

# 대기온도 변화에 따른 150 MW 화력발전소용 공랭식 복수기 송풍기수 선정

황용훈, 허기무\*, 윤성훈\*, 문윤재\*, 이재현\*, 문승재\*<sup>†</sup>

SK건설(주), \*한양대학교 기계공학부

## Selection of Number of Fans in an Air-Cooled Condenser of a 150 MW Thermal Power Plant according to Ambient Air Temperature

Yong-Hoon Hwang, Ki-Moo Heo\*, Sung-Hoon Yoon\*, Yoon-Jae Moon\*,  
Jae-Heon Lee\*, Seung-Jae Moon\*<sup>†</sup>

\*SK Engineering & Construction Co., Ltd., Seoul 100-021, Korea

\*School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received October 16, 2014; Revised October 22, 2014)

**초 록** : 본 연구에서는 150 MW 화력발전소를 기준하여 발전소 건설지역의 최저 대기온도 -17.1℃부터 최대 대기온도 36.7℃까지를 3℃의 일정한 간격으로 구분하여 복수기 압력이 증기터빈의 배압조건을 만족하는 대기온도별 송풍기 수량을 검토하였다. 공랭식 복수기는 대기온도 및 송풍기 운전수량 변화에 따른 냉각공기 순환량에 영향을 받아 운전조건이 변 경이 되므로, 대기온도가 복수기 설계기준온도 이상의 경우에는 공랭식 복수기 송풍기의 운전수량을 최대로 해야 하고, 대 기온도가 복수기 설계기준온도 미만의 경우에는 증기터빈 배압 운전조건을 만족하는 범위 내에서 송풍기 운전수량을 변화 시켜 공랭식 복수기에 가해지는 공기 순환량을 감소시키는 것이 안정적인 발전소 운영을 하는 것임을 확인하였다.

**ABSTRACT** : During this study, number of fan by ambient air temperature that condenser pressure satisfies steam turbine exhaust pressure condition with intervals of 3℃ within the 150 MW thermal power plant site temperature range of -17.1℃ to 36.7℃ was reviewed. An air cooled condenser changes its operating pressure influenced by cooling air circulation amount by atmospheric temperature and number of fan. For stable power plant operation, these were confirmed to maximize a quantity of air-cooled condenser fans at above or equal from design ambient temperature and to reduce an amount of circulating air to an air cooled condenser by depending on a quantity of fan considering exhaust pressure operation condition of a steam turbine at below design ambient temperature.

**Key words** : 150 MW thermal power plant(150 MW 석탄화력발전소), air cooled condenser(공랭식 복수기)

**- 기호설명**

$A$  : 필요 냉각면적 [m<sup>2</sup>]

$C_a$  : 공기 비열 [kJ/(kg · K)]

$G_s$  : 복수기 유입증기량 [kg/s]

$G_a$  : 냉각공기량 [kg/s]

$h_c$  : 복수 비엔탈피 [kJ/kg]

$h_s$  : 유입증기 비엔탈피 [kJ/kg]

$h_1$  : 냉각공기 입구 비엔탈피 [kJ/kg]

$h_2$  : 냉각공기 출구 비엔탈피 [kJ/kg]

$K$  : 복수기 평균열관류계수 [W/m<sup>2</sup>K]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel. +82-2-2220-0450; Fax. +82-2-2220-2299

E-mail address: smoon@hanyang.ac.kr

## 대기온도 변화에 따른 150 MW 화력발전소용 공랭식 복수기 송풍기수 선정

- $N$  : 공랭식 복수기 송풍기 운전수량 [EA]
- $P_c$  : 복수기 운전압력 [bar]
- $P_{cf}$  : 복수기 송풍기 동력 [kW]
- $P_d$  : 복수기 송풍기 동력 [bar]
- $P_g$  : 복수기 송풍기 풍압 [mmAq]
- $P_n$  : 터빈 내부출력 [kW]
- $Q_c$  : 복수기 냉각공기가 받은 열량 [kW]
- $Q_{cf}$  : 복수기 송풍기 공기 순환량 [m<sup>3</sup>/min]
- $Q_s$  : 유입증기가 냉각공기에 준 열량 [kW]
- $T$  : 온도 [°C]
- $T_{c1}$  : 냉각공기 입구온도 [°C]
- $T_{c2}$  : 냉각공기 출구온도 [°C]

### 1. 서론

#### 1.1 연구의 필요성

발전소의 성능을 논할 때 증기터빈 및 복수기 효율의 중요성을 말하는 것은 재론의 여지가 없다. Conradie<sup>[1]</sup>는 건식 냉각방식이 적용되는 석탄화력발전소에서 복수기 냉각시스템으로 소실되는 에너지는 발전기로부터 생산되는 에너지의 2배에 상당하다는 것을 발표하였으며, Smrekar<sup>[2]</sup>는 발전소 복수기 냉각시스템의 개선이 발전소 성능 향상에 큰 영향을 미친다는 것을 확인하였다. 복수기에서 냉각매체의 효율성은 증기터빈의 배압조건을 확인함으로써 정량화할 수 있는데 증기터빈의 배압조건은 복수기로 유입되는 증기와 냉각매체와의 열전달량에 의하여 압력이 결정되며, 복수기로 인입되는 냉각매체인 공기의 유량이 많아지거나 설계기준보다 대기온도가 낮아지면 증기터빈의 배압이 감소되어 증기터빈의 발전량이 증가되므로 발전소 효율이 향상된다.

본 연구에서는 150 MW 화력발전소를 기준하여 대기온도의 변화가 복수기 송풍기에 미치는 영향을 검토하여, 대기온도별 최적의 공랭식 복수기 송풍기 운전수량을 선정하고자 한다.

#### 1.2 연구의 범위 및 방법

본 연구에서는 주증기 160 bar, 538°C, 122 kg/s, 재열증기 33.01 bar, 539°C, 111.9 kg/s를 사용하여 150

MW 전력을 생산하고 있는 석탄화력발전소를 기준하였다. 본 연구의 대상이 되는 발전소에서 적용되고 있는 공랭식 복수기는 대기온도에 따라 냉각열량이 변화하여 복수기 운전압력의 지속적 변동이 발생한다. 복수기 운전압력에 직접 영향을 미치는 냉각열량은 송풍기의 운전조건에 따라 결정되므로, 발전소 건설지역의 최저 대기온도 -17.1°C부터 최대 대기온도 36.7°C까지를 3°C의 일정한 간격으로 구분하여 복수기 압력이 증기터빈의 배압조건을 만족하는 대기온도별 송풍기 수량을 검토하였다. 대기온도별 복수기 송풍기 수량 및 운전압력의 검토는 발전소 설계 시 사용되는 Thermoflex 프로그램을 이용하여 신뢰성을 확보하도록 하였으며 공랭식 복수기의 운전압력 선정을 위한 저압 증기터빈의 운전범위 선정은 SIEMENS사의 SST-900 모델을 기준하였다.

### 2. 이론적 배경

#### 2.1 공랭식 복수기 설계

##### 2.1.1 열교환의 계산

공랭식 복수기에서의 열교환은 복수기로의 유입증기가 냉각공기에 준 열량  $Q_s$ 와 냉각공기가 받은 열량  $Q_c$ 는 식(1), (2)로 표시된다.

$$Q_s = G_s \times (h_s - h_c) \quad (1)$$

$$Q_c = G_a \times (h_2 - h_1) \quad (2)$$

복수기로의 유입증기가 냉각공기에 준 열량과 냉각공기가 받은 열량은 동일하므로 이것을  $Q$ 라고 하면 식(3)으로 표시된다.

$$Q = G_a \times (h_2 - h_1) = G_s \times (h_s - h_c) \quad (3)$$

##### 2.1.2 소요 냉각면적

$Q$ 의 열교환을 위해서 필요한 소요 냉각면적  $A$ 는 식(4)에서 구한다.

$$A = \frac{Q}{K \times \Delta T_m} \quad (4)$$

### 2.1.3 소요 냉각공기 순환량

터빈의 배기유량과 엔탈피, 냉각공기의 온도조건이 주어지는 경우, 소요 냉각공기 순환량  $G_a$ 는 식(5)에서 구한다.

$$G_a = \frac{h_s - h_c}{h_2 - h_1} \times G_s$$

$$= \frac{h_s - h_c}{C_a \times (T_{c2} - T_{c1})} \times G_s \quad (5)$$

### 2.1.4 복수기 송풍기 동력 소모량

공랭식 복수기 송풍기의 동력 소모량은  $P_{cf}$ 는 식(6)에서 구한다.

$$P_{cf} = \frac{Q_{cf} \times P_d}{6120 \times e_{cf}} \quad (6)$$

### 2.1.5 복수기 송풍기 수량

공랭식 복수기 송풍기에 적용되는 모터는 회전날개의 끝단속도 한계치와 초기 투자비가 고려되어 저압을 사용하므로, 복수기 송풍기의 수량  $N$ 은 식(7)에서 구한다.

$$N = \frac{P_{cf}}{150} \quad (7)$$

## 2.2 공랭식 복수기 운전압력 변화

공랭식 복수기는 다수의 송풍기를 사용하여 냉각공기를 핀 튜브에 접촉시켜 열교환을 하기 때문에 공기 순환량 및 공기 온도의 변화는 복수기 운전압력을 형성하는데 직접적인 관계가 있다. 식(8)은 공기의 순환량  $G_a$ 가 감소하면 공랭식 복수기의 냉각열량을 나타내는  $Q_c$ 가 비례적으로 감소하여 증기터빈 배기증기의 열량 또한 감소하게 됨을 확인할 수 있다.

$$Q_c = G_a \times C_a \times (T_{c2} - T_{c1}) \quad (8)$$

Fig. 1은 공랭식 복수기 냉각용량의 변화가 터빈 출구의 배기압력과 상관관계가 있음을 나타내고 있는데 랭킨 사이클에서 배기되는 열량인  $Q$ 가 작아지면  $4 \rightarrow 1$  구간이  $4' \rightarrow 1'$  구간으로 이동하게 되어 복수기의 압력이 상승함을 확인할 수 있다.

## 3. 성능특성 연구

### 3.1 연구조건

#### 3.1.1 복수기 설계 및 운전 조건

공랭식 복수기의 운전압력은 냉각매체인 공기의 온도와 밀접한 관계를 가지고 있다. 증기터빈 배기증기 포화온도와 냉각용 공기와의 온도차는 최근 20년간 지속적으로 감소하여 왔고 최근에는 25°C 온도차를 유지하는 것이 일반화되어 있다.<sup>[3]</sup> 실제 미국전력 연구센터에서는 증기터빈 배기증기의 포화온도와 냉각용 공기와의 온도차를 25°F(14°C)~60°F(32.6°C) 이내에서 선정하도록 제안하고 있으며, 대기온도 조건과 계절별 전력단가에 따라 다양하게 선정된다. 본 연구에서는 대기온도 저하 시 냉각용량이 증가하는 공랭식 복수기의 특성을 고려하여 12월부터 2월까지의 혹한기를 제외한 발전소의 평균온도 18.3°C를 설계기준 대기온도로 선정하였고 증기터빈 배기증기와의 온도 차이를 25°C로 고려하여 복수기 설계온도를 43.3°C로 확정하였으며, 43.3°C에 상응하는 포화압력인 0.088 bar를 공랭식 복수기의 설계압력으로 선정하였다. 공랭식 복수기의 배기공기 온도는 미국 열교환기 협회 기준에 따라, 증기터빈 배기온도와 공랭식

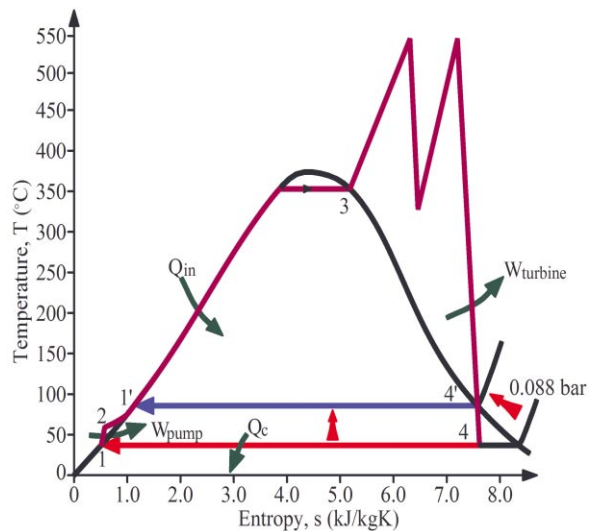


Fig. 1 Diagram for air cooled condenser operating pressure by cooling air temperature changing

## 대기온도 변화에 따른 150 MW 화력발전소용 공랭식 복수기 송풍기수 선정

복수기 배기 공기온도와와의 온도차 5.6℃를 적용하여 37.7℃를 선정하였다.

본 연구의 대상이 되는 석탄화력발전소에 적용되는 증기터빈은 복수기의 설계압력 0.088 bar를 기준하였을 때 최소 0.07 bar부터 최대 0.2 bar의 넓은 배기압력 운전범위를 가지고 있는 SIEMENS사의 SST-900 모델을 적용하였다.<sup>[4]</sup>

### 3.1.2 연구 대상 발전소

Table 1은 본 연구의 대상이 되는 150 MW 석탄화력발전소 주요 계통의 물성치를 나타내고 있다. 보일러에서 생산된 160 bar, 538℃, 122 kg/s의 과열증기는 고압 증기터빈으로 인입되어 전력을 생산한 후 37.73 bar, 333.6℃, 120.4 kg/s의 과열증기 상태로 배기된다. 고압 터빈에서 배기된 과열증기는 보일러 급수 온도상승을 위해 사용되는 증기를 제외한 111.9 kg/s가 보일러 재열기로 공급되어 온도가 539℃까지 상승된 후 저압터빈으로 인입된다. 저압터빈에 인입된 33.01 bar, 539℃, 111.9 kg/s의 과열증기는 탈기 및 저압급수 가열기 온도상승을 위하여 26.93 kg/s가 추가된다. 저압터빈에서 추가되는 증기를 제외한 84.97 kg/s는 습증기 상태로 저압터빈에서 배기된 후 공랭식 복수기에 의하여 완전 응축이 된 후 복수펌프 및 급수펌프에 의하여 보일러 드럼에 재공급된다.

Table 1 Performance data of the system at the design point condition

Description	Unit	Data
HP steam inlet pressure	bar	160
HP steam inlet temperature	℃	538
HP steam flow rate	kg/s	122
IP steam inlet pressure	bar	33.01
IP steam inlet temperature	℃	539
IP steam flow rate	kg/s	111.9
Exhaust steam flow rate	kg/s	84.97
Exhaust steam temperature	℃	43.3
Condenser pressure	bar	0.088

### 3.2 연구절차

본 연구의 대상이 되는 석탄화력발전소의 증기터빈 배기압력 운전범위는 최저 0.07 bar에서부터 최대 0.2 bar에 해당되므로 대기온도를 기준하여 공랭식 복수기의 냉각공기 최대 흡입량을 기점으로 송풍기를 순차적으로 정지하여 각 풍량에서의 공랭식 복수기 운전압력을 확인하였다.

확인된 배압이 0.07 bar 미만인 경우에는 증기터빈의 최소배압 조건을 만족시키지 못하여 운전이 불가능하므로 0.07 bar의 가장 근접한 배압을 형성하는 공랭식 복수기의 냉각공기 풍량을 기준하여 대기온도에서의 최대 풍량으로 고려하여 복수기 송풍기 최대 운전수량을 확정하였고, 확인된 배압이 0.2 bar 초과인 경우에도 증기터빈의 최대배압 조건을 벗어남으로 0.2 bar의 가장 근접한 배압을 형성하는 공랭식 복수기의 냉각공기 풍량을 기준하여 대기온도에서의 최소 풍량으로 고려하여 복수

Table 2 Heat rejection of air cooled condenser by ambient air temperature

Inlet temp. (℃)	Fan quantity (EA)	Outlet temp. (℃)	Heat rejection (kW)
-17.1	3	50.64	193,688
-14.7	3	54.19	195,372
-11.7	4	39.04	188,334
-8.7	4	42.41	189,859
-5.7	4	45.78	191,407
-2.7	5	38.46	188,019
0.3	5	41.74	189,502
3.3	6	38.10	187,823
6.3	7	36.49	187,070
9.3	8	36.10	186,870
12.3	9	36.5	187,026
15.3	10	37.44	187,429
18.3	10	40.37	187,046
21.3	10	43.66	190,264
24.3	10	46.77	191,704
27.3	10	49.87	193,159
30.3	10	52.96	194,553
33.3	10	56.05	196,046
36.3	10	59.15	197,602

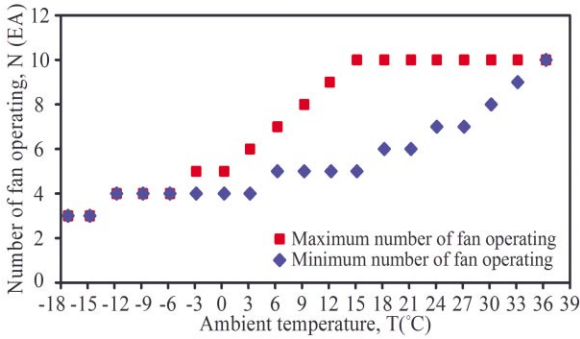


Fig. 2 Air cooled condenser pressure at minimum fan operating by ambient temperature

기 송풍기 최소 운전수량을 확정하였다.

#### 4. 결과 분석 및 고찰

Table 2는 본 연구의 대상이 되는 발전소의 최대 출력을 위한 대기온도별 공랭식 복수기의 열방출량을 검토한 결과를 나타내고 있다. 대기온도 변화에 따른 송풍기 운전수량 변화에 의해 냉각공기 공급량이 감소되는 경우에도 공랭식 복수기의 대수평균 온도차는 증가됨에 따라 공랭식 복수기에서 방출되는 열량이 변화하였다. 공랭식 복수기의 열방출량은 대기온도가 설계기준 온도인 18.3°C의 경우 187,046 kW, 증기터빈 배압이 최소가 되는 9.3°C의 경우 186,870 kW, 증기터빈 배압이 최대가 되는 36.3°C의 경우 197,602 kW까지 변화하는 것을 확인하였다.

Fig. 2는 본 연구의 대상이 되는 150 MW 석탄화력발전소의 증기터빈 운전범위를 고려한 대기온도 조건별 공랭식 복수기 송풍기의 운전수량을 나타낸 결과이다. 최저 대기온도 -17.1°C에서 -5.7°C까지는 송풍기의 최대 운전수량과 최소 운전수량이 같은 것으로 분석되었는데 이러한 이유는 -2.3°C 이하에서 운전 중인 송풍기의 수량을 증가시키면 공랭식 복수기의 운전압력이 증기터빈의 저압 운전범위인 0.07 bar 이하로 내려가며, 운전 중인 송풍기의 수량을 감소할 경우에는 공랭식 복수기의 압력이 상승하여 증기터빈 고압 운전범위 0.2 bar를 초과하기 때문이다. -5.7°C부터 15.3°C까지는 최대 운전 가능 송풍기의 수량과 최소 운전 가능 송풍기의 수량 차이가 점진적으로 증가하였고, 대기온도가 15.3°C를 초

과하는 경우에는 최대 운전 가능 송풍기와 최소 운전 가능 송풍기의 수량 차이가 감소하여 최대 대기온도인 36.7°C의 경우에는 송풍기 운전수량의 차이가 없는 것을 확인하였다.

#### 5. 결론

본 연구에서는 150 MW 화력발전소를 기준으로 발전소 건설지역의 최저 대기온도 -17.1°C부터 최대 대기온도 36.7°C까지를 3°C의 일정한 간격으로 구분하여 복수기 압력이 증기터빈의 배압조건을 만족하는 대기온도별 송풍기 수량을 검토하였다.

본 연구 결과, 15°C 이상의 대기온도에서는 송풍기 운전수량을 최대로 하여 10대 모두 운전을 해야 하며, 15°C부터 -3°C까지의 대기온도에서는 15°C 10대부터 -3°C 5대까지 송풍기 운전수량이 비례적으로 감소됨을 확인하였다. 낮은 대기온도는 송풍기 1대의 냉각용량을 더욱 증가시키므로 -6°C부터 -12°C까지는 송풍기 운전수량 4대, -12°C부터 최저 대기온도인 -17.1°C까지는 2대의 송풍기를 운전해야 함을 확인하였다.

#### 참고문헌

1. Conradie AE, Kroger DG, 1996, Performance evaluation of dry-cooling systems for power plant applications, Applied Thermal Engineering 16, pp. 219-232.
2. Smrekar J., Oman J., 2006, Improving the efficiency of natural draft cooling towers, Energy Convers Manage 47, pp. 1086-1100.
3. Karl R. Wilber, Kent Zammit, 2005, Development of Procurement Guidelines for Air-Cooled Condensers, Advanced Cooling Strategies /Technologies Conference, pp. 10-12.
4. SIEMENS Catalog, 2005, SST-900 Steam turbine for economical production of heat and power, pp. 3-4.
5. 임장순, 최국광, 엄기찬, 1999, 최신증기동력학, pp. 252-255.