

각기 다른 열소비율 보정곡선을 갖는 증기터빈의 최적 복수기 운전압력 설정

조천환*·백남호*·허진혁**·이재현**·문승재**·유호선***

The steam turbine condenser pressure optimization with different heat rate correction curves

Cheon-Hwan Cho*, Nam-Ho Baek*, Jin-Hyek Hur**, Jae-Heon Lee**,
Seung-Jae Moon**, Ho-Sun Yoo***

Key Words : Steam turbine(증기터빈); Condenser pressure(복수기 압력), Heat rate(열소비율)

Abstract

The present study performs a test of a change in a condenser pressure on two kinds of power plants having different condenser pressure-heat rate correction curve and evaluates the results. According to a result of the test, it is confirmed that a sub-critical drum type steam power plant is optimally operated at the condenser pressure of 38mmHg that is designed, even during winters. On the other hand, it can be found that a supercritical once through type steam power plant operated at the condenser pressure that is reduced below a design value, that is, up to 28mmHg during winters is advantageous in view of turbine efficiency and is operated without a problem in facility operation such as moisture erosion, turbine vibration, etc. Also, the present study compares and reviews a condenser pressure-heat rate correction curve proposed by a manufacturer and a test value. The present study proposes optimum condenser operation pressure capable of concurrently satisfying the stable operation and efficiency improvement of the power plant facility that is operating, making it possible to support an efficient operation of a power plant.

1. 서론

석탄, 원자력 및 복합화력 발전소에 있어서 증기터빈 및 복수기는 출력과 효율에 가장 큰 영향을 미치는 설비로서 그 중요성에 대해서는 재론의 여지가 없다. 증기터빈 및 복수기의 성능 영향인자는 여러 가지가 있으나 가장 큰 영향을 미치는 것은 복수기 압력이다. 따라서 복수기 압력을 적절하게 운전하는 것은 곧 발전소 출력 및 효율을 최고로 유지하게 되는 것이다. 그러나 각 발전회사들의 기존 발전소 특히, 계절에 따라 냉각수의 온도차가 큰 지역의 발전소에서는 복수기 압력 관리에 많은 어려움을 겪고 있다. 냉각수 온도가 높은 하절기(7월~9월)에는 복수기 압력이 상승되어 정격출력의 미달과 발전소 효율저하의 문제를 겪고 있으며, 동절기(12~2월)에는 냉각수 온도가 지나치게 낮아져 복수기 압력이 감소하기 때문에 저압터빈 최종 단 날개의 수적침식에 따른 정비문제 및 복수 파관에 따른 효율저하 문제가 우려되고 있다.

이처럼 복수기 압력은 발전소 출력, 효율 및 설비 관리에 큰 영향을 미치고 있으므로 복수기의 효율적 운용을 위한 여러 연구들이 진행되어 왔다. Chuang과 Sue(2005)[1]는 복합화력발전소(CCPPs)에 있어서 대기온도와 복수기 압력이 출력에 매우 큰

영향을 미친다는 것을 성능시험을 통해 연구하였다. Durmayaz와 Sogut(2006)[2]는 가압수형 원자력 발전소(PWR NPP) 모델에 있어서 냉각수 온도 1°C 증가시 출력 약 0.45%, 열효율 약 0.12%를 저하시킨다는 것을 에너지 분석을 통해 보여주었다.

그동안 한국의 발전회사들은 증기터빈의 효율향상과 더불어 설비의 안정운전을 보장할 수 있는 설계 복수기 압력으로 운전하려는 경향을 보여 왔으며, 최근에 들어서야 몇몇 발전소를 필두로 동절기에 복수기 압력을 다소 감소시켜 운전하고 있다. 그러나, 이는 증기터빈 제작사가 제시한 복수기 압력-열소비율 보정곡선(Heat rate correction curve)을 최대한 보수적으로 적용한 것이며, 성능시험 등 일련의 검증작업은 아직까지 수행되지 않았다. 따라서 열평형 설계치를 기준으로 계산한 제작사의 보정곡선이 아닌, 실제 운전 중인 설비의 특성이 반영된 최적의 복수기 운전압력을 설정하는 것은 매우 의미 있는 일이다. 또한 이때의 증기터빈 운전상태, 진동 증가, 그리고 저압터빈 최종 단 날개의 수적침식 가능성 등 설비 안정운전 여부도 검증해 볼 필요가 있다.

본 연구는 동절기 냉각수 온도가 낮아졌을 때 복수기 압력을 설계치로부터 단계적으로 감소시키는 성능시험을 실시하여 그 결과를 평가함으로써 최적의 복수기 운전압력을 설정하는데 목적이 있다. 시험은 서로 다른 경향의 열소비율 보정곡선을 가지는 삼천포 화력발전소 3호기와, 5호기를 대상으로 실시하고 그 결과를 비교하였다. 이를 통하여 복수기 압력 변화에 따른 증기터빈의 효율 변화를 평가하고, 압력을 감소시켰을 때 우려되는

* 한국남동발전(주) 영흥화력본부, 3004cch@kosep.co.kr

** 한양대학교 대학원 기계공학과

*** 숭실대학교 기계공학과

터빈의 진동 및 저압터빈 최종 단 날개의 수직 침식 가능성 등을 확인하였다. 또한 각 증기터빈의 제작사가 제시한 보정곡선과 실제 시험을 통한 열소비를 곡선을 비교해 보고, 각 설비의 신뢰성 운전 범위 내에서 최고 효율을 유지할 수 있는 최적의 복수기 운전압력을 제시하였다.

2. 증기터빈 복수기 압력의 일반적 특성

2.1 복수기 압력

증기터빈에서 배출되는 증기를 복수기에서 응축시키면 약 95%의 진공압력을 얻을 수 있다. 따라서 증기터빈에서는 이 진공압력까지 팽창이 증대되므로 같은 증기량으로 더 많은 일을 하게 된다. 일반적으로 복수기 압력은 증기가 응축 될 때의 포화온도에 상당하는 압력을 말하며, 증기가 복수기에 유입되는 지점에서의 증기 절대압력으로 정의한다.

복수기 압력은 여타의 설계조건이 동일하다고 가정하였을 경우 주어진 열 부하에 대해서 냉각수 온도의 함수이며, 냉각수 유량, 복수기관 오염 및 공기 유입 등에 영향을 받는다. 따라서 이와 같은 특성으로 인하여 하절기에는 복수기 압력이 상승되고, 반대로 동절기에는 복수기 압력이 감소하는 것이다.

2.2 복수기 압력이 효율과 운전에 미치는 영향

복수기 압력이 발전소에 미치는 영향은 크게 출력과 효율, 그리고 설비 운전에 미치는 영향으로 구분해 볼 수 있다. 한국, 일본 등 태평양 연안 중부의 발전소에서는 냉각수 온도 21℃, 복수기 압력 38 mmHga.를 주로 적용하는데, 설계기준 냉각수 온도와 계절에 따른 실제 냉각수 온도차가 커서 여러 가지 문제점을 야기 시키고 있다.

Fig. 1은 시험 대상인 삼천포화력 3, 5호기에서의 2006년도 연간 냉각수 입구온도 및 복수기 압력 운전현황을 나타낸 것으로 동, 하절기에는 설계 치와 차이가 큼을 알 수 있다.

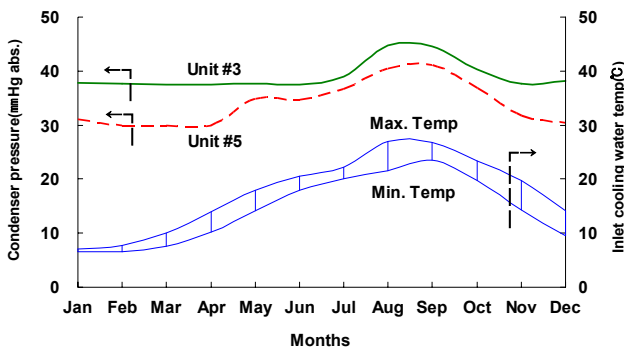


Fig. 1 Annual operational situations of cooling water temperature and condenser pressure (2006)

하절기에 복수기 압력이 상승되면 터빈 사이클에서 증기가 충분히 팽창하지 못하여 정격 출력의 미달과 터빈의 효율저하를 초래한다. 또한 복수기 압력이 지나치게 상승될 경우에는 배기 온도의 증가로 인한 Thermal distortion을 발생시킬 수도 있다.

이와 반대로, 동절기에 복수기 압력이 감소되면 출력과 효율에 유리한 면이 있다. 그러나 압력이 지나치게 감소되면 터빈 사이클의 일량 향상에 도움이 되기보다는 오히려 최종 단 날개에서의 유출속도 증가에 따른 배기손실을 증가시킨다. 또한 고속으로 회전하는 저압터빈 최종 단 날개의 운전영역에 습분이 많아져 수직 침식을 유발함으로써 날개를 손상시킬 우려가 있다.

따라서 증기를 고 진동도 까지 팽창 시킬수록 터빈에서는 더욱 많은 일을 할 수 있으나, 습분함량이 증가하게 되므로 압력을 낮추는 데는 한계가 있다. 일반적으로 저압 터빈 최종 단 날개에서의 수직 침식은 날개의 길이와 증기 유량에 관계가 있으며, 보통 화력 발전소의 설계 습분은 8~10% 이내로 하고 있다.

그리고 동절기 복수기 압력의 지나친 감소는 기계적으로도 터빈 축 정렬 변동과 그에 따른 진동을 유발할 수 있으며, 복수 온도 감소에 따른 복수기 내부의 잔류 불응축성 가스의 용해도를 증가시킬 가능성도 있다.

2.3 복수기 압력 - 열소비를 보정곡선

각 발전소는 증기터빈 제작사가 제시한 복수기 압력-열소비를 보정곡선을 가지고 있다. 설계 보정곡선은 증기터빈의 열평형을 산정한 후, 복수기 압력 증감에 따른 배기속도 변화를 이용하여 총 배기손실을 계산하고, 여기에 저압 급수기열기의 추기유량 등 열평형 변화를 감안하여 열소비를 증감을 계산한 후 도식화 한 것이다. 총 배기손실의 크기는 유출속도 손실과 풍손 손실 계산 치에 모형시험에서 구한 배기실 손실을 합해서 만든 제작사의 산출 곡선에 의해 구해지며, 저압터빈 최종 단 배기속도는 복수기 압력에 따라 달라지며 다음과 같이 계산된다[4].

$$V_{AN} = \frac{w_a v (1 - .01Y)}{3600 A_{AN} \times N} \quad (1)$$

여기에서, V_{AN} 은 배기속도, w_a 는 배기 유량, v 는 건포화증기 비체적, Y 는 팽창선 종단 엔탈피에서의 습분함량, A_{AN} 은 최종단의 환상면적, 그리고 N 은 저압터빈의 유로 수이다.

따라서 복수기 압력 증감에 따른 열소비는 증기터빈의 규격 및 열평형 설계특성에 따라 달라진다. 일례로, 아이계압 드럼형 발전소인 삼천포 3호기의 경우 100% 정격부하에서 복수기 압력 38 mmHga.까지는 열소비가 감소되나, 그 이하로 압력을 감소시키면 오히려 열소비가 증가된다. 반면, 초임계압 관류형 발전소인 삼천포 5호기의 경우 이러한 열소비를 변곡점이 28 mm Hga. 근처에서 형성된다. Fig. 2는 시험 대상인 삼천포 3호기, 5호기의 터빈 제작사가 제시한 복수기압력-열소비를 보정곡선을 비교한 것이다.

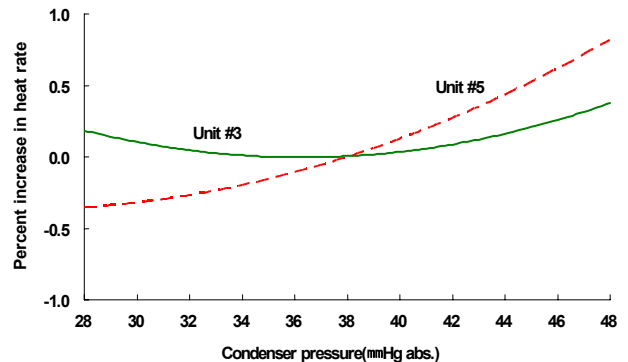


Fig. 2 Condenser pressure-heat rate correction curves (design at nominal rating) [5], [6]

이처럼 각 발전소는 저마다의 복수기압력-열소비를 보정곡선을 가지고 있으며, 이를 참조하여 효율향상 및 설비 안정운전을 보장할 수 있는 범위에서 운전하고 있다. 그러나 복수기 압력-열소비를 보정곡선은 설계 운전범위를 벗어나는 복수기 압력을 보정할 때 사용하는 열역학적 계산 치이며, 증기터빈 제작사의

보증사항 또한 아니다. 따라서 각 발전소의 고유특성, 제작공차, 경년열화 및 보조기기 성능 저하 등 실제 운전 중인 설비의 상태를 반영한 복수기 압력-열소비율 시험치를 도출하여 설계 치와 비교해 볼 필요가 있다.

3. 복수기 압력 변화시험

3.1 시험대상 및 조건

본 연구를 위한 시험은 증기터빈 제작사가 제시한 복수기 압력-열소비율 보정곡선이 뚜렷하게 다른 양상을 보이는 2개 발전 설비인 아임계압 드럼형 석탄화력 발전소 삼천포 3호기와, 초임계압 관류형 5호기를 대상으로 하였다. 정격운전 조건(100% Nominal rating)에서 3호기 용량은 563 MW이고, 5호기는 500 MW 이다. 두 발전소 모두 복수기는 해수를 냉각수로 사용하는 단압식 표면복수기이다. 전술한 바와 같이, 이 두 발전소는 서로 다른 경향의 열소비율 보정곡선을 가지고 있어 상호 비교에 효과적이다.

Table 1은 삼천포화력 3호기 및 5호기의 설비규격을 나타낸 것이다.

Table 1 The equipment specifications (nominal rating) [3], [5], [6]

	Unit #3	Unit #5
Generator output (kW)	563,000	500,000
Steam flow to main stop valves (kg/h)	1,660,043	1,512,783
Actual net turbine heat rate (kcal/kWh)	1,945	1,868
Main steam pressure (kg/cm ²)	169.8	247.1
Main steam temperature (°C)	537.8	537.8
Condenser pressure (mmHg Abs.)	38.1	38.1
Cooling water inlet temperature (°C)	20.0	21.8

시험 출력은 정격운전 조건으로 고정(Load Limit) 하였으며, 시험시간은 전체 사이클의 열적평형 도모 후 각각 2시간 동안 시행하였다. 계통은 시험 전에 외부유량 및 내부 유량을 격리하였고, 복수기 압력을 3단계로 변화시키는 시험기간 동안 일체의 출입 유량에 변화가 없도록 하였다. 또한 데이터 취득을 위한 주요 계측기는 시험 전 교정을 완료하여 계측의 신뢰성을 제고시켰다.

3.2 시험절차 및 분석방법

시험은 동일 출력에서 복수기 압력을 단계적으로 변화시키면서 각각에서의 터빈 열소비율을 산정하였다. 3호기는 38 mm Hga.(설계치), 33 mmHga.(-5), 28 mmHga.(-10)로, 5호기는 47 mm Hga.(+9), 38 mmHga.(설계치), 28 mmHga.(-10)로 3단계를 기준으로 변화 시켰다. 복수기 압력의 조정은 1차적으로 냉각수 펌프 운전대수로 냉각수량을 조절하였으며, 2차적으로 진공펌프 작동용 밀봉수 온도와 진공펌프 입구배관의 배기밸브 개도를 조절하는 방법을 병행하여 시행하였다. 시험결과와 정확히 평가를 위하여 주증기 압력 및 온도 등은 최대한 동일한 상태로 유지하였으며, 기타의 조건은 증기터빈의 시험규격인 ASME PTC 6의 허용 운전조건 내에서 운전하였다.

시험결과 분석은 크게 터빈효율(열소비율) 부분과 운전 및 설비 신뢰성 부분으로 나누어 분석하였다. 각각의 복수기 압력 조건에서 열소비율을 산정하였고, 터빈 성능에 직접적으로 영향을 미치는 변수인 Group 2 보정항목(주증기압력, 주증기온도, 재열증기온도, 재열기 과열저감수량)은 제작사의 보정곡선에 의거하여 보정하였다.

4. 결과 및 분석

4.1 터빈 열소비율

Table 2는 삼천포화력 3호기, 5호기의 복수기 압력 변화시험 결과를 나타낸 것이다.

Table 2 Experimental results of a change in the condenser pressure

	Design	Test-1	Test-2	Test-3
Unit #3				
a) Condenser pressure (mmHga.)	38.1	38.0(0)	33.0(-5)	28.0(-10)
b) Generator output (kW)	563,000	553,600	557,453	557,639
c) Main steam flow (kg/s)	1,660,043	1,621,029	1,621,706	1,621,136
d) Turbine heat rate (kcal/kWh)	1,945.0	1,969.0	1,969.2	1,966.8
Unit #5				
a) Condenser pressure (mmHga.)	38.1	47.2(+9)	38.6(0)	28.1(-10)
b) Generator output (kW)	500,000	498,401	499,173	498,795
c) Main steam flow (kg/s)	1,512,000	1,519,906	1,511,646	1,498,375
d) Turbine heat rate (kcal/kWh)	1,868.0	1,901.1	1,890.8	1,874.5

시험결과 정격 복수기 압력에서 3호기 터빈 열소비율은 설계 대비 24.0kcal/kWh (1.23%), 5호기 터빈 열소비율은 설계대비 22.8kcal/kWh (1.22%) 증가된 것으로 나타났다. 이것은 경년에 따른 효율저하, 보조기기 성능저하 등 열악한 운전조건에 기인한 것으로 판단된다. 복수기 압력 변화에 따른 터빈 열소비율은 3호기의 경우 압력변화에 관계없이 ±2kcal/kWh 이내로 거의 일정하였다. 반면, 5호기의 경우 복수기 압력 28 mmHga.에서 정격 압력의 열소비율 대비 16.3kcal/kWh (0.86%)가 향상되어 복수기 압력을 감소시킬수록 열소비율이 개선됨을 확인하였다.

일반적으로 복수기 압력을 감소시키면 저압터빈 최종 단 날개의 유출속도 증가에 따른 배기손실이 증가되며, 복수 온도가 낮아진 만큼 추기 유량이 증가하므로 발전기 출력이 감소된다. 반면, 재생사이클의 이용률이 증가되고 팽창선 종단 엔탈피(ELEP)를 감소시켜 발전기 출력을 증가시키는 양면성을 가지고 있다. 삼천포화력 3호기의 경우에는 전, 후자의 변화량이 거의 유사하였고, 5호기의 경우에는 후자의 변화량이 더 큰 것으로 나타났다.

Fig. 3(a)는 삼천포화력 3호기의 복수기 압력변화에 따른 터빈 열소비율을 제작사가 제시한 복수기 압력-열소비율 보정곡선과 비교한 것이다.

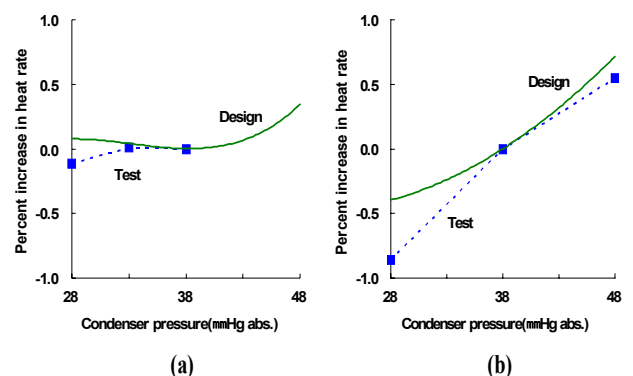


Fig. 3 experimental results of condenser pressure-heat rate change

제작사 보정곡선에서는 복수기 압력을 정격에서 -5 mmHg, -10 mmHg 감소시키면 열소비율은 각각 +1.2kcal/kWh (0.06%), +2.3kcal/kWh (0.12%) 증가되는 것으로 설계되어 있다. 시험결과 열소비율은 각각 +0.2, -2.2kcal/kWh가 변화되어 제작사의 보정곡선에 비교적 근접한 결과 추이를 보였다. 따라서 시험대

상인 아임계압 드럼형 발전소인 삼천포 3호기의 경우에는 동절기에 복수기 압력을 감소시켜 운전한다 하더라도 터빈 효율향상 효과는 미미하다는 것을 확인하였다.

Fig. 3(b)는 삼천포화력 5호기의 복수기 압력변화에 따른 터빈 열소비율을 제작사가 제시한 복수기 압력-열소비율 보정곡선과 비교한 것이다.

제작사 보정곡선에서는 복수기 압력을 정격에서 +9 mmHg, -10 mmHg 변화시키면 열소비율은 각각 +11.8kcal/kWh (0.63%), -7.4kcal/kWh (0.40%) 변화되는 것으로 설계되어 있다. 시험결과 열소비율은 각각 +10.3kcal/kWh (0.54%), -16.3kcal/kWh (0.86%)가 변화되어 제작사의 보정곡선과 유사한 결과 추이를 보였다. 따라서 시험대상인 초임계압 관류형 발전소인 삼천포 5호기의 경우에는 동절기에 복수기 압력을 설계치 이하로 감소시켜 운전할수록 터빈 효율향상 효과가 크다는 것을 확인하였다.

4.2 운전 및 설비 신뢰성

2.2절에서 언급한 바와 같이 증기터빈 최종단 증기는 압력이 낮아지면 습분이 증가하게 된다. 그러나 익히 알려진 대로 저압 터빈 최종 단 날개에서의 수적 침식은 날개 입구 측의 습분함량에 영향을 받는다. 즉, 동일한 터빈 운전 조건에서 단지 복수기 압력만 낮아질 경우, 최종 단 날개 입구 측 증기조건은 주어진 저압터빈 각 단의 설계특성에 따라 팽창하므로 복수기 압력 변화에 영향을 받지 않는다.

Table 3은 시험 대상인 삼천포화력 3호기와 5호기의 저압터빈 각 단의 초기압력 및 최종 단 날개 출구의 습분 함유량을 나타내었다. 두 경우 모두 동일한 터빈 운전 조건에서 복수기 압력을 감소시켰을 때 최종 단 날개 출구의 습분 함유량은 약간 증가하였다. 그러나 각 단에서 팽창한 증기의 압력은 거의 변화가 없는 것으로 보아 최종 단 날개 입구 측의 습분 함유량 변화는 미미할 것임을 알 수 있다. 따라서 동절기 복수기 압력 28 mmHga. 까지는 최종 단 날개의 수적침식 문제는 없으며, 또한 정격출력 이하에서는 증기량의 감소로 습분 함유량이 저하되므로 더욱더 문제가 되지 않는다.

Table 3 experimental results of low pressure turbine stage pressure and moisture contents

	Test-1	Test-2	Test-3
Unit #3			
a) L-1 stage pressure (kg/cm ² Abs.)	0.332	0.331	0.330
b) Moisture contents of last stage outlet at ELEP (%)	9.82	9.94	10.11
Unit #5			
a) L-1 stage pressure (kg/cm ² Abs.)	0.240	0.165	0.243
b) Moisture contents of last stage outlet at ELEP (%)	11.14	11.69	12.87

복수기 압력을 매우 낮출 경우 터빈의 진동 유발 가능성을 생각해 볼 수 있겠으나, 금번 시험 기간동안 삼천포화력 3호기와 5호기 모두 저압터빈 베어링의 진동이 증가된 사례는 없었다. 다만, 3호기의 경우 진동이 불량하였던 중압터빈 측 2번 베어링의 진동이 약 10 μ m 정도 증가 되었는데 이는 특별한 경우이지만 참고할만한 사항이다. 5호기의 경우에는 동절기 냉각수 펌프 및 복수기 진공펌프 교체 운전시 약 5~10분간 20 mmHga. 가까이 운전되는 경우도 있으나 터빈 진동이 증가되는 사례는 없었다.

복수기 압력변화에 따른 응축수의 최대 용존 산소량은 3호기와 5호기 모두 복수기 압력 감소에 따라 용존산소량이 감소되었다. 이것은 복수 중의 용존산소량이 가스분압에 비례하고 온도

에 반비례하는 특성에 기인한 것이다. 또한, 복수기 압력 감소와 무관하게 진공펌프 운전전류는 거의 일정 상태로 유지되었으며, 3호기와 5호기 모두 진공펌프의 운전에 특별한 문제가 없었다.

5. 결론

화력 및 원자력 발전설비에 있어서 복수기 압력을 적절하게 유지하려는 노력은 과거에서부터 있어 왔으나, 그 대부분은 터빈 제작사가 제시한 복수기 압력-열소비율 보정곡선을 따르는 것이었다. 또한, 정상운전 상태의 터빈 성능시험에 비해 실제 운전 중인 설비의 복수기 압력 변화 시험은 거의 수행되지 않았다.

본 연구는 실제 운전 중인 두 종류의 발전소를 대상으로 복수기 압력 변화시험을 시행하고 그 결과를 평가함으로써, 설비의 안정운전과 효율향상을 동시에 충족할 수 있는 최적의 복수기 운전압력을 제시하였다.

1) 서로 다른 복수기 압력-열소비율 보정곡선을 가지는 삼천포화력 3호기와 5호기를 대상으로 각각의 터빈 열소비율을 산정하였다. 이를 통하여 3호기는 설계치 이하의 복수기 압력에서는 열소비율의 변화가 거의 없음을 확인하였다. 또한, 5호기는 복수기 압력 28 mmHga.에서 정격 압력의 열소비율 대비 16.3kcal/kWh (0.86%) 향상되어 복수기 압력을 감소시킬수록 열소비율이 개선됨을 확인하였다.

2) 복수기 압력 변화에 따른 터빈 열소비율 변화치를 제작사의 복수기 압력-열소비율 보정곡선과 비교한 결과, 두 발전소 모두 보정곡선과 유사한 결과추이를 얻어 제작사 보정곡선의 신뢰성을 입증하였다.

3) 복수기 압력을 단계적으로 감소시키면서 터빈 운전상태를 분석한 결과, 두 발전소 모두 복수기 압력 28 mmHga. 까지는 저압터빈의 최종 단 수적침식의 발생 우려는 없었다. 또한 터빈의 고진동이나 응축수의 용존산소량 변화에 의한 설비 영향도 거의 없음을 확인하였다.

결론적으로, 아임계압 드럼형 발전소인 삼천포화력 3호기의 경우에는 동절기라도 하더라도 설계 복수기압력인 38 mmHga.로 운전하는 것이 바람직하며, 초임계압 관류형 발전소인 삼천포 5호기의 경우에는 동절기에 복수기 압력을 설계치 이하 28 mmHga. 까지 감소시켜 운전하는 것이 터빈 효율 측면에서 유리하며 설비 운전에도 문제가 없음을 확인하였다. 앞으로 다양한 조건에서의 시험 및 연구를 수행하여 각 발전설비의 최적 운전기준을 설정한다면 발전소의 효율적 운영에 많은 도움이 될 것으로 예상된다.

참고문헌

[1] Chuang CC, Sue DC, Performance effects of combined cycle power with variable condenser pressure and loading. Energy 30(2005), 1793-1801.
 [2] Durmayaz A, Sogut OS, Influence of cooling water temperature on the efficiency of a pressurized-water reactor nuclear-power plant, Int. J. Energy Res. 30(2006), 799-810.
 [3] Korea Electric Power Corporation, The technical specification for surface condenser of samchonpo thermal power plant unit 5 & 6(1994).
 [4] K.C. Cotton, Evaluating and improving steam turbine performance, second edition(1994), Chapter 4 : 90-99.
 [5] Korea Electric Power Corporation, The technical specification for Turbine Generator of samchonpo thermal power plant unit 3 & 4(1989).
 [6] Korea Electric Power Corporation. The technical specification for Turbine Generator of samchonpo thermal power plant unit 5 & 6(1993).