

200MW급 화력발전소 고압터빈 제어밸브 압유배관의 절손 원인과 대책

°김연환*, 이영신**, 김희수*, 이현*, 김성휘*

Examination and Measures on Failure of Hydraulic Oil Supply Pipe of Control Valve of Steam Turbine in 200MW Thermal Power Plant

Yeon-Whan Kim, Young-Shin Lee, Hee-Soo Kim, Hyun Lee, Sung-Hwi Kim,

ABSTRACT

A case history is presented pertaining to piping fatigue by vibrations and sustain stresses in the hydraulic oil supply system for control valves in a 200MW thermal power plant that ultimately resulted in pipe rupture. The piping was designed to supply the hydraulic oil for turbine control valves. Testing and analyses were performed on the system to develop solution to repair work on failures.

1. 서론

터빈-발전기는 원활한 운전과 수명유지를 위하여 기동, 정지 및 출력변동시 주의를 요한다. 비

경우 터빈 구성부품에 심각한 균열을 발생시킬 수 있다.

따라서, 발전소 운영자는 로터, 셸 또는 다른 구성품의 균열로 인한 잠재적인 비용 및 영향과

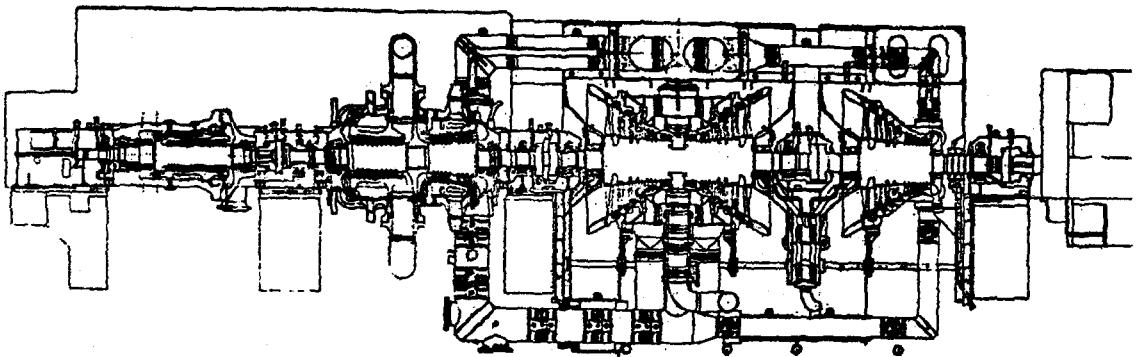


그림 1. 200MW 증기 터빈 시스템

정상 운전은 로터의 러빙, 셸의 비틀림 혹은 심한

기동 및 부하증발을 빨리 하여 얻는 단기적인 이익을 경제적인 측면에서 비교하여 적절한 수명소비값을 결정하고 여기에 맞추어 터빈 주요부의 온도변화율을 유지토록 하고 있다. 만약 이러한 추천치를 벗어나 가열 및 냉각 사이클을 반복 수

* 한전 전력연구원

** 충남대학교

행하게되면 변형손상이 누적되어, 터빈 주요부에 바로 균열을 유발할 수 있다. 일반적으로 급속한 온도강하에 의한 열적변형이 균열을 더욱 진전시키는 것으로 알려져 있다.

기동, 정지, 출력변동 및 비상시와 같은 과도운전 중에는 밸브와 셸은 과도한 압축응력을, 로터는 큰 원심응력을 받을 수 있는 것으로 알려져 있다. 과도운전을 가혹하게 수행하게 되면 열응력 비틀림, 진동과 로터와 셸의 상대팽창 등이 과도해져서 재료의 항복 점을 초과하여 터빈 주요 고운부 등은 피로수명을 많이 소모하게 된다.

본 논문은 200MW급의 화력발전소에서 터빈 발전기를 계통 병입 후 출력 증발 중 고압 터빈의 제어밸브 압유(Hydraulic Oil) 공급배관이 절손되어 터빈 발전기가 심각한 손상을 입은 사례에 대한 것이다. 그림 1은 200MW급 증기터빈-발전기 시스템을 보여준다. 압유 배관계는 터빈발전기 제어밸브에 압유를 공급하여 증기 통로의 개도를 제어에 사용된다. 터빈-발전기를 계통에 병입 후 대상 배관의 갑작스런 파손으로 그림 1의 증기터빈에는 심각한 손상이 발생했다. 이에 대한 원인 규명을 위하여 진동측정, 배관재질시험, 복구를 위한 설계검토 및 유한요소해석 등을 수행하고 그 결과를 기술하고자한다.

2. 대상시스템

제어밸브는 터빈 발전기에 증기 공급을 조절하

는 밸브로서 고압터빈의 경우는 4개의 밸브로 구성되어 있고 중압터빈은 2개로 구성되어 있다. 고압터빈의 제어밸브는 기동시 전주 분사형태로 증기를 터빈에 공급하며 밸브벽의 내외간 허용온도차를 초과치 않도록 하여 증기온도와 벽의 온도를 일치되도록 예열하고 터빈이 기동조건이 완료되면 부하에 따라 밸브의 개도를 열어 운전하게 된다. 압유는 밸브와 배관, 유압펌프로 구성된 유압시스템의 작동유체가 된다.

그림 2는 고압 터빈의 제어밸브(control valve) 및 중압 터빈의 제어밸브에 공급되는 압유의 공급 배관계를 나타낸다. 압유 공급펌프에서 주 배관을 통하여 압유공급헤더로 모인 오일은 고압 터빈 제어밸브의 압유배관 및 중압 터빈 제어밸브 압유배관에 공급된다. 절손 배관은 고압터빈 2번 제어밸브 압유 공급배관으로 분기되는 압유헤더의 브랜치 루트 부이다.

배관의 좌표계는 고압터빈 4번 제어밸브(CV)의 압유배관에서 고압터빈 2번 제어밸브의 압유배관 방향을 X, 수직방향을 Y, 제어밸브에서 압유 공급 헤더(header) 방향을 Z축으로 정하였다.

3. 제어밸브의 압유배관 절손

200MW급 터빈-발전기를 계통에 병입 후 부하 증발과정에서 사진 1과 같이 압유배관에서 갑작스런 절손이 발생하였다. 압유배관의 절손으로 다량의 압유가 절손부위로 다량 분출됨으로써 터빈

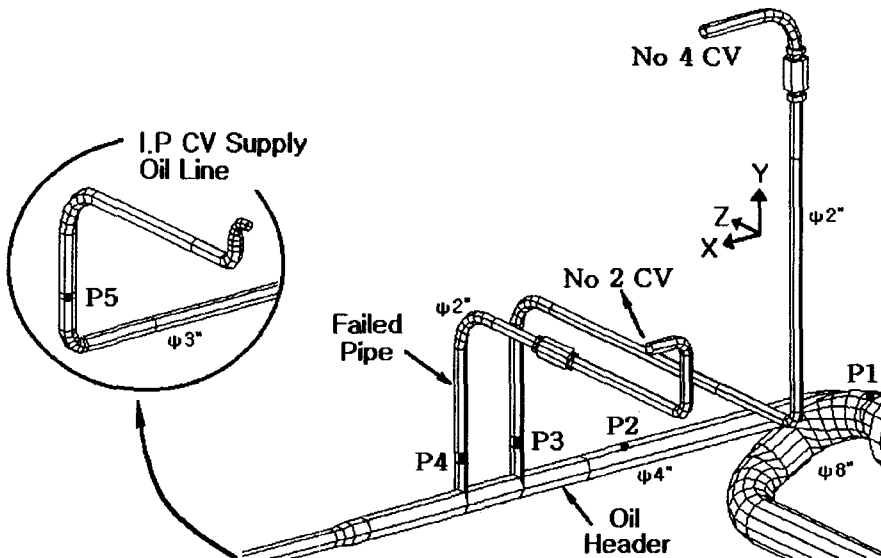


그림 2. 제어밸브의 압유 공급 배관계

-발전기의 베어링 및 로터시스템에 심각한 손상이 발생되었다.

3.1. 절손 현황과 영향 검토

사진 1은 그림 2의 2번 제어밸브(CV) 압유배관 루트 부에서 절손된 모습으로서 고압터빈 2번 제어밸브의 압유 공급배관과 연결되는 압유 공급헤더 브랜치 루트 부에서 절손이 발생되었다.



사진 1. 사고 직후의 압유배관 절손형태

터빈 냉각 후 절손부에서 배관직경의 30% (16mm)정도 어긋나는 현상을 사진 2와 같이 나타내었다. 배관 설치가 근본적으로 어긋난 조건이었음을 의미한다.

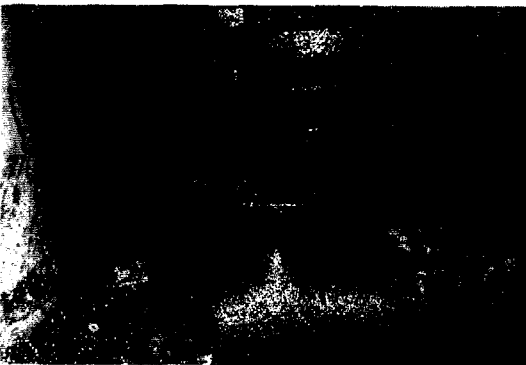


사진 2. 터빈 냉각 후 절손부의 위치변경

표 1. 어긋남이 배관 루트부에 미치는 영향

브랜치 루트 부	힘 (lb)			모멘트 (inch-lb)		
	X	Y	Z	X	Y	Z
2번 제어밸브	-704	26	-14	-272	2935	23,289
4번 제어밸브	-681	-20	-3	-71	3706	22,289

절손 압유배관의 사진 2의 조건에 의하여 압유 공급배관이 공급 헤더의 루트 플랜지와 16mm 어긋남을 고려하면 브랜치 루트부는 표 1과 같은 외력 효과를 그림 2의 전체 압유 배관계에 영향을 주게되어 루트 플랜지부는 자중의 영향과 더불어 1차 응력을 증대시켜 배관은 인장 또는 압축응력 상태에 증대된 상태에 있었음을 알 수 있다.

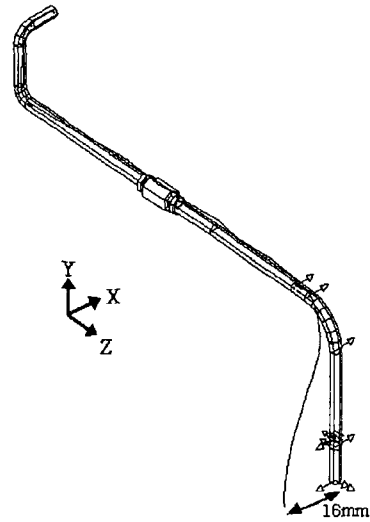


그림 3. 16mm 어긋남에 의한 외력형태

3.2. 배관 설계 검토

그림 2의 압유배관계의 원 설계자료를 검토하면 배관계의 주요 제원은

- 고압터빈 제어밸브 압유배관
 - 배관 재질 : SPPS38(KS 규격)
 - 배관 규격 : OD 60.3mm, 두께3.91mm
 - 플랜지와 밸브: Class150
- 중압터빈 제어밸브 압유배관
 - 배관 규격 : OD 88.9mm, 두께3.2mm
 - 플랜지와 밸브: Class150
- 압유 헤더
 - 배관규격 : OD114.3mm, 두께5.02mm
 - 플랜지 : Class150
- 압유
 - 비중 : 0.8718/151.4℃,

등과 같다.

그림 2의 배관계의 지지 점은 지점 P1과 압유 헤더와 $\phi 3"$ 배관의 연결부 1m정도 지점과 중압터빈쪽 제어밸브 쪽에 그림 4와 같이 설치되어야

하나 발전소 시운전이후 반복되는 배관의 흔들림 현상을 인하여 2번 압유배관 근처의 지지장치를 풀어놓고 대신 원설계에는 없는 압유배관계에 임시용 지지장치를 사진 3과 같이 설치함으로써 배관계의 시스템 특성이 원설계와는 다르게 운영되어 왔다. 2, 4번 압유배관의 첫 번째 열보에 가이드(Guide)형가 지지하며 3"배관의 중압터빈쪽에 만 1개의 리저드형 지지장치를 설치한 조건이다.

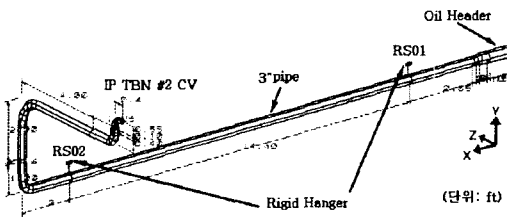


그림 4. Rigid Hanger의 위치



사진 3. 대상 압유배관계의 지지조건

3.3. 운전이력 검토

대상발전소의 고압터빈 제어밸브 압유배관계는 최근 3년간 유사 정지된 실적은 없었고 건설 이후 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 γ -Angle(사진 3참조) 지지대를 용접 취부하여 보강하였으며 이때 84. 8월 용접부 균열로 St35(DIN규격) 배관 두께 2.9t 에서 SPPS 38(KS) 배관두께 3.91t로 교체한 이력이 있었다. 또한, 92년에도 유사 균열현상이 정지후 발견되었었다. 즉 본 배관부는 약 9년 주기로 손상이 된 것으로 평가된다.

4. 압유배관 절손부의 금속적 접근

4.1 경도조사

절손 용접 부의 경도분석 결과 경도치(HV)가 기준치 110이상 및 모재 115~120에 비하여 높은 190으로 용접 후 열처리를 실시하지 않은 것으로 분석되며 용접 부의 조직은 정밀 분석 사진 4와 같이 열처리 미 실시로 금속조직이 침상의 마르텐사이트, 잔류 오스테나이트 등 이 나타났다.

압유배관계는 절손 배관은 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 분류하여 운영한 것으로 나타났다.

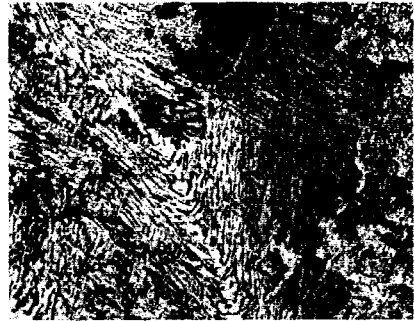


사진 4. 용접 절손부의 금속조직×200

4.2 절손 메커니즘 추정

사진 5는 절손부의 파단면을 보여준다. 사진 및 파단면 검사 결과 절손부의 파괴 메커니즘(Mechanism)은 반복되는 진동에 의한 피로가 지점 1(사진 6, 7참조)의 외면에서 손상이 시작되어 진행된 후 지점 2, 3, 5의 소성파괴 과정을 거쳐 지점 4 내면에 피로손상이 발생된 후 급속하게 파괴과정을 거치면서 짧은 시간에 급속한 파괴에 이른 것으로 나타난다.

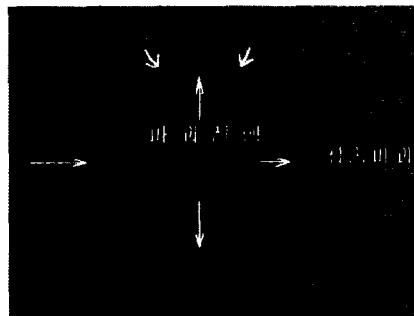


사진 5. 배관의 절손 파단면

지점 5에서 1방향은 그림 2에서 X방향과 일치한다. 본 배관의 X방향의 거동과 연관성을 갖는 것으로 예측할 수 있다.

사진 6 및 7은 사진 5의 지점 1의 파단면을 보여준다.

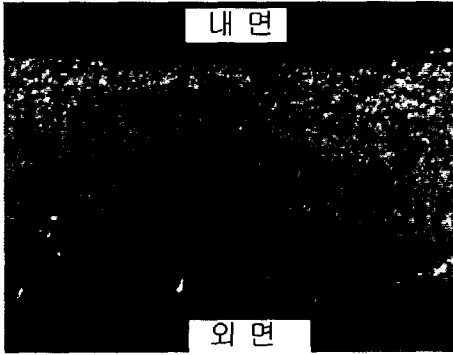


사진 6. 지점 1의 파단면(외면 피로발생)

사진 6은 배관 외면에서 피로파손이 진행된 것을 보여주어 헤더의 거동이 배관에 영향을 준 것으로 보이며 진동이 발생될 때 지점 1의 외면에서 인장응력이 형성되는 것으로 추정할 수 있고 사진 7은 외면의 절손이 피로에 의한 것임을 명확히 보여준다. 따라서, 절손부위는 진동과 같은 동적응력에 의한 피로 손상된 것을 단적으로 보여준다.



사진 7. 지점 1의 SEM×1500(피로파면)

4. 압유배관 진동 조사

진동평가는 운전 중에 나타나는 진동거동을 규명하기 위하여 실시되었으나 대상 터빈-발전기는 압유배관의 절손으로 정지되어 보수 중이었으므로 유사 터빈-발전기 진동을 측정하여 특성을 예측하였다. 유사 터빈-발전기의 압유 공급배관계통은 동일한 설계로 설치되어 있었으나 건설이후

운영 중 발생된 문제들에 대한 발전소 자체 대책으로 인하여 각 호기마다 약간씩 다른 지지조건을 가진다. 유사 터빈-발전기의 해당 압유배관의 지지조건은 대상 터빈-발전기의 압유배관 지지조건인 사진 3과는 약간 다르게 그림2의 압유배관의 중앙부에 가이드가 설치되어있는 조건이었다.

그림 2에서 P1~ P5는 진동 측정지점이며 급속시험은 P3과 P4 플랜지 부위와 Root부에 대하여 수행하였다.

4.1. 압유배관 헤더의 진동

그림 4는 유사 터빈-발전기 압유공급 헤더(그림 2의 P1지점)에서 계측된 X 방향의 정상운전시의 진동으로서 진동속도[그림 5(a)& 5(c)]와 진동변위[그림 5(b)& 5(d)]를 나타낸다. 헤더는 분기배관인 고압터빈 제어밸브 압유 공급배관을 3.8Hz로 가진하고 있는 것으로 알 수 있다.

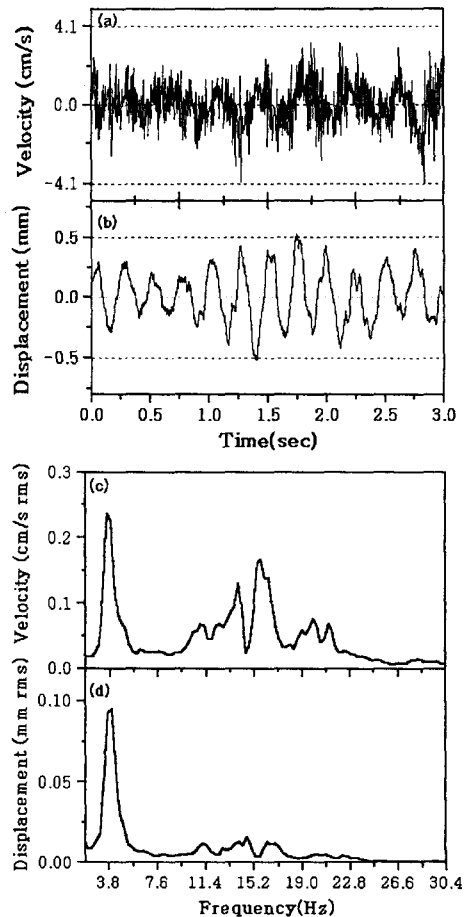


그림 5. 제어밸브 압유공급헤더의 운전시 진동

1 년동안 350일을 연속 운전할 경우 1.0mm, p-p 이상의 진동레벨로 1.15×10^8 회/년을 압유배관을 가진 하는 것으로 볼 수 있다.

4.2. 2번 제어밸브 압유공급배관 진동

그림 6은 고압터빈 2번 제어밸브 압유공급배관계 플랜지(그림 1의 P4지점)에서 측정된 X 방향 및 Z방향 진동을 나타낸다. 본 배관의 X 방향 주 진동 주파수는 압유헤더의 주 진동 주파수인 3.8Hz와 동일하며 진폭은 0.73mm, p-p이며 Z방향 진동은 주 진동 성분으로 6.9Hz이고 진폭이 0.60 mm, p-p로 나타났다. 정상운전시의 진동레벨은 진동 제한치 내에 있는 것으로 판단할 수 있다. 본 배관에서 나타난 진동은 주로 헤더의 영향으로 볼 수 있다.

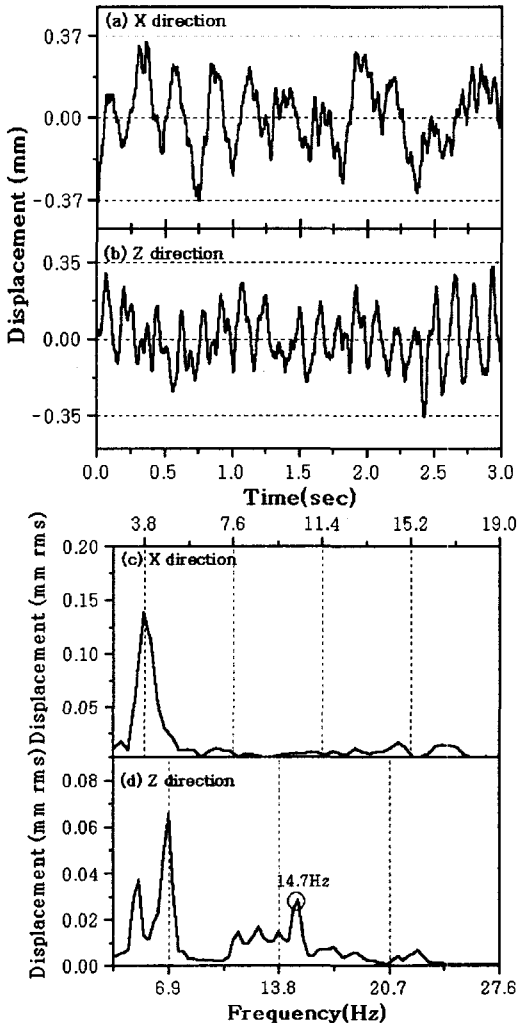


그림 6. 2번 제어밸브 압유 공급배관 진동

그림 7은 배관자체에 설치되어 있는 케이트밸브 근처의 진동특성을 볼 수 있다. 그 특성을 정밀 분석해 보면 14.7HZ의 고조파의 특성들이 나타나나 그림 6의 진동에서는 Z방향에 부분적인 영향만을 주고 있는 것으로 분석된다.

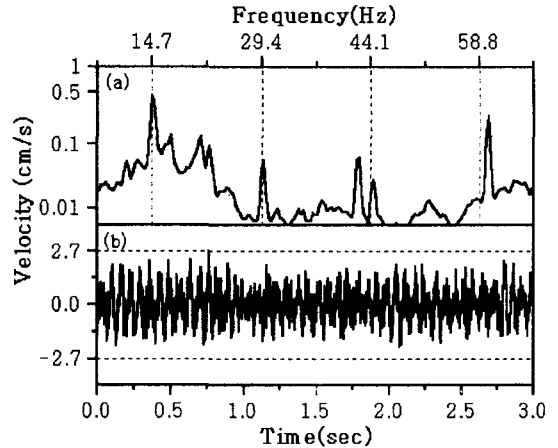


그림 7. 2번 제어밸브 압유배관 밸브(P5) 진동

4.3. 진동측면에서 의견

진동허용치는 ASME code에서 1.27cm/s, o-p를 screen velocity로 사용하며 이를 초과할 경우 허용치를 산정하면 해당 압유배관의 경우 허용치는 6.8cm/s, o-p이고 변위치는 1.90mm, p-p로 산정된다. 대상 압유배관의 가진원은 1 차적으로 헤더의 진동으로 볼 수 있으며 2차적으로 배관자체의 특성 및 외부의 불안정특성에 의하여 가진될 수 있으나 본 조사에서는 전자에 대해서만 수행되었다.

대상 배관에 대하여 운전중인 2호기에서 측정된 진동레벨은 산정된 허용치를 만족하는 것으로 볼 수 있으나 측정된 터빈-발전기 압유배관계와 절술된 배관계의 설치조건이 부분적으로 차이가 있어 같은 진동레벨 및 응력레벨로 볼 수 없으나 진동의 경향은 유사성을 갖는 것으로 볼 수 있고 주 가진원인 헤더의 특성은 유사할 것으로 평가되었다.

사진 5와 사진 7은 진동이 피로의 주 메커니즘임을 말해주나, ASME OM part 3에 근거하여 절술된 배관에 대한 진동허용치를 산정하고 평가해보면 응력집중 계수를 고려치 않은 경우 2.0mm, o-p가 허용치가 된다. 본 배관은 진동 피로가 주 원인이라기 보다는 어긋남에 의한 정용

력이 과대해져 진동에 의한 영향이 증대된 것이 피로절손의 주원인으로 평가되었다.

5. 응력해석

본 배관계는 앞의 결과를 근거로 할 때 진동에 의한 피로와 어긋남 및 지지조건의 변경에 의한 과도한 하중의 영향이 파손의 주원인으로 볼 수 있다. 따라서, 그림 3에서 언급한 조건 및 파손 전의 지지조건을 고려하여 배관의 1차응력 해석을 수행하였다.

절손된 파단배관의 재질은 SPP38로서 항복점은 31,290psi(=22kg/mm²), 인장 강도는 54,049 psi(=38 kg/mm²)이다. 저탄소강 배관의 설계 허용응력(static stress)레벨은 20,000psi, 10¹¹사이클기준 피로한계는 7.692psi를 적용한다.

5.1. 1차 응력 평가

표 2는 16mm의 어긋남이 있는 조건과 없는 조건에서의 배관에 나타나는 1차 응력레벨을 보여준다. 고압터빈 2번 제어밸브 압유배관 루트부는 어긋남 효과로 인하여 재질의 항복응력을 초과하는 36,735psi로 나타나 설계시 적용되는 허용레벨인 20,000psi를 초과하고 있는 것을 알 수 있다. 16mm 어긋남이 압유배관의 루트부를 부분적으로 소성영역에 이르게 할 수 있을 것으로 판단된다. 어긋남 제거 전·후의 응력레벨은 1/10 수준이하로 저감되는 것으로 평가된다. 어긋남을 제거할 경우 표 2의 해석결과는 본 배관루트부에 걸리는 응력이 충분한 안정범위에 있게 될 것으로 판단할 수 있다.

표 2. 어긋남 제거 전·후의 배관 루트부 응력

항 목	루트부 상단(psi)			루트부 하단(psi)		
	길이 방향	주응력	배관 Code	길이 방향	주응력	배관 Code
어긋남 없는조건	387	549	495	387	549	495
어긋남 조건	5,737	5,814	5,804	36627	36735	36735

5.2 파괴측면에서의 동응력 예측

그림 6의 정상운전시의 진동레벨은 1mm, p-p 정도의 양호한 진동레벨을 보여주었으나 기동정지를 반복하는 고장 중에 나타나는 진동레벨은 정상 시에 비하여 과도한 결과를 보일 것으로 예

측할 수 있으나 본 연구에서는 기동 및 정지조건에서의 진동레벨은 추정에 의존할 수밖에 없었다.

표 2의 결과를 근거로 하여 대상 배관계에 대하여 진동응력은 파괴역학 측면에서 Goodman식(그림 8의 굵은 실선), Soderberg식(그림 8의 점선) 및 설계응력(그림 8의 얇은 실선)을 기준으로 평가하면 어긋남 조건에서 대상 배관계는 그림 8의 수직 긴 점선 상에 위치한다. 그림 6의 진동레벨로 유지된다면 동응력은 1500psi, o-p 이내를 유지하여 사진 7과 같이 피로 파손될 가능성이 적으며 최소 25,000psi 이상을 유지하여야 피로가 누적될 조건이 됨을 알 수 있다. 즉, 배관계는 정상조건에서 피로가 누적된 것이기보다는 기동 및 정지조건에서 정상운전보다 과도한 진동 준이 존재하였던 것으로 예측할 수 있다. Goodman식을 적용하여 피로가 누적되는 응력레벨을 예측하면 10¹¹사이클기준으로는 2,500psi, o-p, 10⁶ 사이클기준의 경우 4,000psi, o-p가 되어 진동응역 레벨은 정상시보다 최소 1000psi 이상 큰 값을 나타낸 것으로 예상할 수 있다.

앞의 이력검토를 기준으로 볼 때 9년주기의 경우 기동정지는 1200회 이내로 평가할 수 있고 가진주파수를 3.8Hz 기동시간 4시간을 기준으로 할 때 6×10⁷사이클을 예상하면 3500psi, o-p의 동응력레벨이 예상되어 진동레벨은 정상시보다 최소 3배이상 큰 것으로 예상할 수 있다. 그러나, 1차 응력을 고려하면 파괴역학측면에서 진동응력만의 레벨은 10¹¹사이클기준 피로한계인 7.692psi, o-p 이내가 될 것으로 추정할 수 있다.

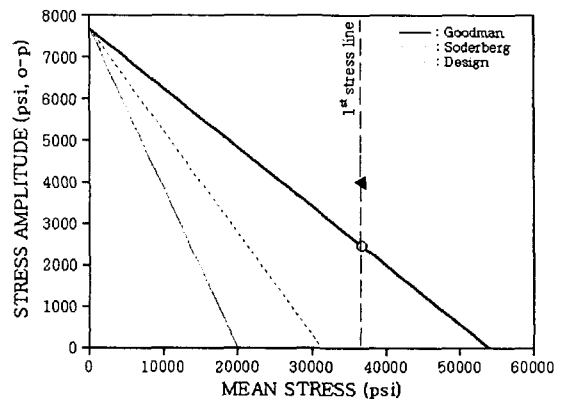


그림 8. 1차 응역이 피로에 미치는 영향 검토

6. 배관절손에 대한 대책

절손 압유배관 루트부 절손의 주원인은 상기에 서 기술한 것처럼 16mm 어긋남에 있으며 진동은 2차적인 영향을 준 것으로 평가되었다. 또한 지지장치를 설계와 다르게 운용한 것이 주요한 원인으로 볼 수 있다. 따라서 16mm 어긋남을 없애주고, 원 설계대로 지지장치를 복원하여 진동응력에 영향을 주는 1차 응력레벨을 최소화 하도록 하였다.

7. 결론

압유배관 절손의 원인과 그 대책은 다음과 같다.

- 절손된 압유배관은 헤더분기배관 플랜지부와 어긋나게 체결됨으로써 발생된 모멘트의 영향이 절손된 가장 큰 영향을 준 것으로 해석되었다.

- 대책은 어긋남을 제거해주고 임의로 설치한 지지조건을 원설계대로 복원하였으며 이 경우 응력레벨은 충분히 안정된 범위에 있는 것으로 평가된다.

참고문헌

- (1) Yeon-Whan Kim, 1997, "Dynamic Character-istics Study on Vibration of Main Steam Piping for a Power plant", Asia-Pacific Vibration Con- ference '97, pp687-692
- (2) 전력연구원, 1996, "발전소배관과도진동연구 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.