

관류형 증기발생기를 사용한 복합발전용 초임계압 하부시스템의 성능 설계해석

양진식* · 김동섭† · 노승탁**

(2002년 2월 6일 접수, 2002년 7월 25일 심사완료)

Performance Design Analysis of the Supercritical Pressure Bottoming System of Combined Cycle Power Plants Using Once-Through Steam Generator

Jin Shik Yang, Tong Seop Kim and Sung Tack Ro

Key Words : Combined Cycle(복합화력발전), Once-through HRSG(관류형 열회수 증기발생기), Supercritical Pressure(초임계압), Steam Turbine(증기터빈), Power(출력)

Abstract

This study analyzed the design performance of the bottoming system of combined cycle power plants using a once-through heat recovery steam generator. For a parallel arrangement of the main heater and reheater, parametric analyses were carried out to present the criteria for determining the reheat pressure and the location of the starting point of the reheater in the HRSG. The performance of the bottoming system was presented for a range from high subcritical to supercritical pressure. The steam turbine power is as high as that of conventional triple-pressure bottoming systems. The serial arrangement of heat exchangers with division of each heater into several segments can achieve similar power level.

	기호설명				
A	: 전열면적	T	:	온도	
C_p	: 정압비열	ΔT_{lm}	:	로그평균 온도차	
d	: 직경	U	:	열관류율	
E_{fo}	: 편효율	\dot{W}	:	출력	
h	: 열전달 계수	η	:	효율	
$HRSG$: 열회수 증기발생기			하첨자	
i	: 엔탈피	cc	:	복합발전	
k	: 열전도율	f	:	연료	
L	: 길이	g	:	가스	
\dot{m}	: 질량 유량	GT	:	가스터빈	
Pr	: 프란틀 수	HPT	:	고압터빈	
\dot{Q}	: 열유량	i	:	관 내부	
Re	: 레이놀즈 수	in	:	입구	
		LPT	:	저압터빈	
		mh	:	주 열교환기	
		o	:	관 외부	
		out	:	출구	
		p	:	압력	
		pp	:	편치점	

* 서울대학교 대학원 기계공학부
 † 책임저자, 회원, 인하대학교 기계공학과
 E-mail : kts@inha.ac.kr
 TEL : (032)860-7307 FAX : (032)868-1716
 ** 회원, 서울대학교 기계항공공학부

R	:	랜킨사이클
rh	:	재열기
s	:	증기 또는 물
ST	:	증기터빈

1. 서론

최근 환경문제가 전세계적으로 부각되면서 상대적으로 효율이 높으면서 공해 배출이 매우 적은 복합발전 설비의 수요가 증가하고 있다. 복합발전 플랜트를 최적 상태로 설계하기 위해서는 가스터빈뿐만 아니라 열회수 증기발생기(Heat Recovery Steam Generator, HRSG)와 증기터빈으로 이루어지는 하부시스템(bottoming system)의 성능 분석이 중요하다. 기존의 복합발전에서는 드럼(drum)형 열회수 증기발생기가 사용되어 왔으며, 최근 수년간 국내에서도 단압에서 3중압(triple pressure)에 이르기까지 하부시스템에 대한 기초적인 설계 및 운전과 관련된 연구들이 수행되었다.⁽¹⁻⁴⁾

한편 복합발전이 아닌 일반 화력발전 시스템에서는 압력을 임계압 부근 또는 그 이상으로 높여서 열효율을 더욱 향상시키고 있다. 특히 이러한 운전 조건에서는 드럼이 필요 없는 관류형(once through type) 증기발생기로 설계한다. 현재 초고압 조건의 관류형 증기발생기를 복합화력에도 적용하려는 시도가 있다.⁽⁵⁾ 특히 복합발전이 기저부하용보다는 첨두부하 또는 일일 기동, 정지를 반복하는 용도에 많이 쓰이는 점 등을 고려한다면 증기발생기를 부하변동에 빠르게 대처할 수 있는 관류형으로 제작하는 것이 유리할 수 있을 것이다.

본 연구에서는 관류형 열회수 증기발생기의 성능설계해석을 수행하여 기존의 3중압 시스템과

비교함으로써 그 타당성을 제시하고자 한다. 연구의 주안점은 기존의 3중압 시스템에 비하여 구조적으로 단순한 단압 시스템을 채용하면서 압력을 초임계압으로 올리고, 재열을 활용하여 유사하거나 더 높은 열성능을 얻을 수 있는지 살펴보는 것이다. 열회수 증기발생기의 모델링 및 계산과정, 기존의 시스템과 성능비교, 설계 파라미터들의 변화에 따른 성능분석 등이 포함된다.

2. 시스템 모델링

2.1 시스템의 구성

현재 가스터빈의 배기가스 온도가 높아지면서(600°C 이상) 하부시스템은 최고 세개의 압력단으로 구성되어 있다. 그러나 본 연구에서는 일반 화력발전 시스템의 개념을 바탕으로 오히려 구성이 단순한 단압 시스템을 도입한다. 증기터빈 사이클의 효율을 높이기 위하여 압력은 매우 높은 아임계압에서부터 초임계압까지를 고려한다. 고압화에 따르는 문제들, 즉 낮은 터빈출구 건도 등을 보완하기 위해 재열을 도입한다.

관류형 HRSG 를 채용한 하부 시스템의 구성은 Fig. 1 과 같다. 드럼형과 달리 열교환기들이 절탄기, 증발기, 과열기 등으로 명확히 구분되는 것은 아니다. 다만 아임계압에서는 증발과정이 존재하고, 초임계압에서는 존재하지 않는다. 응축기로부터 나온 순환수는 HRSG 내에서 가스터빈을 거쳐 들어온 배기가스로 부터 열을 회수하여 과열 증기 상태가 된다. HRSG 에서 나온 고온, 고압의 과열 증기는 고압 증기터빈을 구동하게 된다. 고압 터빈에서 팽창하고 나온 증기는 다시 열회수기 내부의 재열기를 거쳐서 온도가 상승한 뒤 저압 터빈을 구동한다. 주열교환기(main heater)와 재열기(reheater)는 병렬로 배치(열회수기 내에서 주열교환기와 재열기가 평행하게 놓임)되는 것을 기본으로 하며, 직렬로 배치(두 열교환기가 순차적으로 놓임)하는 경우도 비교 해석한다.

2.2 열회수 증기발생기의 모델링

HRSG 내부의 열교환기들에서는 원관 내부에 물 또는 증기가 흐르고, 그 외부로 가스가 통과하여 직교류형(cross flow) 열교환을 한다. 그러나 전체적으로 물과 가스의 입출구가 서로 반대편에 위치한 대향류형(counter flow) 열교환기이다. 에너지 균형 계산만을 위해서는 열교환기의 구분이 필요 없으나, 본 연구에서는 열교환기의 크기를 비교분석하고자 열교환기를 기존의 방식처럼 편의상 구분

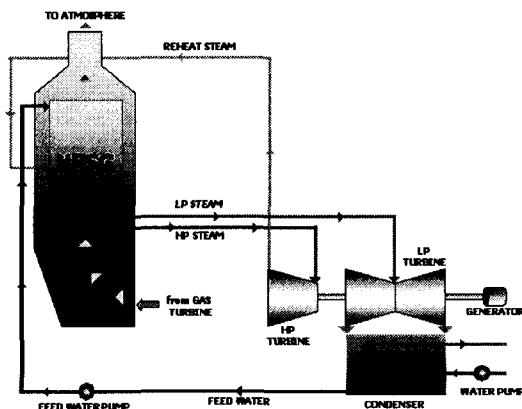
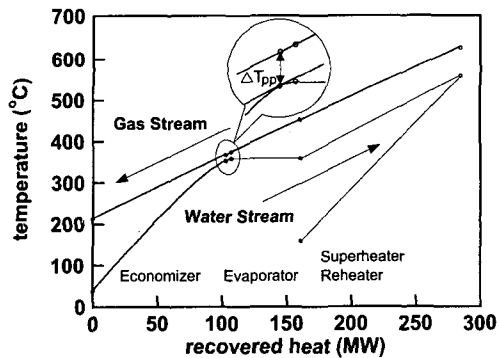


Fig. 1 The schematic diagram of a once-through bottoming system

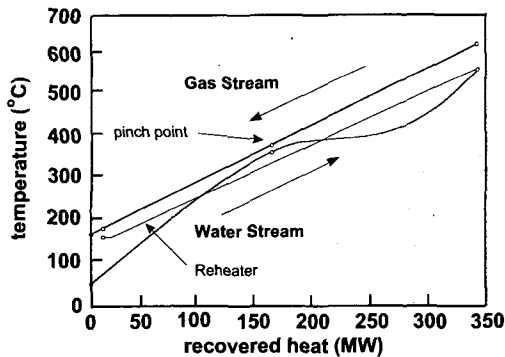
한다. 즉, 아임계압에서는 절탄기, 증발기, 과열기의 3 구역으로 구분하고, 초임계압에서는 절탄기, 과열기의 2 구역으로 구분한다. Fig. 2에 간단한 온도-회수열량 관계의 예를 나타내었다. (a)는 고압의 아임계압, (b)는 초임계압을 예로 든 것이다. 물(증기) 측의 한 선은 주열교환기에서의 온도변화를 나타내고 다른 선은 재열기에서의 변화를 나타낸다. 일반적으로 압력이 낮을 경우는 gas와 물간의 온도차가 가장 작은 핀치점(pinch point)이 포화액점, 즉 증발기 입구에 존재한다. 그러나 Fig. 2(a)에서 알 수 있듯이 비록 아임계압이라 하더라도 압력이 매우 높으면 포화액 이전에 핀치점이 형성됨을 알 수 있다. 이 지점에서 두 곡선의 기울기($dT/d\dot{Q}$)는 같고, 두 곡선 사이의 거리는 핀치점 온도차(pinch point temperature difference)여야 한다. (6) 이를 식으로 표현하면 다음과 같다. 식 (1)의 각 항은 핀치점에서 $dT/d\dot{Q}$ 의 역수이다.

$$\dot{m}_g \cdot C_{p,g,pp} = \dot{m}_s \cdot C_{p,s,pp} \quad (1)$$

$$T_{s,pp} = T_{g,pp} - \Delta T_{pp} \quad (2)$$



(a) High subcritical pressure



(b) Supercritical pressure

Fig. 2 Temperature profile of HRSG with reheat

Fig. 2에서 편의상 재열기의 시작점이 (a)에서는 핀치점 이후에 위치하며, (b)에서는 핀치점 이전에 위치하는 것으로 예를 들었다. 에너지 균형식은 다음의 식 (3), (4)와 같다. 식 (3)은 Fig. 2(a)처럼 재열기 시작점이 핀치점 이후에 위치하는 경우에, 식 (4)는 핀치점 이전에 위치하는 경우에 사용한다. 각각에서 (a)는 가스입구에서 핀치점까지의 균형식이고, (b)는 핀치점보다 저온부에 대한 에너지 식이다.

$$\dot{m}_g \cdot (i_{g,in} - i_{g,pp}) = \dot{m}_s \cdot [(i_{mh,out} - i_{mh,pp}) + (i_{rh,out} - i_{rh,in})] \quad (3a)$$

$$\dot{m}_g \cdot (i_{g,pp} - i_{g,out}) = \dot{m}_s \cdot (i_{mh,pp} - i_{mh,in}) \quad (3b)$$

$$\dot{m}_g \cdot (i_{g,in} - i_{g,pp}) = \dot{m}_s \cdot [(i_{mh,out} - i_{mh,pp}) + (i_{rh,out} - i_{rh,pp})] \quad (4a)$$

$$\dot{m}_g \cdot (i_{g,pp} - i_{g,out}) = \dot{m}_s \cdot [(i_{mh,pp} - i_{mh,in}) + (i_{rh,pp} - i_{rh,in})] \quad (4b)$$

핀치점이 결정되면 이 식들로부터 증기의 유량이 결정된다. 각각의 열교환기에 대한 에너지 균형식은 다음과 같다.

$$\dot{m}_g (i_{g,in} - i_{g,out}) = \dot{m}_s (i_{s,out} - i_{s,in}) = U_g A_g \Delta T_{lm} \quad (5)$$

열전달용량은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{1}{U_g A_g} = \frac{1}{E_{fo} h_g A_g} + \frac{\ln(d_o / d_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_s A_s} \quad (6)$$

Fouling 효과는 무시하였고, E_{fo} 는 가스측의 핀(fin)의 존재에 의한 표면효율(surface efficiency)을 의미한다. 단상 영역, 즉 절탄기, 과열기, 재열기에서는 아래의 Dittus-Boelter 형 상관식 (7)으로부터 관 내부의 열전달 계수를 구한다.

$$h_s = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{k}{d_i} \quad (7)$$

아임계압 조건에서 증발과정은 핵비등 열전달과 강제대류 열전달을 조합하여 고려한 Chen(8)의 경험식을 사용한다. 관 외부의 열전달 계수와 핀 효율 등은 기하형상과 유동조건의 함수로 주어지는 경험식 (9)을 사용한다.

$$E_{fo} h_g = f(\text{tube size \& arrangement, fin geometry,})$$

flow condition, gas properties) (8)

가스의 물성치는 가스터빈 계산 프로그램의 부 프로그램⁽¹⁰⁾을 이용하여 구하고, 물 및 증기의 물성치는 전산화된 자료⁽¹¹⁾를 사용한다. 각 열교환 유니트에서의 구체적인 계산식 및 방법은 단압과 2 중압, 3 중압에 관한 선행연구⁽¹⁻⁴⁾와 동일하다. 이와 같은 열전달 관계식들과 에너지 균형식을 이용하여 각 열교환기에서의 회수열량 및 전열면적을 계산할 수 있다.

2.3 증기터빈의 모델링

과열기를 나온 증기는 제어밸브(control valve)를 거친 뒤 증기터빈에서 팽창과정을 통해 일을 한다. 출력은 다음 식으로 표현된다.

$$\dot{W}_{ST} = \dot{m}_s \cdot [(i_{HPT,in} - i_{HPT,out}) + (i_{LPT,in} - i_{LPT,out})] \quad (9)$$

본 계산에서는 증동형식의 재열 터빈을 고려하였으며, 각 터빈 섹션에서의 성능, 즉 터빈 출구조건은 증기터빈 시스템 설계에 일반적으로 많이 사용되는 Spencer 등⁽¹²⁾의 방법으로 구하였다.

2.4 해석 방법 및 조건

본 연구의 주요 목적이 관류형 시스템을 기존의 다압 열회수 시스템과 비교하기 위한 것이고, 최고 성능을 보이는 3 중압 재열 시스템에 대한 기존 해석결과가 있으므로⁽⁴⁾ 본 연구에서도 가스의 유량, 온도 등 주요 설계 파라미터를 동일하게 두었다. 가스 입구온도와 유량은 각각 625°C, 599.25kg/s 이다. 과열기 및 재열기 출구 증기의 온도는 555°C 로 제한된다. 응축기 압력은 0.07bar 이며, 핀치점 온도차는 15°C 로 두었다.

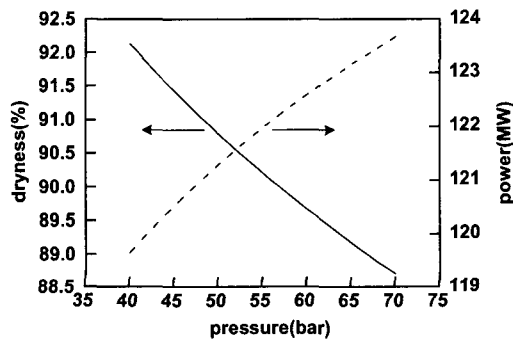


Fig. 3 Performance of a single pressure HRSG without reheat

3. 해석 결과

3.1 기존 시스템

열회수기 입구에서의 보조 연소가 없으면 복합발전의 열효율은 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{GT} + \dot{W}_{ST}}{\dot{Q}_{f,GT}}, \quad \eta_R = \frac{\dot{W}_{ST}}{\dot{Q}_{HRSG}} \quad (10)$$

따라서, 하부 시스템에서는 증기터빈의 출력증가가 바로 복합발전의 전체효율의 향상으로 연결되며, 증기터빈 출력은 HRSG 에서 열을 많이 회수하거나 랭킨 사이클 효율을 높이므로 달성된다.

먼저 재열이 없는 단압 시스템을 생각해 보자. 가스의 입구온도가 일정한 상태에서 압력이 높아질수록 핀치효과에 의하여 가스 출구온도가 높아져서 대체로 회수열량은 감소하지만(즉, 배기가스 온도 증가) 사이클 효율 상승이 더 두드러지므로 출력은 증가한다. 그러나 증기출구온도가 정해진 상태에서 압력이 높아지면 터빈 출구의 건도가 낮아지게 되므로 압력상승에 한계가 있다. 한계건도를 0.9 정도로 주었을 때, Fig. 3 에서 보는 것처럼 한계압력(즉, 가능한 설계압력)은 50bar 내외이다. 유량은 약 100kg/s 로서 출력은 약 120MW, 배기온도는 130°C, 사이클 효율은 36%정도였다.

한편 고압, 중압, 저압을 각각 140, 40, 8bar 로 둔 기존의 3 중압 시스템 해석⁽⁴⁾에서는 출력이 최대 132MW, 배기온도는 115°C 이하로서 증기사이클 효율은 37%정도였다. 따라서, 3 중압 시스템이 단압 시스템에 비하여 10% 이상 출력이 크며, 이는 회수열량을 증가(배기가스온도 강하)시키고 동시에 사이클 효율을 개선함으로써 얻어진다. 선행연구⁽⁴⁾에서 얻어진 3 중압 시스템에서의 온도-회수열량 선도를 Fig. 4 에 예시하였다. 본 연구에서 다루고자 하는 Fig. 2 의 시스템이 Fig. 4 의 3 중압

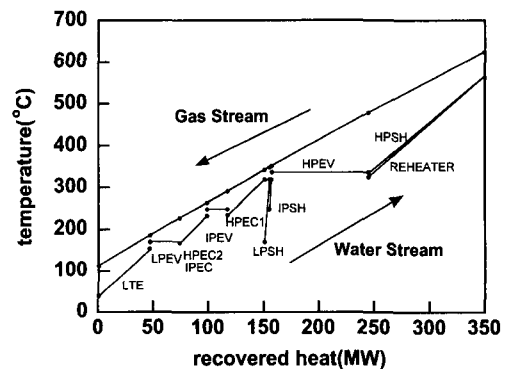


Fig. 4 Temperature profile of a triple pressure HRSG

시스템에 비하여 훨씬 단순함을 알 수 있다.

3.2 재열의 영향

단압시스템에서 압력을 높여 증기사이클 효율을 높이면서 재열을 사용하여 터빈출구 건도를 높게 유지하는 재열 시스템을 연구의 대상으로 한다. 추후에 살펴겠지만, 압력이 높을수록 출력이 증가한다. 따라서, 압력은 현실적 요소를 고려하여 실현 가능한 값을 한계값으로 잡아야 할 것인데, 기존의 화력발전(한국형 표준화력발전)의 예를 보자면 약 250bar 정도이므로 본 연구에서도 이 압력을 기준값으로 하였다. 고압부 압력이 정해지고 나면 남은 주요 설계 파라미터는 재열기와 관련된 것들, 즉 재열 압력과 2.2 절의 식 (3), (4)와 관련하여 언급한 재열기 시작점의 위치이다.

먼저 선택된 최적 설계상태를 살펴보고 나서 최적의 재열 압력 및 재열기 시작점의 위치의 선정에 대한 파라메트릭 해석 결과를 살펴기로 한다. 고압부 250bar, 재열 압력 11bar 의 조건을 기준 설계조건으로 잡았으며, 이때의 설계성능을 요약하면 Table 1 과 같다. 135MW 이상의 출력이 가능하다. 재열이 없는 시스템(3.1 절 참조)과 비교하면 증기유량은 약 20% 가까이 줄어든다. 그러나 비출력(즉, 터빈에서의 엔탈피 차이)이 충분히 크기 때문에 출력은 약 13%정도 더 크다. 한편 Fig. 4 와 같은 3 중압 시스템과 비교하면 출력은 비슷한 수준 이상을 얻을 수 있다. 주목할 만한 사실은 본 시스템의 배기가스온도가 3 중압 시스템보다 훨씬 더 높다는 것이다. 이는 증기터빈 사이클의 효율이 훨씬 높다는 것, 즉 회수된 열을 더욱 효과적으로 출력으로 변환시킴을 의미하는 것이다. 더 적은 회수열량, 즉 더 높은 배기가스온도로 인하여 남은 열은 다른 방법으로 회수하여 효과적으로 이용할 수 있을 것이다.

Fig. 5 에 250bar 조건에서 재열기 시작점의 위치에 따른 성능차이를 보였다. 이때, 증기발생기에서 모든 증기 상태들(고압부 입출구, 재열기 입출구)은 고정되어 있음을 상기하자. 식 (3), (4)를 고찰하면, (3a)로부터 재열기 시작점이 핀치점 이후에 위치하면 시작점의 국부적 위치에 상관없이 증기유량이 동일하다는 것을 알 수 있다. 반면에 식 (4)처럼 재열기 시작점이 핀치점 이전에 위치하면 증기발생량이 증가한다. 이는 가스가 핀치점까지 온도가 떨어지면서 내놓는 열량이 일정하지만 재열기에서의 증기 엔탈피 차이가 감소하기 때문이다. 또한 가스가 핀치점을 통과한 이후에도 재열기가 존재하므로 회수열량이 더욱 증가한다. 그러

Table 1 Reference performance of the once-through system

gas inlet temperature	625 °C
gas flow rate	599.3 kg/s
main steam pressure	250bar
main steam inlet temperature	39 °C
main steam outlet temperature	555 °C
reheat steam pressure	11 bar
reheat steam inlet temperature	184 °C
reheat steam outlet temperature	555 °C
condensing pressure	0.07 bar
steam flow rate	82.08 kg/s
recovered heat	328.7 MW
power	136.4 MW
steam generator area	47,240 m ²
steam cycle efficiency	41.5%
stack temperature	145.6 °C

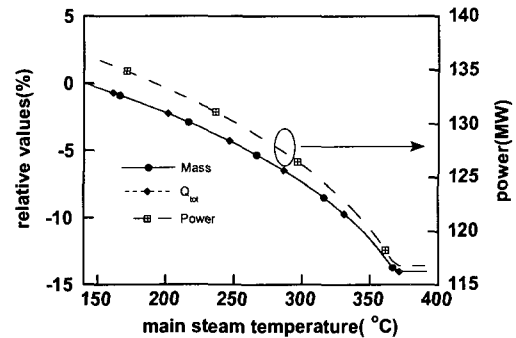


Fig. 5 Effect of reheat start point (the abscissa denotes the high pressure steam temperature corresponding to the reheater starting point)

나 재열기 시작점이 핀치점에서 너무 멀어지면 Fig. 2(b)에서처럼 재열기 시작점과 가스의 온도차가 계속 줄어들어서 또 하나의 핀치점으로 작용한다. 따라서 이러한 조건이 한계 조건이며, 이 지점이 Table 1 의 설계 조건에 사용되었다. Fig. 5 의 횡축은 재열기와 병렬로 놓이는 고압 증기발생기에서 재열기의 시작점에 해당하는 온도이다. 즉, 기준점에서 이 온도가 증가할수록 회수열량의 감소로 출력이 감소하다가 재열기 시작점이 핀치점 이후로 들어가면 더 이상의 회수열량 및 출력의 변화는 없다. 이 점에 이르면 출력은 10% 이상 감소하여 120MW 이하가 된다. 이렇게 되면 증기유량이 너무 감소하여(즉, 회수열량이 너무 작아서) 재열을 하지 않는 사이클(비출력이 30%이상 작음)과 유사한 정도의 출력밖에 생산하지 못한다. 결론적으로 재열을 사용하여 실제 출력의 이득을 보

려면 고압 증기발생기와 병렬로 놓이는 재열기의 시작위치를 필히 핀치점 이전으로 가능한 한 멀리 위치하게 설계해야 할 것이다.

3.3 재열 압력의 영향

재열 압력은 일반적으로 터빈출구 건도에 의해서 영향을 받는다. 고압을 250bar 로 유지하면서 재열 압력을 바꾸어 가며 계산된 결과가 Fig. 6 에 나타나 있다. 출력이 최대(즉, 복합발전의 열효율이 최고)가 되는 압력이 존재하며 이 재열 압력이 상당히 낮다는 점이 주목할만하다. 최적점은 11bar 이며, 이 압력이 Table 1 의 기준점 조건이다. 이때 고압 터빈 출구상태도 포화증기에 가깝고, 재열 압력이 낮은 만큼 저압 터빈의 건도도 매우 높다. 재열 압력이 높아질수록 고압 터빈 출구의 온도가 높아져서 재열기가 회수하는 열량이 줄어들고, 전열면적도 줄어들게 된다. 재열 압력이 높아질수록 증기사이클의 열효율은 증가하므로 일반적인 화력발전 플랜트라면 재열 압력을 다소 높게 설정하겠지만(30~40bar 정도), 식 (10)에서 알 수 있듯이 복합화력 플랜트에서는 증기터빈의 출력증가가 바로 전체 시스템 열효율의 증가로 이어지므로 최적설계의 기준은 출력이다. 따라서, 본 시스템의 재열 압력은 기존 화력발전에서의 재열 압력보다 낮게 설계되어야 할 것이다.

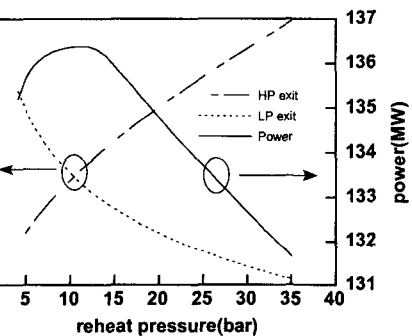
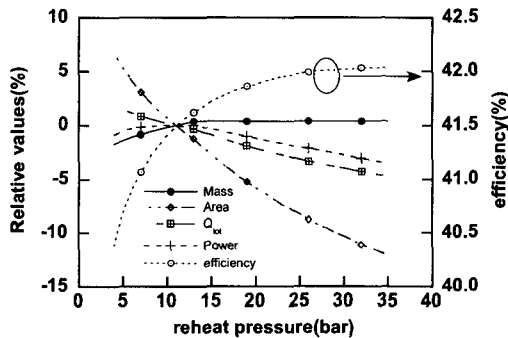


Fig. 6 Effect of reheat pressure

3.4 고압부 압력의 영향

압력 변화에 따른 각 열교환부에서의 회수열량과 총 회수열량, 그리고 터빈출력을 Fig. 7 에 보였다. 각 고압부 압력에 대하여 재열압력은 터빈 출구 건도 등을 고려하여 정한다. 압력이 높아질수록 절탄기에서 회수되는 열량이 차지하는 비율이 커진다. 출력은 압력이 높아질수록 점점 증가하며, 250bar 에서는 160bar 일 때보다 4%정도 큰 출력이 가능하다. 비록 회수열량이 줄었지만, 유량이 더 늘었기 때문이다. 더 적은 열을 회수하고도 더 큰 출력을 발생시켰다는 것은 하부사이클의 효율이 높다는 것을 의미한다.

Fig. 8 에는 계산된 전열면적을 나타내었다. 절탄기의 면적은 감소하다가 임계점 이후로는 대체로 일정해지며, 과열기의 경우는 증가하다가 거의 일정해진다. 그리고, 증발기 면적이 감소하여 임계점 이후로는 증발기는 존재하지 않는다. 압력이 증가할수록 재열기의 면적이 감소하므로 전체 전열면적은 대체로 감소하는 경향을 보인다. 재열기는 다른 열교환기에 비해 회수열량이 상대적으로 작지만, 상당히 낮은 온도에서 재열 시작점이 형성되고, 가스측과의 온도차가 작기 때문에 차지하는 전열면적의 비율이 크다.

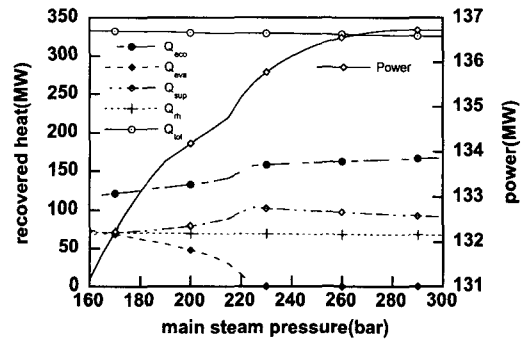


Fig. 7 Effect of main steam pressure

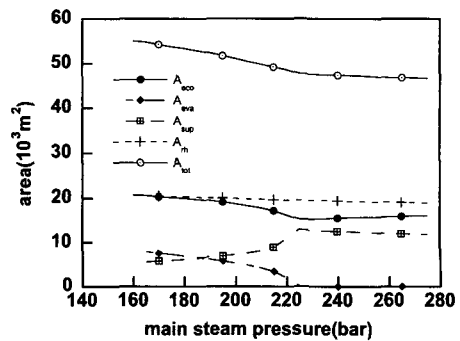


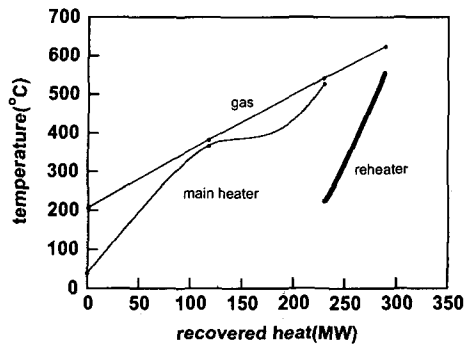
Fig. 8 HRSR area distribution

3.5 열교환기 배치에 의한 영향

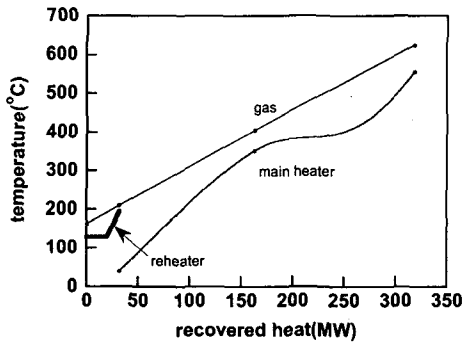
지금까지는 주 열회수기(main heater)와 재열기(reheater)를 병렬하게 병렬로 배치하였을 때의 성능을 살펴보았으나, 열교환기 배치를 달리하였을 때 성능에 어떤 영향을 미치는지를 분석하는 것도 중요하다. 먼저 주 열교환기와 재열기를 단순히 직렬로 배열하였을 때의 온도 선도를 Fig. 9에 나타내었다. Fig. 9(a)는 주 열교환기를 가스 온도가 낮은 쪽에, 재열기를 가스 온도가 높은 쪽에 배치하여 재열기 출구에서의 온도가 설정된 터빈 입구 온도(555°C)가 되도록 하였다. Fig. 9(b)는 반대로 주 열교환기와 재열기의 순서를 바꾼 경우이다. 이와 같이 단순히 직렬로 배치하면 주 열교환기나 재열기 둘 중의 하나의 출구온도는 제한 최고온도(555°C)보다 낮아진다. 두 온도를 모두 높이면 비록 터빈에서의 비출력(엔탈피 차이)은 높아지지만 핀치효과에 의하여 배기가스온도가 높아져서 회수열량이 작아지므로 유량이 감소하게 된다. 따라서 유량과 비출력의 차이의 곱인 출력을 최대로 하기 위해서는 하나의 온도를 낮게 설정할 수 밖에 없는 것이다. 한편 온도가 너무 낮으면 터빈 출구 건도가 낮아지므로 적절한 한계가 존재한다. 그림에서 보이는 것처럼 대체로 앞서 설명한 병렬형 배치에 비하여 가스출구온도가 높아 회수열량이

상대적으로 작고 터빈에서의 엔탈피 차이도 작기 때문에 출력이 작게 나타났다. 두 경우 모두 120MW를 조금 상회하는 수준이었다. 이는 병렬형 배열에 비해서 10%이상 낮은 수치이다. 더욱이 재열이 없는 경우(Fig. 3 참조)에 비하여 큰 이점이 없다. 즉, 단순한 직렬배치로는 재열의 효과를 충분히 살리지 못한다는 결론이다.

이러한 점을 보완하기 위해서 주 열교환기와 재열기를 각각 적절하게 몇 개의 부분으로 나누어서 직렬로 구성하는 방법을 고려할 수 있다. 본 연구에서는 Fig. 10과 같은 두 가지 경우를 예로서 계산을 수행하였다. Fig. 10(a)는 주 열교환기와 재열기를 각각 두 부분으로 나누어 저온부에서부터 차례로 주 열교환기 1, 재열기 1, 주 열교환기 2, 재열기 2의 순서로 혼합하여 배열하는 경우이고, Fig. 10(b)는 주 열교환기를 세 부분, 재열기를 두 부분으로 나누어 주 열교환기 1, 재열기 1, 주 열교환기 2, 재열기 2, 주 열교환기 3의 순서로 혼합하여 배열하는 경우이다. 이 때 가스와 증기 사이의 온도차는 모두 핀치점 온도차 이상이고 터빈 출구에서의 건도는 90% 이상을 유지해야 한다는 구속 조건 하에서 가능한 최대 출력이 나오도록 시스템 파라미터들을 정하였다. 이렇게 구성하더라도 앞서 설명한 바와 같이 주 열교환기와 재열기 중 하

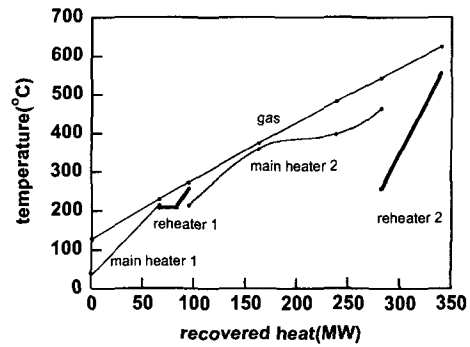


(a) Case 1

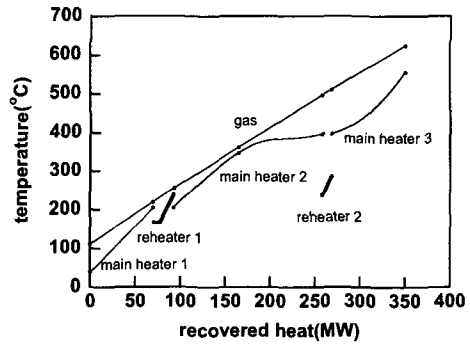


(b) Case 2

Fig. 9 Simple serial arrangement of heat exchangers



(a) Case 3



(b) Case 4

Fig. 10 Serial arrangement with several segments

Table 2 Comparison among different heat exchanger arrangements

Configuration	Parallel	Serial Case 1	Serial Case 2	Serial Case 3	Serial Case 4
steam flow rate (kg/s)	82.08	74.49	90.57	89.04	100.3
recovered heat (MW)	328.7	288.8	318.9	340.2	350.3
reheat pressure (bar)	11	25	3	18	7.5
power (MW)	136.4	121.1	124.5	136.5	136.0
area (m ²)	47,240	43,320	37,830	52,400	48,280
stack temperature (°C)	145.6	206.9	160.7	127.9	112.1

나의 출구 온도는 낮아지게 된다. 그러나 다만 열 회수 시스템(예를 들어 Fig. 4의 3중압 시스템)처럼 가스와 물(증기)간의 온도차를 가능한 줄여서 배기가스온도를 낮추어 회수열량을 증가시킬 수 있다. 따라서 단순 직렬 배치에 비하여 증기 유량이 대폭 증가하여 출력이 증가한다.

이상 직렬 배치들의 성능을 병렬배치와 비교하여 Table 2에 요약하였다. 여러 부분으로 나누어 회수하는 직렬배치의 경우에 배기가스온도가 더 낮아서 병렬배치보다 더 많은 열회수가 가능하여 유량이 증가한다. 그러나 고압 또는 저압 터빈 중 한 쪽의 증기 입구온도가 낮기 때문에 터빈에서의 열낙차 즉, 비출력이 감소하여 결과적으로 출력은 병렬배치보다 커지지 않는 것으로 해석되었다.

4. 결 어

본 연구에서는 복합화력 발전용 관류형 열회수 증기발생기를 대상으로 열회수 증기발생기의 압력 설정에 따른 영향, 재열 시작점 위치 선정과 재열 압력에 따른 영향을 해석하였고, 열교환기의 배치에 따른 성능차이를 분석하였다. 열교환기의 병렬 배치에 있어서 재열 시작점은 고압부의 핀치점 이전에 위치시켜서 가능한 가스온도에 접근시켜야 출력을 크게 할 수 있다. 재열 압력은 상당히 낮은 수준에서 최적값을 갖는다. 250bar 주 증기압력에서 재열 압력은 11bar가 최적값으로 보이며, 이때, 터빈출구 건도는 충분히 높다. 이렇게 함으로써 기존의 3중압 시스템과 비슷한 크기의 출력이 가능하다. 더욱이 배기가스온도는 3중압 시스템보다 30°C 이상 높아서 다른 용도로 유용하게 사용 가능할 것으로 생각된다. 열교환기를 직렬로 배치할 경우에는 주 열교환기와 재열기를 각각 다수의 섹션으로 나누어 적절히 혼합하여 배열하는 것이 필요하며, 각각 2~3개로 분할하여 배치하는 경우에 병렬배치와 비슷한 수준의 출력이 가능하다.

후 기

이 논문은 2001년도 인하대학교의 지원에 의하여 연구되었음. (INHA-22100)

참고문헌

- (1) Kim, S. J. and Ro, S. T., 1997, "The Performance Analysis of a Single and Dual Pressure HRSG," *Proceedings of the KSME 1997 Spring Annual meeting B*, pp. 7~12.
- (2) Kim, Y. I., Kim, T. S., Kim, J. H., Ro, S. T. and Kauh, S. K., 1999, "Analysis of Start-up Characteristics of a Heat Recovery Steam Generator Considering Thermal Constraints," *Trans. Of KSME B*, Vol. 23, No. 11, pp. 1410~1417.
- (3) Park, H. J., Kim, T. S. and Ro, S. T., 2000, "Analysis of Dynamic Behavior of a Heat Recovery Steam Generator and Steam Turbine System," *Trans. Of KSME B*, Vol. 24, No. 7, pp. 994~1001.
- (4) Lee, B. R., Kim, T. S., Ro, S. T., Shin, H. T. and Jeon, Y. J., 2002, "Thermal Design Analysis of Triple-Pressure Heat Recovery Steam Generator and Steam Turbine Systems," *Trans. Of KSME B*, Vol. 26, No. 3, pp. 507~514.
- (5) Galopin, J. F., 1998, "Going supercritical: once-through is the key," *Modern Power Systems*, December, pp. 39~43.
- (6) Bolland O., 1991, "A Comparative Evaluation of Advanced Combined Cycle Alternatives," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 113, pp. 190~197.
- (7) Collier, J. H. and Thome, J. R., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd ed., Oxford University press.
- (8) Chen, J. C., 1966, "Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow," *Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev.*, 5.
- (9) ESCOA Corp., *Fin Tube Manual*, 1979, U.S.A.
- (10) Kim, T. S. and Ro, S. T., 1996, "Program Development for Design and Part Load Performance Analysis of Single-Shaft Gas Turbine," *Trans. Of KSME B*, Vol. 20, No. 7, pp. 2409~2420.
- (11) PROPATH Group, 1997, *PROPATH: A Program Package for Thermophysical Properties*, Version 10.2, Kyushu University, Japan.
- (12) Spencer, R. C., Cotton, K. C., and Canon, C. N., 1963, "A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine-Generators ... 16,500 kW and Larger," *Journal of Engineering for Power*, Vol. 85, pp. 49~301.