

<기술논문>

증기터빈의 기동조건과 성능개선이 터빈의 진동에 미치는 영향

이혁순[†] · 정혁진* · 송우석*

Effect on Vibration of Start-up Condition and Retrofit of Steam Turbines

Hyuk Soon Lee[†], Hyuk Jin Chung* and Woo Sok Song*

(Received 28 JUL 2011, Accepted 8 AUG 2011)

ABSTRACT

The analysis shows that the vibration is one of the main reasons of turbine failure. Especially, the problems caused by vibration occur right after retrofit of the turbine-generator and restarting the turbine. Through the case study of high vibration caused by after the turbine trip and restart, turbine vibration was identified to be influenced by startup condition. Turbine startup at high casing temperature right after unscheduled turbine trip cause radial expansion in rotor by contraction in axial direction, while casing continues to contract by steam flowing into casing. Consequently, gap between rotor and casing decrease until to metal contact to cause high vibration. Through the case study of high vibration of turbine-generator system after generator retrofit, it was identified that generator replacement could cause high vibration in turbine-generator system if the influence of generator replacement on entire system was not considered properly. To prevent startup delay caused by high vibration, it is important to keep the gaps at the design standard and start the turbine after thermal equilibrium.

Key Words : Start-up Condition(기동조건), Retrofit(성능개선), Steam Turbine(증기터빈), Vibration(진동), Rubbing(마찰), Turbine Design(터빈 설계), Thermal Equilibrium(열적 평형)

1. 서론

미국원자력발전협회는 최근 4년간 미국 내 원자력 발전소에서 발생한 증기터빈과 관련된 고장원인을 분석하였다. 고장원인은 주로 설계결함, 열화, 부적합한 절차서, 부적합한 정비기술, 부적합한 예방정비, 이물질 유입 그리고 부적합한 검사 등이나 Fig. 1과 같이 진동으로 인한 터빈 고장도 지속적으로 발생되고 있는 것으로 분석되었다. 진동으로 인한 문제는 주로 터빈-발전기의 성능개선 직후 또는 정비 후 터빈 재기동

과 관련하여 발생하는 것으로 나타났다¹⁾.

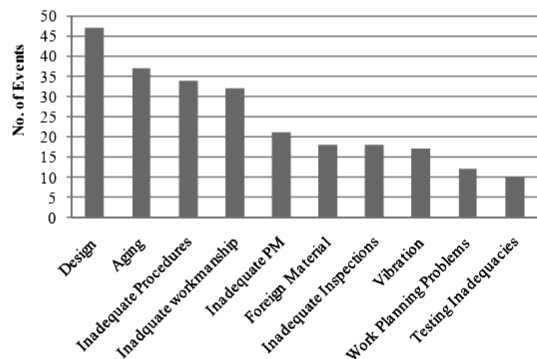


Fig. 1 Causes of Main Turbine Events Affecting Electrical Generation

[†] 책임저자, 회원, 한국수력원자력 원자력발전기술원
E-mail : LHS1241@khnp.co.kr

TEL : (042)870-5671 FAX : (042)870-5688

* 한국수력원자력주식회사 원자력발전기술원

최근에 국내의 원자력발전소에서 발생한 증기터빈의 고진동현상도 터빈-발전기의 성능개선(retrofit) 및 터빈의 불시정지 후 재기동과 관련되어 발생하였다. 이 논문에서는 국·내외 증기터빈의 고진동 발생 사례, 증기터빈의 설계특성 및 성능개선사례를 통해 증기터빈의 기동조건과 성능개선이 터빈의 진동에 미치는 영향을 검토하였다.

2. 증기터빈의 기동시 발생하는 진동의 특성

일반적으로 증기터빈을 설계 할 때는 Fig. 2와 같이 증기의 누설 손실을 줄이기 위해서는 회전체인 터빈 로터와 고정체인 다이어프램 사이 밀봉부(Blade Tip & Diaphragm Hub Sealing)의 간극을 최소로 해야 한다.

반면에 터빈의 운전 중 회전체와 고정체가 접촉(Rubbing)되는 것을 방지하기 위해서는 회전체와 고정체간에 충분한 간극을 확보해야만 한다²⁾. 만일 이 간극이 적절하지 않을 경우에는 터빈의 운전에 영향을 주는 외기온도의 변화, 해수온도의 변화, 진공도의 변화 및 베어링 윤활유 온도의 변화 등의 과도상태 뿐 아니라 정상적인 운전 상태에서도 약간의 운전변수의

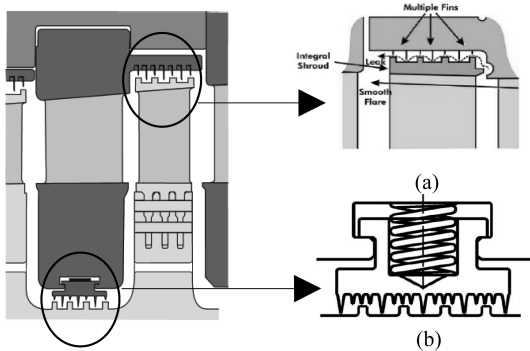


Fig. 2 Blade Tip (a) and Diaphragm Hub (b) Sealing

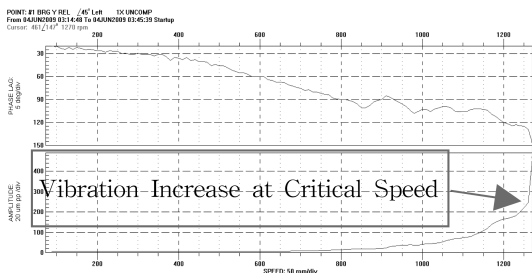


Fig. 3 Vibration Increase at Critical Speed

변화에 따라 로터와 고정체간의 접촉이 발생할 수 있으며, 특히 터빈의 불시정지 후에 바로 터빈을 재기동하는 경우와 같은 심각한 과도상태에서 터빈 내부 구성품의 열적 불평형이 발생하여 간극 유지가 더욱 어렵게 된다.

Fig. 3은 터빈 속도를 상승시키는 과정에서 공진영역인 1차 임계속도 구간에서 로터와 고정체간에 접촉이 발생되어 진동이 급격하게 증가된 사례이다. 원자력발전소에 사용되는 터빈로터는 연성로터(Flexible Rotor)로서 1차 임계속도가 정격속도(1800rpm) 이하에 있어 기동운전 중에 공진영역을 통과해야 하는데, 만일 회전체와 고정체간의 간극이 부족할 경우에는 이 구간에서 접촉이 일어나 고진동이 발생하게 된다.

따라서 증기터빈의 경우, 정상운전 중에는 진동이 이상이 없이 안정적으로 운전된 경우에도 기동시는 과도상태에 의해 대부분 1차 임계속도 구간에서의 로터접촉 또는 열적불평에 의한 접촉으로 고진동이 유발될 가능성이 있다.

3. 고진동발생 사례 및 원인분석

3.1 고진동 발생사례

Table 1은 해외 발전소의 증기터빈 기동시 고진동이 발생한 사례이다. 대부분의 경우는 시운전 기간 또는 설비의 성능개선 후에 발생하였으며, 원인은 주로 회전체와 고정체간의 간극문제로 인한 접촉 및 열적 불평형으로 인한 접촉이 원인이었으며, 간극을 재조정하거나 열적 불평형을 일으키지 않도록 기동 절차를 개정하여 고진동 문제를 해결하였다³⁾.

3.2 증기터빈에서 고진동이 발생하는 요인

증기터빈에서 고진동이 발생하는 원인은 설계 및 제작 오류에 의한 요인, 현장 조립잘못에 의한 요인, 운전 부주의에 의한 요인, 불평형(unbalance)에 의한 요인, 축정렬 불량(misalignment)에 의한 요인, 접촉에 의한 요인 및 열 특성에 의한 요인 등이 있다. 설계 및 제작오류에 의한 진동에는 임계속도(critical speed)가 정격 회전속도 근처에 존재하거나 베어링 선정오류 또는 제작 및 가공 오차 등이 있을 경우 발생한다. 현장 조립잘못이 있을 경우에는 불평형이나 축정렬 불량이 되어 진동이 증가되는 경우가 있다. 운전부주의에 의한 진동에는 윤활유 온도 부적절 및 열적 불평

Table 1 Turbine Vibration During Plant Startup

Plant Name / Operation Condition	Description	Causes of Vibration	Corrective Action
A Plant / During Plant Startup following replacement of turbine	After the Turbine was rolled, bearing vibration increased to higher than expected levels	The high vibration was caused by reduced clearances between the turbine rotors and the turbine packing	Replacement of the turbine packing
B Plant / During Plant Startup following replacement of turbine	Initial startup of the new turbine resulted in a high vibration near the #2 bearing	The vibration was caused by a rub between rotating and stationary components, this caused uneven local heating of the rotor which results in the rotor bowing	Revise Vibration monitoring Level
C Plant / During Plant Startup following replacement of turbine	During initial Turbine startup following replacement of the turbine an automatic turbine trip was initiated by vibration	An abnormal valve lineup, during shell warming, created a temperature difference in the extraction steam piping. This could have caused a slight turbine casing distortion and may have caused the rub.	Revise Operation Procedure
D Plant / During Plant Startup following a scheduled refueling outage	With turbine power at 106 MW, high vibrations alarms on the #6, 7 bearing	Different expansion of turbine elements due to temperature gradient resulted into internal rubbing of turbine.	Revise Test Procedure

형 등이 있을 경우에 발생하고 이때 진동의 진폭은 운전변수에 민감하게 반응한다.

접촉에 의한 진동은 터빈의 운전 중 터빈 로터와 고정체가 접촉하여 발생하며 진동 특성은 비선형적이고 불규칙하다. 진동의 진폭은 급격하게 증가하고 시간에 따라 변화하며 운전변수에 민감하다. 접촉이 생기는 원인에는 증기 밀봉부의 간극부족, 케이싱의 불균일 변형, 회전체와 고정부의 열팽창 차이 등에 기인한다⁴⁾.

3.3 고진동 원인분석

3.3.1 현황

K발전소는 정상적인 출력운전 중에 터빈 유압계통의 문제로 인해 터빈의 운전을 정지하였다. 발전 정지 후 유압계통을 정비한 후 터빈을 재 기동하여 터빈속도를 1800rpm까지 승속 하였다. 터빈속도가 1800rpm에 도달한 후 터빈의 진동이 Fig. 4와 같이 급격하게 상승하여 진동 경보치를 초과하였으며 이때 각 운전단계에 따른 진동은 Table 2와 같이 변화되었다.

발전정지가 발생하기 전, 전 출력운전 상태에서 터빈의 진동은 최대 36 μ m를 나타내었고 큰 변화 없이 안정적으로 운전되었다. 발전정지 후 정지 원인을 제거한 후 터빈을 재 기동하여 1800rpm까지 승속한 후 초기의 터빈 진동은 최대 18 μ m로 오히려 발전정지 전 진동 값보다 낮은 값을 나타내었으나 점차 진폭이 증

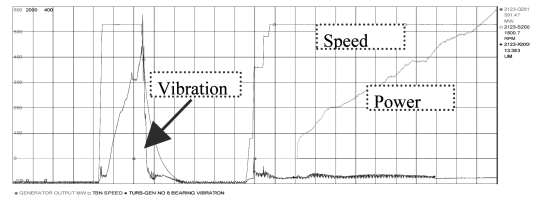


Fig. 4 Vibration Variation During Start-up of the Steam Turbine

가하여 약 94분이 경과한 후에는 터빈의 진동이 최대 237 μ m에 도달하여 경보치를 상회하여 터빈을 수동 정지하였다. 터빈을 안정 상태에서 기동하기로 결정한 후, 터빈의 회전체와 고정체가 열적 평형상태에 도달할 때까지 자연냉각한 후 재차 터빈을 기동하였다. 터빈속도를 1800rpm까지 다시 승속한 후 10분이 경과한 후 취득한 진동의 진폭은 최대 19 μ m로 1차 기동시와 유사한 값을 나타내었고 이후 지속적으로 안정적인 값을 나타내어 100%까지 출력을 증가시켰다.

3.3.2 고진동 발생원인 분석

터빈의 온라인진동감시시스템으로 진동신호를 분석한 결과, 진동의 주 성분은 1X(회전속도와 동기성분의 진동)이고 무부하 터빈속도 1800rpm에서 시간이 경과함에 따라 진동이 급격하게 증가 하였으며 다른 주파수 성분의 변화는 크지 않았다. 1X성분은 주로 질량 불평형, 축 정렬 오류 및 내부간섭에 의

Table 2 Vibration Variation due to Plant Operation Condition

Date	Power	Vibration		Remark
		#7	#8	
'09.12.9	100%	36 μ m	25 μ m	Before Trip
'10.3.25	0% 1800rpm	17 μ m	18 μ m	in 8minutes after 1st run-up to 1800rpm
'10.3.25	0% 1800rpm	173 μ m	237 μ m	in 94minutes after 1st run-up to 1800rpm
'10.3.25	0% 1800rpm	17 μ m	19 μ m	in 10minutes after 2nd run-up to 1800rpm
'10.3.26	100%	19 μ m	14 μ m	

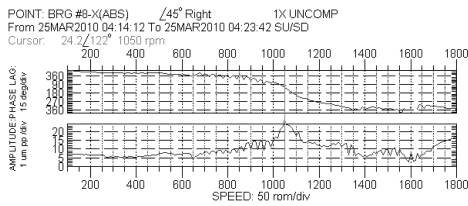


Fig. 5 Bode Plot of Turbine Bearing

한 로터의 열적 휨(Thermal Bowing)등에 의해 나타날 수 있으나 터빈정지가 일어나기 전, 진동이 안정적으로 운전되었고 Fig. 5와 같이 승속시 1차 임계속도에서 진폭이 25 μ m로 크지 않았으며 정격운전속도에서도 일정시간 동안 진동의 변화 없이 안정적으로 유지된 것으로 볼 때 질량 불 평형 또는 축 정렬 오류에 의해 발생된 진동은 아닌 것으로 판단하였다.

질량 불 평형 또는 축 정렬 오류의 경우에는 터빈 기동 초기부터 진폭이 크고 특히, 1차 임계속도 구간에서는 큰 폭으로 진폭이 증가하며 정격속도에 도달한 이후에는 진동이 크게 변화하지 않는다.

일반적으로 증기터빈이 전 출력으로 운전되던 중에 불시정지가 일어나면 터빈으로 유입되던 증기가 차단되어 터빈이 냉각되기 시작하는데, 이 경우 터빈 구성품의 두께 및 재질, 경계조건에 따라 열수축이 상이해져 정상적인 내부간극 유지가 어렵게 되며, 이러한 상태에서 터빈을 재 기동 할 경우에는 고정부와 회전체인 로터 사이에 국부적인 접촉이 발생할 수 있다.

일단 터빈 로터에 접촉이 발생하면 로터의 접촉면에 마찰에 의한 열이 발생하고 원주상에 접촉하지 않는 면과 온도차가 발생하여 Fig. 6과 같이 로터가 일시적으로 휨는 현상이 발생한다. 로터가 휘게 되면 로터와 고정체간의 간극은 더욱 좁아지게 되고 이에 따라 로터의 마찰은 더욱 악화되게 된다. 이러한 과정이

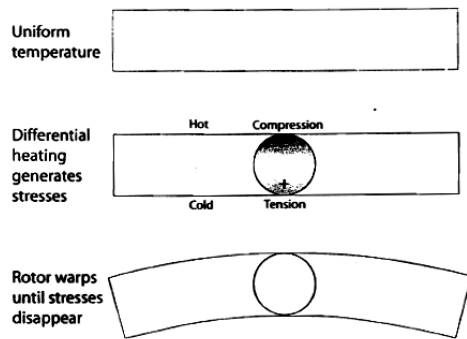


Fig. 6 Thermal Warping of a Rotor

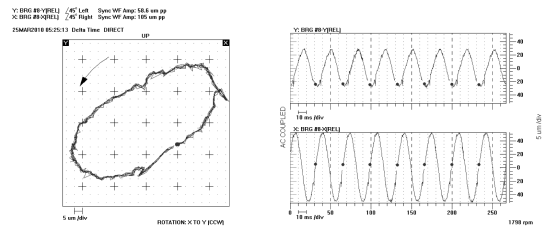


Fig. 7 Orbit of Turbine Bearing

반복되어 무게 중심이 원래 로터의 중심에서 벗어나게 되고 질량불평형량이 증가한 형태로 나타나 1X 진동이 급격하게 증가하게 된다⁵⁾.

Orbit선도에서도 Fig. 7과 같이 로터와 고정부의 접촉으로 추정할 수 있는 찌그러진 타원모양이나 Internal Loop가 나타났다.

4. 기동조건과 성능개선이 터빈의 진동에 미치는 영향

4.1 증기터빈의 기동조건에 따른 영향

증기터빈이 정지된 후 터빈의 기동조건에 따라 고온

기동(터빈 케이싱의 온도가 높은 상태에서 정격속도까지 급속하게 증속하는 기동방식)으로 터빈을 1차 기동한 결과와 이후 열평형이 이루어진 후 저온기동방식으로 재기동한 결과는 Fig. 8과 같았다⁶⁾.

제작사는 터빈 케이싱의 온도 조건에 따라 3가지 기동방식을 제안하고 있다. 고압터빈 내부 실린더 급속온도와 저압터빈 1단 다이어프램 온도 중에서 낮은 온도에 근거하여 온도가 40°C 이하일 경우에는 저온기동(Cold Start-up)방식으로서 터빈 속도 단계별 일정시간을 유지한 후 승속 하도록 하고, 온도가 110°C를 초과하였을 경우에는 고온기동(Hot Start-up)방식으로서 분당 180rpm으로 승속 하도록 하고 있으며, 온도가 40°C~110°C 사이일 경우에는 중간기동(Warm Start-up)방식으로서 저온기동과 고온기동의 중간 단계를 취하도록 하고 있다.

고온기동방식으로 기동한 1차 기동의 경우에는 터빈속도가 정격속도(1800rpm)에 도달한 후 로터와 고정체간의 접촉에 의해 짧은 시간에 진동이 급격하게 상승한 반면, 저온기동방식으로 2차 기동한 경우에는 정격속도에서 전 출력운전까지 진동의 변화가 거의 나타나지 않았다.

고온기동방식의 경우처럼, 터빈의 케이싱 온도가 높

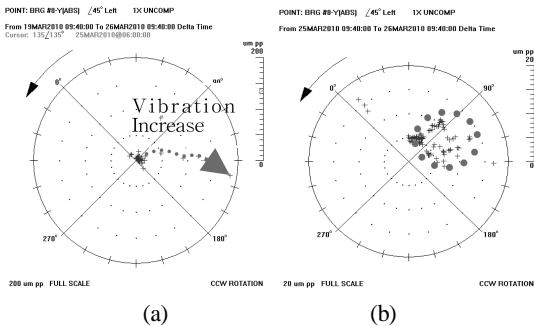


Fig. 8 Vibration Variation during Hot Start-up (a) and Cold Start-up (b)

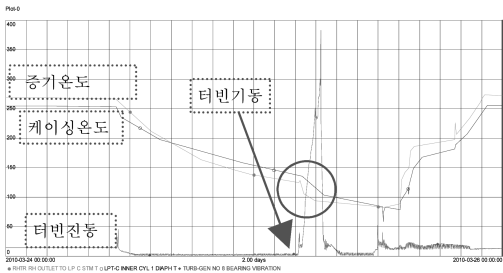


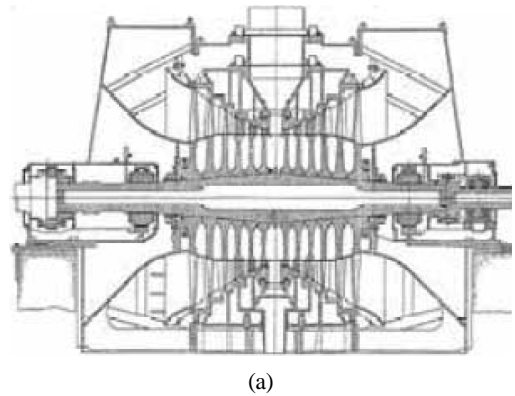
Fig. 9 Vibration Variation during Hot Start-up

은 상태에서 터빈을 기동하게 되면, 터빈 로터는 “Rotor Contraction” 현상에 의해 로터의 속도가 상승함에 따라 로터의 축 방향으로의 수축이 일어나고 로터의 반경방향으로는 팽창되어 정격속도에서는 반경방향의 팽창이 최고에 도달하게 된다. 반면에 케이싱은 Fig. 9와 같이 유입되는 증기에 의해 오히려 냉각된다. 고압터빈 입구 증기온도는 대략 300°C 정도이나 고압터빈의 각 단을 통과하면서 팽창되어 저압터빈 입구에서는 증기온도가 낮아지게 되고, 특히 무부하 운전의 경우에는 터빈을 운전하기 위해 필요한 증기의 양이 작아 고압터빈 입구밸브를 통한 단열팽창이 커서 더욱 더 증기의 온도는 내려가게 된다.

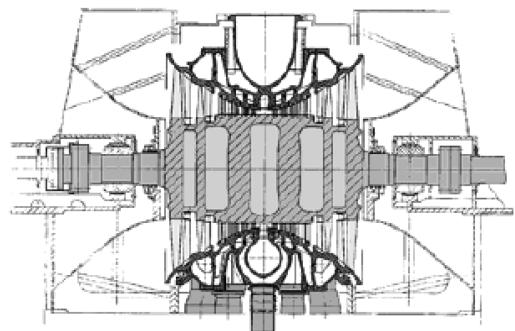
이에 따라 케이싱은 증기에 의해 냉각되어 급격하게 수축을 일으켜 결국 로터와 케이싱 사이에 간극이 좁아져 접촉이 일어나고 고 진동이 발생하게 된다.

4.2 성능개선이 진동에 미치는 영향

터빈-발전기의 성능개선은 고압터빈, 저압터빈 또



(a)



(b)

Fig. 10 Turbine Section DWG. before (a) and after (b) Retrofit

는 발전기를 대상으로 전체 또는 일부에 대한 설비를 개선하는 것이다. Fig. 10은 저압터빈의 일부를 개선한 사례이다. 저압터빈의 구성품 중 성능과 건전성에 핵심적인 역할을 하는 로터와 다이아프램만을 교체한 것이다.

설비개선의 주요 목적은 효율(efficiency)과 출력(power output)의 개선이다. 하지만 설비 개선은 발전소의 신뢰성(reliability)과 이용률(availability)에 미치는 영향 없이 완성되어야 한다. 이러한 관점에서 본다면 성능개선의 핵심 사항은 설비 개선된 축 라인의 진동 특성(vibration characteristics)이 전체적으로 만족한다는 것을 보장하는 것이다. 그러므로 공진 조건 회피와 진동 제한은 신규 및 설비개선 기기 모두에 대한 회전체 시스템 설계시 중요 우선사항이다⁷⁾.

K발전소는 지난 정비기간에 성능개선의 일환으로 발전기를 교체하였다. 이로 인해 Table 3과 같이 터빈-발전기의 축선이 변경되어 발전기 #10번 베어링의 위치가 발전기를 교체하기 전에 비해 8.67mm 낮아졌다.

이런 경우 발전기 #9번 베어링 축의 커플링의 위치가 교체 전에 비해 더 낮게 처져 발전기와 연결되는 터빈의 커플링에 영향을 주게 된다. 이로 인한 영향으로 터빈 #8번 베어링의 운전 중 베어링 내에서 축의 위치를 나타내는 Shaft Centerline이 Fig. 11과 같이 100 μ m 이상 낮아지게 되었고 이러한 영향으로 터빈 상·하부 간의 간극이 변화되어 기동 시 간극유지가

더욱 어렵게 되었다.

결론적으로 증기터빈의 재 기동 시 발생한 고진동의 직접적인 원인은 과도현상에 의한 열적 불 평형 및 이로 인한 내부접촉이었다. 내부접촉은 고온기동으로 인한 케이싱의 급격한 수축과 “Rotor Contraction” 현상에 의한 반경방향 팽창이 주요인으로 작용하였고 이와 함께 발전기 교체로 인한 축선 변화 및 이에 따른 베어링의 Shaft Centerline이 낮아진 것이 복합적으로 작용한 결과였다.

5. 결론

국내 뿐 아니라 해외 발전소에서도 터빈 기동운전 중 고진동이 빈번하게 발생하고 있다. 대부분은 시운전 기간 또는 설비의 성능개선 후에 일어났으며, 원인은 주로 회전체와 고정부 사이의 간극 문제 및 열적 불 평형으로 인한 접촉이었으며, 조치내용은 회전체와 고정부의 간극을 재조정하거나 열적 불 평형을 일으키지 않도록 기동절차를 개정하는 것이었다.

따라서 증기터빈의 기동 시 고 진동 문제로 인한 기동지연을 방지하기 위해서는 무엇보다 회전체와 고정부의 간극을 설계기준으로 유지하는 것이 필요하다. 터빈을 재기동할 시점의 터빈조건 즉, 불시정지 발생 여부, 터빈구성부품의 온도변화, 증기온도 및 보조계통의 상태에 따라 터빈의 기동조건을 결정하여 재기동해야 하며, 무엇보다 터빈의 열적평형이 이루어진 후 터빈을 재기동하여 고진동이 발생하는 것을 방지해야 한다.

또한 발전기 성능개선의 경우는 발전기의 교체가 발전기 자체의 건전성에는 영향을 주지 않았으나 발전기의 교체로 인해 전체 축계의 베어링 레벨이 변경되어 결국 터빈에 고진동이 발생한 사례이다. 따라서 저압터빈 또는 발전기 등 단위 설비에 대한 성능개선의 경우라도 단위 설비의 교체가 터빈-발전기의 전체 축계에 어떤 영향을 미치는 지를 고려하여 터빈의 진동에 악영향을 주지 않도록 해야 한다.

그러므로 향후 성능개선을 수행할 경우에는 축 라인 정렬 및 베어링하중이 허용한계 이내에 있는지, 로터 자중에 의한 교번굽힘응력이 허용한도 이내에 있는지, 비틀림 고유진동수들이 송전주파수 영역의 외부에 있는지 확인 평가해야 한다. 그리고 횡 방향 임계속도 평가, 설비 개선된 축 트레인의 횡 진동수준 평가 및 과도상태 전기적 교란에 의한 비틀림 축

Table 3 Bearing Level

Description	Bearing Level		
	#8 Brg	#9 Brg	#10 Brg
Before Retrofit	0	1.48	17.11
After Retrofit	0	0.33	8.44

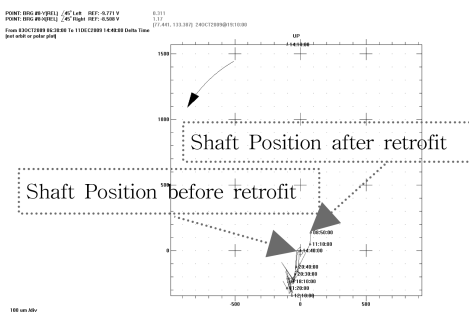


Fig. 11 Shaft Centerline in Bearing

스트레스 평가 등을 수행하여 전체 발전소의 신뢰성 (reliability)에 영향을 주지 않도록 추진해야 한다.

참고문헌

1. INPO, 2010, "Review of Main Turbine-Related Events Affecting Power Generation", *Topical Report of INPO*, pp.13~25
2. ALSTOM, 2010, "HP Turbine Retrofit General and Technical Information", *Steam Turbine Retrofit Presentation*, pp.3~7
3. HS Lee, 2010, "Review of the Reason of Turbine High Vibration", *Technical Report of KHNP*, pp. 8~9
4. SH Yang, 2006, "Reason of Turbine Shaftline Vibration", pp.7~9
5. Bob Grissom, 2002, "Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics", pp.409~427
6. HPC Technical Services, 2008, "Steam Turbine Operation Practice & Alarm Response", pp.115~118
7. Nik Zelenovic, 2007, "Revalidation of Turbine Shaftline Vibration Characteristics", *ALSTOM Annual Conference 2007 Lisbon*, pp.1~2