

관류형 열회수 증기발생기와 증기터빈 시스템의 성능해석

양진식* · 김동섭** · 노승탁***

Performance Analysis of Once-through HRSG and Steam Turbine System

J. S. Yang, T. S. Kim, S. T. Ro

Key Words : Combined Cycle (복합화력발전), Once-through Heat Recovery Steam Generator(관류형 열회수 증기발생기), Supercritical Pressure (초임계압), Steam Turbine (증기터빈)

Abstract

This study analyzed the design performance of the bottoming system of combined cycle power plants adopting a single-pressure once-through heat recovery steam generator with reheat. A computer program was constructed and 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 the range from high subcritical to supercritical pressures. It was founded that the power of the bottoming system can be as high as that of the present triple-pressure bottoming system even with a higher exhaust gas temperature. A requirement for this high performance is a proper arrangement of the reheater.

1. 서 론

최근 환경오염이 전세계적으로 문제시 되면서 상대적으로 고효율이면서 배기가스 공해가 매우 낮은 복합발전 시스템의 수요가 증가하고 있다. 복합발전은 가스터빈과 열회수 증기발생기(HRSG), 증기터빈을 주 구성부로 하는 하부시스템으로 구성된다. 복합발전 플랜트를 최적 상태로 설계하기 위해서는 이 하부시스템의 성능 분석이 중요하다. 기존의 복합발전에서는 드럼형 열회수 증기발생기(HRSG)가 사용되어 왔으며, 최근 수년간 국내에서도 단압에서 3중압(triple pressure)에 이르기까지 하부시스템에 대한 기초적인 설계 및 운전과 관련된 연구들이 수행되어 왔다.⁽¹⁻⁴⁾ 압력단 수를 늘리는 것은 좀 더 효과적으로, 즉 열역학적으로 가스 와 증기(물)간의 열교환 과정에서의 엑서지 손실을 줄여서, 하부 시스템에서 더 많은 출력을 얻고자 하는 것이다. 현재는 3 중압 재열 시스템이 가장 고성능 시스템이다.

한편 일반 화력발전 시스템에서는 압력을 임계 압 부근 또는 그 이상으로 높여서 열효율을 더욱 향상시키고 있다. 특히 이러한 운전 조건에서는 증기발생기가 드럼이 필요 없는 관류형(once through type)으로 설계되어진다. 현재 초고압 조건의 관류형 증기발생기를 복합화력에도 적용하려는 시도가 일부 계획되고 있는 것으로 파악된다.⁽⁵⁾ 특히 국내에서처럼 복합발전이 기저부하용보다는 첨두부하, 일일 기동, 정지를 반복하는 용도에 쓰이는 점 등을 고려하면 하부시스템의 열회수 증기발생기를 부하변동에 빠르게 대처할 수 있는 관류형 시스템으로 제작하는 것이 더 합리적이라고 생각된다.

따라서, 본 연구에서는 관류형 열회수 증기발생기의 성능설계해석을 수행하여 기존의 3 중압 시스템과 비교함으로써 그 타당성을 제시하고자 한다. 본 논문은 열회수 증기발생기의 모델링 및 계산과정, 설계 파라미터들의 변화에 따른 열성능 해석 결과를 포함한다.

* 서울대학교 대학원 기계공학부

** 인하대학교 기계공학과

*** 서울대학교 기계항공공학부

2. 시스템 모델링

2.1 시스템의 구성

현재 가스터빈 배기온도가 높아지면서(600°C 이상) 하부시스템은 최고 3 단의 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. 뒤에 해석결과에서 보여지겠지만, 특별히 관류형 증기발생기에서는 재열의 역할이 성능에 지대한 영향을 미친다.

관류형 HRSG의 구성은 Fig. 1 과 같다. 드럼형과 달리 절탄기, 증발기, 과열기 등으로 명확히 열교환기들이 구분되는 것은 아니다. 다만 아임계압에서는 증발 과정이 존재하고 초임계압에서는 존재하지 않는다. 응축기로부터 나온 순환수는 HRSG(아임계압에서는 절탄기, 증발기, 과열기 순)를 통해서 가스터빈 출구에서 발생하는 열을 회수하고 과열 증기 상태로 나온다. HRSG 에서 나온 고온, 고압의 과열 증기는 고압 증기터빈을 구동하게 된다. 터빈에서 팽창하고 나온 증기는 재열기를 거쳐서 저압 터빈을 구동한다. 고압 터빈을 구동하기 위한 열회수 과정과 저압 터빈을 구동하기 위한 재열의 과정은 병렬로 이루도록 한다.

2.2 열회수 증기발생기의 모델링

HRSG 내부의 열교환기들에서는 원관 내부에 물 또는 증기가 흐르고, 그 외부로 가스가 통과하여

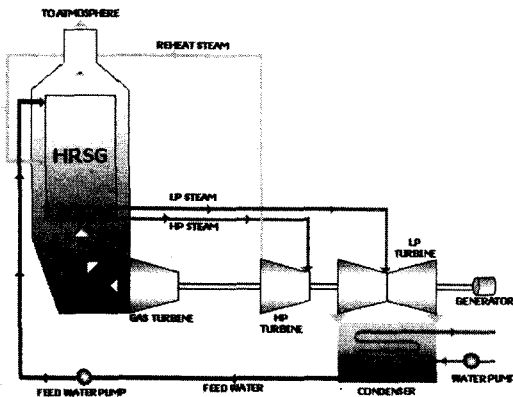
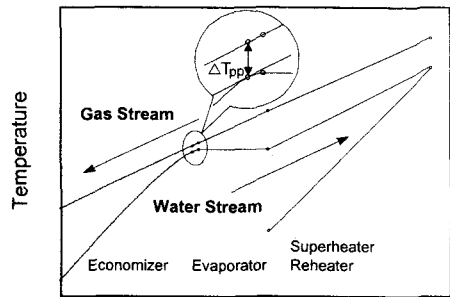
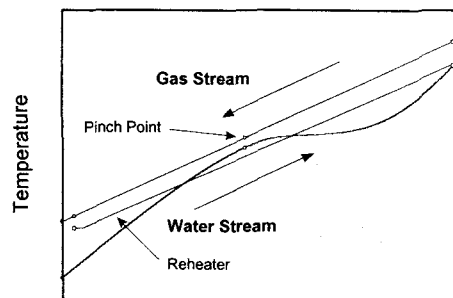


Fig. 1 The schematic diagram of a once-through bottoming system.

직교류형(cross flow) 열교환을 한다. 그러나 전체적으로 물과 가스의 입·출구가 서로 반대편에 위치한 대향류형(counter flow) 열교환기이다. 에너지 균형 계산을 위해서는 열교환기의 구분이 필요 없으나, 본 연구에서는 열교환기의 크기를 결정하고자 열교환기를 기존의 방식처럼 편의상 구분한다. 즉, 아임계압에서는 절탄기, 증발기, 과열기의 3 구역으로 구분하고, 초임계압에서는 절탄기, 과열기의 2 구역으로 구분한다. Fig. 2 에 간단한 온도-열회수 관계를 나타내었다. (a)는 고압의 아임계압, (b)는 초임계압을 개략도로서 그린 것이다. 가스와 물의 열교환 과정에서 최소 온도차 지점을 핀치점(pinch point)이라 하는데, 보통 압력이 낮을 경우는 포화액점, 즉 증발기 입구가 핀치점이 된다. 그러나 Fig. 2(a)에서 알 수 있듯이 아임계압 중에서도 고압일 경우 증발기 입구(즉, 포화액)에서의 온도차보다 더 낮은 온도차가 나는 지점을 찾아서 핀치점 온도차로 두면 포화액 이전에 핀치점이 형성됨을 알 수 있다. 핀치점에서 두 곡선의 기울기는 동일해야 하고, 두 곡선의 거리는 핀치점 온도차(pinch point temperature difference)여야 한다.⁽⁶⁾ 이를



(a) Subcritical pressure



(b) Supercritical pressure

Fig. 2 Temperature profile of HRSG with reheat

식으로 표현하면 다음과 같다.

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

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

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

$$\begin{aligned} \dot{m}_g \cdot (i_{g,in} - i_{g,pp}) \\ = \dot{m}_s \cdot [(i_{s,out} - i_{s,pp}) + (i_{reh,out} - i_{reh,in})] \end{aligned} \quad (3a)$$

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

$$\begin{aligned} \dot{m}_g \cdot (i_{g,in} - i_{g,pp}) \\ = \dot{m}_s \cdot [(i_{s,out} - i_{s,pp}) + (i_{reh,out} - i_{reh,pp})] \end{aligned} \quad (4a)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_g \cdot (i_{g,pp} - i_{g,out}) \\ = \dot{m}_s \cdot [(i_{s,pp} - i_{s,in}) + (i_{reh,pp} - i_{reh,in})] \end{aligned} \quad (4b)$$

위 식에서 i 는 엔탈피를 나타내며, 첨자 g 는 가스, s 는 증기 또는 물, 그리고 pp 는 핀치점을 의미한다. 이 식들로부터 핀치점이 결정되면 증기의 유량이 결정된다. 각각의 열교환기에 대한 에너지 균형식은 다음과 같다.

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

위 식에서 U 는 총합 열전달계수를, ΔT_{lm} 은 로그평균 온도차를 나타낸다. 열전달용량은 다음과 같이 표현된다.

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

이때, Fouling 효과는 무시하였고, E_{fo} 는 가스측의 핀(fin)의 존재에 의한 표면효율(surface efficiency)을 의미한다.

단상 영역, 즉 절탄기, 과열기, 재열기에서는

일반적으로 사용되는 아래의 Dittus-Boelter 형 상관식⁽⁷⁾으로부터 관 내부의 열전달계수를 구한다.

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

아임계조건에서 증발과정은 핵비등 열전달과 강제대류 열전달을 조합하여 고려한 Chen⁽⁸⁾의 경험식을 사용한다.

$$h_{two\ phase} = h_{forced\ convection} + h_{nucleate\ boiling} \quad (8)$$

관 외부의 열전달계수와 핀효율 등은 다음의 경험식⁽⁹⁾을 사용한다.

$$E_{fo} h_g = f(\text{tube size \& arrangement, fin geometry, flow condition, gas properties}) \quad (9)$$

가스의 물성치는 가스터빈 계산 프로그램의 부프로그램⁽¹⁰⁾을 이용하여 구하고, 물 및 증기의 물성치는 전산화된 자료⁽¹¹⁾를 사용한다. 각 열교환 유니트에서의 구체적인 계산식 및 방법은 단압과 2중압, 3중압에 관한 선행연구⁽¹⁻⁴⁾와 동일하다.

이와 같은 열전달 관계식들과 에너지 균형식을 이용하여 각 열교환기에서의 회수열량 및 열전달에 필요한 전열면적의 계산이 가능하다.

2.3 증기터빈의 모델링

과열기를 나온 증기는 제어밸브(control valve)를 거친 뒤 증기터빈에서 팽창과정을 통해 일을 한다. 본 계산에서는 충동형식의 재열 터빈을 고려하였으며, 각 터빈 섹션에서의 성능은 증기터빈 시스템 설계시에 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, 2157.3 ton/hr (599.25 kg/s) 이다. 과열기 및 재열기 출구 증기온도는 555°C 로 동일하며, 응축기 압력은 0.07bar 이다. 핀치점 온도차는 15°C 로 두었다.

3. 해석 결과

3.1 기존 시스템

복합발전의 열효율은 열회수기 입구에서의 보조 연소가 없으면 가스터빈의 출력과 증기터빈의 출력의 합을 가스터빈에서 공급해 준 연료의 열량으로 나눈 값이며, 증기터빈 사이클의 효율은 터빈출력을 회수열량으로 나눈 값이다.

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

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

먼저 재열이 없는 단압 시스템을 생각해 보면 압력이 높아질수록 대체로 회수열량은 감소하지만 (즉, 배기가스온도 증가) 사이클의 효율이 높아지므로 출력은 증가한다. 그러나 증기온도가 정해진 상태에서 압력이 높아지면 터빈 출구의 건도가 낮아지게 되므로 압력에 한계가 있다. 계산 결과 한계건도를 0.9 로 잡았을 때, 한계압력(즉, 가능한 설계압력)은 50bar 내외이며, 이때 유량은 약 100kg/s 로서 출력은 약 120MW, 배기온도는 128°C, 사이클 효율은 36% 정도였다. 한편 고압, 중압, 저압을 각각 140, 40, 8 bar 로 둔 기존의 3중압 시스템 해석⁽⁴⁾에서는 출력이 최대 130MW, 배기온도 115°C 이하로서 증기사이클 효율은 37% 정도였다. 물론 압력선정 등의 최적화(예를 들어 고압의 상승, 저압의 하강 등)를 통하여 약 10% 정도는 출력 상승이 가능하다. 최대 약 140MW 정도를 생각할 수 있다. 따라서, 3 중압 시스템이 단압 시스템에 비하여 10% 이상 크게는 20% 정도 출력 증가가 가능하며, 이는 회수열량을 증가시키고 동시에 사이클 효율을 개선함으로써 얻어진 것이다.

3.2 재열의 영향

단압시스템을 유지하면서 압력을 높여 증기사이클 효율을 높이면서 재열을 사용하여 터빈출구 건도를 높게 유지하는 재열 시스템을 연구의 대상으로 한다.

해석결과, 압력이 높을수록 출력이 증가한다. 따라서, 압력은 현실적 요소를 고려하여 실현 가능한 값을 한계값으로 잡아야 할 것인데, 기존의 화력발전의 예를 보자면 약 250bar 정도이므로 (한

Table 1 Reference performance of once-through system

gas inlet temperature	625 °C
gas flow rate	599.3 kg/s
HP pressure	250bar
reheat pressure	11 bar
steam temperature	555 °C (both HP and RH)
Condensing pressure	0.07 bar
steam flow rate	82.08 kg/s
recovered heat	328.68 MW
power	136.39 MW
area	47241.54 m ²
steam cycle efficiency	41.5%
gas exhaust temperature	145.6 °C

국형 표준화력발전) 본 연구에서도 이 압력을 기준값으로 하였다. 고압부 압력이 정해지면 남은 주요 설계 파라미터는 재열기와 관련된 것들, 즉 재열압력과 2.2 절의 식 (3), (4)와 관련하여 언급한 재열기 시작점의 위치이다. 최적의 재열압력에 관해서는 잠시 후에 언급하도록 하고, 먼저 재열기 시작점의 위치에 관한 결과를 보이고자 한다. 고압부 250 bar, 재열압력 11bar 의 조건을 기준 설계 조건으로 잡았으며, 이때의 설계성능을 요약하면 Table 1 과 같다. 그리고, 출력은 135MW 이상이 가능하다. 먼저 재열이 없는 시스템(3.1 절 참조)과 비교하면 증기유량은 약 20%가까이 줄어든다. 그러나 비출력(즉, 터빈에서의 엔탈피 차이, kJ/kg)이 충분히 크기 때문에 출력은 약 13%정도 더 크다. 한편 기존의 3 중압 시스템과 비교하면 출력은 비슷한 수준을 유지할 수 있음을 알 수 있다. 그러나 본 시스템의 배기가스온도가 훨씬 더 높다는 것이 확인된다. 이는 증기터빈 사이클의 효율이 훨씬 높다는 것, 즉 내부적으로 더 좋은 사이클임을 의미하는 것이다. 더 높은 배기가스온도는 다

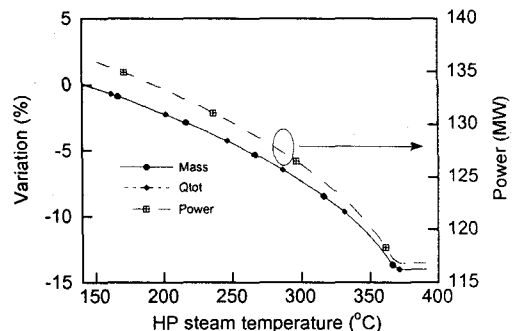


Fig. 3 Effect of reheat start point (the abscissa denotes the high pressure steam temperature corresponding to the reheater starting point)

른 방법으로 회수하여 효과적으로 이용할 수 있을 것이다.

Fig. 3에 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 증기 유량이 동일하다는 것을 알 수 있다. 반면에 (4)처럼 재열기 시작점이 핀치점 이전에 위치하면 증기 발생량이 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. 그러나 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 1의 설계 조건에 사용되었다. Fig. 3의 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 증기 유량이 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 보려면 고압 증기발생기와 병렬로 놓이는 재열기의 시작위치를 필히 핀치점 이전으로 가능한 멀리 위치하게 설계해야 할 것이다.

3.3 재열압력에 따른 영향 해석

재열압력은 일반적으로 터빈 출구 건도에 의해서 영향을 받는다. 즉, 출구 건도가 적어도 90% 이상이 되어야 터빈에 손상을 주지 않는다. 고압을 250bar로 유지하면서 재열압력을 바꾸어 가며 계산된 결과가 Fig. 4에 나타나 있다. 출력이 최대(즉, 복합발전의 열효율이 최고)가 되는 압력이 존재하며 이 재열압력이 상당히 낮다는 점이 주목할 만하다. 최적점은 11bar이며 이 압력이 Table 1의 기준점 조건이다. 그때 고압 터빈의 건도도 거의 1에 가깝고, 재열압력이 낮은 만큼 저압 터빈의 건도도 비슷한 수준으로 매우 높다. 재열압력이 높

아질수록 고압 터빈 출구의 온도가 높아져서 이미 상당한 열량을 포함하고 있으므로 재열기가 회수하는 열량이 줄어들고, 전열면적도 점차로 줄어들게 된다. 재열압력이 높아질수록 증기사이클의 열효율은 증가하므로 일반적인 화력발전이라면 재열압력을 다소 높이겠지만(30-40 bar 정도), 식 (10)에서 알 수 있듯이 복합화력에서는 증기터빈의 출력 증가가 바로 전체 시스템 열효율의 증가로 이어지므로 최적설계의 기준은 출력이다. 따라서, 본 시스템의 재열압력은 기존 화력발전에서의 재열압력보다 낮게 설계되어야 할 것으로 예상된다.

3.4 고압부 압력의 영향

대상 시스템의 형태(재열 관류형)가 정하여지고 재열압력을 정하는 이론도 정해졌으므로, 이제 고압부 압력을 변화시켜가며 성능차이를 분석하고자 한다. 압력 변화에 따른 각 열교환부에서의 회수열량과 총회수열량, 그리고 터빈출력을 Fig. 5에 보였다. 압력이 높아질수록 절탄기 부위에서의 회수열량이 차지하는 비율이 커진다. 출력은 압력이 높아질수록 점점 증가하며, 250bar에서는 160bar일 때보다 4%정도 큰 출력이 가능하다. 비록 회수열량이 줄었지만, 유량이 더 늘었기 때문이다. 더 적은 열을 회수하고도 더 큰 출력을 발생시켰다는 것은 내부효율(출력/회수열량)이 높은 상태임

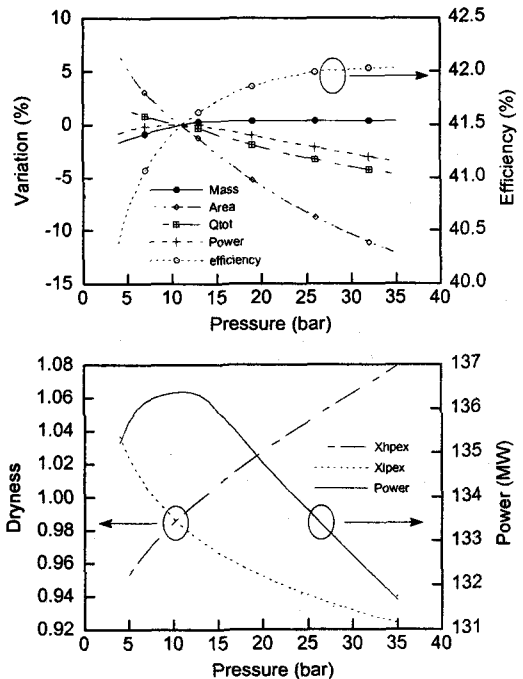


Fig. 4 Effect of reheat pressure

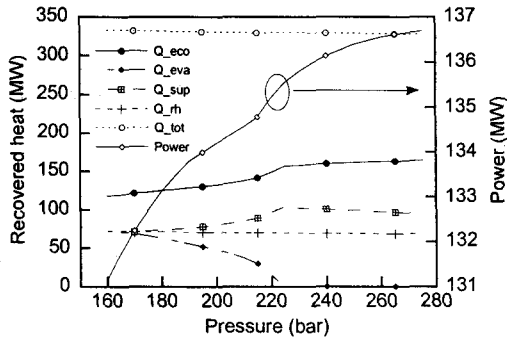


Fig. 5 Effect of main steam pressure

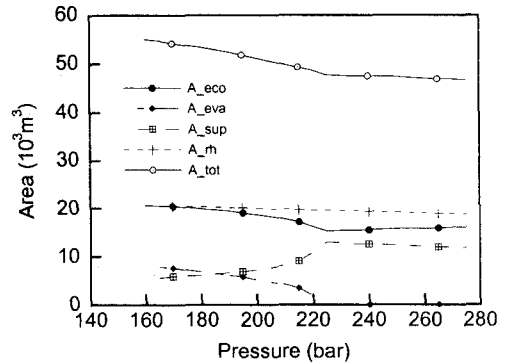


Fig. 6 HRSG area distribution

을 의미한다.

Fig. 6 에는 계산된 전열면적을 나타내었다. 절탄기의 면적은 감소하다가 임계점 이후로는 대체로 일정해지며, 과열기의 경우는 증가하다가 대체로 일정해진다. 그리고, 증발기 면적이 감소하여 임계점 이후로는 0 이고, 재열기의 면적이 감소하므로 전체 전열면적은 대체로 감소하는 경향을 보인다. 재열기는 다른 열교환기에 비해 회수열량이 상대적으로 적지만, 상당히 낮은 온도에서 재열 시작점이 형성되고, 가스측과의 온도차가 작기 때문에 차지하는 전열면적의 비율이 크다.

4. 결 어

본 연구에서는 복합화력 발전용 관류형 열회수 증기발생기의 성능 해석을 위한 프로그램을 구성하여 열회수 증기발생기의 압력 설정에 따른 영향, 재열 시작점 위치 선정과 재열압력에 따른 영향을 해석하였다. 재열 시작점은 고압부의 핀치점 이전에 위치시켜서 가능한 가스온도에 접근시켜야 출력을 크게 할 수 있다. 재열압력은 상당히 낮은 수준에서 최적값을 갖는다. 250bar 주증기압력에서 재열압력은 11bar 가 최적값으로 보이며, 이때, 터빈출구 건도는 충분히 높다. 이렇게 함으로서 기존의 3 중압 시스템과 비슷한 크기의 출력이 가능하다. 더욱이 배기가스온도는 3 중압 시스템보다 30°C 이상 높아서 다른 용도로 유용하게 사용할 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 2001 년도 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

- (1) 김상준, 노승탁, 1997, "다압 열회수 증기발생기의 설계점 및 탈설계점 해석," 대한 기계학회 춘계학술대회 논문집 B, pp. 7-12.
- (2) 김영일, 김동섭, 김재환, 노승탁, 고상근, 1999, "열적 제한요소를 고려한 열회수 증기 발생기의 시동 특성 해석," 대한기계학회 논문집 B, 제 23 권, 제 11 호, pp. 1410-1417.
- (3) 박형준, 김동섭, 노승탁, 2000, "열회수 증기발생기와 증기터빈 시스템의 동적 거동 해석," 대한기계학회 논문집 B, 제 24 권, 제 7 호, pp. 994-1001.
- (4) 이봉렬, 김동섭, 노승탁, 신희태, 전용준, 2001, "복합화력발전 하부시스템의 성능설계해석," 대한 기계학회 춘계학술대회 논문집 D, pp. 738-743.
- (5) Galopin, J. F., 1998, "Going supercritical: oncthrough is the key," *Modern Power Systems*, December, pp. 39-43.
- (6) O. Balland, 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) 김동섭, 노승탁, 1996, "단축가스터빈의 설계점 및 부분부하 성능해석 프로그램 개발," 대한기계학회 논문집(B), 제 20 권, 제 8 호, pp. 996-1008.
- (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.249-301.