

천연가스 복합발전 플랜트의 성능예측

고등기술연구원 전력에너지연구실 이 진욱*, 이 찬, 조 병화

요 약

국내에서 실제 운전되고 있는 천연가스 복합발전플랜트의 성능 예측에 대한 공정전산 해석을 수행하였다. 가스터빈 사이클은 압축기, 연소기, 터빈 및 터빈 날개의 냉각을 위한 냉각계통으로 구성하였으며, 증기터빈 사이클은 폐열회수보일러, 고압/중압/저압 터빈, 펌프 및 부속공정으로 구성하였다. 해석결과는 실제 플랜트의 운전자료와 정성적 및 정량적으로 잘 일치하였으며, 폐열회수보일러의 적절한 설계에 의하여 전체 플랜트의 출력향상을 도모할 수 있음을 제시하였다.

1. 서론

정부의 지속적인 에너지 절약정책에도 불구하고 에너지 수요는 급신장하고 있으며, 에너지 소비형태도 생활수준의 향상, 정보산업의 발전, 산업구조의 고급화 등으로 인하여 고급에너지를 선호하여 전체 에너지 소비중 전력에너지 구성비가 점점 증가하는 추세이다. 특히 최근 하절기 전력수요가 급증함에 따라 정부의 지속적인 발전소 건설에도 불구하고 전력예비율은 하절기에 심각하게 고려되고 있는 실정이다. 특히 하절기 첨두부하(Peak Load)의 해결을 위해서는 초기 건설비가 낮고 건설에 소요되는 기간이 가장 짧은 가스터빈을 이용한 발전시스템을 생각할 수 있다. 또한 최근들어 이루어지고 있는 가스터빈의 기술적 진보는 작동 압축비와 온도를 크게 향상시켜 가스터빈의 고출력/고효율화를 가능하게 하였으며, 이 경우 가스터빈 배기가스의 온도는 점차 상승될 것이므로, 대기로 방출하는 에너지를 최소화하기 위하여 폐열회수 보일러 및 증기터빈 시스템을 포함하는 복합발전 플랜트가 첨두부하(경우에 따라서는 중간부하의 일부분)를 담당할 최적의 대안으로 알려져 있다[1]. 이에 본 연구에서는 공정해석 전용 소프트웨어인 ASPEN 코드를 이용하여 천연가스 복합발전 플랜트에 대한 공정해석을 수행하여 그 결과를 실제 플랜트의 운전자료와 비교해 보았다.

가스터빈 시스템의 특성은 제작사마다 다르며 각각 고유의 특성을 지니고 있다. 본 연구에서는 최근 국내에서도 실제 플랜트에서 운전중인 GE(General Electric)사의 천연가스용 가스터빈(MS7001FA)을 모델로 하여 공정해석을 수행하였다. 천연가스용 가스터빈은 압축기, 연소기 및 터빈 등의 주요 요소에 대한 모델링과 더불어, 터빈냉각을 위하여 압축기에서 공기의 일부를 추출하여 터빈으로 보내주는 냉각계통도 고려하였고, 냉각공기량 및 냉각공기가 터빈효율에 미치는 영향은 실험적 상관관계식을 적용하여 평가하였다. 가스터빈 연소기내의 연소 반응은 천연가스/산소의 화학관계식을 반응기모델과 결합하여 해석하였다.

복합발전(Combined Cycle) 플랜트에서의 증기터빈 시스템은 단순 증기터빈 시스템과는 여러가지 다른 특성을 지니고 있다. 즉 기존의 단순 증기터빈 시스템에서는 주로 석탄이나 유류(Oil)등의 연료를 보일러의 화로(Furnace)에서 연소시켜, 발생하는 화학적 에너지를 이용하여 고온·고압의 증기를 생산하여 증기터빈을 구동시켜 전력을 생산한다. 그러나 복합발전플랜트의 증기터빈 시스템은 가스터빈에서 배출된 비교적 낮은 온도의 배기가스내에 포함되어 있는 열에너지를 폐열회수보일러(Heat Recovery Steam Generator, 이하 HRSG)에서 회수하여 비교적 저온·저압의 증기를 생산한다. 또한 주어진 열원을 효율적으로 활용하기 위하여 HRSG에서는 일련의 열교환기를 통해 2가지(Dual-Pressure System) 또는 3가지(Three-Pressure System) 압력의 증기를 생산하여 증기터빈 시스템과 효율적으로 결합시켜 발전을 하고 있다[2]. 이에 본 연구에서는 HRSG에서의 열교환기 설계에 따른 증기터빈 시스템의 성능변화를 고찰해 보았다.

2. 시스템 모델링

2.1 가스터빈 시스템 모델링

본 연구에 적용한 가스터빈 사이클은 그림 1과 같이 압축기, 연소기 및 터빈으로 이루어지는 단순 가스터빈 사이클에 터빈 날개의 냉각을 위한 냉각계통으로 구성된다. 그림 1에서 알 수 있듯이 상온·상압의 공기가 압축기를 통하여 압축이 되며, 이때 압축공기의 일부를 터빈 날개의 냉각 및 연소가스 희석을 위하여 추출시킨다. 연소기내에서는 공급되는 연료 및 압축공기가 혼합되어 연소반응을 거쳐 고온·고압의 연소가스를 배출하고, 이 가스는 터빈을 구동시킨 후 HRSG로 유입되어 증기를 생산하는 열원으로 활용된다. 가스터빈 시스템에 사용되어지는 압축기 및 터빈은 등엔트로피 과정으로 가정하였으며, 이때 등엔트로피 효율은 가스터빈 제작사 결정되는 값이다.

연소기내에 주입되는 연료로서 천연가스를 사용하였으며, 천연가스는 95%의 CH₄와 5%의 C₂H₆의 혼합기체로 가정하였다. 천연가스는 연소기내의 연소구역(Combustion zone)에서 순간적으로 공기와 반응하여 완전연소 된다고 가정하였으며, 연소가스는 연소구역 후방의 희석구역(Dilution zone)에서 터빈입구온도를 유지하기 위하여 압축기에서 추출된 압축공기와 혼합되어 냉각된다. 천연가스의 연소반응은 다음과 같은 정량적 관계를 가지며,



연소과정중에 발생하는 압력손실은 4%, 열손실은 천연가스 발열량의 4%로 가정하였다. 가스터빈의 터빈 블레이드는 고온에서 동작하므로, 터빈 블레이드의 냉각계통이 필요하며 이에 필요한 냉각공기는 압축기 중간단으로 부터 추출된다. 본 연구에서 터빈냉각을 위한 추출공기량은 실험적 상관관계식을 도입하여 결정하였다. GE의 실험결과[3]에 따르면, 터빈날개 냉각에 필요한 추출공기량은 터빈입구온도(TIT)에 의해 주로 연

관되어지며 다음과 같은 상관관계를 갖는다.

$$\begin{aligned}
 m_{c1} &= m_{air}[(TIT/10^4) - 0.15], & \text{at } P_1 &= (PR)^{1/2} \times P_{atm} \\
 m_{c2} &= m_{air}[(TIT/10^4) - 0.13], & \text{at } P_2 &= (PR)^{2/3} \times P_{atm} \\
 m_{c3} &= m_{air}[(TIT/2 \times 10^4) - 0.07], & \text{at } P_3 &= (PR) \times P_{atm}.
 \end{aligned} \tag{2}$$

이때, 식(2)의 상관관계식은 터빈입구온도 1,144K ~ 1,588K의 범위내에서 잘 부합되며, m_{air} 는 압축기로 유입되는 전체 공기량, m_c 는 냉각 공기량, PR은 가스터빈의 전체 압축비, P는 추출공기의 압력, P_{atm} 은 대기압력을 나타내며, TIT는 화씨온도 단위로 표현되는 값이다.

앞서 결정된 냉각 공기가 터빈블레이드의 냉각에 사용될때, 냉각 공기량과 냉각방식이 터빈 효율에 미치는 영향을 고려하기 위하여 미국 EPRI(Electric Power Research Institute)의 시험결과를 바탕으로 작성된 다음과 같은 상관관계식을 사용하여 터빈의 등엔트로피 효율을 보정하였다[4].

$$(\eta_T)^{COOLED} = (\eta_T)^{UNCOOLED}(1 - C_N(m_c/m_G)_N - C_B(m_c/m_G)_B). \tag{9}$$

여기서, C_N 및 C_B 은 냉각방식에 따른 계수로서 표 1과 같으며, m_c 는 냉각공기의 양을 m_G 는 터빈으로유입되는 공기의 양을 나타내며, 하첨자 N,B는 각각 터빈의 노즐과 블레이드를 의미한다.

2.2 증기터빈 시스템 모델링

복합발전 플랜트에서의 증기터빈 시스템은 연료의 화학적 에너지를 직접 이용하여 고온·고압의 증기를 생산하여 발전에 이용하는 것과는 달리 가스터빈의 배기가스의 열을 HRSG에서 회수하여 증기를 생산하여 발전에 이용한다. 이 점을 제외하면 일반 증기터빈 시스템과 같은 구성을 지닌다고 볼 수 있으므로, 본 연구에서는 HRSG의 설계개념에 따른 플랜트의 성능변화를 중심으로 보고자 시도하였다. HRSG는 예열기(Economizer), 증발기(Evaporator) 및 과열기(Superheater) 등의 일련의 열교환기로 모델링하였으며, 각 열교환기에서 외기로의 열손실은 1%로 가정하였다. 증기터빈은 고압, 중압 및 저압터빈으로 구성하였고, 재열 사이클을 적용하였다. 증기터빈내에서의 증기의 거동은 등엔트로피 거동으로 모델링하였으며 등엔트로피 효율은 85%로 가정하였다. HRSG에서 생산되는 고압/중압/저압 증기의 조건은 실제 플랜트(서인천 일도 복합발전 플랜트)의 운전조건을 입력으로 이용하였다. 그러나 저압증기의 온도가 제약조건으로 작용하는 경우에는 열공급매체인 배기가스와의 온도차가 최소한 50°F가 유지되어야 하는 것으로 제약조건을 설정하였다. 서인천 일도 복합발전 플랜트의 경우 운전조건[5]이 GE사의 운전조건[2]과 다소 다르기에 우선 GE사의 운전조건에 대하여 모델 검증을 위한 예비해석을 수행하였다. 결과는 압축수와 배기가스 사이에 유지되어야 할 최소온도차(Pinch Point Temperature Difference, 이하 PPTD)의 입력에 따라 차이가 많이 나는 경향을 보였다. 여러번의 시행착오를 거친 결과로서 PPTD를 20°F로 두었을

때 참고문헌[2]의 성능자료와 가장 잘 일치하였으므로 본 연구에서도 이 값을 HRSG에서의 고압 및 중압수 생산량의 제약조건(Constraint)으로 활용하였다. 압축수 및 증기가 이동하는 관로상에서의 압력손실은 단열하에 이루어 진다고 가정하였고, 또한 증기의 누설 및 증기터빈 시스템으로의 재유입 등에 대해서는 GE사의 자료[2] 및 플랜트의 운전자료[5]를 입력으로 이용하였다.

천연가스 복합발전 플랜트에서는 기존의 한가지 압력의 증기를 생산하는 증기터빈 시스템에서와는 달리 2가지 또는 3가지 압력의 증기를 생산하여 이의 최적 조합에 의하여 출력향상 및 효율증가를 도모하고 있다. 본 연구에서는 HRSG 설계 및 증기 사이클의 최적화가 전체 플랜트의 성능에 미치는 영향을 고찰하기 위하여, HRSG에서 생성하는 증기의 종류 및 열교환기 배열에 의하여 분류되는 다음의 5가지 시스템에 대한 공정해석을 시도하였다.

- Case 1 : 한가지 압력의 증기 생산 시스템 (One-Pressure Steam Cycle)
- Case 2 : 두가지 압력의 증기 생산 시스템 (Dual-Pressure Steam Cycle)
- Case 3 : 두가지 압력의 증기 생산 시스템 (열교환기 최적 배열)
- Case 4 : 세가지 압력의 증기 생산 시스템 (Three-Pressure Steam Cycle)
- Case 5 : 세가지 압력의 증기 생산 시스템 (열교환기 최적 배열)

상기의 5가지 경우중 Case 5는 최근 GE(General Electric)사의 설계개념[2]으로서, 국내에서도 “서인천 복합발전 플랜트”에도 채택되어 있는 시스템이므로 본 연구의 결과와 실제 플랜트의 운전 자료와 비교·검증하였다.

3. 결과 및 고찰

앞서 언급된 복합발전시스템 모델링기법을 적용하여 예측된 성능해석결과와 서인천 복합발전소의 실제 시험자료[5]를 비교함으로써, 본 해석방법의 타당성을 검증하였다. 본 해석에 쓰인 가스터빈은 GE사의 MS-7001FA모델이며, 가스터빈으로 유입되는 공기량은 416.6 kg/sec 이고, 압축비는 14.7 이며 터빈입구온도는 1287.7°C(2350F)이다. 또한, 본 연구에서 사용된 MS-7001F 의 터빈냉각은 제1단과 제2단의 블레이드 및 제2단의 노즐은 대류냉각(convective cooling)에 의해, 제1단의 노즐은 대류/막냉각 결합(combination of film and convection)방식에 의해 이루어진다[6].

표 2에서 볼수 있듯이, 예측결과와 시험결과가 최대 3% 오차범위내에서 잘 일치하고 있으며, 이러한 비교결과를 통해 본 예측방법이 타당한 정확도를 가지고 복합발전플랜트 설계/엔지니어링에 응용될수 있음을 알수 있다.

다음은 HRSG 설계에 따른 증기터빈 시스템의 성능변화에 대하여 고찰하고자 한다. 우선 개념적으로 생각해 볼수 있는 가장 단순한 시스템인 한가지 압력(고압)의 증기를 생산하는 HRSG에 대한 공정해석(Case 1)을 실시하였으며 그 결과를 그림 2 및 표 3에

표시하였다. 일반적으로 HRSG 출구온도는 배기가스의 부력에 의한 대기로의 방출과 아황산가스의 이슬점을 고려(연료에 유황성분이 포함될 경우)하여 결정되는데, 이 경우에는 배기가스가 천연가스를 이용할 경우의 적정온도인 214°F를 훨씬 상회하는 온도로 배출되기 때문에 상당한 에너지 손실이 있음을 보여주고 있다.

그림 3 및 그림 4는 고압의 증기를 생산한 후 대기로 방출하는 잉여 열원을 효율적으로 활용하기 위하여 HRSG 후부에 저압증기 생산 열교환기를 첨가한 경우에 대한 공정 해석 결과이다. 고압증기를 생산한 후 잉여의 열원으로 생산된 저압증기를 저압증기터빈으로 유입시킴으로써 증기터빈의 출력을 10%이상 향상시킬 수 있음을 보여 주고 있다. 또한 열교환기를 단순하게 배치한 Case 2의 경우에 비해 Case 3과 같이 고압수전열기를 설치함으로써 약간의 출력증가를 도모할 수 있는데, 이는 같은 열량을 이용하여 생성되는 량은 줄지만 상대적으로 고온의 증기를 생산함으로써 증발잠열 손실이 줄어들기 때문이다.

최근의 일부 복합발전 플랜트에서는 가스터빈 배기가스의 열원을 보다 효율적으로 활용하기 위하여 3가지 압력의 증기를 생산하는 시스템을 채택하고 있으며 그림 5(Case 4)와 그림 6(Case 5)이 이에 대한 결과를 보여주고 있다. 열교환기를 적절하게 배치한 Case 5에서는 두가지 압력의 증기를 생산하는 경우보다 출력이 향상되지만, 단순하게 열교환기를 배열한 경우에는 적절한 열교환기 배치에 의하여 두가지 압력의 증기를 생산하는 Case 3에 비하여 미소하나마 출력이 줄어드는 경향을 보이고 있다. 또한 Case 5의 결과는 실제 운전자료와 전반적으로 잘 일치하는 경향을 보이고 있으나, 보조부하의 예측에는 어느 정도의 오차를 보이고 있으며 이는 본 연구에 포함된 펌프 일 외에도 실제 플랜트에서는 다른 형태의 보조부하가 있기 때문으로 판단된다.

4. 결론

출력향상 및 효율증대의 측면에서 최근 많은 관심을 끌고 있는 천연가스 복합발전 플랜트에 대한 성능해석을 수행하였다. 가스터빈 시스템 및 증기터빈 시스템의 공정해석 결과는 실제 플랜트의 운전자료와 정성적 및 정량적으로 잘 일치하는 결과를 보여주었다. 또한 주어진 가스터빈 배기가스의 열원을 이용함에 있어서도 HRSG의 효율적인 구성에 의하여 출력향상을 도모할 수 있을 뿐만 아니라, 적절하지 못한 개념에 의한 설계는 초기투자비를 증가시키고도 오히려 출력이 감소할 수도 있음을 알 수 있었다. 따라서 실제 플랜트 건설시에는 여러가지 공정에 대한 해석 결과를 플랜트 설계에 반영하는 것이 필수적이라 할 수 있다.

5. 후기

본 연구과제는 에너지자원기술개발지원센터에서 지원하는 “석탄가스화 복합사이클 발전시스템 실용화 개발” 프로젝트의 일환으로 수행된 것이며, 이에 센터 관계자들에게 심심한 사의를 표합니다.

참고문헌

1. J.L. Oplinger, P.R. MacGregor & H.G. Stoll, *Electric Utility Integrated Resource Planning in the U.S.*, GER 3740A, GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar, 1993
2. F.G. Baily, *Steam Turbines for Advanced Combined Cycle*, GER 3702B, GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar, 1993
3. K.R. Stone, *ASPEN Simulations of Fluidized-Bed and Entrained-Flow Integrated Gasification Combined-Cycle Power Plants*, DOE/METC-85/4027, 1985
4. *Gas-Turbine Evaluation(GATE) Computer Program*, EPRI-AP-2871-CCM, 1983
5. 일도화력발전소 Heat Balance Diagram, 한국전력기술주식회사, 1991
6. D.E. Brandt, *MS7001FA Gas Turbine Design Evolution and Verification*, GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar, 1991

표 1 터빈냉각방식이 터빈효율에 미치는 영향

Method of Turbine Blade Cooling	Injection Fraction at Trailing Edge, %	CN	CB
Convection	100	0.00	0.00
Film/Convection Combination	75	0.12	0.24
	50	0.15	0.30
	25	0.18	0.36
Full Coverage Film	0	0.35	0.60
Transpiration/Convection Combination	25	0.50	1.00
Transpiration	0	1.00	1.50

표 2 서인천 복합발전 플랜트 성능예측 결과

성능변수	예측결과	시험결과[5]
Gas Turbine Power (MW)	151.2	152.8
Steam Turbine Power (MW)	82.9	82.9
Combined Cycle Power (MW)	234.1	235.8
Heat Input (Gcal/Hr, LHV)	363.5	370.1
Turbine Exit Temperature (C)	584.7	587.4
Combined Cycle Efficiency (%)	55.4	53.9

표 3 증기터빈 시스템 성능해석 결과

항 목		case 1	case 2	case 3	case 4	case 5	운전자료
HRSG 입력 HRSG 입구온도 (C) 배기가스 량 (Kg/Hr)							587.4 1527.3
증 기 생산량 (Kg/Hr)	고압 증기	178.74	178.74	178.74	176.28	167.01	171.70
	중압 증기	-	-	-	6.10	37.98	35.80
	저압 증기	-	52.01	50.64	48.05	20.06	18.20
HRSG 출구온도 (C)		190.2	101.0	101.0	101.0	101.0	101.0
증기터빈 축일 (MW)		72.62	80.82	81.03	81.00	82.89	82.90
증기터빈 순일 (MW)		70.77	78.72	78.93	78.90	80.81	78.88*
증기터빈 시스템 효율 (%)		22.93	25.51	25.58	25.57	26.19	25.66

주 1) 증기터빈 시스템 효율 = (증기터빈 순일) / (배기가스 현열)

주 2) * : 복합발전 플랜트의 보조부하를 전부 증기터빈 관련 보조부하로 산정

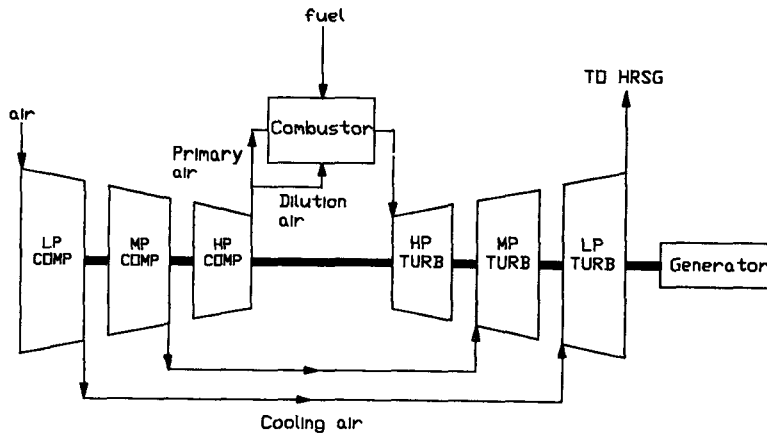


그림 1. 가스터빈 시스템의 개략적인 구성도

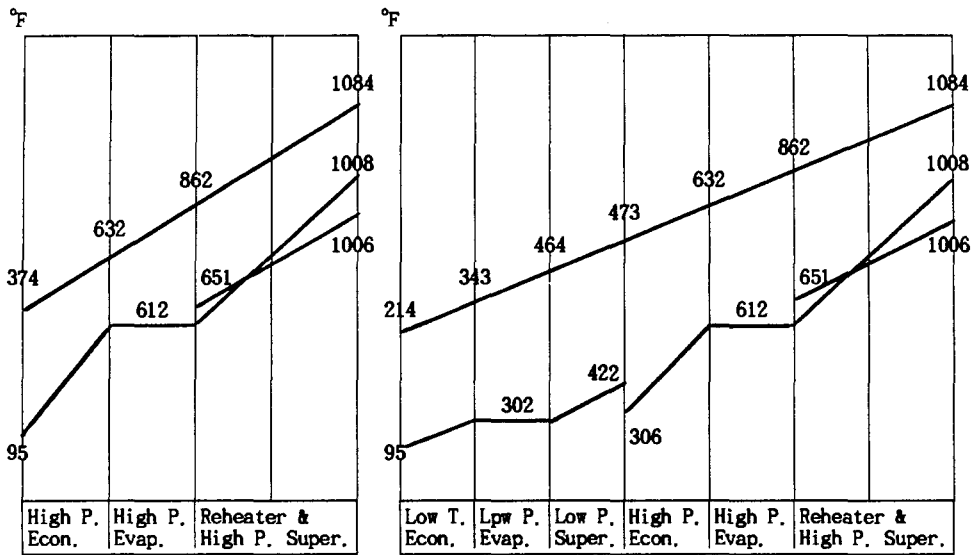


그림 2 Case 1에 대한 공정해석 결과 그림 3 Case 2에 대한 공정해석 결과

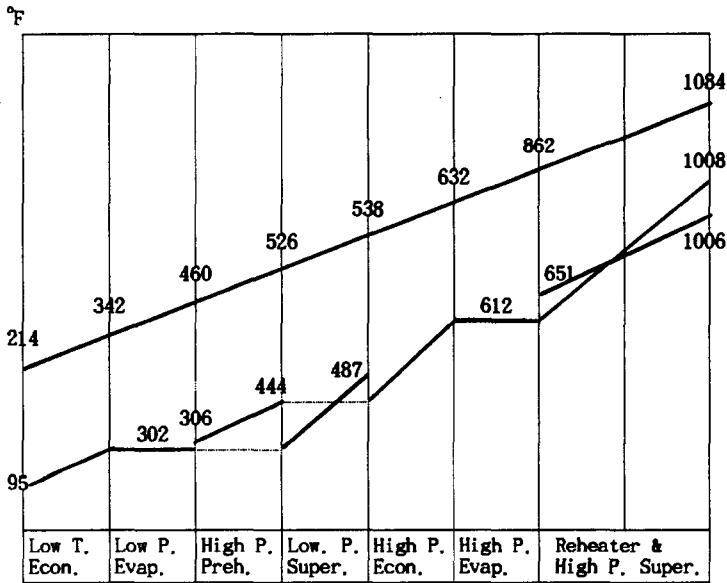


그림 4 Case 3에 대한 공정해석 결과

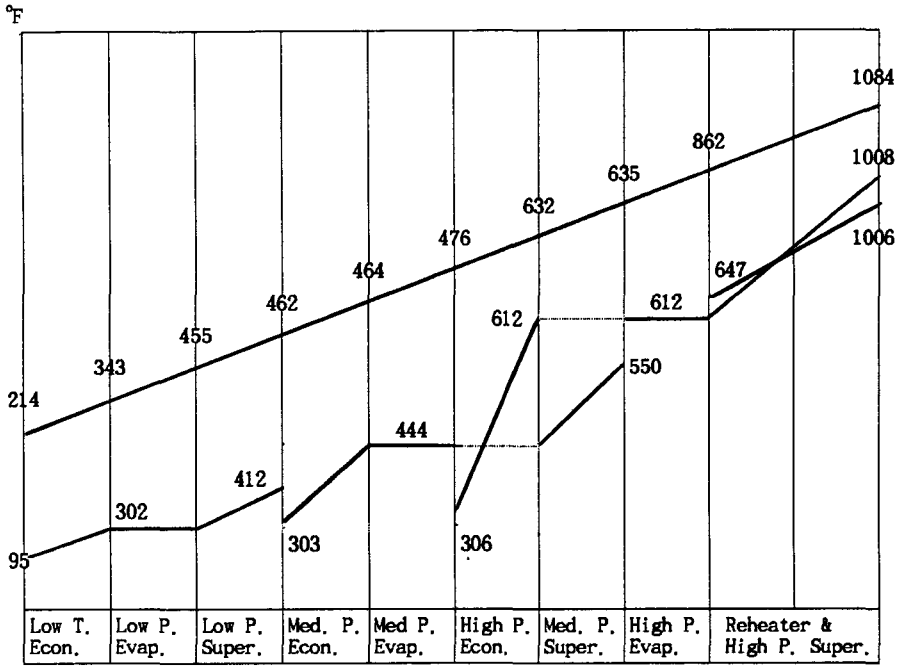


그림 5 Case 4에 대한 공정해석 결과

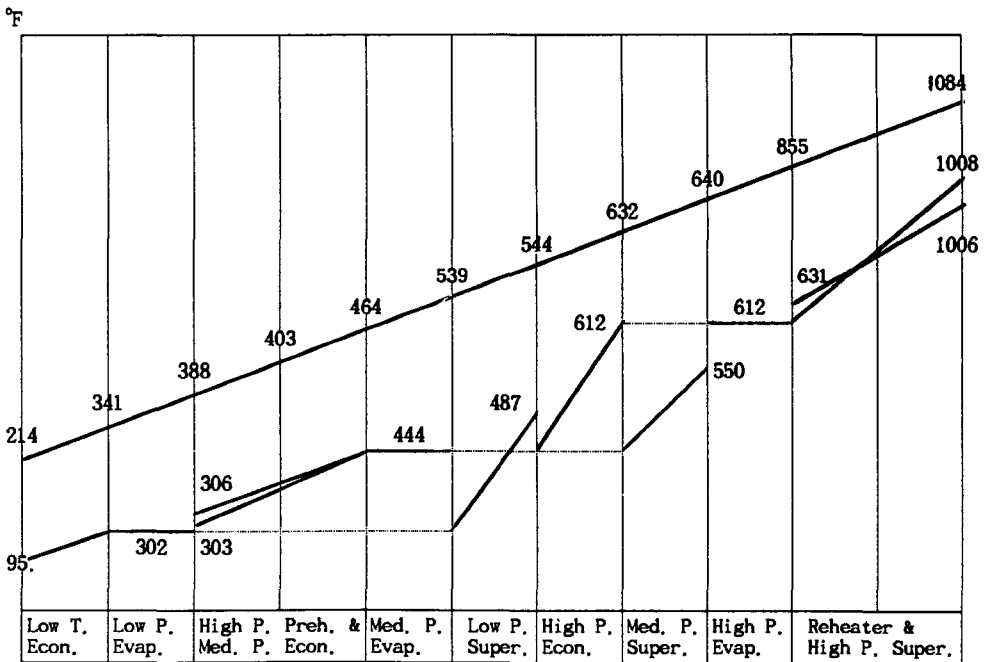


그림 6 Case 5에 대한 공정해석 결과