한국에너지공학회지(2003), 제12권 제3호
*Energy Engg. J*(2003), Vol. 12, No. 3, pp. 165~176



# 엑서지分析을 통한 大容量 石炭火力 發電所의 性能改善 硏究

서 주 오
한국동서발전(주) 당진화력
E-mail : bumepang@kewp.com

# A Study on the Performance Improvement for The Coal Firing Power Station

**Joo Oh Seo**
*Dangjin Thermal Power Plant, Korea East-West Power Co. Ltd.*

## 요 약

본 연구에서는 발전 시스템에서 이미 알려진 성능에 대한 엑서지 분석을 실시하고, 이전에 우리가 알고 있던 각 기기의 효율과 비교하여 최적의 시스템 운영이 가능하도록 제안을 하였다. 본 연구에 사용된 대상시스템은 500 MW 석탄 화력발전소이다. 엑서지 분석결과 보일러의 효율은 67%로 가장 낮았고, 복수기의 효율은 99%로 가장 양호하게 나타났다. 100% 부하에서 보일러의 엑서지 손실은 32.95%, 고압터빈과 저압터빈의 손실은 8.31%, 8.12%로 나타났다. 본 연구를 통해 증명된 발전시스템의 저 효율 성능 개선 대상에 대한 구체적 연구와 함께 현재 운전되고 있는 발전 시스템의 기기 운전조건에 대한 상세한 엑서지 분석이 지속된다면 노후 되거나 잘못 설치된 비효율적 부분을 줄이는데 도움이 되리라 예상한다.

**Abstract** — In this study, the exergy analysis is conducted on the well known performance of already developed system and then compared with the efficiency of each equipment to propose optimum operation of the system. The system used in this study is 500 MW coal firing power plant. The efficiency of the boiler is 67% and the condenser is 99% by exergy analysis. The exergy consumption of the boiler was 32.95% at 100% load. The exergy consumption of the high pressure turbine and the low pressure turbine is 8.31% and 8.12%, respectively. Together with the concrete study on the object of performance revision of the low efficient development system proved in this study, if detailed exergy analysis on the operation condition of the equipments of the development system presently being operated is continued, then it is expected to help minimize the exergy consumption of relatively low efficient parts that are worn-out or miss-installed.

## 1. 연구배경 및 목적

최근 몇 년간 화력발전소의 열효율은 1~2% 정도 상승되었다. 이러한 효율향상은 최신 기기의 도입과 끊임없는 노력에 의해서 가능해 졌다. 현재 사용되고 있는 발전 시스템의 고 효율적 운용은 에너지 해외 의존도가 높은 우리에게 절실히 요구되는 목표중 하나이다.

에너지 소비의 한 부분을 차지하는 발전시스템에 있어서 각종 기기의 성능 향상 가능성을 알아봄으로써 개선 가능성이 높은 설비를 설정하여 최적 시스템 운영의 목적에 접근하고자 한다.

**Table 1. The thermal efficiency of the thermal power plant (단위 : %)[1]**

| 구 분 | 1980 | 1995 | 1996 | 1997 | 1998 | 1999 | 2000 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 발전단 | 35.63 | 38.14 | 38.21 | 38.38 | 39.45 | 39.51 | 39.45 |
| 송전단 | 33.60 | 36.47 | 36.62 | 36.82 | 37.81 | 37.73 | 37.63 |

열역학 제 1법칙적 효율로 볼 때 개선 가능한 효율은 약 60%에 이른다. 그러나 실제 향상 가능한 효율은 이에 못 미치는 작은 양에 불과하다. 이는 복수기의 냉각손실과 각종 반응에서 발생하는 열역학 제 2법칙의 비가역적 손실을 고려하지 않았기 때문이다.

엑서지 분석에 의하여 효율적 에너지 사용이 가능하며 손실되는 양을 알 수 있다. 그러한 정보를 이용하여 새로운 효율적 시스템 개발이 가능하며 기존 시스템의 효율을 높일 수 있다. 이를 위해 우선 여러 부분에서의 열역학적 비효율성에 대해 살펴보았다. 비효율성의 근원은 엑서지 파괴, 엑서지 손실과 관련이 있다. 엑서지 파괴의 주된 원인은 화학반응, 열전달, 혼합과 마찰에 있다. 효율향상을 위해서는 비효율성의 질적인 문제와 함께 양적인 문제가 고려되어야 한다.

만약 비효율성을 개선하는데 투자되는 비용이 효율증가로 인한 이익보다 많다면 그러한 과정은 줄여야 한다. 또한 어떤 엑서지 파괴와 엑서지 손실은 개선할 수 있으나 어떤 것은 개선할 수 없다. 그러므로 개선 가능한 부분에 노력을 집중 하여야 한다.

엑서지적 효율개선 진단을 위해 3개의 공정모사 프로그램을 사용하였다. 윈도우즈 환경에서 사용되는 증기터빈의 설계 및 성능진단 전용프로그램인 Thermo Flow사의 STEAM PRO와 STEAM MASTER를 사용하였다. 이후 각 블록과 스트림의 엑서지값을 구하기 위한 ASPEN PLUS의 서브 프로그램인 EXERCOM을 사용하였다. STEAM PRO와 STEAM MASTER는 스팀터빈의 단위기기 및 전체 시스템의 성능진단을 위한 프로그램이다. ASPEN PLUS의 EXERCOM은 ASPEN Technology Inc.에서 제작한 프로그램으로 STEAM MASTER에서 계산된 기기와 기기를 연결하는 흐름에서의 열역학적 수치가 입력되어 엑서지 값을 계산한다.

본 연구의 목적은 대용량 증기 터빈의 공정모사 모델을 설계하고, 이를 통해 시스템 구성 각 기기와 흐름에서의 열역학 제 2법칙적 에너지 양인 엑서지 값을 계산하고, 엑서지 효율을 분석하여 가장 효율이 낮은 부분을 찾아내어 성능개선의 우선적 대상으로 설정하는데 있다.

## 2. 본 론

본 연구의 대상 모델은 관류형, 초 임계압, 옥내형, 보일러와 Tandem compound, 4 flow exhaust, single reheat, condensing형 터빈으로 표준석탄화력중 하나이다[2].

현재 국내전체의 발전설비중 유연탄 석탄화력이 차지하는 비율은 상당하다. 2000년 기준으로 발전설비용량은 12.740 GW로 전체 발전설비용량 48.451 GW의 26.29%에 이르며 이는 원자력의 13.761 GW의 28.3%와 맞먹는 상당한 양이다[1]. 발전량도 유연탄의 경우 92,253 GWh로 총 발전량 266,400 GWh의 34.63%에 다다르고 있다.

### 2-1. 엑서지 구성

엑서지는 계가 내부적으로 가역적 과정을 거치며, 주어진 상태에서 안정상태로 변할 때, 계-환경에서 끌어 낼 수 있는 최대 유효일을 의미한다[3].

엑서지의 개념은 여러 형태로 표현됐다. 열역학 제 2법칙 효율[3], 비율적 효율[4] 그리고 엑서지 효율[5]과 같은 용어로 표현됐다.

스팀터빈에서 Keenan[6]은 열역학 제 2법칙 효율을 아래와 같이 정의하였다.

$$\eta_2 = \frac{W_e}{-\Delta b} \tag{1}$$

We는 터빈의 단에서 다음 단으로의 증기의 팽창일이며 Δb는 이 해당되는 단들에서 엑서지의 변화를 나타낸다.

Obert와 Gaggioli[7]는 다른 방법으로 정의하였다.

$$\eta_2 = \frac{\text{increase in exergy of the useful stream}}{\text{decrease in exergy of the soure}} \tag{2}$$

터빈 사이클은 아래와 같이 나타낼 수 있다[8].

$$\eta_2 = \frac{\text{exergy converted into work}}{\text{exergy consumed in the cycle}} \tag{3}$$

식(1), (2)와 (3)에서 $\eta_2$는 시스템에서의 엑서지 효율을 나타낸다.

Moran[3]에 의해 제시된 열역학 제 2법칙 에너지는

$$\begin{aligned}&\text{(exergy in)=(exergy out in product)}\\&\quad+\text{(exergy loss)+(exergy destruction)}\end{aligned} \tag{4}$$

식(4)의 exergy out in product의 product는 축일, 전기 또는 특별히 배출되는 흐름 또는 요구되는 열과 일의 조합 또는 열전달이다. exergy loss의 loss는 사용하지 안고 굴뚝으로 배출되는 가스, 버려진 열을 나타내며, exergy destruction의 destruction은 내부의 비가역성에 의한 엑서지의 파괴를 의미한다.

열역학 제 2법칙 에너지인 엑서지의 구성은 크게 4가지로 나눈다. 핵, 전기, 자기, 표면장력의 영향이 없는 상태에서 총 시스템 E의 엑서지는 물리엑서지 $E^{PH}$, 운동엑서지 $E^{KN}$, 위치엑서지 $E^{PT}$, 화학엑서지 $E^{CH}$의 4가지이다[9].

$$E = E^{PH} + E^{KN} + E^{PT} + E^{CH} \tag{5}$$

정상상태에서 운동엑서지와 위치엑서지는 무시될 수 있고, 물리엑서지와 화학엑서지로 나타낸다. 개방계의 물리엑서지는

$$E^{PH} = (H - H_0) - T_0(S - S_0) \tag{6}$$

$H_0$, $T_0$, $S_0$는 기준환경에서 엔탈피, 온도, 엔트로피를 나타낸다.

화학엑서지는 기준환경에 대하여 화학성분이 가지는

에너지로, 혼합물에서 각 성분의 표준 화학엑서지값 및 몰분율에 의한 다음 식으로 나타낸다.

$$E^{CH}=\sum\chi_k e_k^{CH}+\dot{R}T_0\sum\chi_k\ln\chi_k \quad (7)$$

$$e^{CH}=-RT_0\ln\chi_k^e \quad (8)$$

$\chi_k$는 성분 k의 몰분율, $\dot{R}$는 가스상수, $e_k^{CH}$는 성분 k의 표준 화학엑서지, $\chi_k^e$는 기준환경에서 성분 k의 몰분율을 나타낸다.

엑서지가 입구 i에서 $\dot{E}_i=me_i$의 비로 일정 체적에 들어가서 출구 e에서는

$$\dot{E}_e=me_e \quad (9)$$

m : 유량

$e_i$, $e_e$: 입구와 출구

평형상태에서 입구의 엑서지는 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{E}_i=\dot{E}_e+\dot{E}_D+\dot{E}_L \quad (10)$$

$\dot{E}_D$ : 엑서지 파괴

$\dot{E}_L$ : 엑서지 손실

열전달과 마찰에 의한 대향류 열교환기의 엑서지 파괴를 Fig. 1에 나타냈다. $T_{ha}$는 더운 유체의 평균온도이며, $T_{ca}$는 찬 유체의 평균온도이다. A와 B 시스템이 있다. 벽을 통하여 $\dot{Q}$의 비율로 열전달에 의한 에너지가 흐른다. 하부 시스템 A는 열전달에 의해서만 엑서지 파괴가 일어난다.

평형상태의 닫힌계에서 엑서지비는[9]

$$0=\left(1-\frac{T_0}{T_{ha}}\right)\dot{Q}-\left(1-\frac{T_0}{T_{ca}}\right)\dot{Q}-\dot{E}_{DA} \quad (11)$$

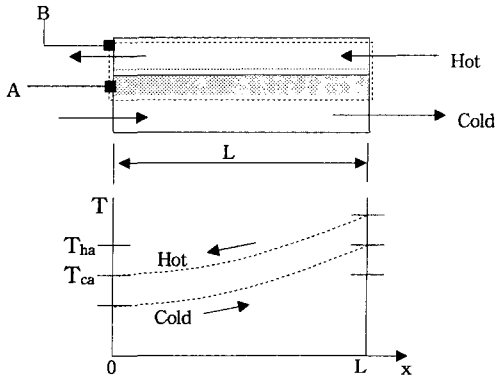



**Fig. 1. The countflow heat exchanger used to discuss the effects of heat transfer and friction on exergy destruction.**

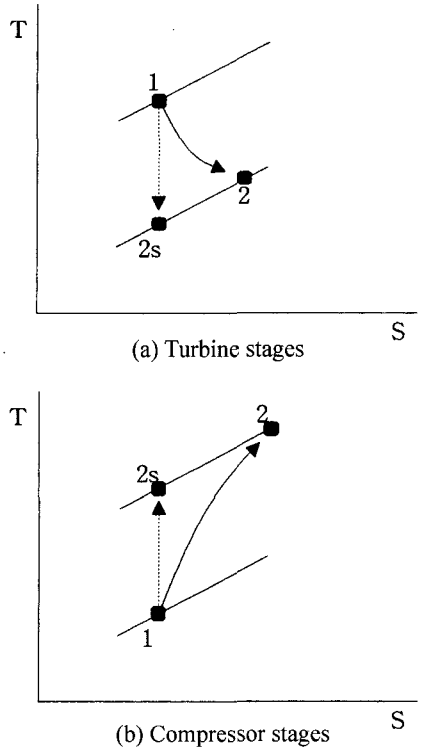



**Fig. 2. The temperature-entropy diagram used to discuss the effect of friction on the performance of turbine and compressor stages.**

$\dot{E}_{DA}$ : 열전달에 의한 하부시스템 A에서의 엑서지 파괴[9]

$$\dot{E}_{DA}=T_0\dot{Q}\frac{T_{ha}-T_{ca}}{T_{ha}T_{ca}} \quad (12)$$

$\dot{E}_{DB}$가 하부시스템 B에서 마찰에 의한 엑서지 파괴이고, 입구와 출구의 화학적엑서지, 운동엑서지, 위치엑서지는 무시될 수 있다. 엑서지 파괴는[9]

$$\dot{E}_{DB}=\frac{T_0 m(4L/D)(V^2/2)f}{T_{ha}} \quad (13)$$

f : 마찰계수

Fig. 2의 (a)와 (b)에서 실제 온도, $T_2$는 이상팽창 온도로 $T_{2s}$에 비해 마찰에 의한 온도상승으로 더 높게 나타난다. Fig. 2에서와 같이 터빈에서 증기의 팽창에 의해 발생하는 마찰 손실이 터빈의 주요 손실로 작용한다.

시스템에서 파괴된 엑서지의 비율을 나타내면[9]

$$y_D=\frac{\dot{E}_D}{\dot{E}_{F,tot}} \quad (14)$$

$y_D$ : 엑서지 파괴비

$\dot{E}_{F,tot}$ : 전체 시스템에 공급된 연료의 엑서지 비

전체 시스템에서 엑서지 손실은[10]

$$ED_T=ED_A+ED_{UNA} \quad (15)$$

$ED_T$는 시스템의 총 엑서지 손실이며 $ED_A$는 개선가능 엑서지 손실, $ED_{UNA}$는 개선이 불가능한 엑서지를 나타낸다.

Table 2에서 각 기기에서 $\dot{E}_P$는 공급물질의 엑서지, $\dot{E}_F$는 공급되는 연료의 엑서지다.

급수가열기의 $\dot{E}_F$는 추기 증기 유효일과 배출 응축수 유효일의 차이며, $\dot{E}_P$는 급수가열기 입, 출구 급수의 유효일 차이다. 터빈의 $\dot{E}_F$는 터빈 입, 출구증기의 유효일 차에서 추기증기의 유효일을 뺀 값이며, $\dot{E}_P$는 터빈의 축동력이다. 보일러의 $\dot{E}_F$는 연료, 연소용 공기의 유효일에서 석탄회, 연소 후 가스의 유효일을 뺀 값이며, $\dot{E}_P$는 보일러 출구 주증기와 입구 급수유효일의 차에 보일러 입, 출구 재열증기 유효일차의 합이다. $\varepsilon$는 엑서지 효율을 의미한다. 각 기기의 엑서지 효율의 계산은 아래와 같이 한다.

펌프, 팬의 효율은

$$\varepsilon=\frac{\dot{E}_1-E_2}{\dot{w}} \quad (16)$$

$\dot{E}_1$ : 입구의 엑서지

$\dot{E}_2$ : 출구의 엑서지

터빈의 효율은 다음과 같다.

$$\varepsilon=\frac{\dot{w}}{\dot{E}_1-E_2} \quad (17)$$

보일러의 효율은 아래와 같이 나타낸다.

$$\varepsilon=\frac{(\dot{E}_6-\dot{E}_5)+(\dot{E}_8-\dot{E}_7)}{(\dot{E}_1+\dot{E}_2)-(\dot{E}_3+\dot{E}_4)} \quad (18)$$

$\dot{E}_1$ : 보일러 공급 연료(석탄)의 엑서지

$\dot{E}_2$ : 보일러 공급 공기의 엑서지

$\dot{E}_3$ : 회(ash)의 엑서지

$\dot{E}_4$ : 연소가스의 엑서지

$\dot{E}_5$, $\dot{E}_6$ : 급수의 보일러 입구, 출구 엑서지

$\dot{E}_7$, $\dot{E}_8$ : 재열증기의 보일러 입구, 출구 엑서지

### 2-2. 표준석탄화력 엑서지 분석절차

발전시스템의 엑서지 분석을 위해 설계조건 모델을 개발하였다. 수년간 운전되고 있는 시스템의 상태는 설계조건에서 벗어난 경우가 많기 때문에 이에 대한 정확한

**Table 2. Exergy rates associated with fuel and products for selected components at steady-state.**

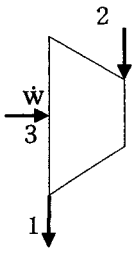
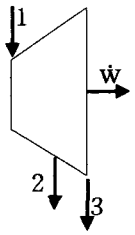
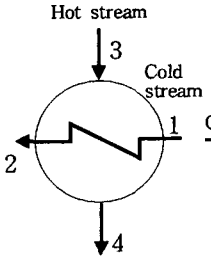
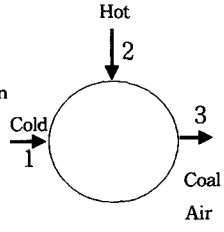
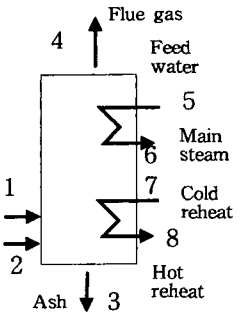
| Pump or fan | Turbine | Heater | Mixing unit | Boiler |
|---|---|---|---|---|
|  |  |  |  |  |
| *Exergy rate of product, $\dot{E}_P$*<br>$\dot{E}_2-\dot{E}_1$, | $\dot{w}$, | $\dot{E}_2-\dot{E}_1$, | $\dot{E}_3$, | $(\dot{E}_6-\dot{E}_5)+(\dot{E}_8-\dot{E}_7)$ |
| *Exergy rate of fuel, $\dot{E}_F$*<br>$\dot{w}$, | $\dot{E}_1-\dot{E}_2-\dot{E}_3$, | $\dot{E}_3-\dot{E}_4$, | $\dot{E}_1+\dot{E}_2$, | $(\dot{E}_1+\dot{E}_2)-(\dot{E}_3+\dot{E}_4)$ |
| *Exergy efficiency, $\varepsilon$*<br>$\frac{\dot{E}_2-\dot{E}_1}{\dot{w}}$, | $\frac{\dot{w}}{\dot{E}_1-\dot{E}_2-\dot{E}_3}$, | $\frac{\dot{E}_2-\dot{E}_1}{\dot{E}_3-\dot{E}_4}$, | $\frac{\dot{E}_3}{\dot{E}_1+\dot{E}_2}$, | $\frac{(\dot{E}_6-\dot{E}_5)+(\dot{E}_8-\dot{E}_7)}{(\dot{E}_1+\dot{E}_2)-(\dot{E}_3+\dot{E}_4)}$ |

**Table 3. The data of the boiler.**

| | |
|---|---|
| Main steam flow (t/h) | 1543 |
| Reheat steam flow (t/h) | 1217 |
| Main steam pressure (kg/cm$^2$) | 247 |
| Reheat steam pressure (kg/cm$^2$) | 37 |
| Main steam temp (°C) | 538 |
| Reheat steam temp (°C) | 538 |
| Total air flow (t/h) | 1641 |
| Total fuel flow (t/h) | 172 |
| Boiler fuel/air ratio | 0.1048 |
| Number of pulverizers | 6 |
| Economizer outlet $O_2$ (%) | 3.6 |

**Table 4. The data of the turbine, generator and balance of plants.**

| | |
|---|---|
| Turbine speed (rpm) | 3,600 |
| Number of stages (HP/IP/LP) | 18 (7/5/6) |
| Turbine blade material | 12Cr alloy steel |
| Maximum wheel diameter (mm) | 3,150 |
| Generator speed (rpm) | 3,600 |
| Generator capacity (kVA) | 612,000 |
| Generator current (A) | 16,061 |
| Condenser pressure (mmHgA) | 38.1 |
| Cooling water flow (t/h) | 88,570 |
| Number of feed water heaters | 8 |
| Number of boiler feed water pumps | 3 |

비교 평가를 위해 설계조건 모델이 필요하다.

외기 조건은 20°C로 규정하고, Table 3과 4 같이 발전 시스템 설계서에 제시된 기기 규격과 특성을 입력하여 노후 되거나 비정상적으로 작동하는 기기가 없는 설계조건 모델을 만들었다. 설계조건 모델 개발을 위해 크게 두 부분의 입력을 STEAM PRO Ver 5.3에 하였다. 첫째, 각종 단위 기기와 보일러, 터빈, 복수기 등의 설계 특성을 입력하고, 둘째, 100% 부하에서 계통의 물과 증기의 온도, 압력, 유량을 입력한 것이다.

STEAM PRO는 증기터빈용 발전 시스템 진단 전용 프로그램이다. ASPEN PLUS가 화학공정을 비롯한 광범위한 모사를 하는데 비해 STEAM PRO는 증기터빈만 모사한다. 또한 전 계통에 대해 형식화된 선택항목으로 구성돼 있어서 수월하게 정해진 항목에 대한 시스템 사양을 입력할 수 있다.

우선 터빈, 발전기 부분에 대한 시스템의 형태, 구성 및 운전조건 등을 입력하였다. 또한 터빈 추기의 개수와 위치를 정의하여 급수가열기에 입력되는 증기의 상태를 정의했다. 8개의 급수가열기에 대해 세부적으로 정의하고 보일러 급수펌프의 조건을 지정하고 연료의 조건을 선택하며, 기타 보조 기기에 대한 설계된 요구 항목을 입력하였다.

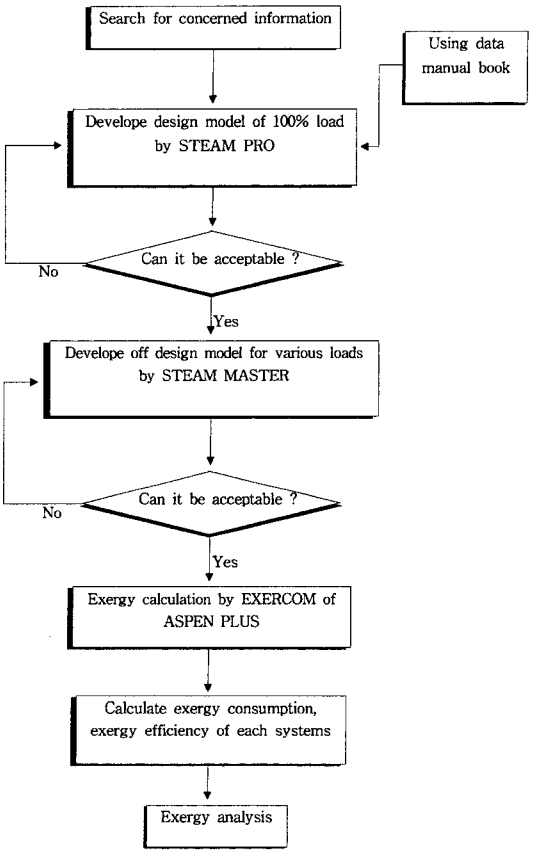



**Fig. 3. The exergy analysis flow chart of the system.**

STEAM MASTER Ver. 5.3을 사용하여 발전시스템의 설계조건이 아닌 100%, 75%, 50% 부하에서의 탈 설계점 모델을 개발하였다.

STEAM MASETER는 STEAM PRO와 연결하여 동작하는 프로그램으로 STEAM PRO가 설계서에 따른 완벽한 상태의 설계모델을 개발하는데 비해 STEAM MASTER는 설계조건이 아닌 상태를 모사하기 위한 프로그램이다. 발전 시스템의 모든 부하에서 운전 상황 재현이 가능하며, 시스템의 한 항목을 변화시켜 전체의 변화를 모사 할 수 있다. 그래서 노후 되거나 오작동 되는 부분을 찾아낼 수 있으며, 새로운 기기의 설치 없이 모델을 이용하여 가상 운전을 하여 이에 따라 진단이 가능하다.

STEAM MASTER의 탈 설계점 모델을 이용하여 계통의 물과 증기의 온도, 압력, 유량을 ASPEN PLUS의 서브 프로그램인 EXERCOM과 연계하여 엑서지 계산을 수행하였다.

### 2-3. 표준석탄화력 엑서지 계산

STEAM MASTER에서 설계된 탈 설계점 모델의 엑서지를 구하기 위해 EXERCOM을 사용하였다. EXERCOM은 ASPEN PLUS에 연결하여 사용한다. ASPEN PLUS는 화학공정을 모사하기 위해 개발된 프로그램이나 발전 시스템 모사를 비롯한 다양한 부분에 적용되는 범용성 프로그램이다. ASPEN PLUS는 각각의 기기를 의미하는 블록에 대한 정의를 하고, 블록간의 물질 흐름에 대한 양 및 열역학적 조건을 입력하는 방식을 통해 시스템을 모사한다. EXERCOM은 이 ASPEN PLUS에 연결되어 STEAM MASER에서 모사된 기기, 흐름의 엑서지 값을 계산한다.

Table 5에서와 같이 STEAM MASTER로 모사된 탈 설계점 모델을 ASPEN PLUS EXERCOM과 연동하여

**Table 5. The feed water heater's exergy calculation for various loads by ASPEN PLUS EXERCOM [kW].**

| Equipments | | 50% load | 75% load | 100% load |
|---|---|---|---|---|
| Feed water heater No. 1 | Extraction steam | 1060.83 | 2260.13 | 3812.69 |
| | Drain from front stage | 99.19 | 260.61 | 506.13 |
| | Feed water in | 149.80 | 356.51 | 728.91 |
| | Feed water out | 840.06 | 1901.34 | 3367.95 |
| | Drain | 2.86 | 22.27 | 76.58 |
| Feed water heater No. 2 | Extraction steam | 1340.45 | 2531.85 | 4035.62 |
| | Drain from front stage | 192.30 | 444.82 | 814.68 |
| | Feed water in | 840.06 | 1901.34 | 3367.95 |
| | Feed water out | 2020.49 | 4139.38 | 6896.57 |
| | Drain | 99.19 | 260.61 | 506.13 |
| Feed water heater No. 3 | Extraction steam | 2173.57 | 3824.86 | 5824.43 |
| | Drain from front stage | 244.53 | 536.64 | 947.67 |
| | Feed water in | 2020.49 | 4139.38 | 6896.57 |
| | Feed water out | 3933.28 | 7543.39 | 12059.92 |
| | Drain | 192.30 | 444.82 | 814.68 |
| Feed water heater No. 4 | Extraction steam | 6909.09 | 11914.04 | 17942.09 |
| | Feed water in | 3933.28 | 7543.39 | 12059.92 |
| | Feed water out | 9345.79 | 16970.94 | 26291.77 |
| | Drain | 244.53 | 533.64 | 947.67 |
| Feed water heater No. 5 | Extraction steam | 4121.60 | 7265.63 | 11418.18 |
| | Drain from front stage | 2912.75 | 6385.98 | 11504.63 |
| | Leak steam from HPT Low Pr. side | 550.16 | 818.90 | 1131.56 |
| | Feed water in | 9345.79 | 16970.94 | 26291.77 |
| | Feed water out | 16321.34 | 30564.89 | 49054.30 |
| Feed water heater No. 6 | Extraction steam | 6103.15 | 10246.16 | 11418.18 |
| | Drain from front stage | 3141.57 | 6896.20 | 12535.67 |
| | Leak steam from HPT valve stem | 72.57 | 112.29 | 152.18 |
| | Feed water in | 20056.06 | 38593.44 | 62645.01 |
| | Feed water out | 25790.91 | 48472.13 | 77318.27 |
| | Drain | 2912.75 | 6385.98 | 11504.63 |
| Feed water heater No. 7 | Extraction steam | 15137.16 | 27442.44 | 42176 |
| | Drain from front stage | 2081.72 | 4582.48 | 8518.08 |
| | Feed water in | 25790.91 | 48472.13 | 77318.27 |
| | Feed water out | 38921.89 | 72043.85 | 113110.91 |
| | Drain | 3141.57 | 6896.20 | 12535.67 |
| Feed water heater No. 8 | Extraction steam | 12200.81 | 22469.21 | 36829.13 |
| | Feed water in | 38921.89 | 72043.85 | 113110.91 |
| | Feed water out | 48601.83 | 89283.24 | 140426.30 |
| | Drain | 2081 | 4582.48 | 8518.08 |

**Table 6. The boiler's exergy calculation for various load by ASPEN PLUS EXERCOM [kW]**

| Equipment | | 50% load | 75% load | 100% load |
|---|---|---|---|---|
| Boiler | Fuel | 508149.04 | 767613.85 | 924181.01 |
| | Air | 420.77 | 611.00 | 809.21 |
| | Flue gas | 21032.47 | 35439.36 | 40707.96 |
| | Feed water in | 48441.29 | 89060.45 | 140147.81 |
| | Main steam | 293177.42 | 450343.66 | 620424.33 |
| | Cold reheat | 165809.85 | 254289.44 | 352640.73 |
| | Reheated steam | 216193.01 | 335014.81 | 465323.30 |

50%, 75%, 100% 부하에서 8개의 급수가열기의 입구, 출구 엑서지와 터빈의 추기증기에 대한 엑서지 값을 구하였다.

Table 6에서 EXERCOM을 이용하여 50%, 75%, 100%의 부하에서 보일러에 공급되는 연료, 연소용 공기, 급수, 주증기 및 재열증기의 엑서지 값을 구하였다. 100% 부하에서 보일러로 공급되는 연료의 엑서지는 924 MW에 이르러 출력에 비해 1.848배의 연료가 공급되었다. 대기로 배출되는 연소가스의 엑서지도 40 MW로 나타났다.

Table 7에서는 고압터빈, 중압터빈, 저압터빈에 입력, 출

**Table 7. The main turbine's exergy calculation for various loads by ASPEN PLUS EXERCOM [kW].**

| Equipments | | 50% load | 75% load | 100% load |
|---|---|---|---|---|
| HP Turbine | Main steam inlet | 293177.42 | 450343.66 | 620424.33 |
| | HP leak to IPT in | 4329.76 | 6608.76 | 9059.47 |
| | Valve stem leak to SSR | 43.64 | 65.52 | 88.54 |
| | Valve stem leak to FWH 6 | 97.48 | 149.99 | 198.99 |
| | Valve stem leak to IPT in | 751.64 | 1155.56 | 1415.31 |
| | LP leak to SSR | 318.32 | 485.26 | 659.71 |
| | LP leak to FWH 5 | 646.34 | 1025.42 | 1405.35 |
| | Exhaust steam to FWH 8 | 12238.57 | 22560.91 | 37084.13 |
| | Exit steam to FWH 7 | 15179.15 | 27544.94 | 42362.12 |
| | Exit steam to reheater | 165809.85 | 254289.44 | 352640.73 |
| IP Turbine | Steam from reheater | 216193.01 | 335014.81 | 465323.30 |
| | Leak from HPT | 4329.76 | 6608.76 | 9059.47 |
| | LP leak to SSR | 162.85 | 250.61 | 345.13 |
| | Exit steam to BFP | 7000.43 | 13350.61 | 22272.25 |
| | Exit steam to LP | 130965.70 | 202059.24 | 278959.96 |
| | Exit steam to FWH 5 | 4133.22 | 7291.37 | 11467.63 |
| | Exhaust steam to 6 HTR | 6141.71 | 10317.01 | 15003.39 |
| LP Turbine | Crossover steam | 130965.70 | 202059.24 | 278959.96 |
| | Exhaust steam (4.74ata) | 1741.03 | 1222.78 | 18130.80 |
| | Exhaust steam (1.30ata) | 550.89 | 3882.81 | 5921.13 |
| | Exhaust steam (0.594ata) | 341.03 | 2582.19 | 4123.83 |
| | Exhaust steam (0.259ata) | 271.01 | 71.07 | 3846.76 |
| | Exit steam to condenser | 2614.23 | 7793.39 | 13805.94 |

**Table 8. The condenser's exergy calculation for various load by ASPEN PLUS EXERCOM [kW].**

| Equipment | | 50% load | 75% load | 100% load |
|---|---|---|---|---|
| Condenser | Steam in | 2614.23 | 7793.39 | 13805.94 |
| | Drain from FWH1 | 20.86 | 22.32 | 76.58 |
| | Steam from BFP | 179.76 | 3033.37 | 1525.39 |
| | Miscellaneous (from SSR) | 7.86 | 15.14 | 22.79 |
| | Condensate to FWH1 | 7.44 | 46.15 | 144.49 |

력되는 엑서지 값과 추기증기로 나가는 엑서지 값을 구하였다. 고압터빈에서 급수가열기 7번으로 빠지는 추기 엑서지가 8번 급수가열기로 공급되는 값보다 높게 나타났다. 이는 7번 급수가열기로 공급되는 추기 증기량이 8번에 비해 많기 때문이다. 100% 부하에서 중압터빈에서 보일러 급수펌프로 공급되는 엑서지는 22 MW 였다. 저압터빈에서 복수기로 배출되는 엑서지는 13.8 MW로 나타났다.

Table 8에서 저압터빈 최종단에서 복수기로 배출되는 증기, 각종 열교환기 및 보일러 급수펌프에서 유입되는 증기의 엑서지 값을 각 부하에 대하여 구하였다. 100% 부하에서 보일러 급수펌프 배출 증기 엑서지는 1.5 MW로 급수펌프에서 버려지는 에너지는 적었다.

### 2-4. 50%, 75%, 100% 부하 엑서지 분석

ASPEN PLUS의 EXERCOM에서 구한 엑서지 값을 이용하여 각 부하에서 공급물 엑서지($\dot{E}_P$), 연료의 엑서지($\dot{E}_F$)와 엑서지 소모량($\dot{E}_{CON}$)을 구하여 기기의 가치를 평가하였다.

Table 9에서는 50% 부하 15개 기기의 공급물 엑서지, 연료 엑서지, 엑서지 소모량을 구하였다.

소모량은 보일러가 192 MW, 저압터빈이 18 MW, 고압터빈이 8 MW로 나타났다. 복수기의 엑서지 소모는 7 kW에 불과한 아주 작은 양이었다. 급수가열기 중에서는 급수가열기 4번의 엑서지 소모가 1.2 MW로 가장 크게 나타났다. 보일러가 대 부분의 손실을 차지하였고, 터빈이 그 다음으로 손실량이 컸다.

Table 10은 75% 부하에서 공급물 엑서지, 연료 엑서지, 엑서지 효율을 나타냈다. 50% 부하에서와 같이 보

**Table 9. The exergy analysis of 50% load [MW].**

| Equipments | $\dot{E}_P$ | $\dot{E}_F$ | $\dot{E}_{CON}$ |
|---|---|---|---|
| Feed water heater No. 1 | 0.69026 | 1.15716 | 0.4669 |
| Feed water heater No. 2 | 1.18043 | 1.43356 | 0.25313 |
| Feed water heater No. 3 | 1.91279 | 2.2258 | 0.31301 |
| Feed water heater No. 4 | 5.41251 | 6.66456 | 1.25205 |
| Feed water heater No. 5 | 6.96655 | 7.58451 | 0.61796 |
| Feed water heater No. 6 | 5.73485 | 6.40454 | 0.66969 |
| Feed water heater No. 7 | 13.13098 | 14.07731 | 0.94633 |
| Feed water heater No. 8 | 9.67994 | 10.119 | 0.43906 |
| Boiler | 295.11929 | 487.53734 | 192.41805 |
| Superheater | 244.73613 | - | - |
| HP Turbine | 84.934 | 93.76267 | 8.82867 |
| Reheater | 382.0038 | - | - |
| IP Turbine | 67.140 | 72.11886 | 4.97886 |
| LP Turbine | 106.968 | 125.44751 | 18.47951 |
| Condenser | 2.79727 | 2.80471 | 0.00744 |
| SUM | | | 229.6707 |

**Table 10. The exergy analysis of 75% load [MW].**

| Equipments | $\dot{E}_P$ | $\dot{E}_F$ | $\dot{E}_{CON}$ |
|---|---|---|---|
| Feed water heater No. 1 | 1.54483 | 2.49847 | 0.95364 |
| Feed water heater No. 2 | 2.23804 | 2.71646 | 0.47842 |
| Feed water heater No. 3 | 3.40401 | 3.91368 | 0.50967 |
| Feed water heater No. 4 | 9.42755 | 11.3804 | 1.95285 |
| Feed water heater No. 5 | 13.59395 | 14.47051 | 0.87656 |
| Feed water heater No. 6 | 9.87869 | 10.8687 | 0.99001 |
| Feed water heater No. 7 | 23.57172 | 25.12872 | 1.557 |
| Feed water heater No. 8 | 17.23939 | 17.88664 | 0.64725 |
| Boiler | 442.01158 | 702.78549 | 260.77301 |
| Superheater | 361.28621 | - | - |
| HP Turbine | 1.2348 | 136.44786 | 12.94986 |
| Reheater | 80.72537 | - | - |
| IP Turbine | 100.938 | 108.35473 | 7.41673 |
| LP Turbine | 160.556 | 175.707 | 15.151 |
| Condenser | 10.81807 | 10.86422 | 0.04615 |
| SUM | | | 304.297 |

일러의 손실이 가장 커 260 MW로 나타났고, 고압터빈의 손실은 13 MW로 나타났으며 저압터빈은 15 MW였다. 복수기의 손실은 46 kW로 50%부하 손실량 보다 6.18배 증가 됐으나, 전체손실에서 차지하는 비율은 아주 낮았다. 급수가열기 중 50% 부하에서와 같이 4번 급수가열기의 손실량이 가장 크게 나타났으며 2 MW였다. 이어서 7번 급수가열기의 손실이 1.5 MW, 6번 손실이 0.99 MW, 1번 손실이 0.95 MW로 나타났다. 50% 부하에서는 4번 급수가열기의 손실량이 가장 크고, 이어서 7번, 6번, 5번의 순이었으나 100% 부하시 7번, 6번, 1번의 순으로 차이가 발생하였다.

Table 11은 100% 부하에서 급수가열기 8개의 엑서지 소모와 효율을 나타냈다. 1번 급수가열기의 효율이 제일 낮고, 이어서 2번 가열기, 4번 가열기의 순으로 낮았다. 1번은 급수 온도가 상대적으로 낮아 열 교환에 의한 손실이 발생했기 때문에 소모가 크게 나타났다. 그러나 전반적으로 엑서지 소모는 3 MW 미만으로 크지 않으며, 전체 급수가열기 엑서지 소모는 13.3 MW로 나타났다.

급수 가열기 중에서 1번 가열기의 엑서지 효율이 가장 낮게 나타났다. 그러나 1번 가열기의 경우 엑서지 효율이 62.21%로 낮지만 엑서지 소모는 1.6 MW로 적었다. 전체 급수가열기의 엑서지 소모는 13.3 MW로 총 발전량에 대해 무시할 정도의 작은 양이다. 급수가열기의 평균 엑서지 효율은 84%로 나타났다.

Table 12는 터빈의 엑서지 소모와 엑서지 효율을 나타냈다. 고압터빈의 효율이 91.69%로 가장 낮고, 저압터빈의 효율이 91.88%로 나타났다. 터빈의 효율은 전반적으로 높게 나타나 평균 92.69%였다. 손실은 저압터빈

**Table 11. The exergy analysis of feed water heaters at 100% load [MW].**

| Equipments | $\dot{E}_P$ | $\dot{E}_F$ | $\dot{E}_{CON}$ | ε (%) |
|---|---|---|---|---|
| Feed water heater No. 1 | 2.63904 | 4.24224 | 1.6032 | 62.21 |
| Feed water heater No. 2 | 3.52862 | 4.34417 | 0.81555 | 81.23 |
| Feed water heater No. 3 | 5.16335 | 5.95742 | 0.78407 | 86.67 |
| Feed water heater No. 4 | 14.23185 | 16.99442 | 2.76257 | 83.74 |
| Feed water heater No. 5 | 22.76253 | 24.05437 | 1.29184 | 94.36 |
| Feed water heater No. 6 | 14.67326 | 16.18661 | 2.61186 | 94.05 |
| Feed water heater No. 7 | 35.79264 | 38.16519 | 2.37255 | 93.78 |
| Feed water heater No. 8 | 27.31539 | 28.37405 | 1.05866 | 96.27 |
| SUM | | | 13.3 | 84.93 |

이 18.93 MW로 가장 높았고, 고압터빈이 14.58 MW로 두 번 째로 높았다. 터빈 전체의 엑서지 손실은 41.55 MW로서 급수가열기에 비해 효율은 높지만 전체 손실량은 3.12배에 달하였다. 터빈에 공급되는 유량이 급수가열기에 비해 많기 때문에 손실이 커졌다.

Table 13에서 보일러와 복수기의 엑서지 소모, 효율을 나타냈다. 보일러의 엑서지 소모가 무려 291 MW로 나타나 가장 큰 손실원으로 나타났다. 냉각기로서 복수기의 엑서지 효율은 복수기에 입력되는 저압터빈 배출증기, 1번 급수가열기 응축수, 보일러 급수펌프 유입증기, 터빈 밀봉증기의 엑서지 합에 대한 복수기에서 냉각된 엑서지의 비로 나타내며, 복수기의 엑서지 효율은 99.06%로 양호한 성능의 기기로[11] 나타났다. 보일러는 열역학 제 1법칙적 효율이 90%인 고 효율 기기로 평가되었으나 엑서지 분석결과 67.05%의 저 효율 기기로 판명되었다. 또한 엑서지 소모량도 291 MW로 전체 발전량의 30%에 해당하는 손실원으로 나타났다. 이에 반해 복수기는 전체에서 손실의 주원인으로 여겨졌었지만 분석결과 복수기 자체에 투입되는 엑서지양이 15 MW에 지나지 않아 냉각기로서 복수기의 효율은 99%로 아주 우수한 기기로 판명되었다.

Fig. 4에서는 시스템 구성 기기들의 엑서지 소모량을 비교하여 도표화했다. 50%, 75% 100% 각각의 부하에 대해 엑서지 효율을 비교하였을 때, 부하에 따른 효율 변화의 폭은 미미하여, 부하에 대한 효율의 민감도는 적게 나타났다. 부하 변화시 엑서지 소모량의 변화는 각종 열 교환기에서 10 kW 이하로 나타나 전체 시스템에서 차지하는 부분은 적었다. 그러나 보일러는 50% 부하에서 192 MW, 75% 부하에서 260 MW, 100% 부하에서는 291 MW의 엑서지 소모가 발생하여, 다른 대상물에 비해 월등한 손실이 발생하였다.

Fig. 5는 각 부하에 대한 구성 기기의 엑서지 효율을 나타냈다. 보일러의 효율이 100% 부하에서 67.05%로 전 기기 중 최저의 엑서지 효율을 보였다. 손실의 규모도 가장 큰 저 효율 기기로 개선대상 목표로 설정되어야 함을 알 수 있었다. 보일러는 50% 부하에서 60.53%, 75% 부하에서 62.89%, 100%에서 67.05%로 부하가 높아질수록 효율이 상승하며, 최고와 최소의 효율차는 7%로 나

**Table 12. The exergy analysis of main turbine [MW]**

| Equipments | $\dot{E}_P$ | $\dot{E}_F$ | $\dot{E}_{CON}$ | ε (%) |
|---|---|---|---|---|
| HP Turbine | 160.925 | 175.50998 | 14.58498 | 91.69 |
| IP Turbine | 138.295 | 146.33441 | 8.03941 | 94.51 |
| LP Turbine | 214.2 | 233.13115 | 18.93115 | 91.88 |
| SUM | | | 41.554 | 92.69 |

**Table 13. The exergy analysis of boiler, condenser and pipes [MW].**

| Equipments | $\dot{E}_P$ | $\dot{E}_F$ | $\dot{E}_{CON}$ | ε (%) |
|---|---|---|---|---|
| Boiler | 592.95909 | 884.28226 | 291.32317 | 67.05 |
| Superheater | 480.27652 | - | - | - |
| Reheater | 112.68257 | - | - | - |
| Condenser | 15.28621 | 15.4307 | 0.14449 | 99.06 |

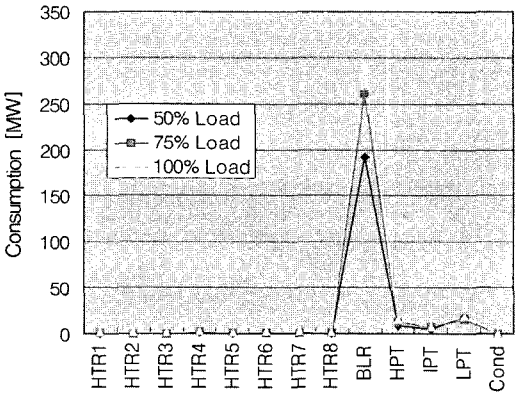



**Fig. 4. The exergy consumption trend for various loads.**

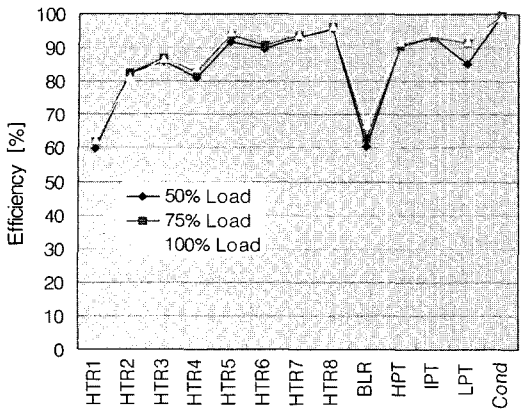



**Fig. 5. The exergy efficiency trend for various loads.**

타났다. 급수 가열기는 1번이 100% 부하에서 62.21%로 가장 낮았으며, 다음으로 2번이 81.23%로 낮았다. 8번이 96.27%로 효율이 가장 높았다. 다음으로 5번 가열기가 94.36%로 높게 나타났다. 터빈은 전반적으로 90% 이상의 고효율을 나타냈다. 50% 부하에서 저압터빈의 효율이 85.27%로 75% 부하의 91.38%와 100% 부하에서 91.88%에 비해 차이가 많이 발생하였다. 중압 터빈의 효율이 고압과 저압에 비해 2~3% 정도 높게 나타났다. 복수기의 효율은 대상 기기 중 가장 높게 나타났으며 50% 부하, 75% 부하 100% 부하 모두 99% 이상의 효율을 나타냈다. 복수기는 냉각기로서 성능이 양호하게 나타났다.

Fig. 6은 STEAM MASTER의 보일러 모형이다. 보일러의 엑서지 소모는 100% 부하에서 291 MW로 나타나 엑서지 소모의 주 요인으로 밝혀졌다. 보일러 엑서지 손실은 제어할 수 없는 연료의 산화에 의한 엑서지 파괴에 의해 발생한다. 연소 손실 3가지는 확산과 연료의 산화, 내부 열에너지의 전환, 구성물질의 혼합과정이며 이 중 대부분의 엑서지 파괴는 내부에너지의 전환에 의해 일어난다[12]. 또한 급수가 가열되어 증기가 되는 과정에서 연소가스와 급수, 연소가스와 증기의 열 교환 손실이 나머지 손실에 해당한다. 이는 개선 불가능한 손실에 해당한다. 차후 연료의 불완전 연소성을 개선하는 방향에 의해 보일러 성능 개선이 가능하리라 예상된다. 또한 현재 20% 정도의 과잉 공기가 공급되고 있고 연소가 안된 탄소가 4% 정도 배출되는데 과잉공기를 좀더 줄이고, 연소되지 않은 탄소의 배출을 저감시키고 연소용 공기와 연료 및 급수의 온도를 최대한 올리는 방향에 의해 손실 저감이 가능 할 것이다.

Fig. 7은 STEAM MASTER의 터빈 모형이다. 이러한 터빈에서 저압터빈의 손실이 100% 부하에서 18.9 MW로 나타났고 고압터빈의 손실은 14.58 MW로 나타났다. 전체적으로 41.5 MW의 손실이며 엑서지 효율도 92%로 양호하게 나타났다. 저압터빈의 효율이 낮은 것은 저압

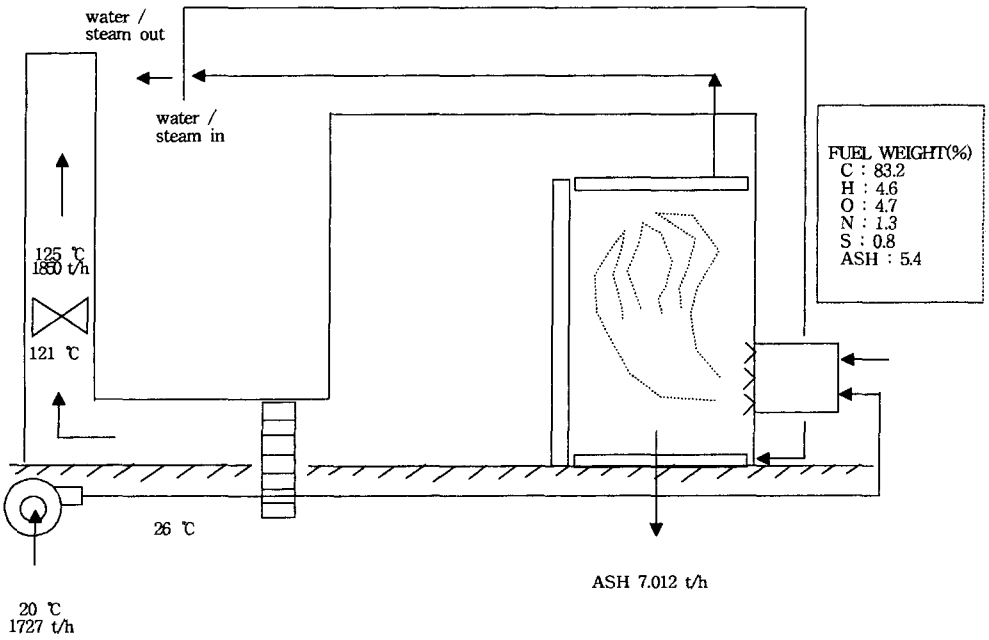
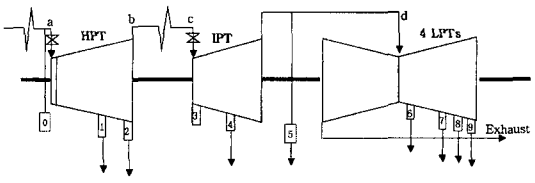



**Fig. 6. The boiler 100% load off design model by STEAM MASTER.**




| | 1 | 2 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| kg/㎠ | 66.38 | 40.66 | 16.06 | 8.59 | 4.74 | 1.3 |
| ℃ | 342.9 | 282.3 | 414.8 | 331.1 | 265.3 | 131.6 |
| t/h | 115.9 | 146.1 | 48.35 | 128.7 | 20.36 | 9.986 |
| kcal/kg | 719.1 | 695 | 785.1 | 745.7 | 715.1 | 653.8 |

| | 8 | 9 | a | b | c | d | Exhaust |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| kg/㎠ | 0.593 | 0.259 | 247.1 | 40.66 | 36.72 | 8.59 | 0.05166 |
| ℃ | 85.19 | 65.34 | 537.8 | 282.3 | 537.8 | 331.1 | 33.13 |
| t/h | 9.114 | 12.19 | 1512.8 | 1216.2 | 1216.2 | 1064.5 | 857.9 |
| kcal/kg | 623.8 | 595.5 | 789.9 | 695 | 844.3 | 745.7 | 551.9 |

**Fig. 7. The turbine 100% load off design model by STEAM MASTER.**

터빈 후단으로 갈수록 증기가 응축되어 최종단에서 손실을 유발시키기 때문이다. 고압터빈의 손실은 증기가 터빈의 날개에서 팽창할 때 마찰에 의한 팽창손실 때문이다.

성능시험에서 보일러의 열 효율이 90.23~90.69%로 측정이 됐으나, 엑서지 효율은 67.05%에 지나지 않아 일반적으로 양호한 효율로 결정된 대상물에 대한 판단의 오류를 찾을 수 있었다. 또한 열역학 제 1법칙적 손실의 주원인으로 여겨졌던 복수기의 효율은 열역학 제 2법칙적 효율이 99%인 가장 우수한 기기로 판명되었고, 실제적으로 복수기에 공급되는 엑서지량도 15 MW에 지나지 않아 저압 터빈에서 배출되는 증기의 에너지 가치가 낮음을 알 수 있었다.

시스템의 가치 향상을 위한 개선의 대상선정에 있어 우선적으로 보일러 부분 즉 연소에 관한 관심이 집중되어야 하겠다. 이를 위해 소비되는 금액과 개선후 얻을 수 있는 이득을 비교할 필요가 있다. 투자비에 비례한 최대의 효과를 얻을 수 있는 적정점을 결정한 후 노력을 집중하여야 하겠다.

## 3. 결 론

대표적인 에너지 산업중의 하나가 발전 시스템이다. 국내 에너지 소비량의 상당 부분을 차지하고 있으며, 현재 국내의 총 전력에서 25% 이상의 점유율을 보이고 있는 유연탄 발전 시스템은 저렴한 연료원가와 양호한 설비특성으로 장차 추가적인 설치가 될 전망이다. 그래서 이러한 대상 시스템에 대한 관심과 연구의 필요함은 많은 부분에서 요구되고 있으며, 노력의 일부분으로 실제로 몇 년간의 추세로 볼 때 효율은 작지만 증가됨을 알 수 있다.

분석에 의해, 열역학 제 1법칙으로 판단한 성능 개선 대상물의 선정이 잘 못 정해 질 수 있음을 알았다. 1법칙적 우수 기기인 보일러의 엑서지 효율은 가장 낮았으며, 성능 개선 대상의 목표를 보일러로 정하고, 관심을 집중하여야 함을 알 수 있었다. 이에 반해 저 효율적 기기로 그릇되게 인식되던 복수기는 냉각기로서 99%의 우수한 성능을 나타냄을 알 수 있었다.

또한, 단순한 열역학 제 1법칙적 손실의 비교로서 각종 기기의 최적화의 정도를 알 수 없으며, 열역학 제 1법칙적 손실규모의 크기로 개선노력을 투자하는 대상을 정할 수 없음을 알았다. 열역학 제 2법칙적 효율인 엑서지 분석으로 대용량 석탄화력 발전 시스템에서의 정확한 효율을 분석함으로써 구성 기기의 가치평가에 대한 지표를 제공하였다.

본 연구에서는,

1) 발전시스템의 탈 설계점 모델을 개발하여 부하에 따른 엑서지 효율과 엑서지 소모에 관해 분석함으로써, 부하에 따른 민감도 분석을 수행하여 시스템 구성요소들의 부하별 변화를 측정하였다.

2) ASPEN PLUS의 EXERCOM을 이용한 13개로 구성된 하부 시스템을 분석한 결과, 100% 부하에서 보일러의 엑서지 손실이 32.95%에 이르고, 중압터빈과 저압터빈의 손실이 각각 9.12%와 8.59%로 시스템 구성 요소 중 가장 큰 엑서지 손실원으로 확인되었다.

3) 열역학 제 1법칙적 효율 90% 기기인 보일러의 손실이 100% 부하에서 291 MW에 달하였으며, 주요 손실원으로 여겨졌던 복수기의 효율이 99%에 이르러 냉각기의 기능이 양호한 분석물 가운데 가장 고효율 기기임을 알 수 있었다.

4) 기기 성능개선 대상물을 설정하기 위해서 손실이 291 MW로 구성물 가운데 가장 큰 보일러로 결정하여야 함을 알 수 있었다. 다양한 석탄의 특성에 따른 적정한 과잉공기 공급으로 배기가스 손실을 줄이고 미분기동력을 고려한 적정한 연료의 미분도 유지로 배기가스 중 미연탄소분을 줄이는 방법을 통해 엑서지 소모량을 줄일 수 있다.

본 연구에서 수행한 엑서지 분석방법은 대용량 석탄화력 발전시스템의 성능개선의 가능성이 가장 높은 부분을 설정하는데 적합한 방법임을 확인하였다. 앞으로 개선가능성이 큰 보일러 연소 부분에 대한 연구가 지속된다면 좀더 양호한 성능의 시스템 운용이 가능하리라 예상한다.

## 참고문헌

1. 한국전력통계: 한국전력공사 (2001).

2. 조형래, 홍은기, 황광원: 신규화력 발전설비 인수성능 시험결과 보고서, 한국 전력공사, 전력연구원 (1999).
3. Moran, M.J.: "Availability Analysis; A Guide to Efficiency Energy Use", Prentice-Hall (1982).
4. Haywood, R.W.: "Equilibrium Thermodynamics for Engineers and Scientists", Wiley, New York (1980).
5. Ahern, J.E.: "The Exergy Method of Energy Systems Analysis", Wiley, New York (1980).
6. Keenan, J.H.: "Themodynamics", The MIT Press, Cambridge, Mass. (1970).
7. Obert, E.F. and Gaggioli, R.A.: "Thermodynamics", 2nd ed., MCGraw-Hill, New York (1963).
8. Tsung, S.M.: "Second law analysis of the turbine cycle for steam power plants : a parametric study", Ph. D. Thesis, The Catholic University of America, Washington, USA (1985).
9. Bejan, A., Tsatsaronis, G. and Moran, M.: "Thermal Design & Optimization", Wiley, New York (1996).
10. Feng Xiao, Zhu, X.X. and Zheng, J.P.: "A practical exergy method for system analysis", 31th IECEC (1996).
11. Moran, M.J. and Shapiro, H.N.: "Fundamentals of Engineering Thermodynamics", Wiley, New York (1995).
12. Dunbar, W.R. and Lior, N.: "Understanding Combustion Irreversibility", ASME AES-Vol 25/HTD-Vol. 191, pp. 81-84 (1991).