 高溫領域에서 NOx生成物이 增大되는 問題點을 안고 있다. 따라서, 高性能 가스터빈을 開發하기 爲한 最近의 研究動向은 熱效率의 向上 및 NOx生成物의 抑制에도 力點을 두고 있다⁽²⁻⁴⁾.

本 研究에서는 前述한 가스터빈의 短點을 補完함은 물론 高溫多量의 排氣廢熱을 最大한 回收함으로써 에너지 節減과 環境汚染의 問題를 同時에 滿足시키는 方案으로;

(1) 廢熱回收 蒸氣發生 보일러를 裝着하여 얻은 過熱蒸氣를 燃燒器 內에 噴射함으로써 附加的인 壓縮機 入力없이 터빈 流量을 增大시켜 熱效率, 比出力의 向上을 期하고 燃燒器 高溫領域에 蒸氣를 噴射함에 의해 NOx生成의 抑制을 꾀하는 方法⁽⁵⁻⁸⁾

(2) 廢熱利用 吸氣式 冷凍機를 導入하여 吸氣溫도를 降下함에 의해 사이클 溫度比를 增大시킴으로써 熱效率, 比出力의 向上은 물론 機關性能의 變動幅을 減少시키는 方法에 着眼하여 吸氣冷却-蒸氣噴射 가스터빈 사이클을 考察하였다.

以上の 觀點에서 創案한 吸氣冷却-蒸氣噴射 가스터빈 사이클의 一般特性은 熱力學的으로 解析하였으며, 그 性能을 通常의인 가스터빈 사이클과 比較한 結果, 本 사이클은 從來의 가스터빈 性能을 飛躍的으로 向上시킬수 있는 實現 可能한 사이클이라 생각된다.

2. 사이클의 構成 및 概念

本 사이클은 通常的인 單純 가스터빈(1/C型)에 터빈 排氣 廢熱에 의해 作動되는 蒸氣 發生 보일러 및 암모니아 吸氣式 冷凍機를 裝着한 形式으로 構成되어 있는 一種의 組合 사이클이다. 本 사이클의 配置圖는 Fig. 1과 같으며, 이 圖를 參考로 하여 本 사이클의 作動方式을 概觀하면 다음과 같다. 廢熱利用 冷凍機 AK로 부터 冷却된 空氣는 壓縮機 K에서 所定의 壓力까지 壓縮되어 燃燒器 B에 供給된다. 이때 蒸氣發生 보일러 DK에서 發生된 蒸氣는 燃燒器 內에 噴射되어 燃燒가스와 함께 作動 流體가 된다. 이 作動流體는 燃燒器 B에서 터빈 入口溫度 T_3 까지 加熱된 다음 터빈 T에서 거의 大氣壓까지 膨脹함으로써 軸出力을 얻은後, 보일러 및 冷凍機의 加熱源으로 利用된다.

따라서, 本 사이클은 터빈 出口로 부터 排出되는 廢熱을 最大限 回收하여 얻은 蒸氣를 燃燒器內에 噴射시킴으로써 附加的인 壓縮機 入力없이 作動流體의 流量增大를 通하여 熱效率 및 比出力의 向上을 期할수 있다. 아울러 廢熱利用 암모니아 吸氣式 冷凍機를 驅動하여 壓縮機 入口 溫도를 낮춤에 의해 熱效率 및 比出力의 增大는 물론 大氣溫度 變化에 따른 機關 性能의 變動을 減少시킬 수 있다.

3. 사이클 基礎式

本 사이클의 基礎式은 사이클 配置圖 Fig. 1, 蒸氣發生 보일러의 溫度分布 Fig. 2, 그리고 암모니아 吸氣式 冷凍機의 配置圖 Fig. 3을 參照하여 다음과 같이 求할 수 있다. 그리고, Table 1.은 本 사이클 性能計算에 使用한 設定值 및 假定值를 從來의 資料를 土臺로 收錄한 것이다⁽⁹⁻¹²⁾

(1) 壓縮機 入口溫度 T

吸氣 冷却器 溫度效率의 定義로 부터 空氣壓縮機 入口溫度 T_1 은

$$T_1 = T_0 - \eta_{wa} \cdot (T_0 - T_8) \quad (1)$$

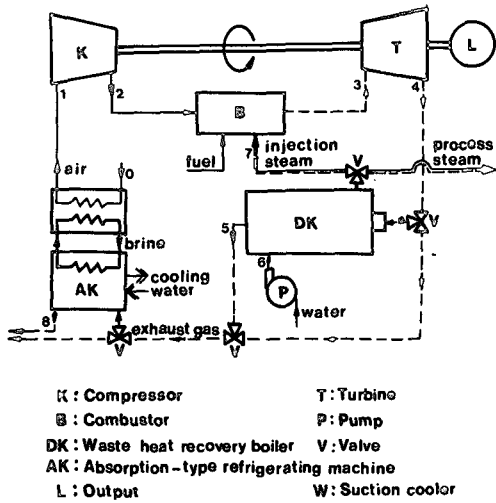
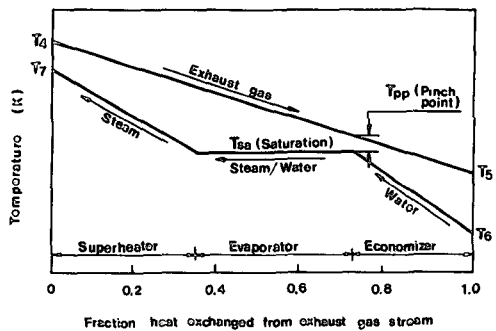


Fig. 1 Components arrangement of suction cooling-steam injected gas turbine cycle



T_4 : Turbine exhaust gas temperature at DK inlet T_6 : Water temperature at DK inlet
 T_5 : Turbine exhaust gas temperature at DK exit T_7 : Steam exhaust temperature at DK exit

Fig. 2 Typical temperature variation in waste heat recovery boiler

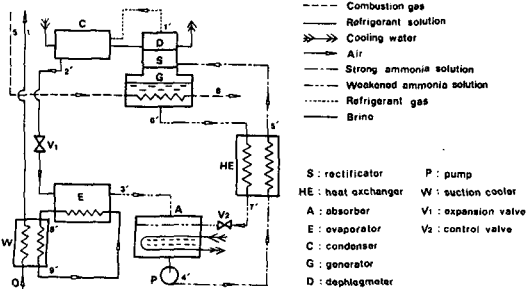


Fig. 3 Schematic cycle arrangement of absorption-type refrigerating machine

Table 1. Assumption for the calculation of the design point performance

Compressor adiabatic efficiency	η_K	= 0.87
Turbine adiabatic efficiency	η_T	= 0.89
Combustion efficiency	η_D	= 0.98
Mechanical efficiency	η_m	= 0.99
Water pump efficiency	η_P	= 0.90
Suction cooler		
air side	η_{D_a}	= 0.85
brine side	η_{D_b}	= 0.81
Pressure loss rate		
combustor	ϵ_D	= 0.02
duct	ϵ_{ED}	= 0.01
suction cooler	ϵ_{D_a}	= 0.03
waste heat recovery boiler		
gas side	ϵ_{DKa}	= 0.03
water (steam) side	ϵ_{DKb}	= 0.03
Leakage loss rate		
compressor	β_K	= 0.005
turbine	β_T	= 0.005
Waste heat recovery boiler		
water pump		
inlet temperature	T_0	= 288.15 K
inlet pressure	P_0	= 101.325 kPa
super heater		
outlet temperature	T_7	= $T_4 - 60 (^{\circ}\text{C})$ K
outlet pressure	P_0	= $2P_3$
Ammonia absorption-type refrigerator		
Ambient temperature	T_0	= 273.15, 288.15, 303.15, 318.15 K
Evaporating temperature	T_E	= 273.15, 258.15, 243.15, 228.15 K
Temperature of refrigerant solution at the condenser outlet	T_2'	= 303.15 K
Temperature of strong solution at the absorber outlet	T_4'	= 303.15 K
Temperature of weakened solution at the generator outlet	T_6'	= 373.15 K
Density of refrigerant vapour at the dephlegmator outlet	ϕ_1'	= 99.5 %
Density difference between strong solution and weakened solution	$\Delta \rho$	= 10 %
Condensing pressure	P_c	= 0.3 ~ 1.2 MPa
Evaporating pressure in the evaporator	P_E	= 0.05 ~ 0.3 hPa
Temperature of strong solution at the heat exchanger outlet	T_5'	= 350.15 ~ 352.15 K
Temperature of weakened solution at the heat exchanger outlet	T_7'	= 320.15 ~ 324.15 K
Brine(CaCl 29.9%) mass flow rate	G_b	= 0.039 kg/s

윗 식에서 蒸發器 出口에서의 Brine 溫度 T_8' 은

$$T_8' = T_E + \Delta T$$

또한, 吸氣 冷發器 出口에서의 Brine 溫度 T_9' 은

$$T_9' = T_8' + \eta_{wb} \cdot (T_0 - T_8') \quad (2)$$

여기서, ΔT 는 蒸發器 出口에서의 Brine 溫度 T_8' 과 蒸發溫度 T_E 와의 溫度差이며 本 計算에서는 3K로 하였다⁹⁾.

(2) 壓縮機 入力 L_k 및 壓縮機 出口溫度 T_2

壓縮機 斷熱效率의 定義로부터 壓縮機 入力 L_k 와 壓縮機 出口 空氣溫度 T_2 는 다음과 같이 求할 수 있다.

$$\begin{aligned} L_k &= \frac{1}{A\eta_K} G_1 (C_{pma})_1^{2ad} T_1 \left(\frac{T_{2ad}}{T_1} - 1 \right) \\ &= \frac{1}{A\eta_K} G_1 (C_{pma})_1^{2ad} T_1 \left(\Phi_K^{ARa} / (C_{pma})_1^{2ad} - 1 \right) \quad (3) \end{aligned}$$

(KJ/s)

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 + \left\{ \frac{1}{\eta_K} \frac{(C_{pma})_1^{2ad}}{(C_{pma})_1^2} T_1 \left(\frac{T_{2ad}}{T_1} - 1 \right) \right\} \\ &= T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_K} \frac{(C_{pma})_1^{2ad}}{(C_{pma})_1^2} \left(\Phi_K^{ARa} / (C_{pma})_1^{2ad} - 1 \right) \right\} \quad (4) \end{aligned}$$

(3) 供給熱量 Q_B 및 燃空比 f

燃燒器에서 作動流體의 溫度를 터빈 入口溫度까지 上昇시키는데 必要한 熱量과 燃料이 供給해야 할 熱量에 關한 에너지 均衡式은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Q_B &= \frac{1}{\eta_B} \{ (G_2 + fG_1) (C_{pmaf})_2^3 (T_3 - T_2) \\ &\quad + W_{sa} G_1 (C_{pms})_1^3 (T_3 - T_7) \} = fG_1 H_u \quad (KJ/s) \quad (5) \end{aligned}$$

여기서, $G_2 = G_1(1 - \beta_K)$, 燃料은 天然가스 (CH_4 ; $H_u = 50,055 KJ/Kg$)이다. 윗식으로 부터 燃空比 f 는 다음과 같이 求할 수 있다.

$$f = \frac{G_2 (C_{pmaf})_2^3 (T_3 - T_2) + W_{sa} G_1 (C_{pms})_1^3 (T_3 - T_7)}{G_1 \{ \eta_B H_u - (C_{pmaf})_2^3 (T_3 - T_2) \}} \quad (6)$$

(4) 터빈 膨脹일 L_T 및 터빈 出口 溫度 T_4

터빈 斷熱效率의 定義로부터

$$\begin{aligned} L_T &= \frac{\eta_T}{A} G_3 (C_{pmg})_3^{4ad} T_3 \left(1 - \frac{T_{4ad}}{T_3} \right) \\ &= \frac{\eta_T}{A} G_3 (C_{pmg})_3^{4ad} T_3 (1 - \Phi_T^{ARg} / (C_{pmg})_3^{4ad}) \quad (KJ/s) \quad (7) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_4 &= T_3 - \eta_T \frac{(C_{pmg})_3^{4ad}}{(C_{pmg})_3^4} T_3 \left(1 - \frac{T_{4ad}}{T_3} \right) \\ &= T_3 \left(1 - \eta_T \frac{(C_{pmg})_3^{4ad}}{(C_{pmg})_3^4} (1 - \Phi_T^{ARg} / (C_{pmg})_3^{4ad}) \right) \quad (8) \end{aligned}$$

여기서, $\Phi_T = \Phi_K (1 - \epsilon_B) (1 - \epsilon_{ED}) (1 - \epsilon_{DKg}) (1 - \epsilon_{DKs}) (1 - \epsilon_{wa})$

(5) 廢熱利用 蒸氣發生 보일러의 廢熱 回收 限界 廢熱利用 蒸氣發生 보일러의 熱平形式으로부터 廢熱利用 蒸氣發生 보일러의 가스 側 出口溫度 T_5 는

$$T_5 = T_4 - \frac{G_6 \{ (C_{pmw})_6^{sa} (T_{sa} - T_6) + \gamma + (C_{pms})_{sa}^7 (T_7 - T_{sa}) \}}{G_4 (C_{pmg})_4^3} \quad (9)$$

$$G_4 = G_3 (1 - \beta_T), \quad G_6 = W_{sa} G_1$$

에 依해 求하였으며, 보일러의 圓滑한 作動 및 排氣가스 凝縮等의 問題를 考慮하여 $T_5 > 408K$, $T_7 = (T_4 - 60)K$ 로 하였다.

(6) Pinch Point 限界溫度差 ΔT_{pp} 와 作動領域

$$\begin{aligned} \text{熱平衡式;} \quad G_4 (C_{pmg})_4^{gpp} (T_4 - T_{gpp}) &= G_6 \{ (C_{pms})_{sa}^7 \\ &\quad (T_7 - T_{sa}) + \gamma \} \quad (10) \end{aligned}$$

으로 부터 T_{gpp} 를 求하고, $\Delta T_{pp} (= T_{gpp} - T_{sa}) > 25K$ 인 領域을 算出했다.

(7) 암모니아 吸收式 冷凍機의 發生器 出口에서 의 加熱源(排氣 가스) 溫度 T_8

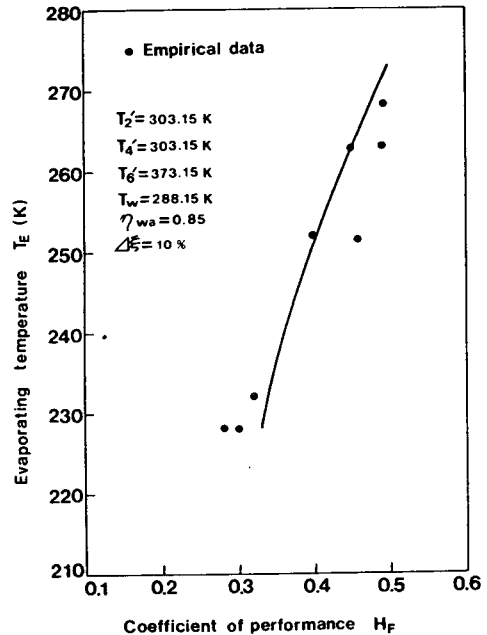


Fig. 4 Relation of the evaporating temperature and the coefficient of performance for the single stage absorption-type refrigeration machine

加熱源으로 利用된 排氣가스의 發生器 出口溫度 T_8 은 다음과 같이 求할수 있다. 만일, 吸收冷凍機의 冷凍能力과 發生器 加熱量과의 比를 冷凍熱量比라고 하면

$$\text{冷凍熱量比 } H_F = q_E / q_C = Q_E / Q_C \quad (11)$$

와 같이 된다. Fig. 4는 濃度幅 $\Delta\xi=10\%$, 冷却水 入口溫度 $T_w=288.15\text{K}$ 및 加熱源最低溫度 $T_8=378.15\text{K}$ 로 各各 一定한 境遇의 冷凍熱量比 H_F 와 蒸發溫度 T_E 의 關係를 나타낸것으로, 本 研究의 各 設定值(Table 1.)에 依한 計算 結果와 實驗值를 比較하였다^(1,9). 따라서, 發生器 出口溫度 T_8 은 蒸發溫度 T_E 를 設定值로 하여 다음과 같이 求할수 있다.

發生器로 부터 所要冷媒循環量 D 를 發生시키는데 要하는 全 加熱量 Q_G 는

$$Q_G = G_5 [C_{pmg}]_8^{\%} (T_8 - T_8) = Dq_C \quad (12)$$

이며, 이때 얻어지는 冷凍熱量 Q_E 는 Brine循環量을 G_b 라고 하면

$$Q_E = G_b [C_{pbm}]_8^{\%} (T_8 - T_8) = Dq_E \quad (13)$$

따라서, 암모니아 發生器 出口溫度 T_8 은 式(12)에 式(2), (11), (13)를 代入하여 整理하면 다음과 같다.

$$T_8 = T_8 - \frac{G_b [C_{pbm}]_8^{\%} \eta_{wb} (T_8 - T_8)}{G_5 [C_{pmg}]_8^{\%} H_F} \quad (14)$$

以上은 一定한 D 의 境遇, T_8 을 낮게 할수록 q_C 는 增加하고 H_F 는 減少하여 吸氣 冷却度는 向上됨을 意味한다.

(8) 펌프 일 L_p

$$L_p = \frac{1}{\gamma_w} G_6 (P_6 - P_w) \quad (\text{KJ/s}) \quad (15)$$

여기서, P_w 는 給水 펌프 入口에서의 壓力(大氣壓)이며, P_6 는 給水 펌프 出口에서의 壓力($P_6 = P_7 = 2P_3$)⁽¹⁰⁾

(9) 比出力 L_s

$$L_s = \frac{\eta_m \cdot (L_T - L_K - L_P)}{G_1} \quad (\text{KJ/kg/s.air}) \quad (16)$$

(10) 熱效率 η_a

$$\eta_a = \frac{L_s}{Q_B} \quad (17)$$

4. 사이클의 一般 特性

本 사이클의 性能計算은 前節에서 求한 사이클 基礎式을 利用하여 IBM/PC(386-DX)에 依해 計算하였으며, 可能한 限 實際에 接近하는 結果를 얻기 爲하여 各 狀態에서의 流量變化, 壓力損失 그리고 漏出損失 등을 考慮하였다. 또한, 作動流體의 平均比熱은 燃空比의 變化, 蒸氣噴射率의 變化에 따라 作動流體가 갖는 組成 各各에 對한 M.H. Edson의 溫度에 關한 5次式을 利用하여 計算하였고, 數值計算에는 Newton의 近似法과 線形補外法에 依하여 反復近似計算을 行하였다⁽¹³⁻¹⁴⁾.

以上の 計算結果로 부터 얻은 本 사이클의 一般 特性은 다음과 같다.

4.1 사이클의 作動領域

本 사이클의 蒸氣發生量은 廢熱回收 蒸氣發生 보일러(Fig. 2)의 이코노마이저 出口, 즉 물의 沸騰이 始作되는 點에 있어서의 터빈 排氣가스와 물의 最小 溫度差 ΔT_{pp} (以下 pinch point 限界 溫度差라함.) 및 보일러 加熱源의 出口溫度 T_8 에 依해 制限되며, 吸氣의 冷却溫度는 암모니아 吸收式 冷凍機의 發生器 加熱源인 排氣가스 溫度 T_8 에 依해 決定된다.

廢熱回收 蒸氣發生 보일러의 廢熱回收量은 同一 熱源인 境遇, pinch point 限界 溫度差 ΔT_{pp} 와 加熱源 溫度 T_8 를 작게 잡을수록 增加하나, 實際設計時 圓滑한 蒸氣發生을 爲한 ΔT_{pp} 는 11.11K ~ 27.78K, T_8 는 보일러 排氣가스의 凝縮과 排氣 Plume 등의 問題를 考慮하여 本 사이클의 $\Delta T_{pp} = 25\text{K}$, $T_8 > 408\text{K}$ 로 定하였다^(11,15). 한편, 암모니아 吸收式 冷凍機의 圓滑한 作動은 所要量의 冷媒蒸氣를 發生시키기 爲한 加熱源의 最低溫度 T_8 에 依해 決定되며, T_8 은 낮을수 加熱量의 增加로 吸氣冷却度가 커진다. 그러나, 加熱源의 溫度가 너무 낮으면 암모니아 吸收式 冷凍機의 性能이 低下하므로 本 사이클의 T_8 은 水溶液으로부터 암모니아를 冷媒蒸氣로 蒸發시키는데 要求되는 溫度 즉, 암모니아 水溶液의 蒸發溫度인 373K보다 5K 높은 378K로 設定하였다^(1,11).

따라서, 本 사이클의 보일러와 冷凍機는 加熱源인 가스터빈 排氣가스의 溫度가 廢熱回收 蒸氣發生 보일러에서 $\Delta T_{pp} > 25\text{K}$, $T_8 > 408\text{K}$ 이고 암모니아

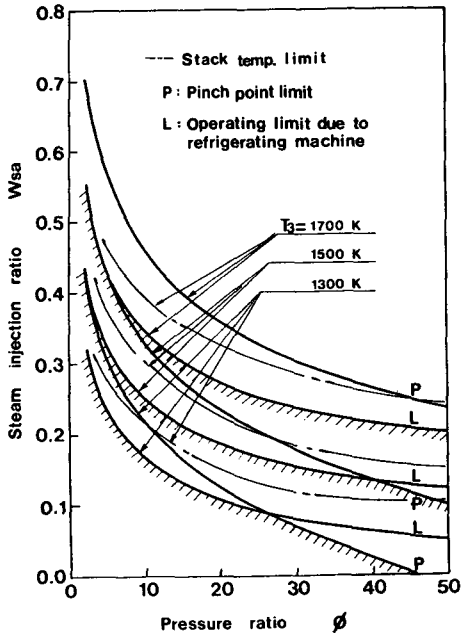


Fig. 5 Effect of turbine inlet temperature on operating limit

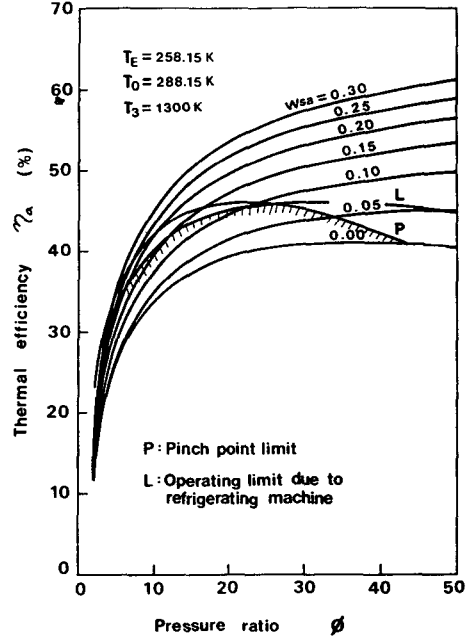


Fig. 6 Effect of the steam injection ratio on thermal efficiency

吸收式冷凍機의 蒸發器 出口에서 $T_8 > 378\text{K}$ 인 條件을 同時에 滿足하는 領域에서 作動하게 된다.

이들 ΔT_{pp} , T_8 그리고 T_8 의 條件에 影響을 미치는 重要한 變數로는 壓力比 ϕ , 터빈 入口溫度 T_3 , 蒸氣噴射率 W_{sa} , 冷媒의 蒸發溫度 T_E , 大氣溫度 T_0 등이 있다. Fig. 5는 이들의 一般的인 相關關係를 알아보기 爲하여 $T_E = 258\text{K}$, $T_0 = 288\text{K}$ 인 境遇에 蒸氣噴射率 W_{sa} 와 壓力比 ϕ 의 關係를 터빈 入口溫度 T_3 를 變數로하여 나타낸 것이다. 그림에서 P曲線은 ΔT_{pp} , 一點鎖線은 T_8 에 依한 보일러의 作動限界를 L曲線은 T_8 에 依한 冷凍機의 作動領域을 各各 表示한 것이며 빗금 以下部分이 本 사이클의 作動領域이다.

이 그림에서 나타난 바와 같이 本 사이클은 作動領域이 存在하며, 그 領域은 ΔT_{pp} 와 T_8 에 依해 決定됨을 알 수 있다.

4.2 사이클의 熱效率 및 比出力

本 研究에서 考案한 吸氣冷却-蒸氣噴射 가스터빈의 熱效率 및 比出力에 對한 計算 結果는 다음과 같다.

Fig. 6은 冷媒의 蒸發溫度 T_E , 大氣溫度 T_0 , 터

빈 入口溫度 T_3 가 各各 258K, 288K, 1300K로 一定 할때 壓力比와 熱效率과의 關係를 蒸氣噴射率 W_{sa} 를 變數로 하여 나타낸 것이다. 그림으로 부터, 蒸氣噴射率이 熱效率에 미치는 影響은 매우 顯著하며, 蒸氣噴射率의 增加와 함께 熱效率이 크게 增大함을 알 수 있다. 그러나, 一定한 壓力比의 境遇 蒸氣噴射率의 增加에 따른 熱效率의 增大幅은 漸次 減少하는 傾向을 보인다. 그리고, 作動 領域 內에서 最大 熱效率 η_{max} 을 주는 壓力比와 蒸氣噴射率의 最適值가 存在함을 알 수 있다.

Fig. 7은 壓力比와 熱效率의 關係를 冷媒의 蒸發溫度 T_E 를 變數로하여 나타낸 그림으로, 壓力比가 一定할 境遇 蒸發溫度가 增加함에 따라 熱效率은 顯著히 增加하며, 作動 領域內에서 最大 熱效率을 주는 蒸發溫도와 壓力比가 存在함을 볼 수 있다.

Fig. 8은 壓力比와 熱效率의 關係를 大氣溫度 T_0 를 變數로하여 나타낸 것이다. 그림에 나타난 바와 같이, 壓力比가 一定한 境遇 大氣溫度가 낮아수록 熱效率은 多少 增加함을 보이기는 하나 大氣溫도의 變化가 熱效率에 미치는 影響은 매우 적다. 이 點이 本 사이클의 特徵이다.

Fig. 9, Fig. 10 및 Fig. 11은 壓力比와 比出力의

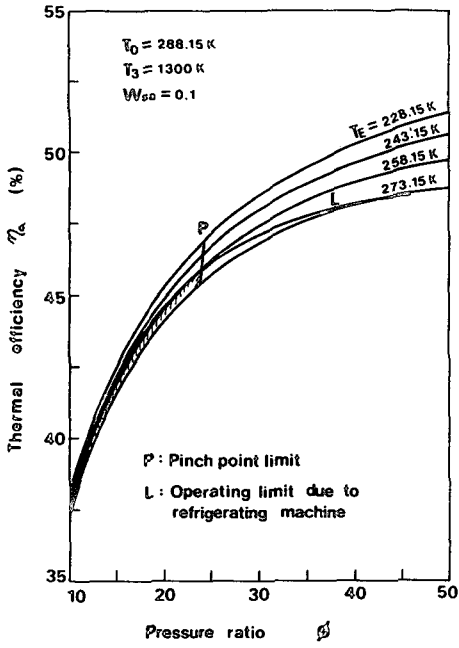


Fig. 7 Effect of the evaporating temperature on thermal efficiency

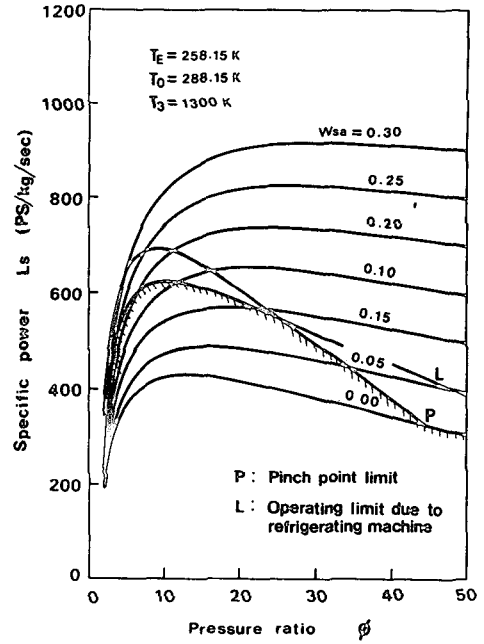


Fig. 9 Effect of steam injection ratio on specific power

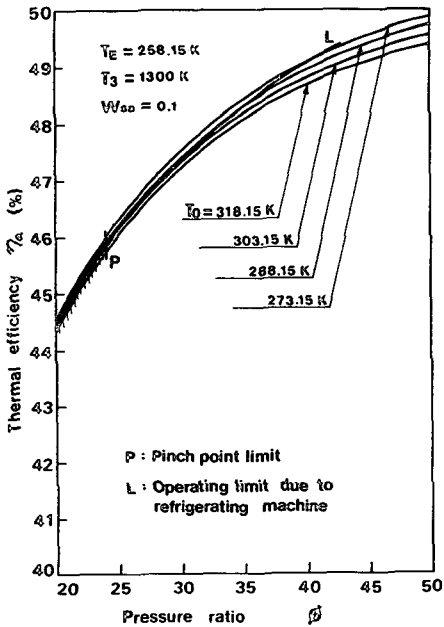


Fig. 8 Effect of ambient temperature on thermal efficiency

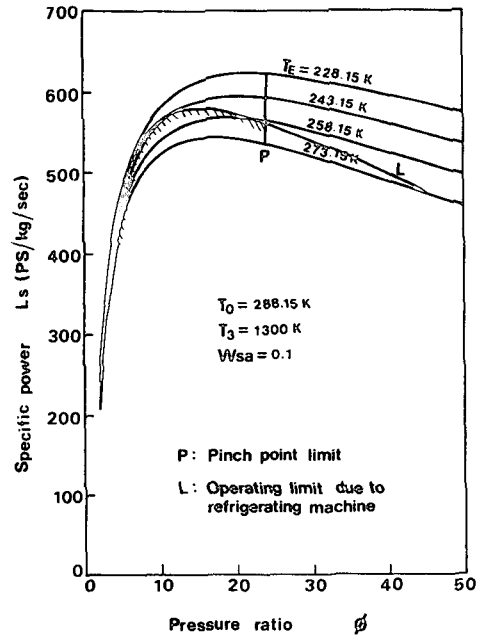


Fig. 10 Effect of the evaporating temperature on the specific power

關係를 各各 蒸氣噴射率 W_{sa} , 蒸發溫度 T_E 및 大氣溫度 T_0 를 變數로 하여 나타내었다. 그림들로부터 알 수 있는 바와 같이 壓力比가 一定한 境遇, 蒸氣噴射率이 增加할수록, 蒸發溫度는 減少할수록, 比出力의 增加가 顯著하며 大氣溫도의 變化에 따른 比出力은 熱效率의 境遇와 마찬가지로 거의 一定하

다. 그리고, 作動領域 內에서 最大 比出力 L_{smax} . 을 주는 壓力比, 蒸氣噴射率, 蒸發溫度 및 大氣溫도의 最適值가 存在한다.

Fig.12는 터빈 入口溫度 T_3 를 各各 1300K, 1500 K, 1700K로 하였을때 蒸發溫度 T_E 와 壓力比가 熱效率 및 比出力에 미치는 影響을 綜合的으로 圖示한 것이다. 그림으로 부터, 터빈 入口溫度가 一定한 境遇 一定한 壓力比에서 蒸發溫度가 減少함에 따라 熱效率와 比出力은 共히 增加하며, 壓力比가 漸次 增加하여 어느 壓力比 以上이 되면 熱效率는 上昇하나 比出力은 減少함을 알 수 있다. 여기서 最大 比出力을 주는 最適 壓力比 ϕ' opt.이 存在한다. 一般的으로 터빈 入口溫度가 上昇함에 따라 比出力 및 作動領域은 大幅改善되며 作動領域內에서 熱效率 또한 多少 上昇하는 傾向을 보인다.

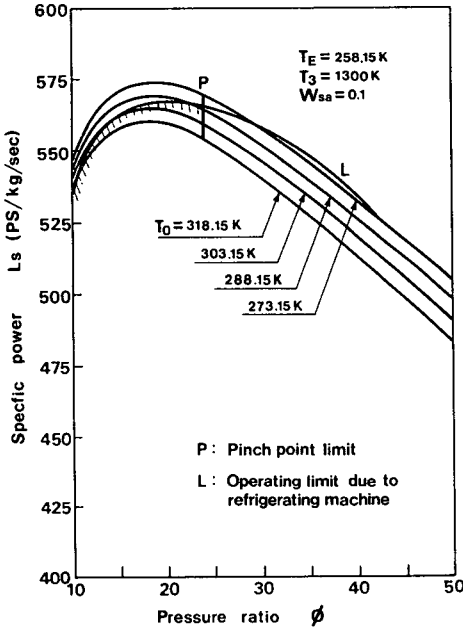


Fig. 11 Effect of ambient temperature on the specific power

5. 사이클 성능의 比較

本 사이클의 性能을 檢討하기 爲하여 通常의인 單純 가스터빈, 吸氣冷却 가스터빈 그리고 蒸氣噴射 가스터빈 사이클의 熱效率 및 比出力을 本 사이클(吸氣冷却-蒸氣噴射 가스터빈)과 比較하여 Fig. 13과 Fig. 14에 나타내었다.

Fig. 13은 吸氣冷却 가스터빈 사이클(A)과 本 사이클(B)의 熱效率 및 比出力을 蒸發溫度 T_E 의 變化에 따라 나타낸 그림으로 두 사이클 모두 蒸發溫度가 낮을수록 熱效率와 比出力이 增加하며, 一定

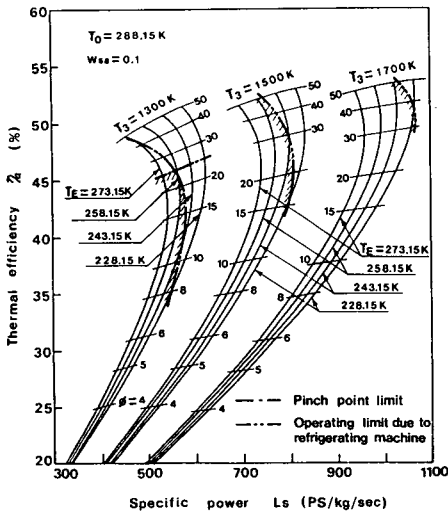


Fig. 12 Effect of the turbine inlet temperature on cycle performance

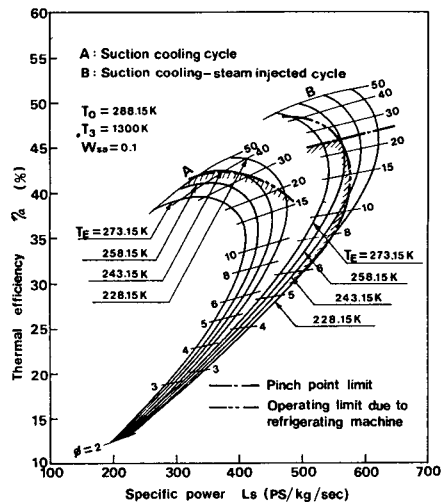


Fig. 13 Comparison of the cycle performance

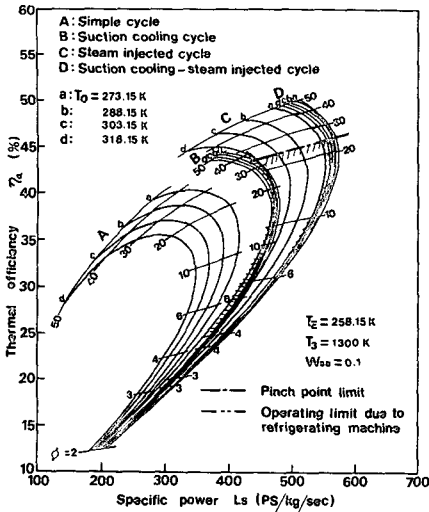


Fig. 14 Comparison of the cycle performance

한 蒸發溫度에서 最大 熱效率를 주는 最適壓力比 ϕ opt.와 最大比出力을 주는 最適壓力比 ϕ' opt.가 各 各 存在함을 알 수 있다. 그림으로 부터, 이들 사이클의 特性은 매우 類似하나, 사이클 A에 比하여 사이클 B의 熱效率 및 比出力이 越等히 큼을 알 수 있다.

Fig. 14는 單純 가스터빈 사이클(A), 吸氣冷却 가스터빈 사이클(B), 蒸氣噴射 가스터빈 사이클(C) 및 本 사이클(D)에 對한 熱效率와 比出力을 大氣溫度 T_0 를 變數로 하여 綜合的으로 相互 比較한 그림으로 그 結果를 要約하면 다음과 같다.

(1) 豫測했던바와 같이, 本 研究에서 創案한 사이클 D는 比較對象인 사이클 A,B,C에 比하여 熱效率 및 比出力이 大幅 向上되었다.

(2) 사이클 B와 D는 吸氣冷却 效果로 因하여 사이클 A와 C에 比해 各 各 熱效率 및 比出力이 相當히 增加하며, 大氣溫度 T_0 가 높을수록 이들의 增加幅은 더욱 顯著하다. 特히 사이클 B,D의 境遇 大氣溫度 T_0 의 變化에 따른 熱效率 및 比出力 變動幅은 매우 적음을 알 수 있다.

(3) 사이클 C와 D는 蒸氣噴射의 效果에 依해 사이클 A와 B에 比하여 各 各 熱效率 및 比出力이 大幅 增加함을 알 수 있다.

6. 結 論

가스터빈의 性能 向上을 目的으로 通常의인 單純

가스터빈 사이클에 廢熱利用 蒸氣發生 보일러 및 암모니아 吸收式 冷凍機를 附着한 吸氣冷却-熱氣噴射 가스터빈 사이클을 熱力學의 手法에 依해 解析한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 本 사이클은 作動領域이 存在하며, 그 領域은 보일러의 pinch point 限界 溫度差와 冷凍機의 發生器 出口溫度에 依해 制限 받는다.

(2) 本 사이클의 熱效率 및 比出力은 터빈 入口 溫도와 蒸氣 噴射率이 높을수록, 그리고 冷媒의 蒸發溫度는 낮을수록 增大한다.

(3) 作動 領域內에서 最大 熱效率와 最大 比出力을 주는 各 各의 最適 壓力比 및 最適 蒸氣噴射率이 存在한다.

(4) 廢熱利用 吸收式 冷凍機에 依한 吸氣冷却과 燃燒室內 蒸氣噴射 方法은 가스터빈의 熱效率 및 比出力을 向上시키는데 있어서 매우 效果의이다.

(5) 通常의인 가스터빈의 경우 大氣溫度 變化에 따라 熱效率 및 比出力과 같은 機關의 性能 變化가 매우 甚한 缺點이 있으나, 本 사이클에 依해 이러한 短點을 大幅 改善할 수 있음을 알았다.

참 고 문 헌

- (1) Yang, O. and Sato, G.T., 1971, "The Suction Cooling Gas Turbine Cycles", Tokyo Joint International Gas Turbine Conference and Products Show.
- (2) Fraize, W.E. and Kinney, C., 1979, "Effect of Steam Injection on the Performance of Gas Turbine Power Cycle", Journal of Engineering for Power, Vol. 101, pp. 217~227.
- (3) Digumarthi, R. and Chang, C.N., 1984, "Cheng-Cycle Implementation on a Small Gas Turbine Engine", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.106, pp. 699~702.
- (4) Mori, Y., Nakamura, H., Takahashi, T. and Yamamoto, K., "A Highly Efficient Regenerative Gas Turbine System by New Method of Heat Recovery with Water Injection", 83-TOKYO-IGTC-38, Oct. 1983, pp. 297~303.
- (5) International Turbo Machinery Handbook, 1990~1991.
- (6) Erbes, M. R., Phillips, J. N., Johnson, M.S., Paffenbarger, J., Gluckman, M. and Eustis, R. H., 1987, "Off-Design Performance of Power Plants : An Integrated Gasification Combined-Cycle Example", Science, Vol. 137, pp.379-383.

- (7) Touchton, G.L., 1985, "Influence of Gas Turbine Combustor Design and Operating Parameters on Effectiveness of NOx Suppression by Injected Steam or Water", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp.706-713.
- (8) Smith, S.S., 1989, "Aeroderivative Gas Turbine Performance, Emissions and STIG", *Turbomachinery International*, pp.21~31.
- (9) 高田秋一, 1967, "冷凍空調技術," Vol.16, No.186-Vol.17, No.191.
- (10) 日立造船, 1986, "チエンサイワルシリーズ7 コージエネレーションシステム", No.M -530.
- (11) Linnhoff, B., 1989, "Pinch Technology for the Synthesis of Optimal Heat and Power Systems", *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 111, pp.137~147.
- (12) Bogart, M., 1981, "Ammonia Absorption Refrigeration in the Industrial Process, pp.33~109.
- (13) Edson, M.H., 1964, *SAE Progress in Tech.*, Vol.7.
- (14) Kuzmañ Raznjeviv, 1976, "HANDBOOK OF THERMODYNAMIC TABLES AND CHARTS", Hemisphere Corp.
- (15) Larson, E. D. and Williams, R. H., 1987, "Steam-Injected Gas Turbines", *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 109, pp.55~63.