

<논 문> SAE NO. 943765

## 연소기 후치 가스터빈에 관한 열역학적 연구

### A Thermodynamic Study on Exhaust Heated Gas Turbine Cycle

박 종 구,\* 오 수 철,\*\* 양 옥 룡\*\*  
 J. K. Park, S. C. Ohu, O. Y. Yang

#### ABSTRACT

An exhaust-heated gas turbine cycle equipped with a waste heat recovery boiler and ammonia absorption-type refrigerator using waste heat is newly devised and analyzed. The general performance of this cycle is compared with that of the conventional gas turbine cycle.

This cycle shows a potential high efficiency. When 1500K of gas turbine inlet temperature the efficiency is 53 percent as compared to 45 percent for a conventional combined cycle. Suction cooling of this cycle leads to improve the thermal efficiency and the specific output.

주요기술용어 : Exhaust Heated Gas Turbine(연소기 후치 가스터빈), Waste Heat Recovery Boiler(폐열회수 보일러), Ammonia Absorption-type Refrigerator(암모니아 흡수식 냉동기), Suction Cooling(흡기냉각), Supplemental Fired Burner(추가연소기)

#### 기 호 설 명

$ad$	: 단열과정	$L_s$	: 비출력
$C_{pm}$	: 평균 정압비열	$L_{GT}$	: 가스터빈 출력
$D$	: 순환냉매의 질량유량	$L_{ST}$	: 증기터빈 출력
$f$	: 연공비( $G_{fuel}/G_{air}$ )	$Q_E$	: 냉동능력
$G$	: 작동유체의 질량유량	$Q_F$	: 가열로 공급열량
$H_F$	: 냉동사이클의 성적계수	$Q_G$	: 발생기(냉동기) 공급열량
$H_U$	: 연료의 저위발열량	$Q_S$	: 추가연소기 공급열량
$L_K$	: 압축기 입력	$R$	: 가스상수
		$T_{s,a}$	: 증기의 포화온도
		$W_{s,a}$	: 증기발생율( $G_{steam}/G_{air}$ )

\* 안동전문대학 산업안전과

\*\* 인하대학교 공과대학 기계공학과

$\Delta T_{pp}$	: 핀치포인트(Pinch Point) 한계온도차
$\beta$	: 누출손실을
$\gamma$	: 물의 증발잠열
$\gamma_w$	: 물의 비중량
$\epsilon$	: 압력손실을
$\eta_a$	: 열효율
$\eta_F$	: 가열로 연소효율
$\eta_K$	: 압축기 단열효율
$\eta_m$	: 기계효율
$\eta_P$	: 급수펌프 효율
$\eta_S$	: 추가연소기 연소효율
$\eta_{GT}$	: 가스터빈 단열효율
$\eta_{ST}$	: 증기터빈 단열효율
$\eta_w$	: 흡기냉각기 온도효율
$\Phi_K$	: 압축기 압력비
$\Phi_T$	: 터빈 팽창비

〈하 첨 자〉

$a$	: 공기
$b$	: 브라인
$f$	: 연료
$g$	: 연소가스
$s$	: 증기
$s_a$	: 포화
$e$	: 증발기

## 1. 서 론

가스터빈은 작동유체의 순환방식에 따라 개방식과 밀폐식으로 대별할 수 있다. 현용가스터빈의 대부분은 개방식이며 터빈 입구온도의 고온화와 더불어 고온의 터빈 배기폐열을 회수하여 시스템 전체의 성능향상과 열이용율 증대를 추구하려는 연구가 활발히 수행되고 있다. 근년, 열병합 발전용으로 실용화되고 있는 증기분사 가스터빈의 경우를 살펴보면 터빈 입구온도 1500K에서 열효율이 약 45% 범위에서 보고되고 있다.<sup>1-7)</sup> 그러나, 증기분사 가스터빈은 연소기내에 과열증기를 분사하기 때문에 다량의 물과 급수처리 시설이 필요하며 터빈의 대형화가 불가피하므로 성능향

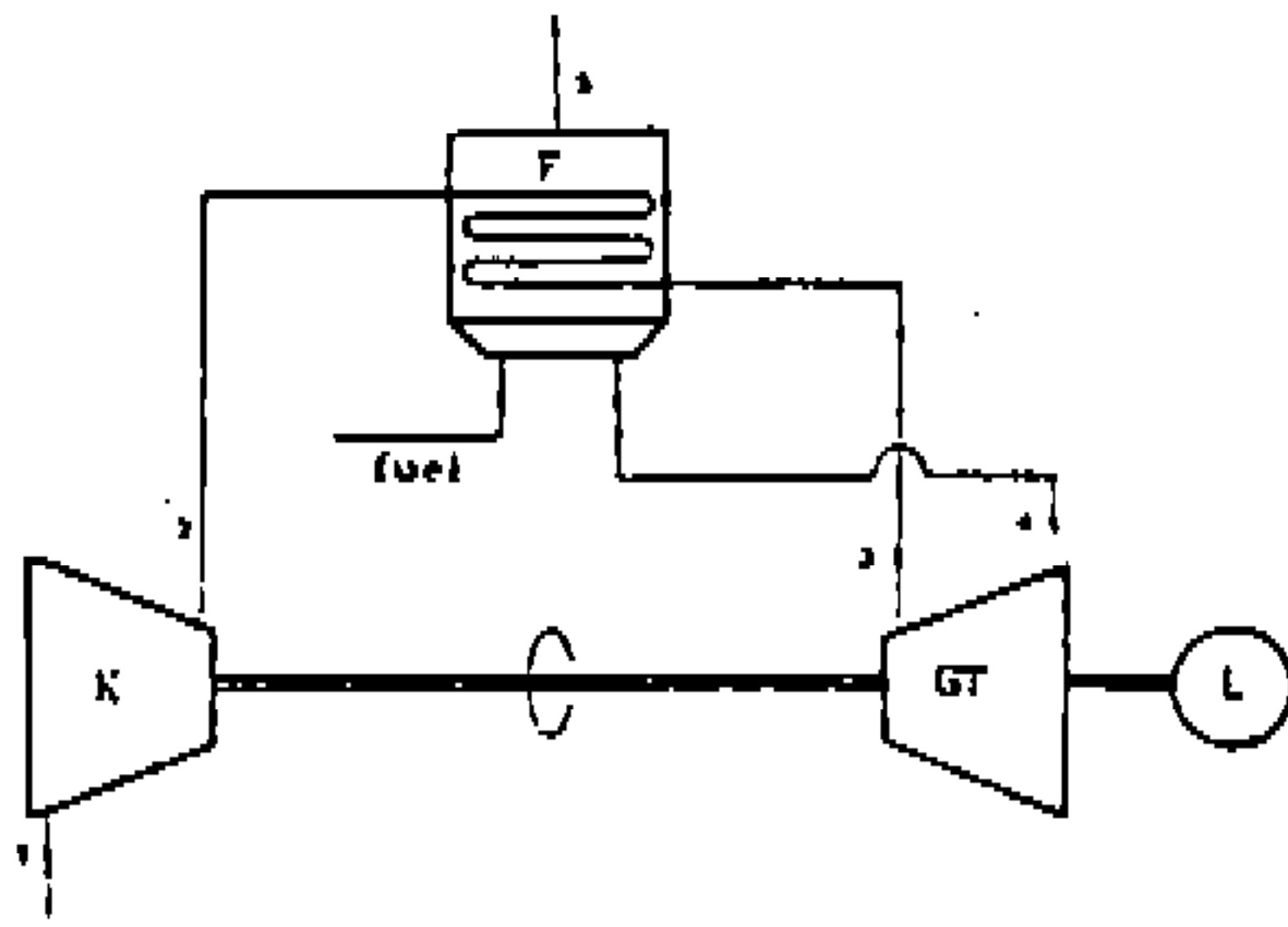
상을 위한 증기분사량의 증대에는 한계가 있다. 또한 열이용율의 증대를 목적으로하는 가스-증기 복합사이클은 폐열회수 단순복합, 배기 추가연소, 과급보일러 사이클 등이 있으나, 이들은 연소가스를 작동유체로 사용하기 때문에 청정연료를 필요로 한다.<sup>8-10)</sup> 다른한편, 이러한 난제를 해결하기 위하여 밀폐사이클을 도입하면 가열로의 폐열회수는 용이하나 터빈배열회수가 곤란하고 대형, 다수의 열교환기를 장착해야 한다.<sup>11-16)</sup>

본 연구의 대상인 연소기 후치 가스터빈은 외연식 개방사이클로서 작동유체가 순수한 공기이므로 터빈날개의 오손이 거의 없다. 또 터빈출구의 고온공기가 곧 가열로의 연소용 공기이므로 부가적인 장치없이도 터빈 배열의 전량회수가 가능하며 연소율이 높고 연료의 선정폭이 큰 장점을 지니고 있다. 그러나, 연소기 후치 단순사이클은 압력비 증대에 따른 열효율 감소폭이 매우 큰 단점이 있다. 즉, 최대 열효율을 주는 최적 압력비가 매우 낮으며 그 압력비 이상이 되면 압력비 상승에 따라 열효율이 급격히 감소한다. 이것은 압축기 출구의 온도가 높을수록 가열로의 폐열이 증가하기 때문이다. 따라서, 본 연구에서는 부속장치의 적절한 배치를 통하여 연소기 후치 사이클이 갖는 장점을 유지하면서 단점을 대폭 개선하는데 중점을 두었다. 즉, 압축기 출구온도 저하를 위하여 압축기 흡기온도를 낮추며, 폐열의 유효이용을 위하여 폐열회수 보일러를 장착하고 증기터빈을 구동하는점 등에 착안하여 각종 연소기 후치 사이클을 고안, 해석함으로써 그 일반특성을 규명하고 운전조건에 따른 효율적 작동방법을 제시하였다.

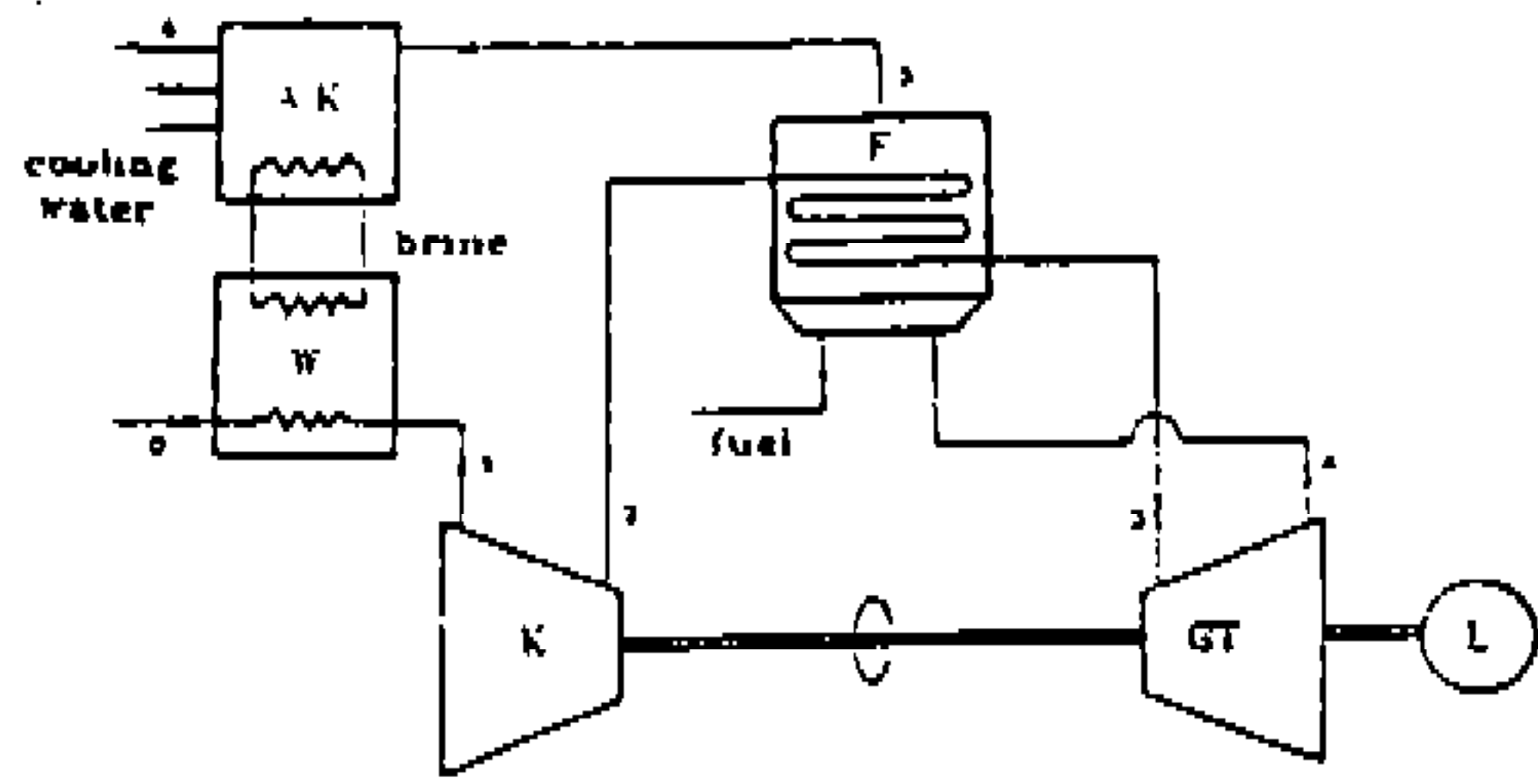
## 2. 사이클 구성 및 개념

Fig.1은 본 연구에서 고안한 각종 사이클 배치도를 나타낸 것이다. Fig.1(a)는 단순사이클(SGT), Fig.1(b)는 흡기냉각식 단순사이클(SCGT), Fig.1(c)는 가스-증기 복합사이클(GSCGT), Fig.1(d)는 흡기냉각식 가스-증기 조합사이클(SCCGT)을 도시한 것이다.

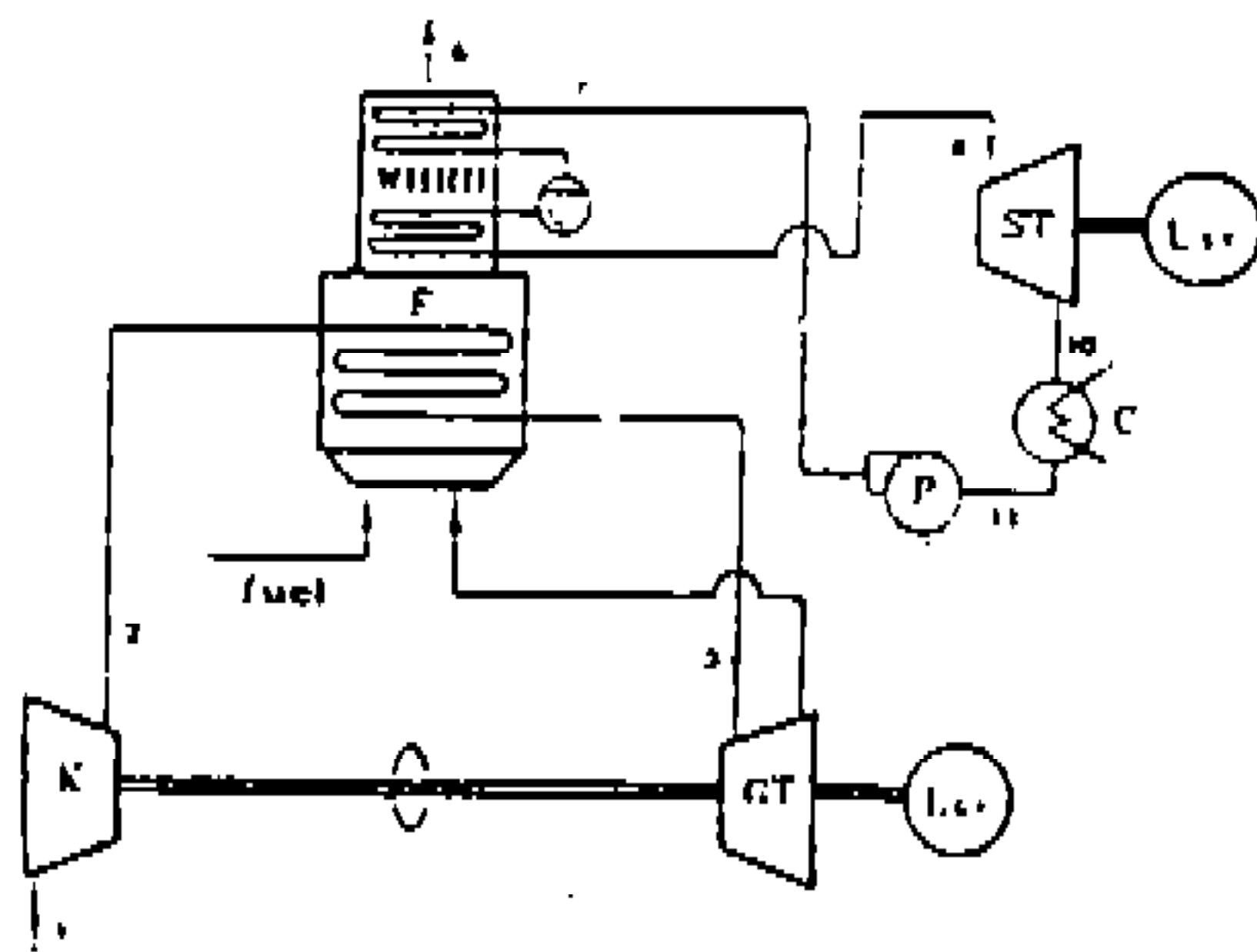
위에 열거한 각종 사이클 배치도를 참고로하여



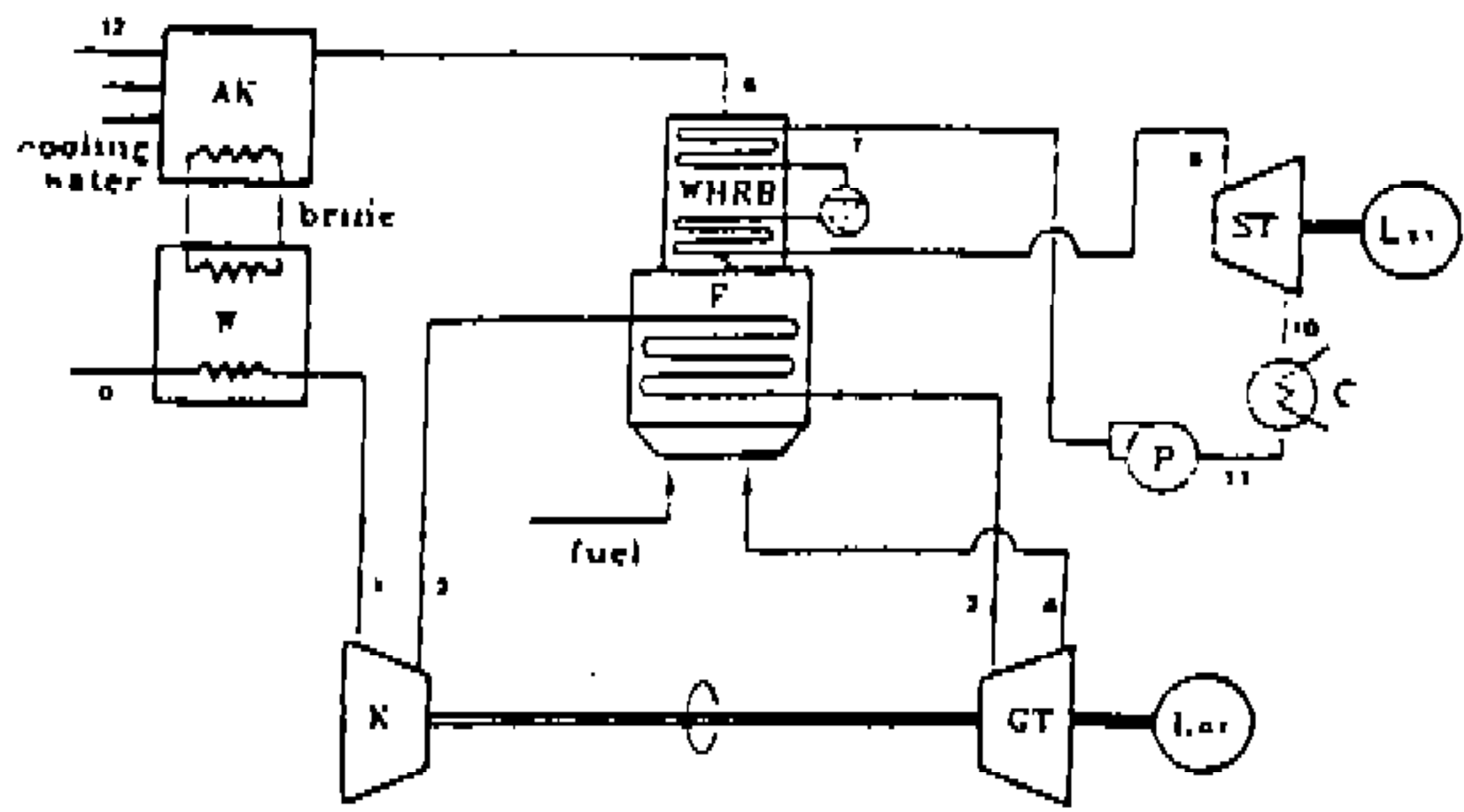
(a) Simple Cycle(SGT)



(b) Suction Cooling Cycle(SCGT)



(c) Gas-Steam Combined Cycle(GSCGT)



(d) Suction Cooling Gas-Steam Combined Cycle (SCCGT)

K : Compressor                      GT : Gas Turbine  
 F : Furnace                            ST : Steam Turbine  
 L : Power Output                    C : Condenser  
 P : Water Pump                      W : Suction Cooler  
 WHRB : Waste Heat Recovery Boiler  
 AK : Ammonia Absorption-type Refrigerator

Fig.1 Arrangements of Various Exhaust Heated Gas Turbine

각 사이클에 대한 작동을 개관하면 다음과 같다. 흡기 냉각기(W)에서 냉각된 공기는 압축기(K)로부터 소정의 압력까지 가압되고 가열로(F)에서 터빈 입구온도  $T_3$ 까지 가열되고 가스터빈(GT)에서 거의 대기압력까지 팽창하여 일을 얻는다. 고온의 가스터빈 배기 공기는 연소용 공기가 되어 연료와 함께 연소반응을 하여 작동유체인 압축기 출구 공기를 가열한다. 이때 가열로(F)에서 나온 배기가스는 다시 폐열회수 보일러(WHRB)의 가열원이 되며 또 폐열회수보일러의 출구에서 배출되는 연소가스의 열은 암모니아 흡수식 냉동기(AK)의 열원으로 사용된다.

또한 폐열회수 보일러로부터 생성된 과열증기는 증기터빈(ST)에서 소정압력까지 팽창하면

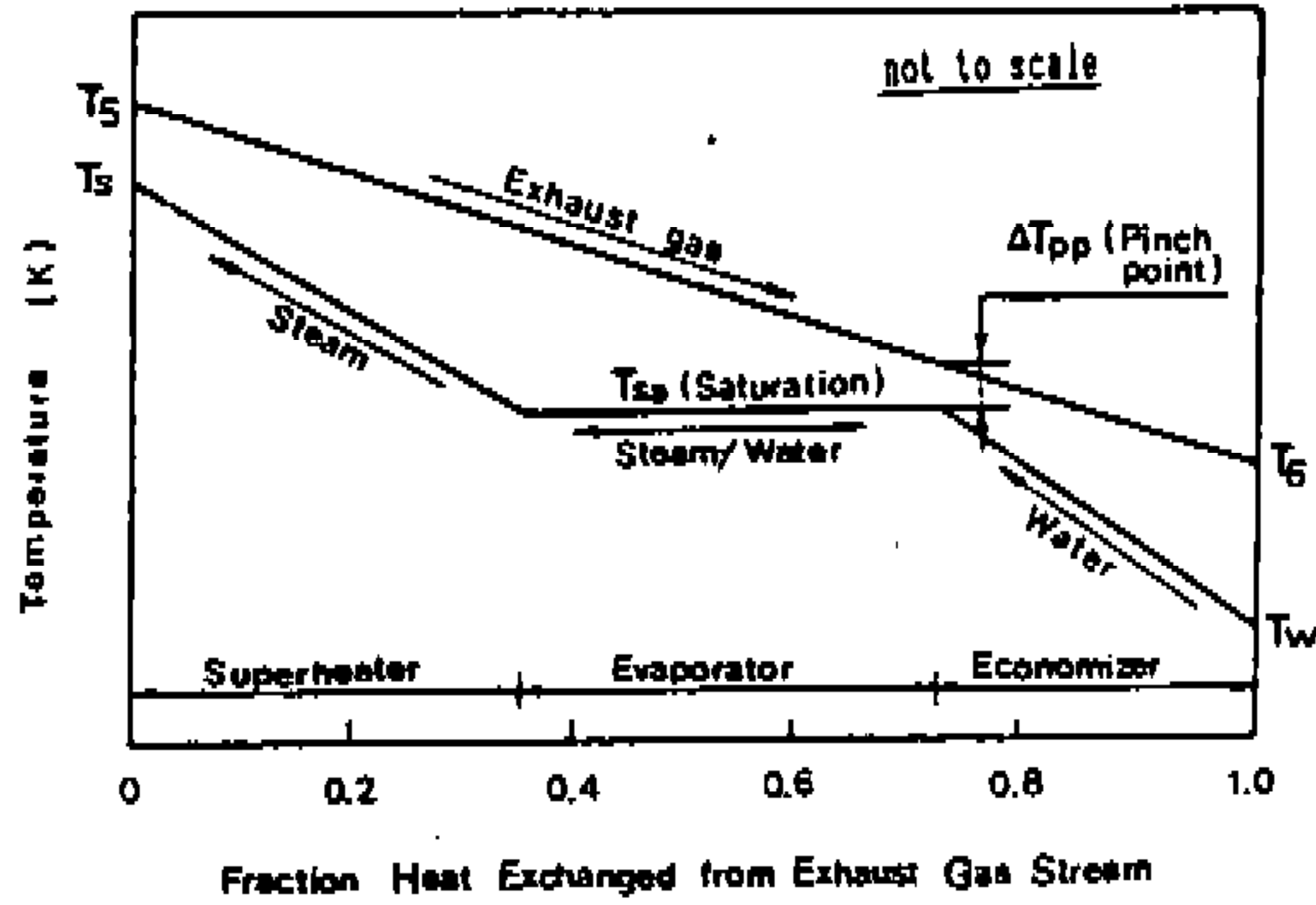
서 일을 얻는다. 증기터빈 출구에서의 증기는 응축기(C)에서 응축되어 급수펌프(P)를 지나 밀폐순환한다. 이상은 SCCGT사이클의 작동방식이며 각 사이클의 작동은 각과정중에 해당되지 않는 부속장치를 제외한 경우이다.

### 3. 사이클 기초식

사이클 배치도(Fig1), 폐열회수 증기발생보일러의 온도분포도(Fig2), 냉동기의 배치도(Fig3)를 참조하여 사이클 기초식은 다음과 같이 구할 수 있다.<sup>1-2)</sup> 본 계산에서는 작동유체의 온도 및 조성에 따른 비열의 변화와 각 구성요소에서의 유량변화 및 압력손실등을 고려하였다. Table 1은

Table 1 Assumptions for the calculation of the design point performance

Compressor adiabatic efficiency	: $\eta_K$	= 0.87
Gas Turbine adiabatic efficiency	: $\eta_{GT}$	= 0.89
Steam Turbine adiabatic efficiency	: $\eta_{ST}$	= 0.89
Combustion efficiency	: $\eta_{F(a)}$	= 0.98
Mechanical efficiency	: $\eta_m$	= 0.99
Water pump efficiency	: $\eta_p$	= 0.90
Heat exchanger efficiency		
air side	: $\eta_{Ra}$	= 0.90
gas side	: $\eta_{Rg}$	= 0.90
Suction cooler efficiency		
air side	: $\eta_{wa}$	= 0.85
brine side	: $\eta_{wb}$	= 0.81
Pressure loss rate		
heat exchanger(furnace)	: $\epsilon_F$	= 0.02
exhaust duct	: $\epsilon_{ED}$	= 0.01
suction cooler	: $\epsilon_{wa}$	= 0.03
waste heat recovery boiler		
gas side	: $\epsilon_{WHRB, a}$	= 0.03
water (steam) side	: $\epsilon_{WHRB, s}$	= 0.03
Leakage loss rate		
compressor	: $\beta_K$	= 0.005
turbine	: $\beta_T$	= 0.005
heat exchanger(furnace)	: $\beta_F$	= 0.005
condenser	: $\beta_w$	= 0.005
Waste heat recovery boiler		
Water pump		
inlet temperature	: $T_w$	= 288K
inlet pressure	: $P_w$	= 0.1013MPa
superheater		
outlet temperature	: $T_s$	= 773K
outlet pressure	: $P_s$	= 5.0MPa
Ammonia absorption-type refrigerator		
Ambient temperature	: $T_0$	= 273, 288, 303, 318K
Evaporating temperature	: $T_E$	= 273, 258, 243, 228K
Brine(CaCl 29.9%) mass flow rate	: $G_b$	= 0.38kg/s



$T_5$  : Furnace Exhaust Gas Temperature at WHRB Inlet  
 $T_6$  : Furnace Exhaust Gas Temperature at WHRB Exit  
 $T_w$  : Water Temperature at WHRB Inlet  
 $T_s$  : Steam Temperature at WHRB Exit

Fig.2 Typical Temperature Variation in Waste Heat Recovery Boiler(WHRB)

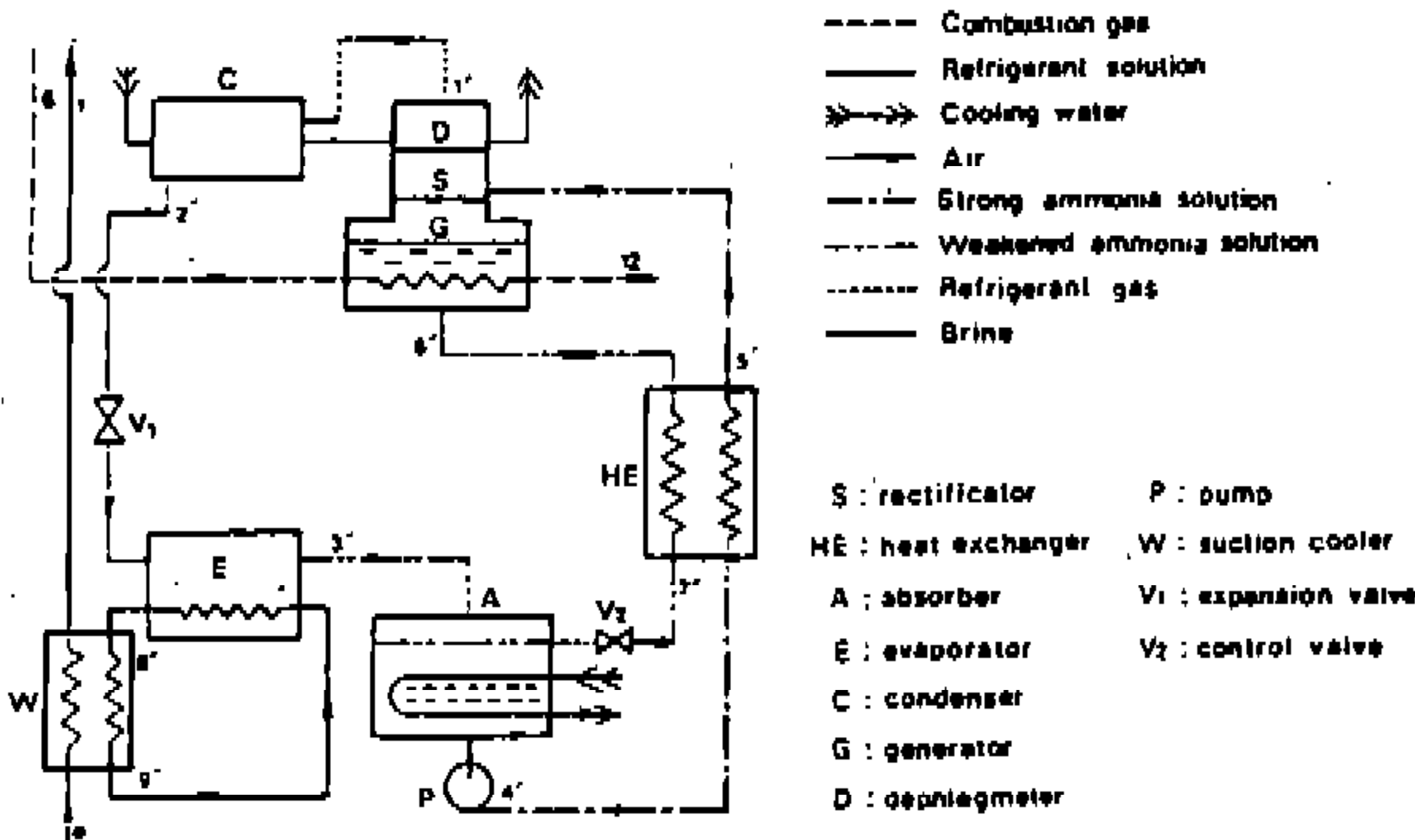


Fig.3 Schematic Cycle Arrangement of Absorption-type Refrigerating Machine

각 사이클의 설계점 성능계산을 위한 가정치 및 설정치이다.<sup>17-21)</sup>

3.1 가스터빈 압축기 입구온도

흡기 냉각기(열교환기) 온도효율의 정의로 부터 공기압축기 입구온도  $T_1$ 은

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

이다. 윗식에서 증발기 출구에서의 브라인(Brine)

온도  $T_8' = T_8 + 3(K)$ 로 하였다.<sup>17)</sup> 또한, 흡기냉각기 출구에서의 브라인(Brine)온도  $T_9$ 은 다음식과 같이 구할 수 있다.

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

3.2 가스터빈 압축기 입력 및 압축기 출구 온도

압축기 입력  $L_K$ 와 압축기 출구온도  $T_2$ 는 압축기 단열효율  $\eta_K$ 의 정의에 의해 각각 다음과 같이 구할 수 있다.

$$L_K = \frac{1}{\eta_K} (H_{ad} - H_1) \quad (kW) \quad (3)$$

$$T_2 = T_1 + \frac{L_K}{G_1 \cdot C_{pma}} \quad (K) \quad (4)$$

3.3 가열로에서의 열교환 효율

가열로에서의 열교환이 원활히 수행될 수 있는지의 여부를 검토하기 위하여 가열로에서의 온도효율  $\eta_R$ 을 구하면

$$\text{가스측} : \eta_{Rg} = \frac{T_3 - T_2}{T_{3F} - T_2} \quad (5)$$

$$\text{공기측} : \eta_{Ra} = \frac{T_{3F} - T_5}{T_{3F} - T_2} \quad (6)$$

이다. 윗식에서 가열로의 배기온도  $T_5 = T_2 + 30(K)$ , 가열로의 연소가스온도  $T_{3F} = T_3 + 30(K)$ 으로 가정하였다. 본 계산에서는 현용 열교환기의 온도효율( $\eta_R < 0.9$ )을 고려하여, 온도효율이 그 범위 내에 드는 경우에만 계산을 수행했다.

3.4 공급열량 및 연공비

가열로에서 연소가스의 온도를 소정온도  $T_{3F}$ 까지 상승시키는데 필요한 열량  $Q_F$ 와 연공비  $f$ 는 다음과 같다.

$$Q_F = H_{3F} - H_4$$

$$=(G_4+f \cdot G_1) (h_{3F}-h_4) \quad (\text{kJ/s}) \quad (7)$$

여기서,  $G_4=G_1 \cdot (1-\beta_w) \cdot (1-\beta_K) \cdot (1-\beta_F) \cdot (1-\beta_T)$ 이다.

그리고 연료에 의해 가열로에 공급되는 열량  $Q_F$ 는

$$Q_F=\eta_F(f \cdot G_1 \cdot H_u) \quad (\text{kJ/s}) \quad (8)$$

이며, 연료는 천연가스( $\text{CH}_4$ 로 가정,  $H_u=50,055 \text{ kJ/kg}$ )이다.

따라서, 공급열량 및 연공비는 (7)식과 (8)식을 반복계산하여 구할 수 있다.

### 3.5 가스터빈 팽창일 및 터빈 출구온도

터빈 단열효율의 정의로부터 터빈팽창일  $L_{GT}$ 는

$$\begin{aligned} L_{GT} &= \eta_{GT} (H_3 - H_{4ad}) \\ &= \eta_{GT} \cdot G_3 \cdot C_{pma} \cdot (T_3 - T_{4ad}) \quad (\text{kW}) \quad (9) \end{aligned}$$

윗식에서  $T_{4ad}=T_3 \cdot \Phi_T^{1-1/\kappa}$ 이며,  $\Phi_T=\Phi_K \cdot (1-\epsilon_F) \cdot (1-\epsilon_{wa}) \cdot (1-\epsilon_{ED})$ 이다.

또한, 터빈 출구온도  $T_4$ 는

$$T_4=T_3 - \frac{L_{GT}}{G_3 \cdot C_{pma}} \quad (\text{K}) \quad (10)$$

이다.

### 3.6 증기발생량

증기터빈의 작동유체로 이용되는 과열증기는 폐열회수 보일러에 의해 발생되며, 그 증기량은 폐열회수 보일러 각부에서의 배기온도에 의해 제한을 받는것으로 알려져 있다.<sup>4, 5, 20)</sup> 따라서, 본 계산에서는 각 경우에 대해 증기발생량을 산출하여 적은값을 폐열회수에 의한 증기발생량으로 결정하였다. 즉 열평형식으로부터 증기발생량이 폐열회수 보일러의 배기가스 온도의 영향을 받는 경우의 증기발생량  $G_8$ 은

$$G_8=\frac{(G_4+G_1 \cdot f+G_9) \cdot (h_5-h_6)}{(h_w-h_7)+\rho_w+(h_8-h_{sa})} \quad (\text{kg/s}) \quad (11)$$

이다. 식에서  $T_5=T_2+30(\text{K})$ ,  $T_6=408(\text{K})$ ,  $T_8=T_s=773(\text{K})$ 이며,<sup>5, 7)</sup> 증기발생량이 핀치포인트(Pinch Point) 한계온도차의 영향을 받는 경우는

$$G_8=\frac{(G_4+G_1 \cdot f+G_9) \cdot (h_5-h_{pp})}{\rho_w+(h_8-h_{sa})} \quad (\text{kg/s}) \quad (12)$$

이다. 따라서, 폐열회수에 의한 증기 발생량  $G_8$ 은 윗식에서 구한값 중에서 적은값이다.

### 3.7 추가연소열량

증기터빈을 구동하여 출력을 얻고자 할때 가열로의 폐열만으로는 열량이 부족한 경우에 대하여, 추가연소기에 의해 공급해야할 열량  $Q_5$ 는

$$Q_5=G_4 \cdot C_{pmg} \cdot (T_s+30-T_5) / \eta_s \quad (\text{kJ/s}) \quad (13)$$

이다.

### 3.8 증기터빈 출력

증기터빈의 단열효율과 열낙차에 관한식을 이용하여 증기터빈의 출력  $L_{ST}$ 는 다음식에 의해 구하였다.

$$L_{ST}=\eta_{ST} \cdot G_8 \cdot (h_8-h_{10}) \quad (\text{kW}) \quad (14)$$

### 3.9 암모니아 흡수식 냉동기의 발생기 출구에서의 가열원(배기가스) 온도

가열원으로 이용된 배기가스의 발생기 출구온도  $T_{12}$ 는 다음과 같이 구할 수 있다. 만일, 흡수 냉동기의 냉동능력과 발생기 가열량과의 비율 냉동열량비라고 하면 냉동열량비  $H_F$ 는

$$H_F=q_E/q_G=G_E/Q_G \quad (15)$$

와 같이 된다. 따라서, 발생기 출구온도  $T_{12}$ 는 증발온도  $T_E$ 를 설정치로 하여 다음과 같이 구할 수 있다.<sup>1, 2, 17)</sup> 발생기로부터 소요냉매순환량  $D$ 를

발생시키는데 요하는 가열량  $Q_G$ 는

$$Q_G = G_6 \cdot (h_6 - h_{12}) = D \cdot q_G \quad (\text{kJ/s}) \quad (16)$$

이며, 이때 얻어지는 냉동열량  $Q_E$ 는 브라인 (Brine)순환량을  $G_b$ 라고 하면

$$Q_E = G_b \cdot (h_9' - h_8') = D \cdot q_E \quad (\text{kJ/s}) \quad (17)$$

이다. 즉, 암모니아 발생기 출구온도  $T_{12}$ 는 식(16)에 식(2), (15), (17)을 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$T_{12} = T_6 - \frac{G_b \cdot C_{pmb} \cdot \eta_{wb} \cdot (T_0 - T_8')}{G_6 \cdot C_{pmg} \cdot H_F} \quad (\text{K}) \quad (18)$$

이상은 일정한  $D$ 의 경우,  $T_{12}$ 를 낮게 할수록  $q_G$ 는 증가하고  $H_F$ 는 감소하여 흡기 냉각도는 향상된다. 본 계산에서는 냉동기의 원활한 작동을 위하여  $T_{12} > 378\text{K}$ 로 하였다.<sup>17)</sup>

### 3.10 펌프일

증기발생보일러의 급수펌프일  $L_P$ 는

$$L_P = \frac{1}{\eta_P} \cdot \frac{G_7 \cdot (P_0 - P_i)}{\rho_w} \quad (\text{kW}) \quad (19)$$

이다. 여기서,  $P_i$ 는 펌프 입구에서의 압력,  $P_0$ 는 펌프 출구에서의 압력이다.

### 3.11 비출력 및 열효율

이상의 계산결과로부터 비출력  $L_s$  및 열효율  $\eta_a$ 는 각각 다음과 같이 구할 수 있다.

$$L_s = \frac{\eta_m \cdot (L_{GT} + L_{ST} - L_K - L_P)}{G_1} \quad (\text{kW/kg/s}) \quad (20)$$

$$\eta_a = \frac{G_1 \cdot L_s}{Q_F + Q_S} \quad (21)$$

## 4. 계산결과

### 4.1 연소기 후치 단순사이클 및 흡기냉각 단순사이클

Fig4는 터빈 입구온도  $T_3=1500\text{K}$ , 대기온도  $T_0=288\text{K}$ 로 일정한 경우, 연소기 후치 단순사이클과 흡기냉각 단순사이클의 열효율, 비출력의 관계를 압력비를 변수로 하여 나타낸 그림이다. 그림에서 흡기냉각 단순사이클은 열효율, 비출력에 미치는 흡기냉각효과를 구하기 위해 냉동기의 증발기 온도를 변수로 하였다.

단순사이클 및 흡기냉각 단순사이클 모두 동일한 압력비  $\Phi=3$ 에서 최대 열효율  $\eta_{\text{amax}}$ 을,  $\Phi=17$ 에서는 최대 비출력  $L_{s\text{max}}$ 을 갖는다. 또 최대 열효율을 주는 압력비 이상에서는 압력비의 증가에 따라 열효율은 급격히 감소한다. 이는 압력비가 증가하면 압축기 출구온도의 상승과 더불어 가열로의 배기온도  $T_5$ (폐열) 또한 상승하기 때문이다(Fig5). 그리고 동일 압력비에서 냉동기 증발온도를 낮출수록 압축기 출구온도가 낮아져 사이클 온도비( $T_3/T_1$ )는 증가하고 가열로의 배기온도는 저하하므로 열효율, 비출력에 미치는 흡기냉각효과는 크다.

그러나, 이상의 연소기 후치 단순사이클은 최대 열효율을 갖는 압력비에서는 비출력이 낮고 최대

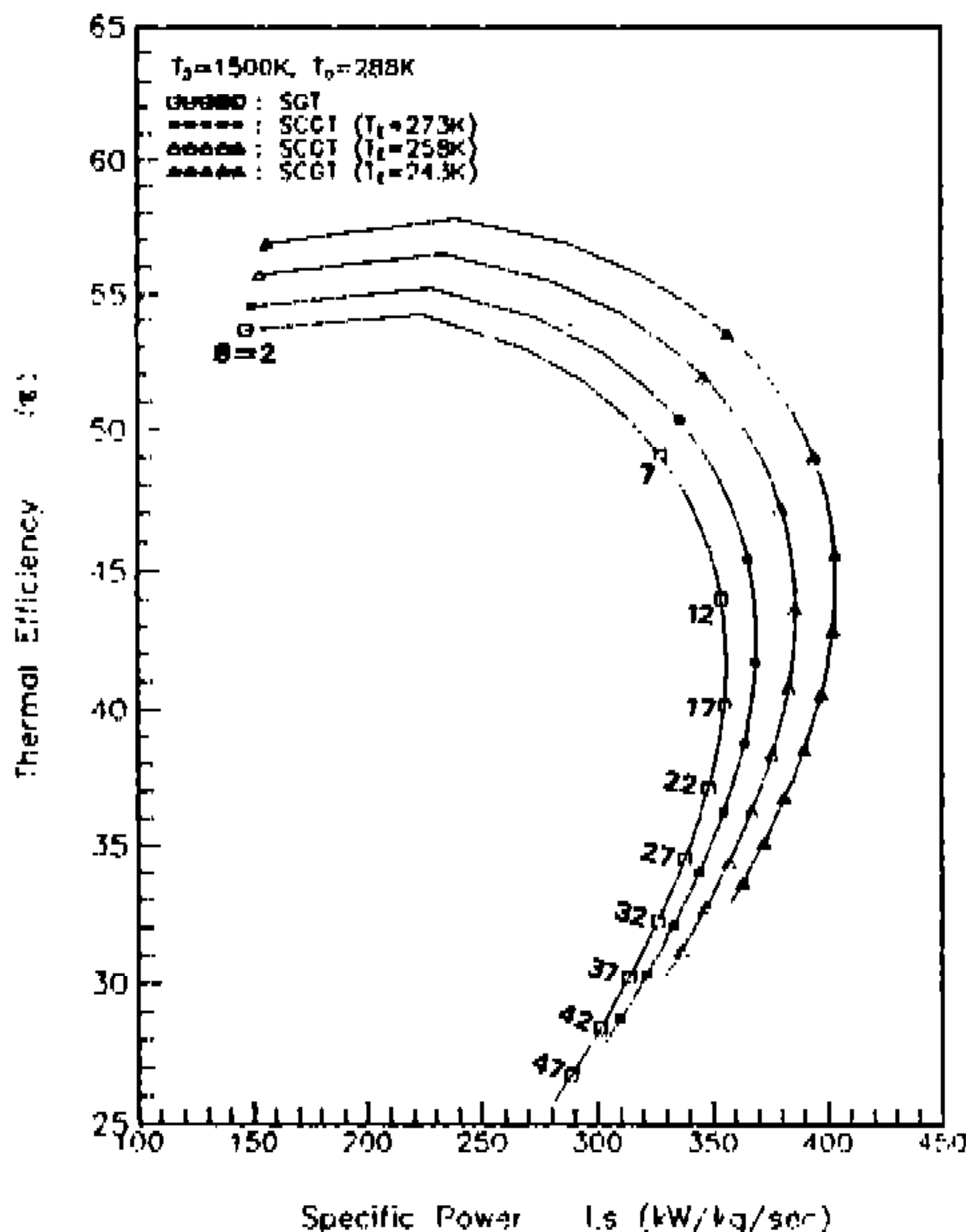


Fig.4 Performance of Suction Cooling Cycle

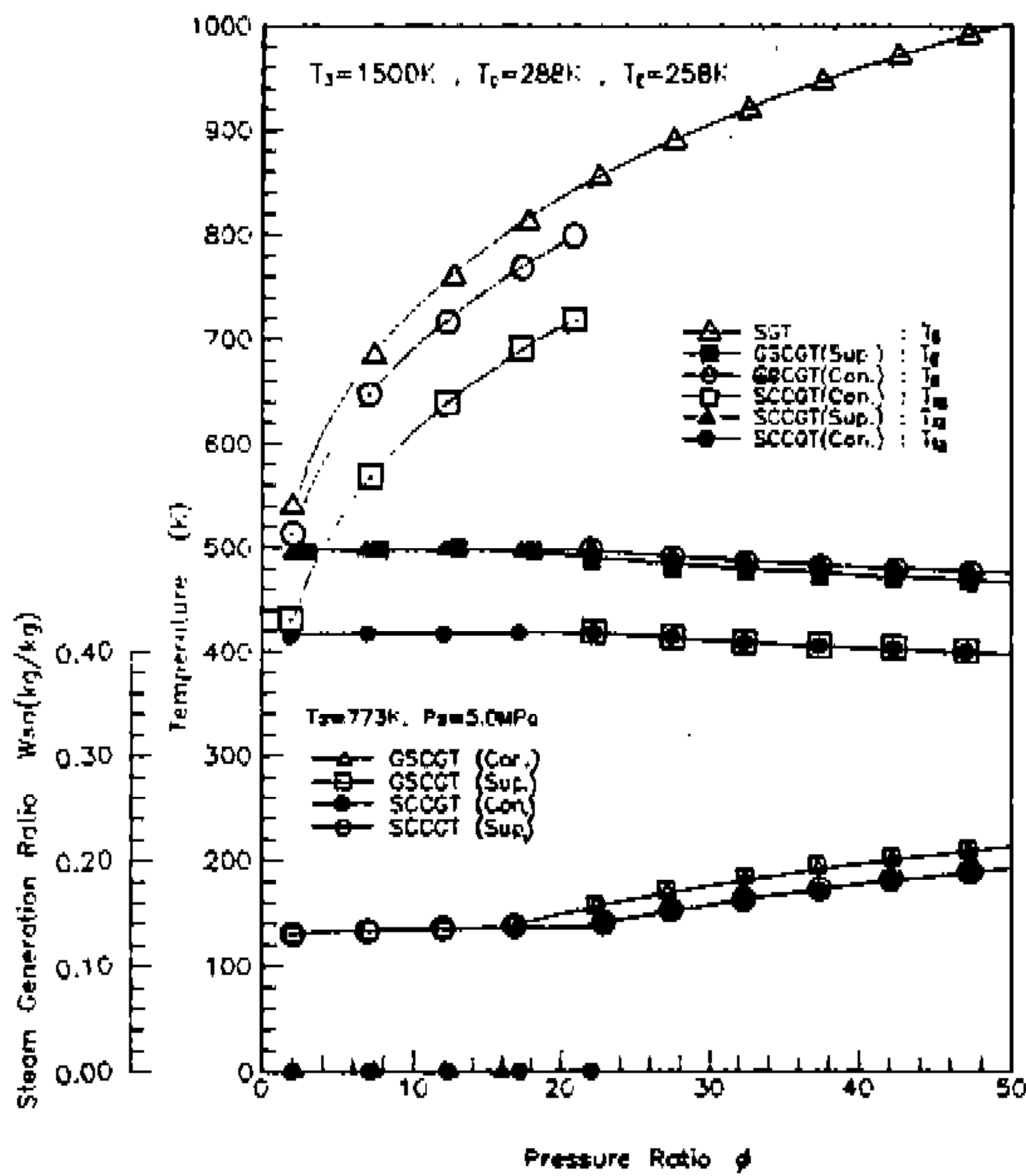


Fig.5 Cycle Parameters versus Pressure Ratio

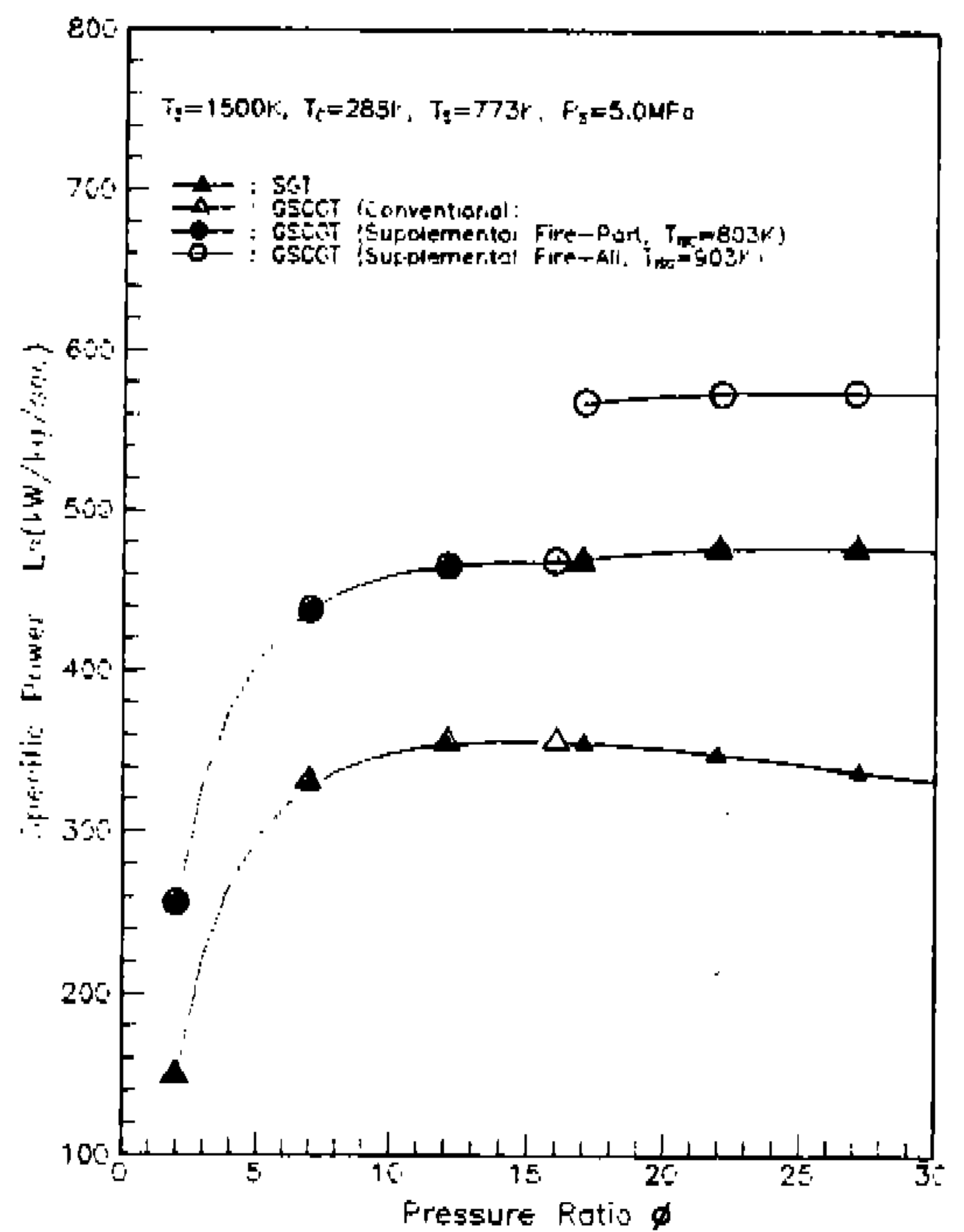


Fig.7 Specific Power of Gas-Steam Combined Cycle

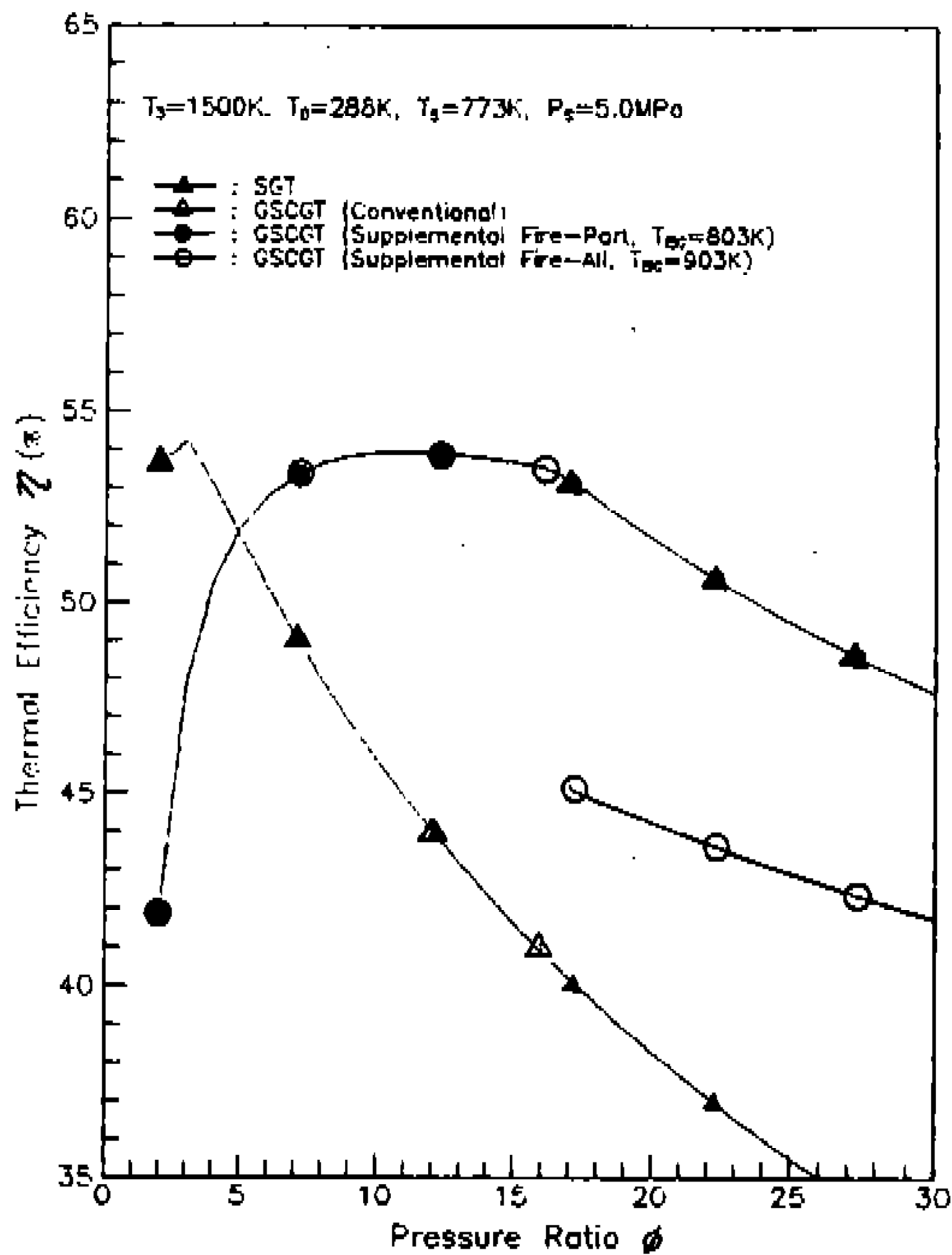


Fig.6 Thermal Efficiency of Gas-Steam Combined Cycle

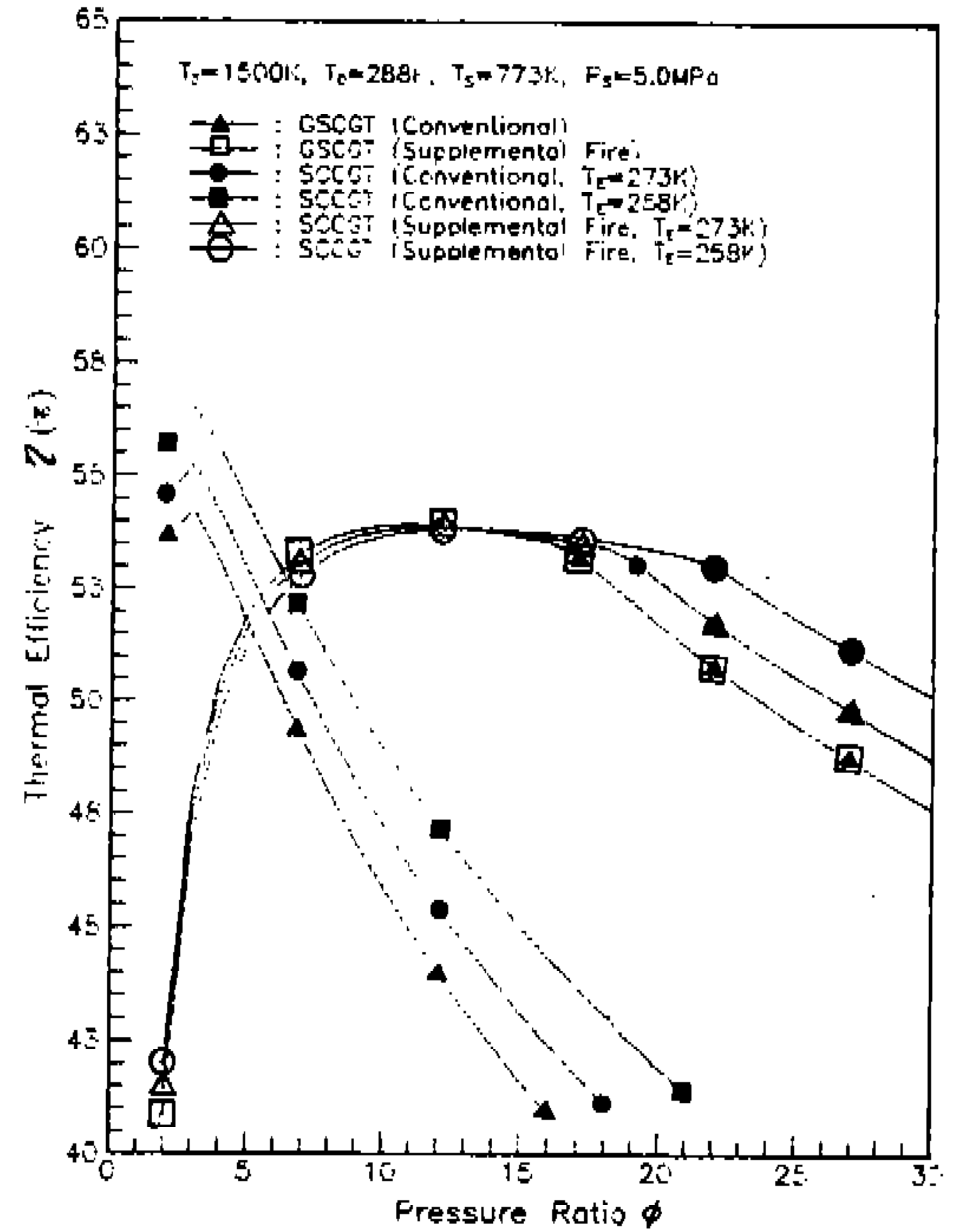


Fig.8 Effect of Suction Cooling on Thermal Efficiency(SCCGT)



비출력을 갖는 압력비에서는 열효율이 현저히 낮아 설계점 압력비의 선정이 곤란한 단점을 갖는다.

4.2 연소기 후치 가스-증기 복합사이클

4.1절에서 논의한 바와같이 연소기 후치 단순 사이클은 설계점 압력비의 선정폭이 좁고, 열효율과 비출력이 압력비에 매우 민감한 단점이 있다. 가스-증기 복합사이클은 이 단점을 개선하기 위하여 단순사이클의 가열로 출구에 폐열회수보일러를 장착하고 증기터빈을 구동하는 시스템이다.

Fig.6과 Fig.7은 터빈 입구온도  $T_3=1500K$ , 대기온도  $T_0=288K$ , 증기터빈 입구온도  $T_5=773K$ , 증기터빈 입구압력  $P_5=5.0MPa$ 로 일정할때 각각 열효율  $\eta$ , 및 비출력  $L_s$ 을 압력비  $\Phi$ 에 따라 나타낸 그림이다. 그림에서 SGT는 단순사이클이며, GSCGT는 가스-증기 복합사이클로서 보일러의 가열원이 단지 가열로의 배기인 경우(Conventional)와 추가연소기에 의해 연소열량을 보일러에 추가공급(Supplemental Fire) 하는 경우를 나타낸 것이다. 그리고 추가공급의 경우는 증기터빈이 구동하기 시작하는 압력비 이하의 구간에서만 부분추가공급(-Part)하는 경우와 전압력비에 걸쳐 전구간추가공급(-All)하는 경우로 세분하였다.

통상적인 가스-증기 복합사이클(Conventional)의 열효율은 압력비  $\Phi=3$ 과  $\Phi=17$ 에서 최대이며, 압력비  $\Phi=17$ 이상에서의 열효율과 비출력은 모두 폐열이용 증기터빈의 작동(Fig.5)으로 단순사이클에 비해 월등히 증가한다. 그러나 압력비  $\Phi=17$ 미만에서는 가열로의 배기온도가 증기터빈 구동에 필요한 보일러의 가열원 온도보다 낮아 증기터빈의 구동이 불가능하므로 열효율과 비출력은 단순사이클과 동일하며 이 영역에서의 가스-증기 복합사이클은 무의미하다.

따라서, 본 계산에서는 압력비  $\Phi=17$ 미만의 영역에서 증기터빈 구동을 위해 가열로의 배기에 열량을 추가공급(Supplemental Fire-Part)하여 압력비  $\Phi=17$ 의 가열로 배기온도( $T_5=803K$ )와 같아지도록 하였다. 이 경우  $\Phi=5 \sim \Phi=17$ 구간에서 열효율 및 비출력이 거의 일정하게 유지되며 열

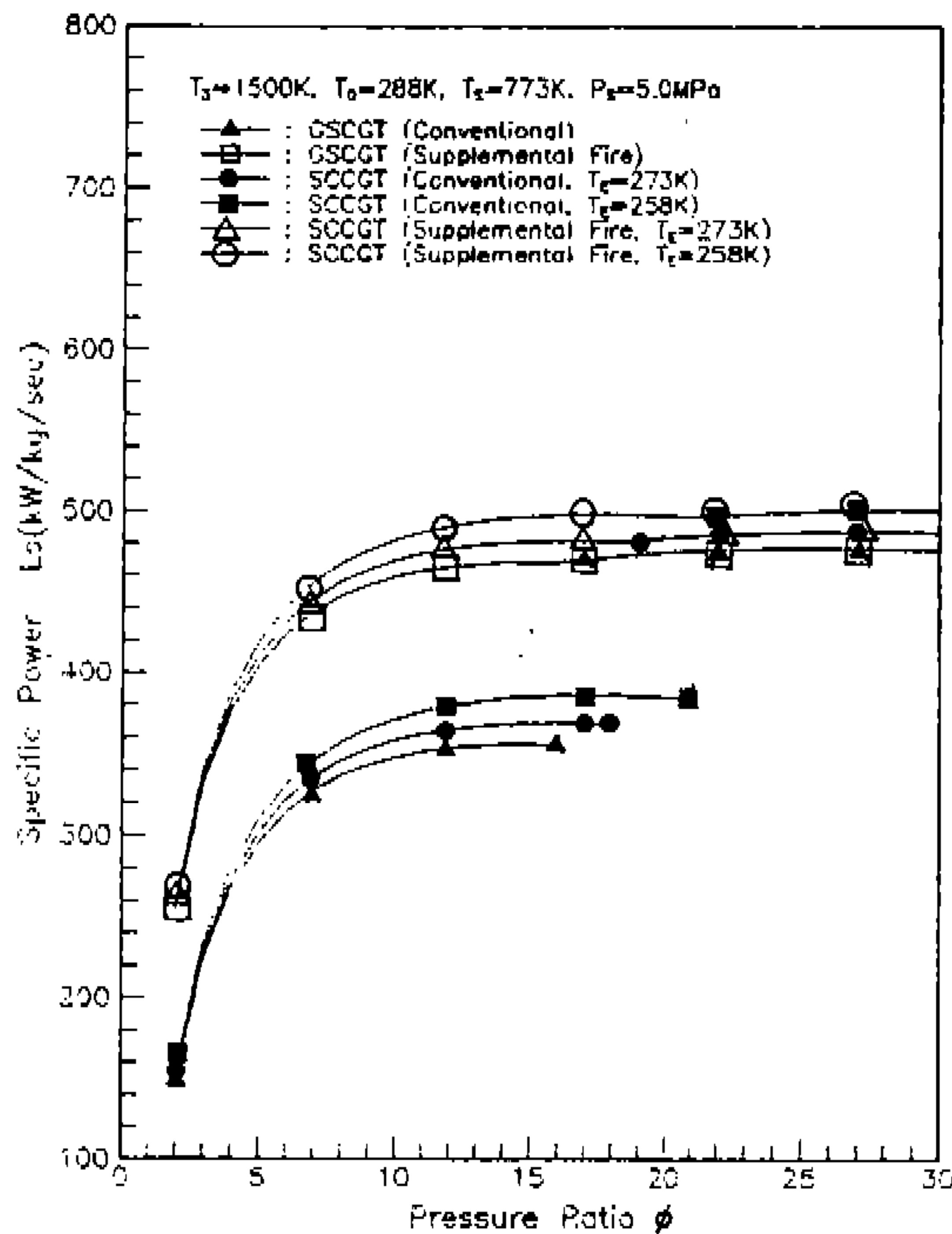


Fig.9 Effect of Suction Cooling on Specific Power(SCCGT)

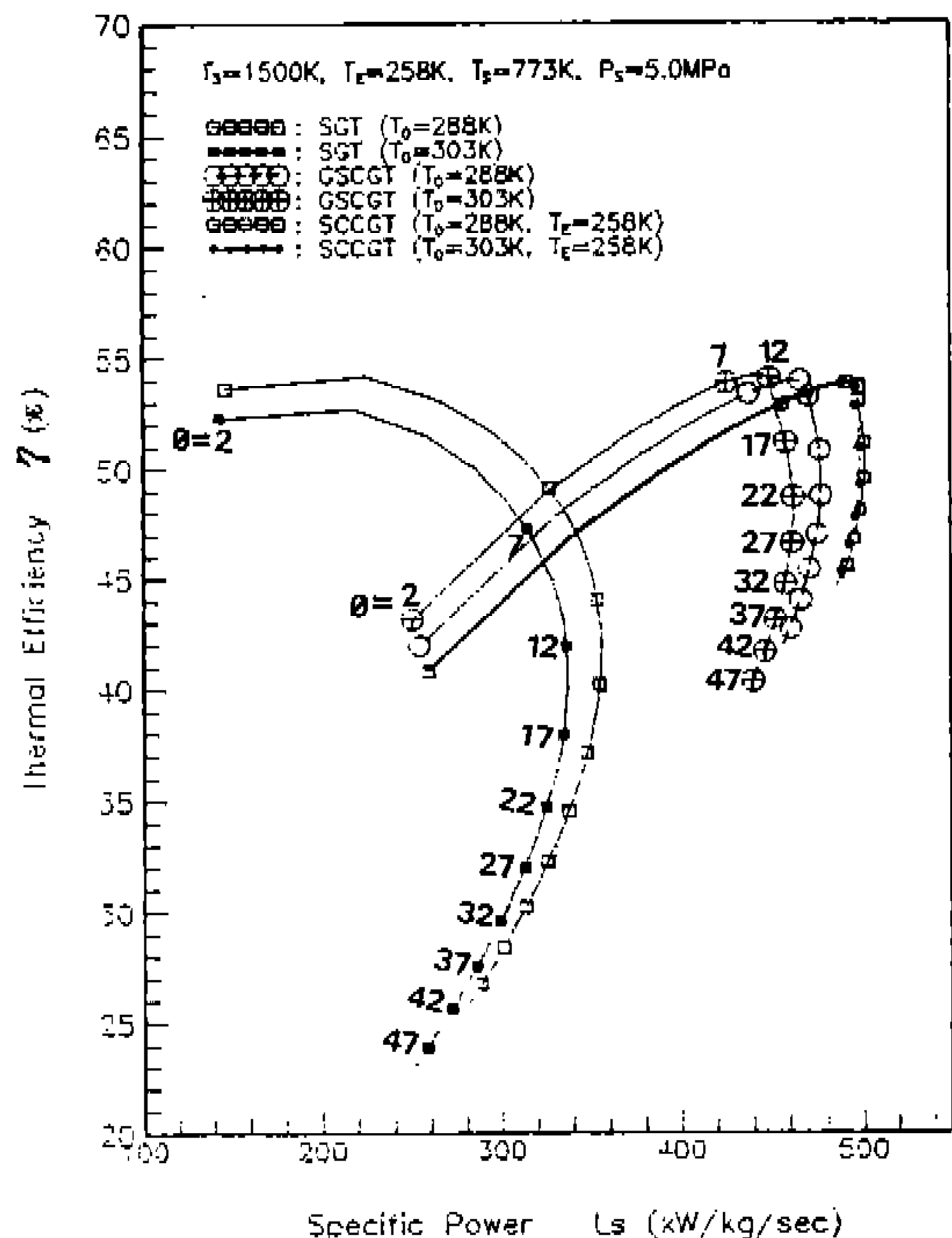


Fig.10 Effect of Ambient Temperature on Cycle Performance

효율은 통상적인 가스-증기 복합사이클의 최대 값과 거의 같고 비출력은 대폭 증가한다. 전구 간추가공급(Supplemental Fire-All)은 최적 추가 공급열량을 구하기 위해 보충 계산한 것이며 압력비  $\Phi=17$ 미만의 압력비에서는 가열로 배기온도를 903K로 유지시키고, 그 이상의 압력비에서는  $\Phi=16$ 에서 공급한 추가열량만큼을 계속 추가공급하였다. 이 경우에는 부분추가공급(Supplemental Fire-Part)의 경우에 비해 열효율이 낮게 나타났다. 이는 가열로의 배기온도를 압력비  $\Phi=17$ 에서의 가열로 배기온도보다 높게 상승시키면 그 파인공급열량에 의해 구동되는 증기터빈 출력만큼은 증기터빈을 단독으로 운전한 경우에 해당되기 때문이다. 따라서 추가열량은 가열로의 배기만으로 증기터빈이 구동하기 시작하는 압력비에서의 가열로 배기온도가 유지될 수 있도록 공급량이 최적이다.

#### 4.3 연소기 후치 흡기냉각식 가스-증기 조합 사이클

본절에서는 가스-증기 복합사이클에 폐열이용 암모니아 흡수식 냉동기를 장착한 흡기냉각식 가스-증기 조합사이클의 일반특성을 구하였다.

Fig.8과 Fig.9는 4-2절에서와 동일한 조건에서 열효율  $\eta_a$  및 비출력  $L_s$ 을 압력비  $\Phi$ 에 따라 각각 나타내었다. 흡기냉각 효과에 의해 압력비  $\Phi=6$  이하에서의 열효율, 비출력 모두 가스-증기 복합사이클에 비해 높으며, 그 이상의 압력비에서는 같거나 높다. 더우기 냉동기의 증발기 온도를 낮출수록 열효율, 비출력이 일정한 압력비 구간은 증대하며,  $\Phi=7\sim 22$ 구간의 열효율은 약 53%이다. 이는 설계점 선정폭이 크다는 것을 의미한다.

또 흡기냉각식 가스-증기 조합사이클은 대기 온도에 따른 열효율 및 비출력의 변동이 거의 없는 장점(Fig.10)은 물론 대기중으로 방출되는 배기온도가 전압력비 구간에서 약 400K로 가장 낮게 유지되는점(Fig.5)으로 보아 열이용율이 높음을 알 수 있다.

#### 4.4 사이클 성능비교 및 사이클 선정

이상의 계산결과로부터 각사이클의 열효율 및

비출력을 압력비에 따라 비교분석하고 연소기 후치 가스터빈의 최적운전방법을 제시하고자 한다.

##### 1) 최대열효율

- 압력비  $\Phi=6$ 이하 : 흡기냉각 단순사이클
- 압력비  $\Phi=7\sim 17$  : 가스-증기 복합사이클(추가연소)
- 압력비  $\Phi=18$ 이상 : 흡기냉각식 가스-증기 조합사이클(추가연소)

##### 2) 최대비출력 : 흡기냉각식 가스-증기 조합사이클(추가연소)

##### 3) 최소성능변동폭 : 흡기냉각식 가스-증기 조합사이클(추가연소)

##### 4) 연소기 후치 가스터빈의 최적 운전

연소기 후치 가스터빈의 성능과 열이용율을 최대로 하기 위하여는 단순가스터빈에 폐열회수 증기발생보일러(추가연소기 부착), 증기터빈, 폐열이용 냉동기, 흡기냉각기를 모두 장착한 후 설계점 압력비에 맞춰 다음과 같이 운전함이 바람직하다.

- 압력비  $\Phi=6$ 이하 : 냉동기의 냉동능력으로 가스터빈 흡기냉각, 보일러 발생증기는 공정용으로 이용
- 압력비  $\Phi=7\sim 17$  : 보일러 발생증기는 증기터빈 구동, 냉동기의 냉동능력은 공정용으로 이용
- 압력비  $\Phi=18$ 이상 : 냉동기의 냉동능력으로 가스터빈 흡기냉각, 보일러 발생증기는 증기터빈 구동

## 5. 결 론

연소기 후치 단순가스터빈에 증기터빈, 냉동기를 장착한 경우의 연소기 후치 가스터빈 사이클에 대한 열역학적 해석결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 시스템 전체효율은 열효율이 일정하게 유지되는 압력비에서도 터빈 입구온도가 1500K에서 약 53%이다.
- 2) 대기온도의 변화에 따른 성능변동이 적다.
- 3) 시스템의 최종 배기온도는 약 400K이며, 열이용율이 높다.

- 4) 연소기 후치 가스터빈의 최적운전조건을 제시하였다.

### 참 고 문 헌

1. J.K. Park, S.Y. No and O.Y. Yang, "A Thermodynamic Study on the Nature of Suction Cooling-Steam Injected Gas Turbine Cycle", 91-YOKOHAMA-IGTC-5, pp.I-107-I-112, 1991.
2. 박종구, 양옥룡, "흡기냉각-증기분사 가스터빈 사이클에 관한 열역학적 연구", 대한기계학회논문집, 제16권 제1호, pp.77-86, 1992.
3. 日立造船, "チェーンサイクルシリーズ7コージェネレーションシステム", No.M-530, 1986.
4. R. Digumarthi and C. N. Chang, "Cheng-Cycle Implementation on a Small Gas Turbine Engine", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.106, pp.699-702, 1984.
5. E.D. Larson and R.H. Williams, "Steam-Injected Gas Turbines", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.109, pp.55-63, 1987.
6. R.H. Williams and E.D. Larson, "Steam-Injected Gas Turbines and Electric Utility Planning", IEEE Technology and Society Magazine, pp.29-38, 1986.
7. W.E. Fraize and C.Kinney, "Effect of Steam Injection on the Performance of Gas Turbine Power Cycle", Journal of Engineering for Power, Vol.101, pp.217-227, 1979.
8. G.Cerri, "Parametric Analysis of Combined Gas-Steam Cycles", J.of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol.109, pp.46-54, 1987.
9. K.S. Ahluwalia and Domenichini, "Dynamic Modeling of a Combined Cycle Plant", Trans. of the ASME, Vol.112, pp.164-167, 1990.
10. I.G. Rice, "The Combined Reheat Gas Turbine / Steam Turbine Cycle", Trans. of the ASME, Vol.106, pp.833-840, 1984.
11. K.Bammert, J.Rurik and H.Griepentrog, "Highlight and Future Development of Closed Cycle Turbines", Trans. of the ASME, Vol.107, pp.574-581, 1974.
12. T.J. Kotas, "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", Butterworths, 1985.
13. B.L. John, "Thermal Energy Recovery", John Wiley & Sons, pp.89-115, 1980.
14. Y.H. Kiang, "Waste Energy Utilization Technology", Marcel Dekker, pp.109-128, 1981.
15. K.Takeya and H.Yasui, "Performance of the Integrated Gas and Steam Cycle for Reheat Gas Turbines", Trans. of the ASME, Vol.110, pp.220-232, 1988.
16. L.B. John, "Thermal Energy Recovery", 2nd Edition, John Wiley & Sons Inc., 1980.
17. O.Y. Yang, "Thermodynamic Study on the Suction Cooling Gas Turbine Cycle Combined with Absorption-type Refrigeration Machine Using Waste Heat", Bulletin of the JSME, Vol.13, No. 63, pp.1111-1122, 1970.
18. M.H. Edson, SAE Progress in Tech., Vol.7, 1964.
19. J.H. Keenan, "Thermodynamic Properties of Steam", John Wiley & Sons Inc., 1936.
20. B. Linnhoff, "Pinch Technology for the Synthesis of Optimal Heat and Power Systems", Journal of Energy Resources Technology, Vol.111, pp.137-147, 1989.
21. International Turbo Machinery Handbook, 1990~1991.