

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2009.33.6.403

복합사이클 발전플랜트 폐열회수 보일러의 구성요소 크기비의 최적화

인종수[†] · 이상용^{*}

(2008년 8월 25일 접수, 2009년 5월 7일 수정, 2009년 5월 11일 심사완료)

Ratio Optimization Between Sizes of Components of Heat Recovery Steam Generator in Combined Cycle Gas Turbine Power Plants

Jong Soo In and Sang Yong Lee

Key Words : Destroyed Exergy(파괴 엑서지), HRSG(폐열회수 보일러), Lost Exergy(유실엑서지), NTU(전달단위수), Optimum Evaporation Temperature(최적증발온도)

Abstract

This paper proposes a new approach to find the optimum ratios between sizes of the heat exchangers of the heat recovery steam generator (HRSG) system with limited size to maximize the efficiency of the steam turbine (bottom) cycle of combined cycle power plants (CCPP), but without performing the bottom cycle analysis. This could be achieved by minimizing the unavailable exergy (the sum of the destroyed and the lost exergies) resulted from the heat transfer process of the HRSG system. The present approach is relatively simple and straightforward because the process of the trial-and-error method, typical in performing the bottom cycle analysis for the system optimization, could be avoided. To demonstrate the usefulness of the present method, a single-stage HRSG system was chosen and the optimum evaporation temperature was obtained corresponding to the condition of the maximum useful work. The results show that the optimum evaporation temperature based on the present exergy analysis appears similar to that based on the bottom cycle analysis. Also shown is the dependency of size (NTU) ratios between the heat exchangers on the inlet gas temperature, which is another important factor in determining the optimum condition once overall size of the heat recovery steam generator is given. The present approach turned out to be a useful tool for optimization of the single-stage HRSG systems and can easily be extended to multi-stage systems.

기호설명

A : 전열면적, m^2
 c : 정압비열, $kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$
 $\dot{E}x$: 엑서지율, kW
 h : 엔탈피, $kJ\ kg^{-1}$

\dot{m} : 질량유량, $kg\ s^{-1}$
 N : 정규화된 엑서지율 ($\dot{E}x / \dot{m}_g c_g T_o$)
 NTU : 전달단위수 (Number of transfer unit)
 P : 압력, $kN\ m^{-2}$
 Δp : 가스측 압력강하, $kN\ m^{-2}$
 \dot{Q} : 열전달률, kW
 R : 가스 상수, $kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$
 S : 엔트로피, $kJ\ K^{-1}$
 \dot{S} : 엔트로피율, $kW\ K^{-1}$
 T : 온도, K

[†] 책임저자, 회원, 아주자동차대학

E-mail : jsin@motor.ac.kr

TEL : (041)939-3113 FAX : (041)939-3456

* KAIST, 기계공학과

U	: 총괄열전달계수, $\text{kW m}^{-2} \text{K}^{-1}$
\dot{W}	: 기계동력 또는 전기동력, kW
x_m	: 질량유량비, \dot{m}_w / \dot{m}_g
Δap	: 어프로피포인트 온도차, K
Δpt	: 핀치포인트 온도차, K

Greek letter

θ	: 무차원 온도($(T-T_0)/T_0$)
----------	---------------------------

Subscripts

cond	: 복수기(condenser)
des	: 파괴(destroyed)
e-e	: 절탄기와 증발기 사이의 상태
ec	: 절탄기(economizer)
ev	: 증발기(evaporator)
g	: 가스(gas)
gen	: 생성(generation)
in	: 입구(inlet)
in-o	: 입구와 기준상태의 평균
l	: 액체(liquid)
lost	: 유실
lv	: 포화증기와 포화액체의 차
o	: 기준상태(dead state(environment))
out	: 출구(outlet)
out-o	: 출구와 기준상태의 평균
s	: 증기(steam)
s-e	: 과열기와 증발기 사이의 상태
sat	: 포화(saturation)
su	: 과열기(superheater)
sup	: 공급(supplied)
ST	: 스팀터빈(steam turbine)
un	: 비유용(unavailable)
useful	: 유용(useful)
v	: 증기(vapor)
w	: 물(water)

1. 서 론

복합사이클 발전플랜트(Combined Cycle Power Plant; CCPP)는 높은 효율과 낮은 공해물질 배출로 발전용으로 채택되는 전형적인 시스템이다. Fig. 1에서 보는 바와 같이 폐열회수 보일러(heat recovery steam generator; HRSG)는 가스터빈사이클과 증기터빈사이

클을 연결한다. 대부분 열교환기로 구성된 폐열회수 보일러는 각 발전플랜트에 적합하도록 설계되어 설치된다. 근본적으로 플랜트 설계자들은 주어진 가스 터빈 출구 배기가스 조건에서 폐열회수 보일러로부터 최대의 유용일을 추출하도록 각각의 경우에 따라 여러 설계변수를 검토하여야 한다. 특히, 공간적 제약에 의해 크기가 한정된 폐열회수 보일러의 경우 플랜트 설계시 폐열회수 보일러로부터 최대의 유용일을 추출하기 위하여 폐열회수 보일러를 구성하는 열교환기의 크기 비율을 결정하여야 한다.

폐열회수 보일러는 가스터빈에서 배출되는 배기가스로부터 열을 회수하여 하부사이클의 증기터빈을 구동하기 위한 증기를 생산한다. 이러한 과정 동안 엑서지의 단지 일부분만이 증기생산에 이용되고, 나머지는 파괴되거나 대기 중에 방출된다. 따라서, 유용한 엑서지를 최대한으로 하여 증기를 생산하기 위해서는 소비되는(비유용한) 엑서지를 줄이는 것은 필수적이다. 그런데, 하부 사이클 효율이 최대가 되는 최적의 설계 및 작동조건을 결정하기 위해 전형적으로 사이클 해석을 수행하여 왔다.⁽¹⁻⁴⁾ 그러나 효율 최대화를 위한 최적의 조건이 단지 폐열회수 보일러의 엑서지 분석에 의해서 가능하다면 그것은 훨씬 단순하고 효율적일 것이다.

폐열회수 보일러에 유입되는 입구가스가 갖고 있는 엑서지의 대부분은 열교환기 내의 열전달 과정에서 파괴된다. 따라서 종전에는 대부분의 연구가 열교환기 내에서 생성되는 엔트로피(entropy)의 최소화에 초점이 맞추어져 왔다.⁽⁵⁻¹²⁾ 다시 말하여, 열교환기 설계의 최적화는 단지 비가역 열전달 과정에 의해 생성되는 엔트로피의 최소화와 동일시 되었다. 그러나, 폐열회수 보일러 시스템으로부터 증기 터빈에 공급되는 유용엑서지를 극대화하기 위해서는 비가역성에 의해 파괴되는 엑서지 뿐만 아니라 시스템 출구를 통해 대기 중으로 방출(유실)되는 엑서지도 감소시켜야 한다. 즉, 효율의 최대화는 파괴엑서지와 유실엑서지의 합이 최소가 되는 최적의 설계 및 운전변수를 찾는 것으로 귀착된다. In 과 Lee⁽¹³⁾는 엑서지 분석을 통한 폐열회수 보일러에서 최대 유용일을 생산하기 위한 설계조건 및 전열면적에 대한 증발온도의 영향을 연구하였다. 본 논문에서는 이 연구의 연장선상에서 폐열회수 보일러의 전체 전열면적이 한정된 경우, 파괴엑서지 및 유실엑서지 모두의 감소를 통해 유용일을 최대한으로 하는 각 전열기 구성 요소(절탄기, 증발기 및 과열기) 간의 적정 크기 비율을 찾는 새로운 방법을 제안하고자 한다.

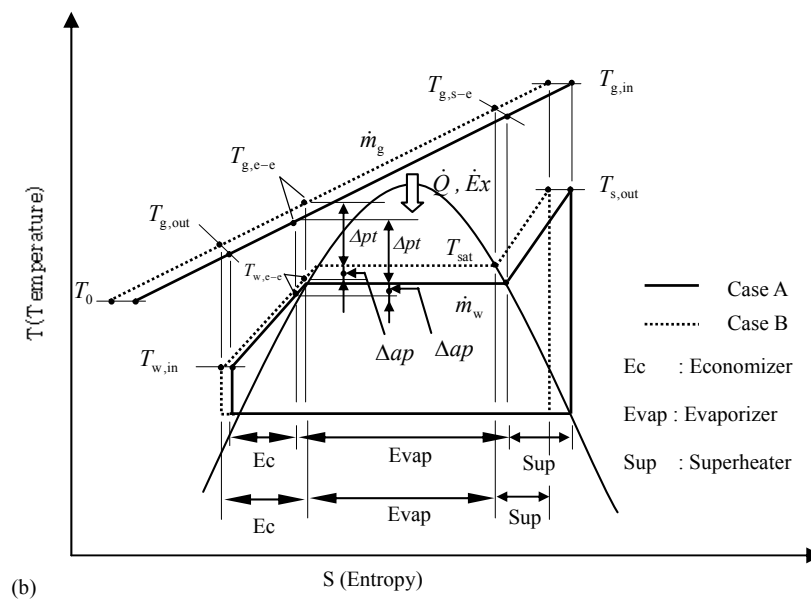
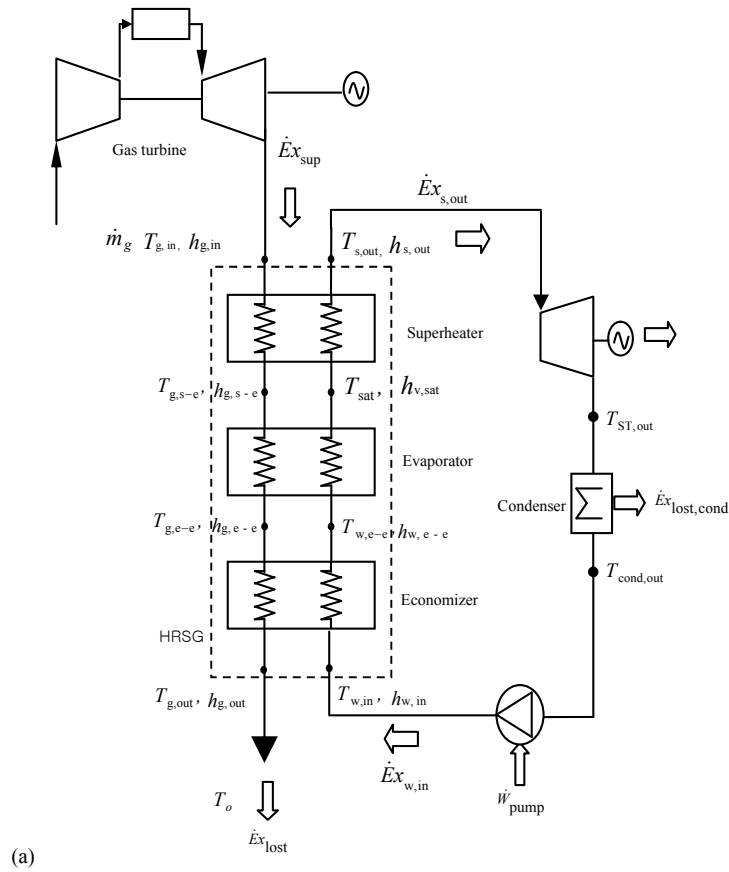


Fig. 1 Counter-flow configuration of the single-stage HRSG system: (a) Flow diagram and (b) T-S plot⁽¹³⁾

2. 시스템 개요

단압 폐열회수 보일러 시스템의 대향류에 대한 모델의 유체 흐름도가 Fig. 1(a)에 표시되어 있다. 여기서, 가스터빈의 배기가스는 온도 $T_{g,in}$ 의 상태로 과열기(superheater)의 가스 측에 공급된다. 공급된 배기가스는 수증기 측에 열을 전달한 후, 온도 $T_{g,s-c}$ 로 배출되어 증발기(evaporator)로 유입된다. 증발기로 유입된 가스는 다시 물을 증발시키는데 사용하고 온도 $T_{g,e-c}$ 로 배출된다. 증발기로부터 유출된 가스는 마지막으로 절탄기(economizer)로 유입되며, 열교환 과정 후 $T_{g,out}$ 로 더 낮아져서 T_0 의 대기(주위 환경)로 방출된다. 반대로 물 측에서는 과냉 상태의 물은 온도 $T_{w,in}$ 상태로 (그리고 증기 생산과정에서 요구되는 압력으로) 절탄기에 공급되어 온도가 상승하며, $T_{w,e-c}$ 의 상태로 배출된 후에 증발기로 유입된다. 증발기에서 물은 시스템 압력에 상응되는 포화온도 T_{sat} 의 증기로 변환된 후, 과열기로 유입된다. 포화 증기는 과열기에서 온도 $T_{s,out}$ 로 과열되어 증기터빈으로 유입되고, 동력을 발생시킨 후에 복수기 및 급수펌프를 거쳐 결국 온도 $T_{w,in}$ 의 과냉 상태의 물로 절탄기에 다시 유입된다.

단압 폐열회수 보일러의 가스 및 증기 온도 특성이 Fig. 1(b)에 표시되어 있다. 증발기의 출구가스 온도와 증발온도의 차인 핀치포인트(pinch point) 온도차 및 증발기의 증발온도와 입구 물 온도의 차인 어프로치포인트(approach point) 온도차는 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta pt = T_{g,e-c} - T_{sat} \quad (1)$$

$$\Delta ap = T_{sat} - T_{w,e-c} \quad (2)$$

Δpt , Δap , $T_{s,out}$ 및 $T_{w,in}$ 가 고정될 경우, T_{sat} 가 증가하면 Fig. 1(b)에서 보는 바와 같이 폐열회수 보일러의 가스 온도 곡선 및 물 측 사이클은 실선(case A)에서 점선(case B)으로 이동한다. 여기서 폐열회수 보일러 입구가스 온도($T_{g,in}$)는 고정되는 반면, 출구가스 온도 $T_{g,out}$ 는 상승하므로 폐열회수 보일러 효율은 감소한다. 다른 한편으로 증기터빈 효율은 증발압력의 증가와 함께 증가한다⁽¹⁾. 이는 폐열회수 보일러의 열역학적 효율 감소와 증기터빈 효율의 증가를 동시에 고려할 경우, 하부사이클 성능이 최대가 되는 최적의 증발온도가 존재할 수 있다는 것을 의미한다^(1,3)

위의 접근에서는 단지 에너지 평형만 고려한 것이며, 하부사이클 성능은 에너지 평형 뿐 만이 아니라 엑서지 변화에도 의존한다. Fig. 1(a)에서 폐열회수 보일러 입구 측을 통하여 유입되는 엑서지율($\dot{E}x_{sup}$) 중 일부분은 증기생산(결국 증기터빈 구동)을 위해 물 측으로 전달되고, 나머지는 열전달 과정에서 파괴되거나 엑서지율 $\dot{E}x_{lost}$ 의 상태로 대기 중으로 유실된다. 따라서, 증기터빈을 구동하기 위한 최대의 유용엑서지를 생산하기 위해서는 폐열회수 보일러에서 소모되는 비유용한 엑서지를 최소화 하는 최적의 설계변수를 찾아야 한다.

3. 해석

가스터빈 배기가스로부터 최대의 유용엑서지를 얻기 위한 최적의 증발온도를 결정하기 위해서, Fig. 1(a)에 표시된 바와 같이 과열기, 증발기 및 절탄기로 구성된 폐열회수 보일러의 각 요소는 질량, 에너지 및 엑서지 평형을 고려하여야 한다. 해석 상의 단순화를 위해 정상 상태 하에서, 물/증기 측에서 압력손실(마찰손실에 의한), 외부 열손실, 그리고 가스 측 온도 강하에 의한 압력손실의 영향 등이 무시되었다.

3.1 열역학 제 1 법칙 해석

Fig. 1 에 나타난 과열기, 증발기 및 절탄기에 대한 에너지 평형 및 열전달 방정식은 다음과 같다.

$$\dot{m}_g (h_{g,in} - h_{g,s-c}) = \dot{m}_w (h_{s,out} - h_{v,sat}) \quad (3)$$

$$\dot{m}_g (h_{g,s-c} - h_{g,e-c}) = \dot{m}_w \{h_{lv} + (h_{1,sat} - h_{w,e-c})\} \quad (4)$$

$$\dot{m}_g (h_{g,e-c} - h_{g,out}) = \dot{m}_w (h_{w,e-c} - h_{w,in}) \quad (5)$$

$$\ln \left(\frac{T_{g,s-c} - T_{sat}}{T_{g,in} - T_{s,out}} \right) = -NTU_{su} \left(1 - \frac{1}{x_m} \frac{c_{g,su}}{c_{s,su}} \right) \quad (6)$$

$$\ln \left(\frac{T_{g,e-c} - T_{sat}}{T_{g,s-c} - T_{sat}} \right) = -NTU_{ev} \quad (7)$$

$$\ln \left(\frac{T_{g,out} - T_{w,in}}{T_{g,e-c} - T_{w,e-c}} \right) = -NTU_{ec} \left(1 - \frac{1}{x_m} \frac{c_{g,ec}}{c_{w,ec}} \right) \quad (8)$$

$$NTU_{su} = \frac{U_{su} A_{su}}{\dot{m}_g c_g}, NTU_{ev} = \frac{U_{ev} A_{ev}}{\dot{m}_g c_g}, NTU_{ec} = \frac{U_{ec} A_{ec}}{\dot{m}_g c_g} \quad (9)$$

$$x_m = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_g}, \quad h = cT \quad (10)$$

여기서 NTU_{su} , NTU_{ev} 및 NTU_{ec} - 406 -는 각

각 과열기, 증발기 및 절탄기의 전달단위수 (number of transfer unit; NTU)를 나타내며, 열전달 계수(U) 및 유량 조건($\dot{m}_g c_g$)이 주어지면 결과적으로 열교환 면적을 의미하게 된다. x_m 은 증기(물)와 가스의 유량비, 그리고 h 는 엔탈피를 의미한다.

NTU_{ev} , NTU_{ec} , NTU_{su} , $T_{g,in}$, $T_{w,in}$ 및 T_{sat} 가 주어진 경우 x_m , $T_{g,s-c}$, $T_{g,c-e}$, $T_{w,c-e}$, $T_{s,out}$ 및 $T_{g,out}$ 는 반복 계산에 의하여 구할 수 있다.

3.2 열역학 제 2 법칙 해석

Fig. 1에 묘사된 폐열회수 보일러 모델에 대한 엔트로피 생성은 다음과 같이 표현 된다.⁽⁷⁾

$$\begin{aligned} \dot{S}_{gen} = & \dot{m}_g c_{g,su} \ln\left(\frac{T_{g,s-c}}{T_{g,in}}\right) + \dot{m}_g c_{g,ev} \ln\left(\frac{T_{g,c-e}}{T_{g,s-c}}\right) + \dot{m}_g c_{g,ec} \ln\left(\frac{T_{g,out}}{T_{g,c-e}}\right) \\ & + \dot{m}_g R_g \ln\left(1 + \frac{\Delta p}{p_o}\right) + \dot{m}_w c_s \ln\left(\frac{T_{s,out}}{T_{sat}}\right) \\ & + \dot{m}_w c_w \ln\left(\frac{T_{sat}}{T_{w,in}}\right) + \frac{\dot{m}_w h_{lv}}{T_{sat}} \end{aligned} \quad (11)$$

먼저 오른쪽의 3개 항은 과열기, 증발기 및 절탄기 각각의 가스 온도강하에 의한 엔트로피 생성을 나타낸다. 네번째 항은 가스 측 압력강하(Δp)에 의한 엔트로피 생성이다. 다섯번째 및 여섯번째 항은 과열기 및 절탄기를 통과하는 물 측의 온도상승에 의한 엔트로피 생성을 표시한다. 마지막 항은 증발기에서 포화액체에 증발 잠열이 추가되어 발생하는 엔트로피 생성을 의미한다. 엑서지 파괴율($\dot{E}x_{des}$)은 엔트로피 생성률(\dot{S}_{gen})과 주위환경 온도(T_o)의 곱으로 정의 되므로,⁽⁷⁾ 정규화된 파괴 엑서지는 다음과 같이 표현된다.

$$N_{des} = \frac{\dot{E}x_{des}}{\dot{m}_g c_{g,o} T_o} = \frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}_g c_{g,o}} \quad (12)$$

여기서, \dot{S}_{gen} 는 식(11)로부터 계산되므로 N_{des} 는 NTU_{ev} , NTU_{ec} , NTU_{su} , $\Delta p/p_o$, T_{sat} , $T_{w,in}$, $T_{g,in}$ 가 주어지면 얻을 수 있다.

Fig. 1(a)에 표시된 공급엑서지율($\dot{E}x_{sup}$) 및 유실 엑서지율($\dot{E}x_{lost}$)은 다음과 같이 정의된다.

$$\dot{E}x_{sup} = \dot{m}_g \left[c_{g,in-o} (T_{g,in} - T_o) - T_o \left(c_{g,in-o} \ln \frac{T_{g,in}}{T_o} - R_g \ln \left(1 + \frac{\Delta p}{p_o} \right) \right) \right] \quad (13)$$

$$\dot{E}x_{lost} = \dot{m}_g \left(c_{g,out-o} (T_{g,out} - T_o) - c_{g,out-o} T_o \ln \frac{T_{g,out}}{T_o} \right) \quad (14)$$

그리고 정규화된 공급엑서지 및 유실엑서지는 각각 다음과 같이 표현된다.

$$N_{sup} = \frac{\dot{E}x_{sup}}{\dot{m}_g c_{g,o} T_o}, \quad N_{lost} = \frac{\dot{E}x_{lost}}{\dot{m}_g c_{g,o} T_o} \quad (15)$$

3.3 최적화

가스터빈 출구 배기가스로부터 유용한 엑서지를 추출하기 위하여, 다음과 같이 정의되는 비유용 엑서지는 최소로 유지되어야 한다:

$$N_{un} = N_{des} + N_{lost} \quad (16)$$

$\Delta p/p_o$, T_o , $T_{w,in}$, $T_{g,in}$, NTU_{ev} , NTU_{ec} 및 NTU_{su} 가 주어지면 N_{un} 은 T_{sat} 의 함수로 표시될 수 있다. 이 단계에서, 주위환경의 온도를 기준으로 무차원 온도를 다음과 같이 도입하는 것이 적절하다.

$$\theta = \frac{T - T_o}{T_o} \quad (17)$$

따라서 무차원 증발온도(θ_{sat})는 온도 경계조건 및 각 전열기 구성 요소의 전달단위수가 주어지면 비유용 엑서지를 최소화하도록 최적화될 수 있다.

전체 전달단위수는 다음과 같이 각각의 전달단위수의 합으로 표시될 수 있다.

$$NTU = NTU_{su} + NTU_{ev} + NTU_{ec} \quad (18)$$

그런데 본 연구에서는 전체 전달단위수(NTU)가 한정되고 (즉, 폐열회수 보일러 크기가 한정되고), $\Delta p/p_o$, T_o , $T_{w,in}$, $T_{s,out}$, T_{sat} 및 $T_{g,in}$ 가 주어졌을 경우 폐열회수 보일러에서 비유용엑서지가 최소가 되는 각 전열면적 구성 요소(NTU_{su} , NTU_{ev} 및 NTU_{ec}) 간의 최적 비율을 찾는 것이다. 먼저 증발기 전달단위수 비율(NTU_{ev}/NTU)에 따른 비유용 엑서지를 계산하여 그 값이 최소가 되는 NTU_{ev}/NTU 을 찾는다. 그리고 NTU_{ec}/NTU 및 NTU_{su}/NTU 의 비율도 식(3)~(10) 및 식(18)을 이용하여 계산할 수 있다.

4. 결과 및 토의

4.1 해석적 접근 방법의 타당성

본 접근 방법의 유용성을 검토하기 위하여, 우선 각 전열기의 전달단위수(NTU_{su} , NTU_{ev} , NTU_{ec})가 주어진 상태에서 계산을 수행하였으며, 이 내용은

기본적으로 In 과 Lee⁽¹³⁾에 상술되어 있다. 여기서 무차원 증발온도(θ_{sat}) 및 가스터빈 배기가스온도($\theta_{g,in}$)의 계산범위는 Foster-Pegg,⁽¹⁾ Chin 과 El-Masri,⁽²⁾ Huang⁽³⁾ 및 Pasha 와 Jolly⁽⁴⁾가 적용한 범위를 근거로 0.3 ~ 1.15 및 1.6 ~ 2.0 으로 선정되었다. 계산을 위한 다른 변수들은 Table 1 에 기재되어 있다.

Fig. 2 는 몇가지 입구 가스온도($\theta_{g,in}$)에 대하여, 증발온도(θ_{sat})의 변화에 따른 질량 유량비(x_m), 출구 가스온도($\theta_{g,out}$), 유실엑서지(N_{loss}), 파괴엑서지(N_{des}) 및 비유용 엑서지(N_{un}) 값들의 변화가 무차원 형태로 표시되어 있다.

Fig. 2(a)에서와 같이, x_m 은 증발 잠열이 급격히 감소하는 높은 θ_{sat} (임계점 부근)를 제외하고는 주어진 $\theta_{g,in}$ 에서 θ_{sat} 에 따라 단순 감소한다. 한편, Fig. 2(b)는 출구가스 온도 ($\theta_{g,out}$)가 θ_{sat} 에 단순 증가함을 보여준다.

Fig. 2(c)에 나타난 바와 같이, N_{lost} 는 θ_{sat} 값이 증가함에 따라 증가한다. 이는 θ_{sat} 의 증가와 함께 $\theta_{g,out}$ 도 증가하기 때문이다. 반면에, Fig. 2(d)에 보여지는 바와 같이 N_{des} 는 θ_{sat} 의 증가와 함께 감소한다. 이는 θ_{sat} 의 증가에 따라 증발잠열(h_v)의 감소 및 Fig. 2(a)에서 보는 바와 같은 x_m 의 감소에 기인한다. 증발온도의 변화에 따른 N_{des} 및 N_{lost} 의 상반된 경향에 의해 비유용 엑서지(N_{un})가 최소가 되는 θ_{sat} 의 최적조건이 존재한다. Fig. 2(e)에서 보는 바와 같이 N_{un} 가 최소가 되는 θ_{sat} 의 최적조건이 존재한다. 즉 N_{un} 의 최소화는 유용 엑서지 극대화를 의미하고, 따라서 열역학 제 2 법칙 효율이 최대가 된다.

Table 1 Basic design conditions of HRSG used in the present model.⁽¹³⁾

Ambient temperature (K)		288
Pinch point temperature difference (K)		10
Approach point temperature difference (K)		10
Gas to steam temperature difference at superheater exit (K)		50
Water temperature at economizer inlet(K)		313
Non-dimensional pressure drop in the gas side ($\Delta p / p_o$)		0.2
Exhaust gas composition	CO ₂ (wt %)	5.97
	H ₂ O(wt %)	5.14
	N ₂ (wt %)	73.44
	O ₂ (wt %)	12.21
	Ar (wt %)	1.23

본 연구에서의 엑서지 해석의 접근방법의 타당성을 검증하기 위하여, 유용 엑서지 효율이 최대가 되는 (즉, N_{un} 가 최소로 되는) 증발온도와 Foster-Pegg⁽¹⁾에 의한 하부사이클 효율이 최대가 되는 증발 온도를 Fig. 3 에 비교하였다.⁽¹³⁾ 여기서, 유용 엑서지 효율은 다음과 같이 표현된다.

$$\eta_{\text{useful}} = \frac{N_{\text{sup}} - N_{\text{un}}}{N_{\text{sup}}} \times 100 \quad (19)$$

계산 조건은 Foster-Pegg⁽¹⁾에 의해 사용된 조건 ($\theta_{g,in}=1.62$, $\theta_{s,out}=1.43$, $\theta_{w,in}=0.27$, $\Delta pt = 56$ K)과 기본적으로 동일하다. 다만, 어프로치 포인트 온도 차는 Foster-Pegg⁽¹⁾의 논문에 주어지지 않으므로 본 계산에서는 10 K 로 가정하였다. (이 가정에 앞서서 $\Delta ap=5 - 20$ K 의 범위에서 Δap 의 변화에 따른 유용 엑서지 효율의 변화는 거의 무시될 수 있음을 Fig. 3 에서 확인하였다.) 그림에서 각 실선들은 Δap 가 5 K 및 20 K 인 경우, 증발온도에 대한 유용 엑서지 효율의 변화를 나타낸다. 반면에 점선은 Foster-Pegg⁽¹⁾에 의해 얻어진 하부사이클 효율의 변화를 나타낸다. 두 곡선의 최대치에서의 증발온도값(각각 0.64 및 0.67)은 거의 같음을 알 수 있다. 이것은 하부사이클 효율을 최대화하는 조건은 폐열회수 보일러 시스템에서 비유용 엑서지의 최소(또는 유용 엑서지의 최대화)와 같음을 의미한다.

4.2 총 전열면적이 한정된 경우의 설계 최적화

기존의 복합사이클 발전플랜트의 폐열회수 보일러를 교체할 때, 설치 공간이 한정되게 된다. 이 경우, 하부사이클 성능을 최대로 하기 위하여 폐열회수 보일러 전열면적 구성 요소의 크기 비율을 최적화하는 것이 현장에서는 중대한 관심사이다. 따라서 본 연구에서는 폐열회수 보일러 전열면적 구성요소(과열기, 증발기, 절탄기)의 전달단위수비율에 따른 비유용 엑서지를 계산하였다. Fig. 4 에서는 입구가스 온도($\theta_{g,in}$) 및 증발온도(θ_{sat})가 주어질 경우 증발기 전달단위수 비율(NTU_{ev} / NTU)에 대한 비유용 엑서지 N_{un} 의 변화를 보여 주고 있으며, N_{un} 이 최소가 되는 NTU_{ev} / NTU 가 존재함을 알 수 있다. 이는 폐열회수 보일러에서 생산되는 엑서지가 최대가 되는 NTU_{ev} / NTU 가 존재한다는 것을 의미한다.

Fig. 5 는 서로 다른 θ_{sat} 값에 대하여 $\theta_{g,in}$ 의 변화에 따른 유용 엑서지가 최대가 되는 NTU_{ev} / NTU 의 값의 변화를 나타낸다. 전체적으로는 $\theta_{g,in}$ 의 증

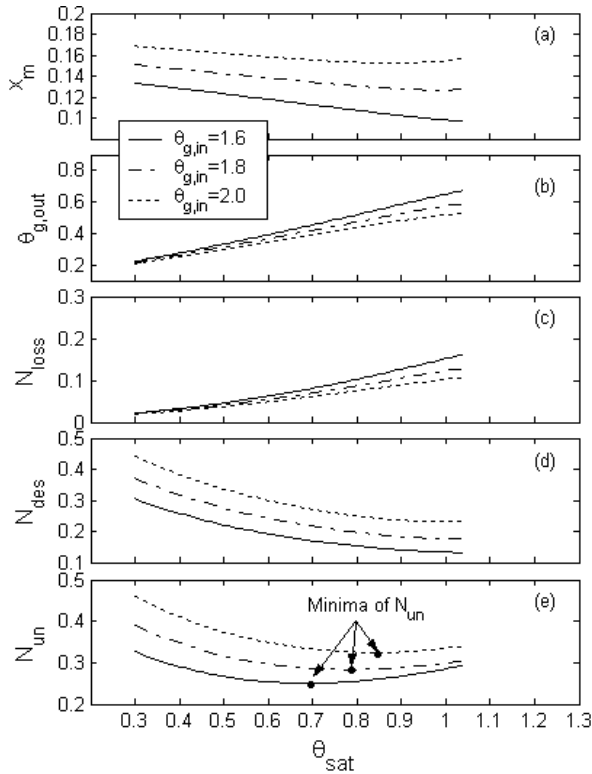


Fig. 2 Dependence of the mass flow (x_m), exit gas temperature ($\theta_{g,out}$), lost exergy (N_{lost}), destroyed exergy (N_{des}) and the unavailable exergy (N_{un}) on the evaporation temperature (θ_{sat}) ($NTU_{su}=0.6$, $NTU_{ev}=3$, $NTU_{ec}=2$)

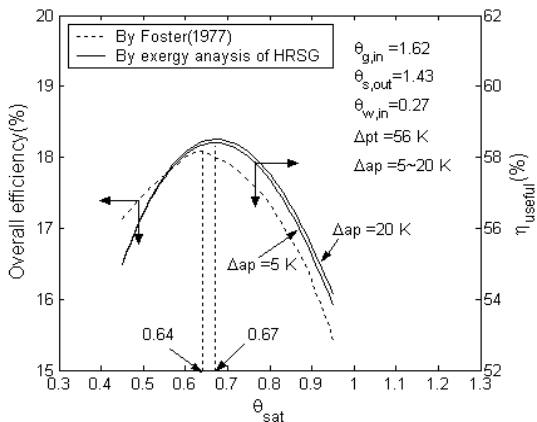


Fig. 3 Variations of the useful exergy efficiency and the bottom cycle efficiency with the evaporation temperature⁽¹³⁾

가에 따라 NTU_{ev}/NTU 의 값이 감소함을 알 수 있다. $\theta_{g,in}$ 의 값이 낮을 경우($\theta_{g,in}=1$), θ_{sat} 가 증가하게 되면 NTU_{ev}/NTU 도 커지는 반면, $\theta_{g,in}$ 의 값이 높을 경우에는 θ_{sat} 의 값의 증가에 따라

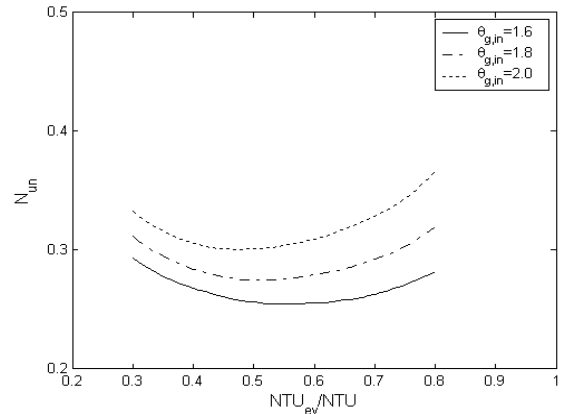


Fig. 4 Dependence of the unavailable exergy(N_{un}) on NTU_{ev}/NTU ($\theta_{sat}=0.6$)

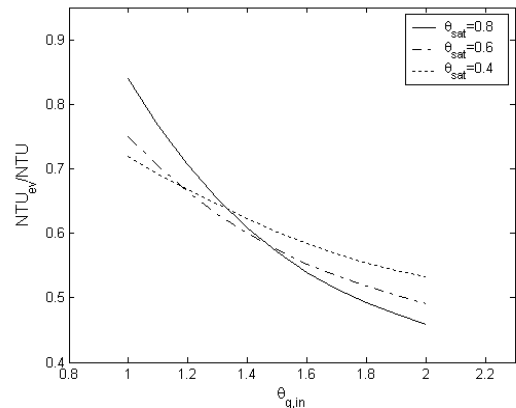


Fig. 5 Optimum NTU_{ev}/NTU for maximization of the useful exergy with the inlet gas temperature

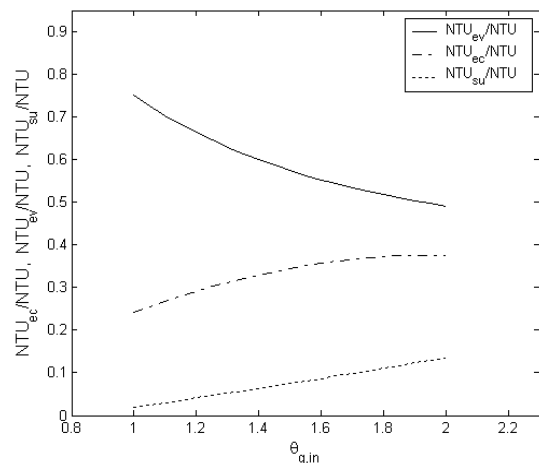


Fig. 6 Optimum NTU_{ev}/NTU , NTU_{ec}/NTU , NTU_{su}/NTU for maximization of the useful exergy with the inlet gas temperature($\theta_{sat}=0.6$)

NTU_{ev}/NTU 가 작게 나타난다.

Fig. 6 은 θ_{sat} 가 0.6 인 경우 폐열회수 보일러시스템

이 최대의 유용 엑서지를 생산할 수 있는 입구가스 온도($\theta_{g,in}$)에 대한 NTU_{cv}/NTU , NTU_{cc}/NTU 및 NTU_{su}/NTU 의 조건을 나타낸다. $\theta_{g,in}$ 가 증가함에 따라 NTU_{cv}/NTU 은 작아야 하는 반면, NTU_{cc}/NTU 및 NTU_{su}/NTU 은 커야 함을 알 수 있다.

5. 결론

이 논문에서는 폐열회수 보일러 시스템에서 전체 크기가 한정된 경우, 파괴엑서지 및 유실엑서지 모두를 포함하는 비유용 엑서지의 최소화를 위한 각 구성 요소의 크기(전열 면적) 비율을 찾는 방법을 제안하였다. 이 접근방법은 하부사이클의 해석을 수행하지 않고 최적의 조건을 찾을 수 있기 때문에 상대적으로 단순하고 해석적이며, 구체적인 결론은 다음과 같다.

(1) 최대 유용 엑서지를 생산하는 최적의 증발온도는 하부사이클 해석을 통해 얻어진 결과와 거의 같다. 이는 하부사이클 효율 최대화 조건은 단지 폐열회수 보일러 시스템의 비유용 엑서지를 최소화함에 의해 신뢰할 수 있을 정도의 정확도를 갖고 얻어질 수 있음을 의미한다.

(2) 폐열회수 보일러 가스입구 측 온도, 물 측 입출구온도 및 폐열회수 보일러 전체 크기가 정해진 경우 폐열회수 보일러에서 생산되는 유용 엑서지가 최대화되기 위한 각 전열 구성 요소의 전달단위수 비율이 검토되었다. 폐열회수 보일러의 증발온도가 알려진 경우 폐열회수 보일러의 입구가스 온도가 증가할수록 증발기 전달단위수 비율은 감소하고, 절탄기 및 과열기의 전달단위수 비율은 증가한다.

현 단계의 연구에서는 일반적인 작동 조건에서 최적조건을 계산하는 간단한 방법을 제안하고, 이를 단압 폐열회수 보일러에 적용하여 그 유용성을 보여 주었으나, 다압 폐열회수 보일러 시스템에 대하여도 적용이 가능하며, 이에 대한 추가적인 연구가 진행되어야 한다.

후 기

본 연구는 한국학술진흥재단의 Brain Korea 21 사업 및 연소기술연구센터(CERC)의 지원으로 수행

되었으며, 이에 감사의 뜻을 표합니다.

참고문헌

- (1) Foster-Pegg, R. W., 1978, "Steam Bottoming Plants for Combined Cycles," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol.100, pp. 203~211.
- (2) Chin, W. W. and El-Masri, M. A., 1987, "Exergy Analysis of Combined Cycle: Part2-Analysis and Optimization of Two-Pressure Steam Bottoming Cycle," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 109, pp. 237~243.
- (3) Huang, F. F., 1990, "Performance Evaluation of Selected Combustion Gas Turbine Cogeneration Systems Based on First and Second-Law Analysis," *ASME Journal of Engineering for Power*, Vol.112, pp. 112~117.
- (4) Pasha, A. and Jolly, S., 1995, "Combined Cycle Heat Recovery Steam Generators Optimum Capabilities and Selection Criteria," *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 15, No. 2, pp. 147~154.
- (5) Bejan, A., 1977, "The Concept of Irreversibility in Heat Exchanger Design Counter-Flow Heat Exchanger for Gas to Gas Applications," *Transaction of the ASME*, Vol. 99, August, pp.374~380
- (6) Bejan, A., 1978, "General Criterion for Rating Heat-Exchanger Performance," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 21, pp. 655~658.
- (7) Bejan, A., 1988, *Advanced Engineering Thermodynamics*, 1st Edition, John Wiley & Sons, New York.
- (8) Aceves-Savorio, S., Ranasinghe, J. and Reistad, G. M., 1989, "An Extension to the Irreversibility Minimization Analysis Applied to Heat Exchanger," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 111 No. 1, pp. 29~36.
- (9) Bejan, A., 1996, "Entropy Generation Minimization: The New Thermodynamics of Finite-Size Devices and Finite-Time Processes," *Journal of Applied Physics*, Vol. 79 No. 3, pp. 1191~1218.
- (10) Bejan, A., 1996, *Entropy Generation Minimization*, CRC Press, New York.
- (11) Nag, P. K. and De, S., 1997, "Design and Operation of a Heat Recovery Steam Generator with Minimum Irreversibility," *Applied Thermal Engineering*, Vol.17, No. 4, pp. 385~391.
- (12) Unuvar, A and Kargici, S., 2004, "An Approach for Optimum Design of Heat Exchangers," *International Journal of Energy Research*, Vol. 28, pp. 1379~1392.
- (13) In, J. S. and Lee, S. Y., 2008, "Optimization of Heat Recovery Steam Generator Through Exergy Analysis for Combined Cycle Gas Turbine Power Plants," *International Journal of Energy Research*, Vol. 32, pp. 859~869.