압유배관의 절손 원인 규명과 과도진동

김연환†, 이영신**, 구재량*, 김희수*, 배용채*, 이 현*

Failure of Hydraulic Oil Pipe and Transient Vibration

Yeon-Whan Kim, Young-Shin Lee, Jae Raeyang Koo, Hee-Su Kim, Yong-Chae Bae, Hyun Lee

Key words : Failure(절손), Fatigue(피로), Transient Vibration(과도진동), 1st stress(1차응력) Hydraulic Oil Pipe(압유배관), HP Turbine(고압터빈)

Abstract : This paper presents a case history of piping failures on power plant. The root cause of the failure was defined to set the optimal countermeasures. The failure comes from transient vibration and the 1st stress increased at the hydraulic oil supply system of control valves for high pressure steam turbine.

1. 서 론

터빈-발전기(Fig.1참조)는 원활한 운전과 수명유지를 위하여 기동, 정지 및 출력 변동 시 주의를 요한다. 비정상 운전은 터빈 구성부품에 심각한 균열을 발생시킬 수 있다. 발전소 운영자는 구성부품의 균열로 인한 잠재적인 비용 및 영향과 기동 및 부하 증발을 빨리하여 얻는 단기적인 이익을 경제적인 측면에서 비교하여 적절한 수명 소비 값을 결정하고 여기에 맞추어 터빈 주요부의 온도변화율을 유지토록 하고 있다. 만약 추천치를 벗어나 가열 및 냉각 사이클을 반복 수행하게 되면 변형손상이 누적되어, 터빈 주요부에 바로 균열을 유발할 수 있다. 일반적으로 급속한 온도강하에 의한 열적변형 및 과도진동이 터빈 본체뿐만 아니라 주변 구성부품의 균열을 촉진시키는 역할을 한다. 대부분 설계단계에서 고려하는 각종 조건은 터빈본체에 집중되어 있으며 주변 구성 품에서 발생되는 예기치 않은 문제들까지 고려되고 있지 않다.

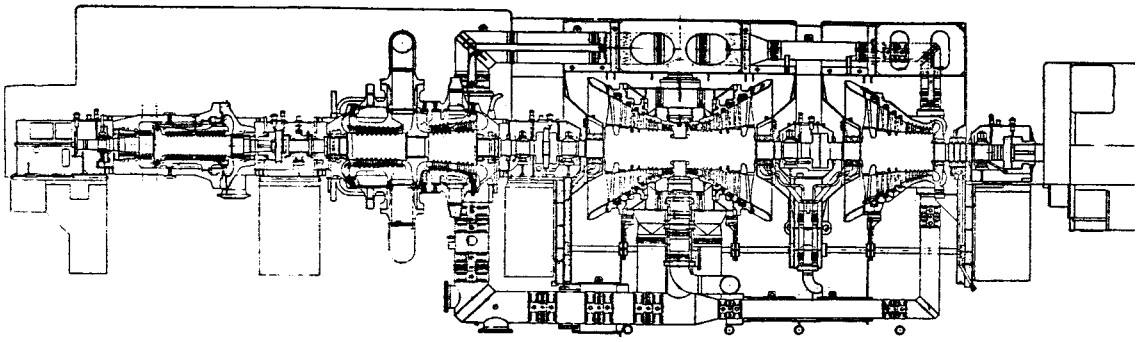


Figure 1. Steam turbine system

본 논문은 발전소 터빈 발전기를 계통 병입 후 출력 증발 중 고압 터빈의 제어밸브 압유공급 배

† 한전 전력연구원
Email : ywkim@kepri.re.kr
TEL:(042)865-5347 FAX:(042)865-5304
** 충남대학교
* 한전 전력연구원

관이 절손되어 터빈 발전기가 심각한 손상을 입은 사례에 대하여 기술하고자 한다. 그림 1은 증기터빈-발전기 시스템을 보여준다. 발전기를 계통에 병입 후 주변 압유배관에서 갑작스런 절손이 발생하였다.

2. 대상시스템의 사고

Fig.2는 고압 터빈의 제어밸브(control valve, CV) 밸브에 공급되는 압유통로를 보여준다.

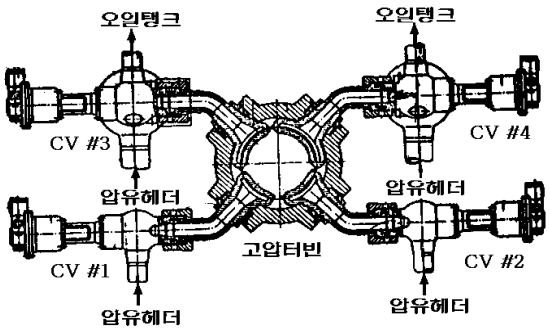


Figure 2. Hydraulic oil line for steam control valve of HP turbine

고압증기터빈의 증기유량 조절은 Fig.2와 같이 4개의 제어밸브(CV)가 담당하며 고압터빈 제어밸브는 기동시 전주 분사형태로 증기를 터빈에 공급하며 밸브 벽의 내외간 허용온도차를 초과하지 않도록 충분히 예열하고 터빈이 기동조건이 충족되면 부하에 따라 밸브의 개도를 열어 운전하게 되며 최종적으로 4번 제어밸브를 사용하여 조절한다.

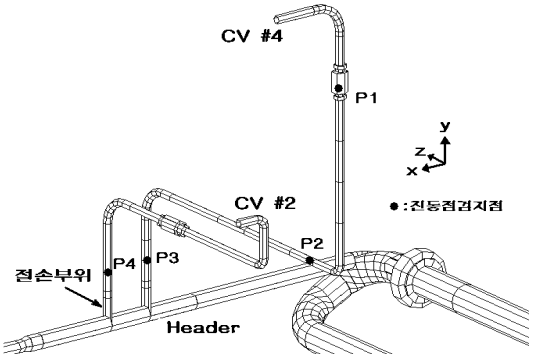


Figure 3. Layout of Hydraulic Oil Line

밸브개도는 압유헤더에서 공급되는 압유가 제어밸브를 통과하는 정도에 따라 조절하게 된다. Fig.3은 고압터빈의 압유배관의 레이아웃으로서 압유헤더와 제어밸브를 연결하는 배관이다. 절손은 압유 공급배관으로 분기되는 압유 헤더쪽 브랜치 루트 용접부에서 발생하였다. 압유배관의 절손(Fig.4 참조)으로 다량의 압유가 다량 분출됨으로써 터빈-발전기의 베어링 및 로터시스템에 심각한 손상이 발생되었다.

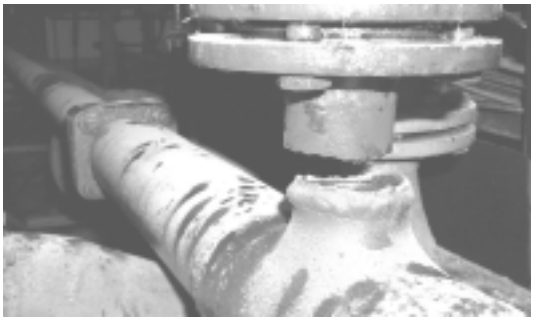


Figure 4. Damage shape(I) of hydraulic oil Line

3. 압유배관 절손

3.1 운전이력 검토

대상발전소의 고압터빈 제어밸브 압유배관계는 최근 3년간 유사 정지된 실적은 없었고 건설이후 113,079시간의 발전을 하였으며 390회의 기동 정지횟수를 가지고 있다. 본 배관은 '84년 8월 자연열화에 의한 균열(10mm)로 복구시 진동과 고압터빈 수축 팽창 이동량이 고장부에 미치는 하중장애를 억제할 목적으로 벽체에 ㄱ-Angle(Fig. 6참조) 지지 대를 용접 취부 하여 보강하였으며 이때 84. 8월 용접부 균열로 St35 (DIN규격) 배관두께 2.9t 에서 SPPS 38(KS) 배관 두께 3.91t로 교체한 이력이 있었다. 또한, 92년에도 유사 균열현상이 정지 후 발견되었었다. 즉 본 배관은 약 9년 주기로 손상이 된 것으로 평가되었다.

3.2 배관의 설치 조건 검토

터빈 냉각 후 절손부에서 배관직경의 30% (16 mm)정도 어긋나는 현상을 Fig.5와 같이 나타내었다. 배관 설치가 근본적으로 어긋난 조건이었으며 '84년 8월 복구시 진동과 고압터빈 수축 팽창 이동량이 고장부에 미치는 하중장애를 억제할 목적으로 벽체에 ㄱ-Angle지지대를 용접 취부 하였다.

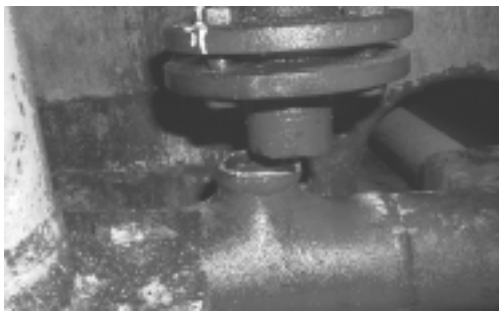


Figure 5. Damage shape(II) of hydraulic oil line

Fig.5 및 Fig.6의 설치조건에 의하여 압유 공급 배관의 공급 헤더 쪽에서 발생된 루트 플랜지와의 16mm 어긋남 효과는 Table 1 및 Fig.7 와 같은 외력 영향을 주게 되어 루트 플랜지 부는 자중의 영향과 더불어 1차 응력을 증대됨으로서 배관은 인장 또는 압축응력이 증대된 상태에 있었음을 알 수 있었다.

Figure 6. Supported condition of hydraulic oil line

Figure 7. Effect of external force by misalignment

Table 1. Effect at root-part of pipe by misalignment

브랜치 루트 부	힘 (lb)			모멘트 (inch-lb)		
	X	Y	Z	X	Y	Z
2번 제어밸브	-14	26	-704	23,289	2,935	-272
4번 제어밸브	3	20	705	-23,074	-3,870	69

4. 압유배관 절손 원인 분석

4.1 절손부 경도분석

절손 용접 부의 경도분석 결과 경도치(HV)가 기준치 110이상 및 모재 115 ~ 120에 비하여 높은 190으로 용접 후 열처리를 실시하지 않은 것으로 분석 Fig.8과 같이 열처리 미 실시로 금속조직이 침상의 마르텐사이트, 잔류 오스테나이트 등이 나타났다. 압유배관계는 터빈제어 및 운용에 매우 중요한 배관이므로 배관 육성작업이나 용접 후 150℃정도의 예열과 650 ~ 700℃정도의 응력제거 열처리 필요하였으나 용접 후 열처리가 필요 없는 소형배관으로 분류하고 있었다.

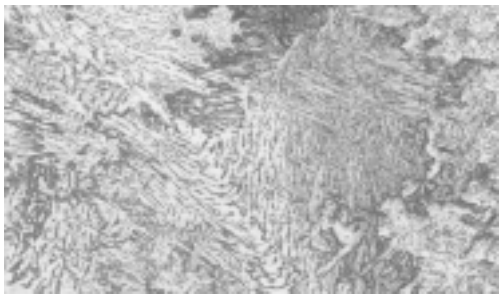


Figure 8. Metal face of welding part damaged ×200

4.2 금속학적인 절손 메커니즘 분석

Fig.9는 절손부의 피로 파단면을 보여준다. 파단면 검사 결과 절손부의 파괴 메커니즘은 반복되는 진동에 의한 피로가 외면에서 손상이 시작되어 진행된 후 소성파괴 과정을 거쳐 반대쪽 내면에서 피로손상이 발생된 후 급속하게 파괴과정을 거치면서 짧은 시간에 급속한 파괴에 이른 것으로 분석되었다. Fig.9는 최초의 피로발생지점의 배관 외면에서 피로파손이 진행된 것을 보여주며 Fig.10은 Fig.9의 외면을 SEM으로 분석한 결과로서 피로가 원인을 제공하고 있음을 보여준다.

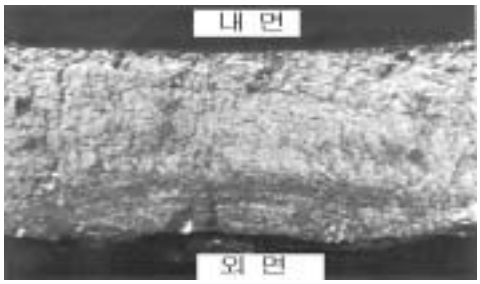


Figure 9. Damage surface after pipe rupture

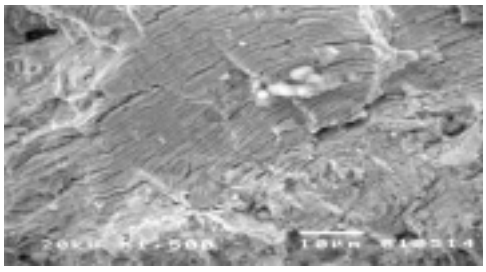


Figure 10. SEM×1500

5. 외력 추정과 시스템 복구

Fig.9에서 벽체에 ㄱ-Angle 지지대를 용접 취부한 지지조건 변경과 어긋남에 의한 과도한 하중과 진동에 의한 피로가 파손의 주 원인으로 볼 수 있어 피로손상 여부 확인을 위하여 운전 중에 나타나는 진동특성 및 레벨을 조사할 필요가 있

었다. 압유배관의 절손으로 터빈은 정지되어 보수 중이었으므로 1차적으로 유사 터빈의 압유배관 및 헤더의 진동을 측정하여 추정하였다.

5.1 1차 응력 평가

압유배관 재질은 SPP38로서 항복점은 31,290 psi(=22kg/㎟), 인장강도는 54,049psi(=38kg/㎟)이다. Table 2는 16mm의 어긋남이 있는 조건을 고려하여 계산된 압유배관 루트부의 1차 응력레벨을 보여준다.

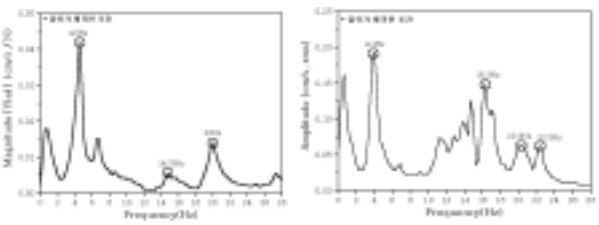
Table2. 1st stress by misalignment on pipe root-part

항 목	루트부 하단(psi)		
	길이방향	주응력	B31.1
어긋남 조건	29,815	29,842	22,305

고압터빈 제어밸브 압유배관 루트 부는 어긋남 효과를 고려시 재질의 항복응력이내인 29,253psi (응력집중계수 고려)로서 저탄소강 배관의 설계 허용응력(static stress)레벨인 20,000psi를 초과하는 상태였다. 따라서 사진 1의 절손은 표면처리 및 열처리 등의 미처리에 의하여 내구력 저하와 더불어 돌발적인 과도진동에 의한 동응력이 부가되어져 손상된 것으로 볼 수 있었다.

5.2 타 호기를 통한 압유배관 진동조사

CV#4 압유배관 근처 헤더의 주파수 응답함수(FRF) 및 헤더에 대한 타호기 진동(Fig.11)을 분석한 결과 정상운전 조건에서 본 헤더의 진동 진폭이 1.0mm, p-p를 갖는 4Hz 주파수로 압유배관을 가진하며 고압터빈 CV#2 압유공급 배관은 압유헤더의 주 진동 주파수인 4Hz과 동일한 주파수로서 진폭이 0.73mm,p-p이며 x방향 주진동 성분은 6.9Hz이고 진폭이 0.60mm,p-p로 정상운전 기준 진동 측정결과는 양호한 것으로 판단되었다.



(a) FRF (b) CV#4 pipe vibration

Figure 11. Vibration on hydraulic oil header

5.3 파괴측면에서의 동응력 예측

저탄소강 배관의 10^{11}사이클 기준 피로한계는 7.692psi로서 배관 피로수명은 동응력과 평균응력에 의하여 결정된다. 문제는 기동정지 등의 반복하는 돌발적인 과도진동을 측정하여 주요 손상 메커니즘을 규명할 필요가 있으나 타호기의 정상운전조건에서는 목격되지 않았다. 본 연구에서는 기동 및 정지조건에서의 진동레벨은 추정에 의존할 수밖에 없었다.

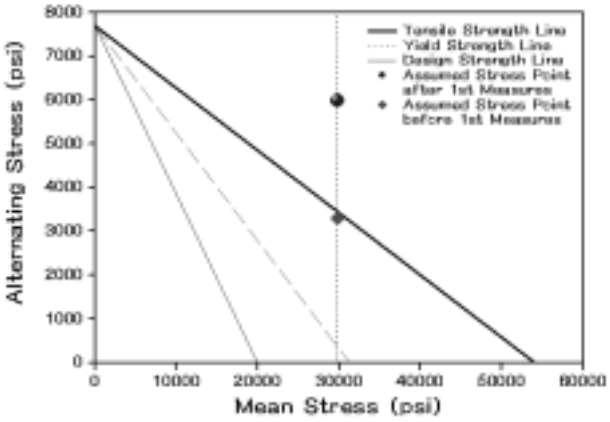


Figure 12. Fatigue stress assumed on damage pipe

Table 2의 결과를 근거로 하여 대상 배관 계에 대하여 진동응력은 파괴역학 측면에서 Goodman식 (Fig.12의 굵은 실선), Soderberg식(Fig.12의 긴 점선) 및 설계응력(Fig.12의 얇은 실선)을 기준으로 평가하면 ㄱ-Angle 지지대 설치(Fig.6)와 어긋남 조건(Fig.5)에서 응력을 평가한 결과 대상 배관계는 허용기준치를 벗어나 운영된 것으로 추정할 수 있었으나, 4Hz 및 6.9Hz의 진동진폭, 1.0mm, p-p으로 계산한 동응력은 1,500psi,o-p 이내로 식(1)을 적용하면 배관의 피로응력 레벨은 3,300psi, o-p (Fig.12의 마름모꼴)로 10^{11}사이클 피로한계인 7.692psi 이내로 본 배관은 정상운전조건에서는 절손될 충분한 조건을 만족할 수 없었다. 단지, 본 배관은 소성 역에서 운전되어 왔음을 알 수 있었다.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \quad \text{----------(1)}$$

여기서, σ_a = stress amplitude
σ_m = mean stress
S_u = ultimate strength
S_e = fully reversed stress

5.4 배관절손에 대한 1차 대책

배관의 절손은 정상조건에서 피로가 누적된 것이기보다는 기동 및 정지조건에서 정상운전보다 과도한 진동레벨이 존재하였던 것으로 예측할 수 있었으나 본 현상은 타 호기에서 규명되지 못해 1차 대책으로 Fig.5의 16mm 어긋남 조건과 원

설계와 다르게 설치된 지지대 등을 제거하고 1차 응력레벨을 최소화하도록 하였다.

6. 피로원인 규명

6.1 절손배관 복구 후 과도진동현상

절손배관을 복구 후, 기동시 일정부하를 통과할 때 Fig.3의 CV#4 압유배관에서 과도진동이 순간적으로 발생하여 진행되다가 부하가 변경되면서 곧 사라지는 비주기적이고 간헐적인 특징을 나타내었으며 정상상태진동은 대체로 허용치이내의 양호한 진동레벨을 나타내었다. CV#4 압유배관의 과도진동측정은 Fig.3의 P1과 P2를 중심으로 수행하였으며 P3과 P4는 과도진동 발생시의 거동 점검 지점이었다.

Fig.13은 정상운전시 진동으로서 P2지점 X방향에서 주 진동 주파수가 7.5Hz, 진폭이 1.5mm, p-p였으나, 과도진동은 Fig.14처럼 주 진동방향이 Z방향으로 변경되어 P1지점에서 진폭이 5.11mm, p-p였다.

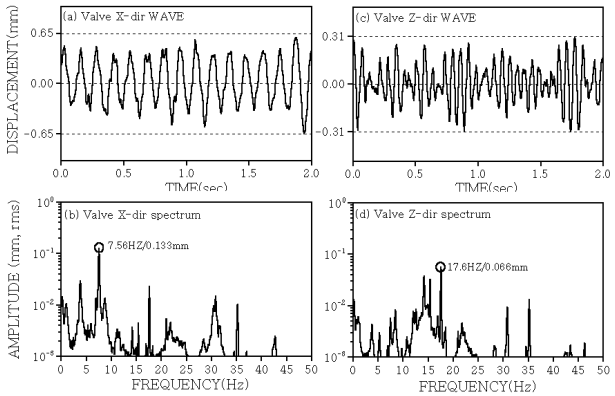


Figure 13. Normal state vibration of CV#4 pipe

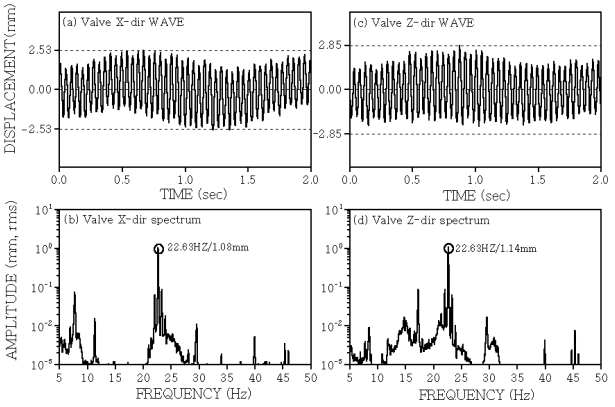


Figure 14. Excessive vibration of CV#4 pipe

부하 증-감발 및 기동조건을 중심으로 과도 진동현상은 부하 증-감발조건에서 갑작스럽게 발생하여 5 ~ 10분 정도 진행되다가 부하를 변경하면서 사라졌다.

Fig.12의 검은 원은 1차 대책 조치 후 발생된 Fig.14의 과도현상을 고려하여 대책전의 상태를 시뮬레이션한 결과로서 절손지점의 교번응력은 5,984psi,o-p로 식(1)을 적용하면 배관의 피로응력레벨은 13,400psi,o-p로 피로한계를 초과하여 피로수명이 1.3×10^5사이클의 악화된 상태였다. 9년 동안 180회의 기동횟수를 고려하면 기동당 32초정도씩 과도진동이 발생된 것으로 볼 수 있어 발생될 때의 나타난 지속시간이 5분 이상이었으므로 절손된 압유 배관 계는 과도진동상태가 매 기동시마다 나타난 것은 아니었던 것으로 추정할 수 있었다.

6.2 과도진동 발생 압유배관의 고유진동특성

CV #4 압유배관의 과도진동 현상 원인을 규명하기 위하여 특성분석을 위하여 모달시험 및 유한요소해석을 수행하였다. 모달시험은 CV#4 압유배관(Fig.3 참조)의 P1 지점 상부를 임펙트 가진하고 P2 지점에 가속도 센서를 설치하여 고유진동수 시험을 수행한 결과는 Fig.15와 같다.

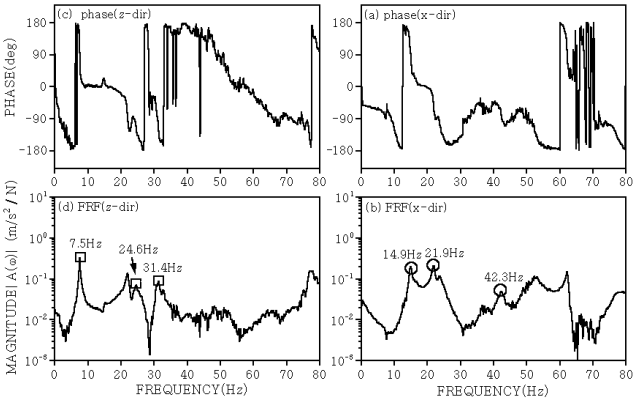


Figure 15. Frequency response function at CV#4 hydraulic oil pipe

정상조건의 주 진동은 Fig.13에서 보는 바와 같이 Z방향의 7.5Hz 성분과 일치하였으며 과도진동(Fig.14참조)의 주성분인 22.63Hz성분은 고유진동수인 21.9Hz(Fig.15참조)와의 공진영역에 있는 것으로 규명되었다.

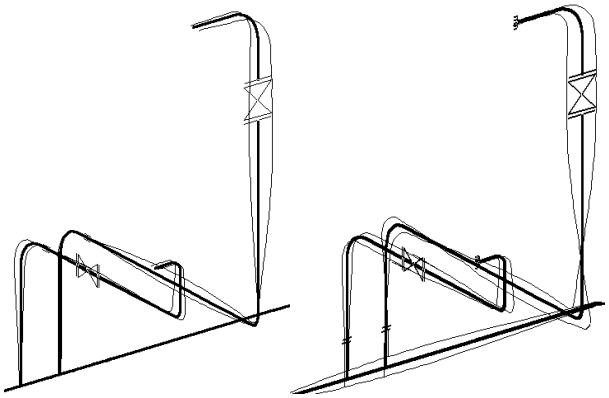
Table 3. Natural frequencies of CV#4 pipe (Hz)

모드	1차	2차	3차	4차	5차	6차
운 전	7.56	15.00	20.90	22.63	24.70	30.80
모달시험	7.50	14.90	–	21.90	24.00	31.40
방 향	X	Z	Y	Z	X	Z

6.3 과도진동의 영향 및 대책의 효과분석

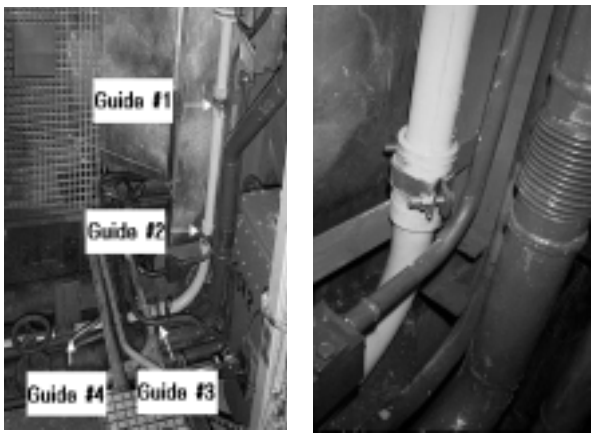
Fig.16은 Table 3의 결과를 근거로 전체시스템의

주 진동거동을 시뮬레이션한 결과를 보여준다. Fig.16(a)은 배관 예측된 절손 전의 진동모드로서 Fig.16(b)의 Z방향 모드를 제한하기에 충분하지 못했다. 즉, 과거이력에서 벽체에 ㄱ-Angle 지지대를 용접 설치된 것은 Fig.16(b)과 같은 과도진동을 제한하기 위한 방법이었으나 진동모드를 고려하지 않음으로서 Fig.17의 해석결과와 같이 CV#2 압유배관 절손부의 1차응력 및 동응력을 증대시킨 것으로 나타났다.



(a) Before (b) After

Figure 16. Main natural mode by 1st measures



(a) Final measures (b) Supporter shape

Figure 17. Measures for excessive vibration

Fig.16(b)의 진동현상이 특정 부하증-감발시 시스템에서 발생하였으나 매 조건마다 발생되지는 않았다. 그러나 공진조건이 되면 z 방향으로 심한 흔들림이 발생하였다. 따라서 Fig.16(b)의 진동대책은 가진 원인 22.63Hz와 공진을 일으키는 CV #4 압유배관계의 4차 모드를 Fig.17과 같이 약 10mm두께의 고무 밴드를 이용한 가이드형 지지장치를 Fig.16(b) 4지점에 적용하여 4차 진동모드가 제거되도록 하였다.

Fig.16(b)의 과도진동모드를 제어한 후 고압터빈 압유배관계의 피로수명을 재해석한 결과는 Fig.18과 같다.

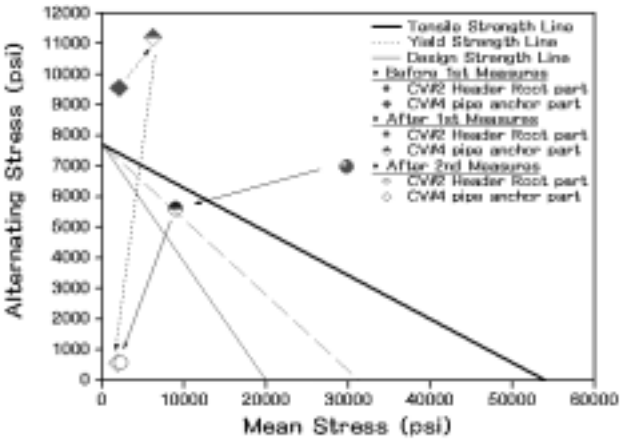


Figure 18. Effectiveness changed by measures

7. 결론

압유배관의 절손사고 사례에 대한 교훈은 기동시에 잠시 발생되어 사라지는 과도진동현상 등에 대한 정확한 규명 및 적절한 대처가 전체설비 안전에 매우 중요 사안이 될 수 있음을 보여주었다.

참고문헌

(1) Yeon-Whan Kim, 1997, "Dynamic Characteris-tics Study on Vibration of Main Steam Piping for a Power Plant", Asia-Pacific Vibration Conference '97, pp687-692

(2) 전력연구원, 1996, “발전소 배관 과도진동 연구 최종보고서”

(3) 김연환, 1996, “발전소의 대형 주증기관의 진동특성”, 한국소음진동학회논문집 제6권 제6호.

(4) J. A. Bannantine, 1990, Fundamentals of Metal Fatigue Analysis, Prentice Hall. pp 1 ~ 30