

주증기 배관 헤더의 압력맥동에 대한 분기 배관의 고진동 대책 Countermeasure on High Vibration of Branch Pipe with Pressure Pulsation Transmitted from Main Steam Header

김 연 환* · 배 용 채* · 이 영 신**

Yeon-Whan Kim, Yong-Chae Bae and Young-Shin Lee

(2005년 6월 29일 접수 : 2005년 7월 25일 심사완료)

Key Words : Low Frequency Vibration(저주파 진동), Disturbance(요동), Pressure Pulsation(압력맥동), Natural Frequency(고유진동수), Resonance(공진), Dynamic Stress(동응력)

ABSTRACT

Vibration has been severely increased at the branch pipe of main steam header since the commercial operation of nuclear power plant. Intense broad band disturbance flow at the discontinuous region such as elbow, valve, and header generates the acoustical pulsation which is propagated through the piping system. The pulsation becomes the source of low frequency vibration at piping system. If it coincide with natural frequency of the pipe system, excessive vibration is made. High level vibration due to the pressure pulsation related to high dynamic stress, and ultimately, to failure probability affects fatally the reliability and confidence of plant piping system. This paper discusses vibration effect for the branch pipe system due to acoustical pulsations by broad band disturbance flow at the large main steam header in 700 MW nuclear power plant. The exciting sources and response of the piping system are investigated by using on-site measurements and analytical approaches. It is identified that excessive vibration is caused by acoustical pulsations of 1.3 Hz, 4.4 Hz and 6.6 Hz transmitted from main steam balance header, which are coincided with fundamental natural frequencies of the piping structure. The energy absorbing restraints with additional stiffness and damping factor were installed to reduce excessive vibration.

1. 서 론

배관은 고진동이 발생되어도 파손에 이르는 시간이 상대적으로 길어서 문제가 없는 것으로 간과하는 경우가 많으나 수명에 이르는 순간 갑작스런 파손을 일으킨다. 발전소 건설 이후 발생하는 다양한 설비 문

제 또는 설비보완, 교체 후 나타나는 고진동현상은 대부분 불안정한 유체유발특성에 의하여 발생한다. 와류, 난류, 공명, 캐비테이션, 압력변동 등 유체 불안정 현상 등은 배관시스템에 피로를 누적시켜 장·단기적으로 설비의 손상 또는 사고 등으로 운전 신뢰성을 제한할 수 있다. 높은 진폭의 진동은 배관에서 허용치를 초과하는 동응력을 발생시켜 피로파손을 일으킨다. 피로는 분기 관, 필렛 용접부, 엘보 등의 응력 집중부에서 나타난다.⁽¹⁾ 고진동은 대형 배관에 연결된 분기 배관, 튜브 등에서 피로를 일으킬 가능성이 많으며 기기 풀어짐의 원인이 된다. 발전소 증기배관에서 발생하는 진동은 대부분 저주파진동이다. 주증기 배관계는 주변기기로부터의 전달력에 의한 강제진

† 책임저자 : 정희원, 한전 전력연구원
E-mail : ywkim@kepri.re.kr
Tel : (042) 865-5426, Fax : (042) 865-5444

* 정희원, 한전 전력연구원

** 정희원, 충남대학교 기계설계공학과

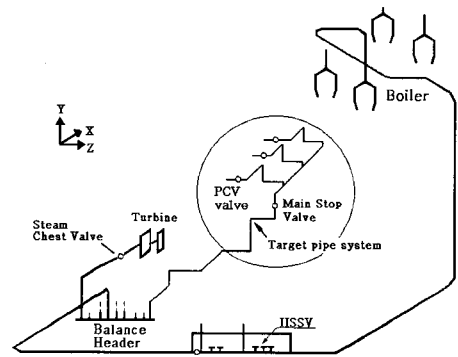
동뿐 아니라 유체유속 관련 광대역 요동에 의한 음향 공명 현상이나, 밸브, 헤더에서 와류성 진동 등 유체 유발진동이 나타난다.⁽²⁾ 특히, 배관계의 구조적 고유진동수가 유체유발에 의한 음향 공명주파수와 일치되어 나타나는 공진현상은 배관계의 안정성에 치명적인 문제가 될 수 있다. 배관의 유체유발원에 의하여 발생된 맥동 압력파가 배관계의 엘보, 분기 배관부, 굴곡부 등에서 유체력으로 작용하여 배관을 진동케 한다. 배관계에서 발생하는 광대역 난류, 2상 유동, 캐비테이션, 와류, 서징, 선화 실속, 수격 현상 등의 유체유발 특성들은 압력 맥동과 형태로 전파된다.⁽³⁾ 배관계는 다양한 길이의 배관 및 분기 배관 등으로 네트워크 형태로 구성되어 있고 네트워크적 시스템의 임피던스 특성이 다양하므로 광대역 특성을 가지는 난류성 유동에 의하여 음향 주파수들이 공명될 여지가 많다. 임피던스 특성은 유동에 대하여 비선형적이어서 배관계에서 음장의 음향 임피던스 특성은 배관 마찰 손실 함수로 표현하여 구해야하나 저주파 맥동 파인 경우 배관시스템을 선형으로 가정하고 경계조건에 따라 "organ pipe" 공명이론의 "half-wave resonance" 및 "quarter-wave resonance"를 적용함으로써 공명주파수를 추정할 수 있으며 동압측정 시스템을 통하여 규명할 수 있다. 배관 네트워크의 맥동파가 음장의 주파수와 일치하게 될 경우 주파수, 배관 크기, 유동, 임피던스 특성에 따라 5배에서 100배까지도 증폭될 수 있는 것으로 알려져 있다.⁽⁴⁾

이 논문은 원자력발전소 주증기 배관계 밸런스헤더의 분기 배관에서 발생한 저주파 고진동 현상규명 및 대책에 대하여 기술한다. 대상 분기배관계는 발전소 기동 시 주증기의 바이패스용으로만 사용되나 정상운전 조건에서 증기유동이 없는 조건에서도 고진동 현상이 발생하였다. 특히 분기 배관계의 집중질량 지점인 밸브설치지점에서 저주파 고진동이 목격되었다. 고진동의 원인 규명을 위하여 분기배관계에 대한 정밀진동 및 맥동압을 측정하고 고유진동수 시험 및 배관전용 코드를 사용하여 동응력 해석을 수행하였다.

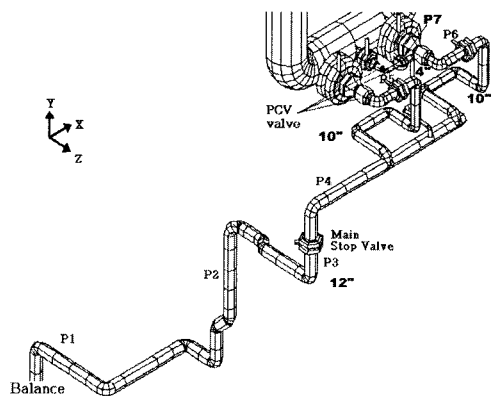
2. 주증기 헤더 분기 배관계의 레이아웃

Fig.1(a)은 보일러에서 터빈에 이르는 발전소 주증기 배관계($\phi 660$ mm, $t=19.5$ mm)의 전체적인 레

이아웃이다. 45.1 bar, 257.6 °C, 건도 0.998의 주증기 음속은 502.6 m/s이고 유속은 35.2 m/s로서 주증기 배관에서는 층류를 유지하나 엘보, 밸브 및 주증기 헤더에서 난류유동 및 와류의 발생을 예상할 수 있다. $\phi 1,562$ mm의 주증기 헤더는 Fig.1(a)에서처럼 4개의 보일러에서 발생된 고온 고압의 주증기가 각각 헤더 중간으로 수직 유입되고 헤더의 양측에서 각각 2개의 대형 주증기 배관을 통하여 터빈으로 주증기를 공급하는 구조이며 헤더의 맨 끝단에 대상 분기배관이 설치되어 있다. 분기 배관계는 Fig.1(b) 및 Table 1과 같이 주증기 헤더(balance header)에서 12"배관으로 분기되며 10"배관 2개라인(Fig.1(b)의 P5 및



(a) Main steam pipe system



(b) Branch pipe system of balance header

Fig.1 Layouts of target pipe system in power plant

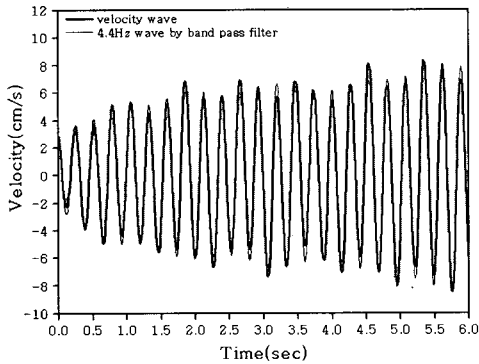
Table 1 Pipe size target branch system

Pipe size	12"	10"	4"
D_o (mm)	323.85	273.05	114.30
D_i (mm)	298.45	254.51	102.26
t_n (mm)	12.700	9.271	6.020

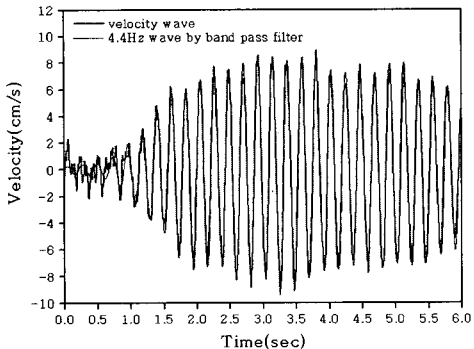
P6 참조) 및 중간에 4"배관(Fig. 1(b)의 P7참조)으로 재 분기되는 구조로서 배관계 재질은 저탄소강이다. Fig. 1(b)에서 P1~P7은 진동 측정지점을 의미한다. Table 1은 분기배관계의 구성품의 주요 명세이다. 주증기 헤더 분기 배관계는 상업운전 이후 정상조건에서 배관이 전체적으로 흔들리는 현상이 반복되었으며 진폭이 증대되는 상태였다. 육안점검 결과 전체적으로 저주파진동이 나타났고 특히 12"배관의 정지밸브(main stop valve) 및 4"배관에서 진동이 뚜렷하게 목격되었다. 주증기 배관헤더를 통하여 전파된 난류성 맥동파가 분기배관 등으로 전파되어 진동을 유발하는 것으로 추정할 수 있었다. 대상 분기 배관계는 터빈 가동 시 주증기를 복수기로 순환시키는 역할을 하는 배관으로서 주증기 헤더에 연결되어 있어 피로 절손이 될 경우 발전소가 불시 정지될 수 있다.

Table 2 Allowable vibration at branch pipe system

Pipe size	12"	10"	4"
Velocity(cm/s, pk)	3.5	2.0	2.2



(a) X-direction vibration of 12" pipe (P3)



(b) Z-direction vibration of 4" pipe (P7)

Fig. 2 Vibration wave plots at P3 and P7

2.1 배관 진동 허용치

고진동이 발생하는 배관의 진동 건전성은 측정된 진동레벨에 해당하는 동응력을 계산하여 배관의 피로 수명을 평가함으로 결정된다. 2차 계통 배관계의 진동은 진동속도 기준으로 평가한다. 보수적인 진동허용치는 1.27 cm/s,pk를 적용하나 이를 초과할 경우 ASME OM Part 3에 규정된 방법에 의하여 산정허용치(Table 2참조)를 구하여 평가한다.

대상 분기 배관계의 주요부에 대한 허용치를 산정하면 Table 2와 같이 Fig. 1(b) p1지점과 같이 집중질량이 없는 경우는 10 cm/s,pk이나 정지 밸브가 설치된 12"배관의 경우는 3.5 cm/s,pk이고 4"배관의 밸브 근처는 2.2 cm/s,pk로 산정된다.

2.2 분기 배관계의 고진동 현상

발전소 상업운전 이후 고진동 현상이 매년 증대되는 경향이 나타난 분기 배관계에 대하여 "B&K4381" 센서 및 "Di2200"를 사용하여 발전소의 정상 운전조건에서 진동을 측정하고 ASME OM Part 3에서 제시하는 보수적인 진동허용치 1.27 cm/s, pk 및 12" 배관계의 집중질량 지점(Fig. 1(b)의 P3)에서의 산정 허용치 3.5 cm/s, pk를 2.5배 초과하였고 4"배관계의 집중질량 지점의 허용치 2.2 cm/s, pk를 4배 이상 초과하였다. 집중질량 지점에서 나타난 진동 주 성분들은 Fig. 2에서 분석되는 것처럼 4.4 Hz 성분들이 주도하는 것을 알 수 있다. 고진동 현상의 주 성분은 Fig. 2(a), (b)에서 4.4 Hz에 의한 것으로 분석된다.

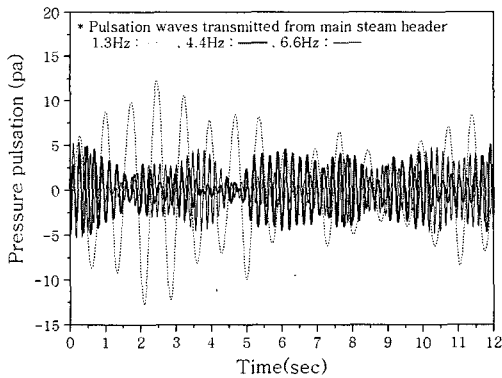
3. 주증기 헤더 분기 배관계의 고진동원 규명

3.1 주증기 헤더로부터의 맥동압 특성

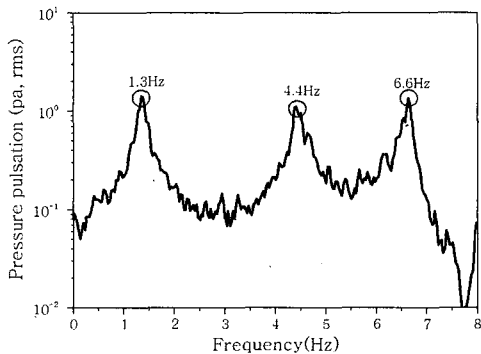
배관계 내부의 난류성 유동은 배관계의 음향적 공명 및 와류 등 유체유발의 맥동압 형태로 배관계 진동의 주요원인을 제공한다. 발전소 주증기배관계 내부에서 발생하는 광대역 난류성 요동현상은 저주파의 음향 음장주파수를 증폭시킨다. 분기 배관계의 레이아웃과 관련된 음향 공명 특성 및 밸브, 엘보 등 배관의 각종 불연속 형상에서 나타나는 와류 특성과 더불어 주증기 헤더에서 공급받는 강한 광대역 에너지에 의하여 증폭되기 쉽다. 따라서 분기 배관계에 영향을 주는 맥동파의 특성을 조사하였다. Fig. 3은 헤더 분기배관계에서 측정된 맥동파를 보여준다. 주성

분은 1.3 Hz, 4.4 Hz, 6.6 Hz 등의 맥동파들이 Fig. 3(a)와 같이 배관계에서 나타났고 Fig. 2에서처럼 배관계에서 고진동을 발생시켰으며 주 진동원은 1.3 Hz와 4.4 Hz 맥동파로 규명되었다.

이 배관계(Fig. 1(b) 참조)는 주증기 헤더의 분기 배관으로서 전체 길이가 75~85 m의 "open-close" 경계 조건을 갖는 구조로서 "quarter-wave resonance"의 특성(식 (1) 참조)을 나타내었으며 보일러에서 헤더에 이르는 4개의 주증기관(Fig. 1(a) 참조)은 분기 배관의 약 2배에 길이로서 각각 "open-open" 경계 조건을 가져 "half-wave resonance" 특성(식 (2) 참조)을 나타내었다. 따라서 각 배관의 음향 공명주파수들은 이론적으로 1.3 Hz, 4.4 Hz 등에서 일치되는 경향을 나타내었다. 즉, 주증기관의 음향 공명주파수들이 난류성 광대역 유체유동에 의하여 증폭되어 전달되고 분기 배관의 음향 공명주파수와 일치하는 형태로 분기 배관을 진동하는 것으로 분석되었다.



(a) Transmitted pressure pulsation waves



(b) Autospectrum of pressure pulsation

Fig. 3 Broadband pulsation transmitted to branch pipe system

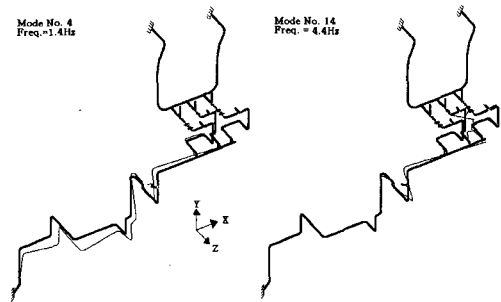
$$f = \frac{(2n-1)c}{4L} \quad (1)$$

$$f = \frac{nc}{2L} \quad (2)$$

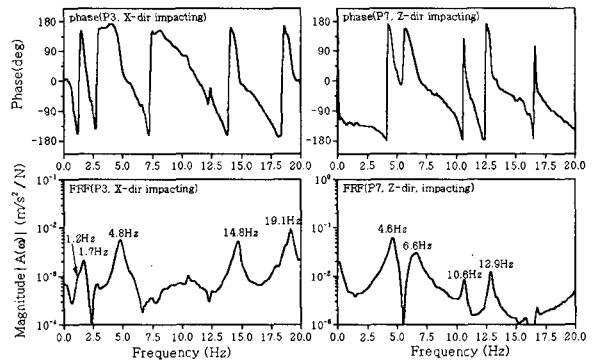
여기서, n 은 정수, c 는 음속, L 은 배관의 전체 길이를 의미한다.

3.2 배관계의 고유진동수 시험 및 모드 해석

다행스럽게도 이 배관은 정상운전조건에서 유동이 없는 조건이어서 유동이 형성될 수 없는 조건이며 Fig. 3(a)와 같이 맥동압력의 진폭도 약한 편이었다. 그럼에도 불구하고 Fig. 2와 같이 고진동이 발생시킨 원인으로서 공진 가능성을 조사하였다. 고유진동수 시험을 위하여 "PCB 086C20" 임펄스 해머 및 "B&K 4381" 센서를 사용하였으며 배관 전용 프로그램인 "Pipeplus"를 사용하여 진동 모드를 해석하였다. 시험 및 해석 결과 가장 큰 맥동압 에너지인 1.3 Hz 성분이 배관계 전체를 가진 하는 주 진동 성분으로 분석되었으며 Fig. 2의 4.4 Hz 진동특성과 일치하는 지점은 밸브가 설치된 집중질량 지점에서 나타났다.



(a) Mode shapes of natural vibration



(b) Natural frequency response plots

Fig. 4 Results of impacting test at branch pipe system

모드 해석 및 발전소를 정지하는 계획예방정비 기간 중 수행한 고유진동수 시험을 통하여 공진지점 및 거동을 예측할 수 있었다.

Fig. 4(a)는 모드해석 결과 구해준 주요 진동 모드이다. 주진동 모드는 Fig. 3의 맥동압 주파수인 1.3 Hz 및 4.4 Hz와 일치하는 모드로서 진동측정 결과와 일치되는 특성을 나타내었다. Fig. 4(b)는 Fig. 4(a)의 고유진동 모드 No14 및 진동 측정한 지점에 대하여 임팩트 해머링법으로 시험한 배관 고유진동응답을 보여준다. 12"배관에서 정지밸브가 위치한 p3지점은 4.8 Hz, 4"배관의 p7지점은 4.6 Hz의 결과를 얻어 해석 결과와 일치하였다. 단 4번 모드에 해당하는 진동은 Fig. 4(b)의 p3의 1차 고유진동수로 분석되었다.

4. 분기 배관계의 진동발생 메커니즘 및 대책

4.1 분기 배관계 고진동 발생 메커니즘 진단

발전소 대형 주증기배관계는 고온 고압의 광대역 유동의 영향으로 저주파 음향 특성들이 증폭되고 이 맥동 압력파가 배관계의 불연속 지점인 헤더, 분기 배관지점, 배관 직경 변경지점 등에서 불균형 힘으로 배관계를 진동하게 한다. Fig. 5는 배관시스템의 진동 건전성을 평가하는 일반적인 절차이다. 맥동파는 배관을 진동케 하고 배관의 응력집중부에 동응력을 증대시킴으로서 피로 절손의 원인이 될 수 있다. 배관계의 고유진동모드와 음향 맥동파가 일치되어 발생하는 저주파 고진동 공진 현상은 배관시스템의 안정성

을 저해하고 응력집중부에서의 피로누적으로 배관계를 손상시키는 주요 원인이 된다.

4.2 헤더 배관계의 진동 건전성

집중질량이 위치한 배관부에서 발생되는 저주파 고진동의 변위를 Fig. 6과 같이 측정후 배관계의 최대 동응력(Fig. 7참조)을 구하고 배관계의 피로수명 평가를 통하여 배관계의 건전성을 진단한다. 측정된 최대 진동변위는 12"배관의 집중질량부에서 7.7 mm,pp이고 4"배관의 수직 배관부에서 6.3 mm,pp이었다. 모드 해석 및 동응력 해석 결과 Fig. 6(b)과 같은 모드의 거동 및 동응력 분포를 나타내었다. 최대 동응력은 4"배관의 PCV 밸브쪽 엘보 연결부에서 발생하는 것으로 분석되었다. Table 3은 4"배관의 진동변위에 따라 최대 동응력 및 피로응력을 계산한 결과이다.

4"배관에서 계측된 최대 진동레벨은 6.28 mm,pp로서 커브 피팅법을 적용하여 51.35 Mpa의 동응력 레벨을 얻었고 1차 응력의 영향을 Goodman법을 적용

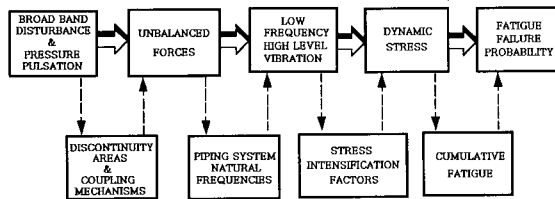
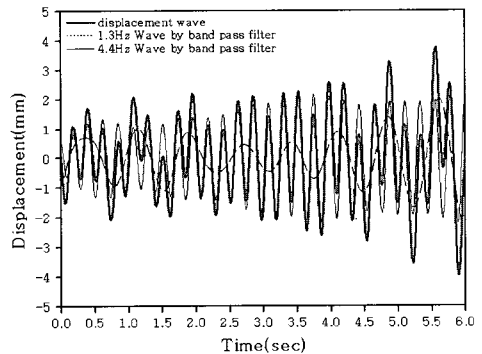


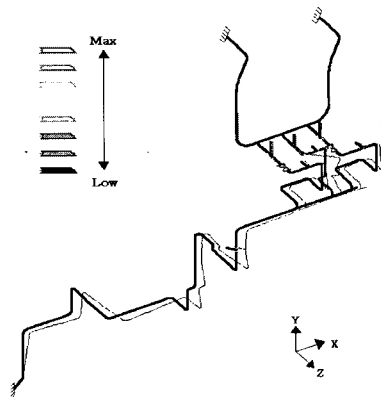
Fig. 5 Procedures for vibrational integrally diagnosis of piping system

Table 3 Result of dynamic stress analysis for 4" branch pipe

4"pipe vibration (mm,pp)	1st stress (Mpa)	Dynamic stress (Mpa,o-p)			Fatigue stress (Mpa,o-p)
		Axial	Principal	Code	
6.526	43.02	53.34	53.36	39.86	59.55
6.921	43.02	56.59	56.60	61.32	63.17
9.826	43.02	80.32	80.34	60.01	89.66



(a) Displacement wave plot



(b) Result of dynamic stress analysis

Fig. 6 Displacement and dynamic stress of branch pipe

하여 2.5×10⁸ 사이클의 피로수명을 얻었다. 1.3 Hz 및 4.4 Hz의 영향에 의한 최대 진동레벨이 7초에 5번 정도 발생하고 1년에 350일 정도 운전한다고 가정하면 피로수명은 빠르면 12년 내·외로 계산되었다. 현재 발전소는 배관 비파괴 검사에서 특이한 이상이 발견되지 않았으나 배관은 피로가 누적되고 있어 대책 시행이 필요한 것으로 평가되었다.

최대 동적 외력을 받는 PCV 밸브의 경우 4.4 Hz의 변동력이 밸브에 반복적으로 전달되어 밸브 손상 등의 가능성도 있는 것으로 추정할 수 있다.

4.3 고진동 저감 대책

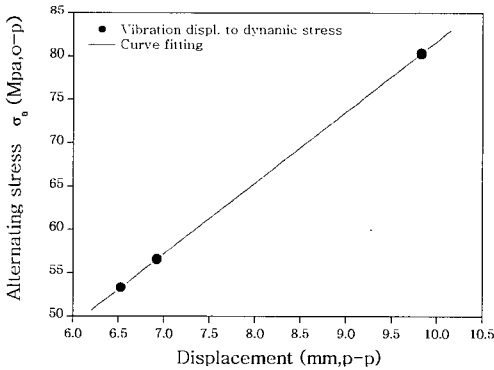
(1) 공진 모드 회피 대책

배관시스템에서 진동대책은 음향공명에 의한 맥동파 특성에 대한 정보뿐 아니라 기계적인 응답특성에 적절한 진동제어 기술이 필요하다.

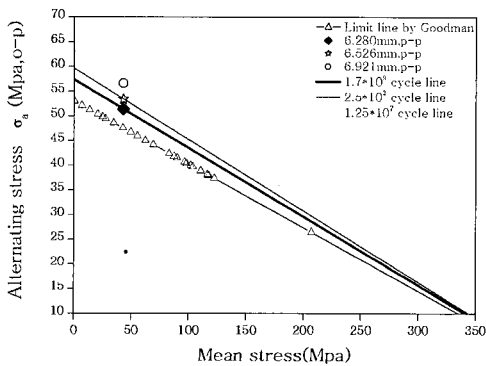
주증기 헤더 분기 배관계에서 나타난 고진동 현상은 맥동파와 배관계의 기계적인 공진현상으로 피로누

적 상태였으며 그대로 운용시 시스템은 절손사고에 이를 수 있는 상태로 진단되었다. 이 배관계의 진동 대책은 현장의 맥동파를 변경할 수 있는 여지가 없으므로 지지장치의 변경 또는 부가함으로써 기계적인 고유진동모드를 변경하는 방법이 최적의 방안이다. 여기서 우선적으로 고려된 것은 맥동파의 1.3 Hz, 4.4 Hz, 6.6 Hz 등 다양한 저주파 성분들과 고유진동모드들이 서로 회피될 수 있도록 지지장치의 위치를 선정하였다. Fig. 8(a)과 같이 우선적으로 배관계 전체를 흔드는 1.3 Hz에 대한 부분은 최대한 영향이 약화되도록 하며 4.4 Hz의 공진을 회피하는 데 주안점을 두고 고유진동모드를 변경하였다. Fig. 8(b)은 2차 응력 및 피크성 진동을 저감토록 강성과 댐핑특성을 동시에 가지는 WEAR(wire energy absorbing rope)형 스너버를 주요지점에 채택하였다.

(2) 공진 모드 변경 결과

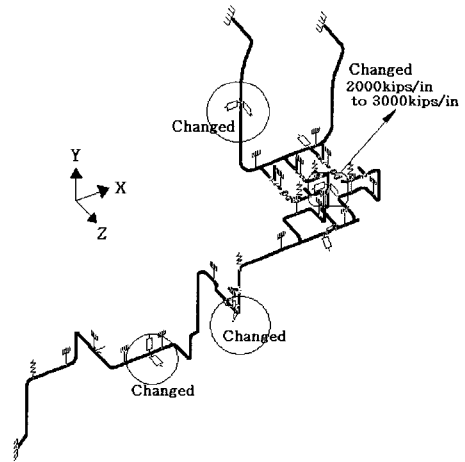


(a) Displacement and dynamic stress

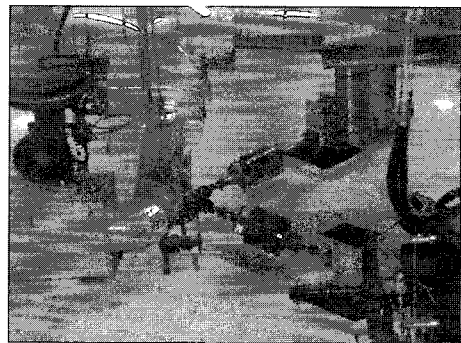


(b) Haigh diagram

Fig. 7 Calculated fatigue stress level

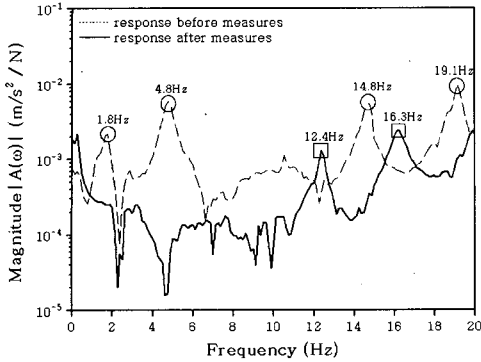


(a) Countermeasure for avoidance

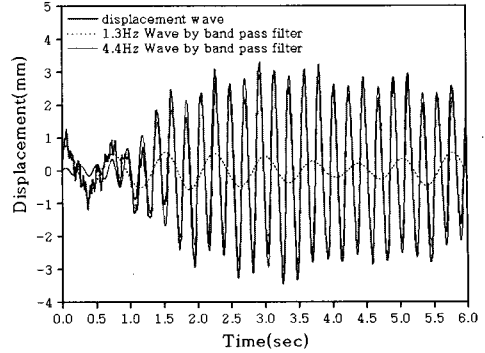


(b) "WEAR" type supports

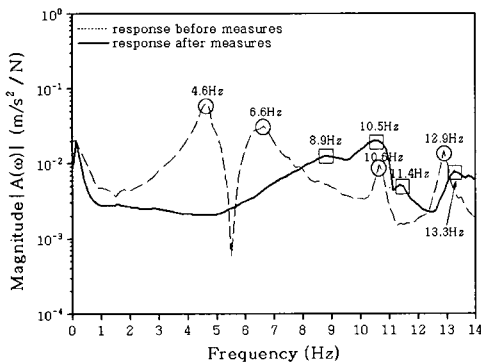
Fig. 8 Countermeasure installed in field



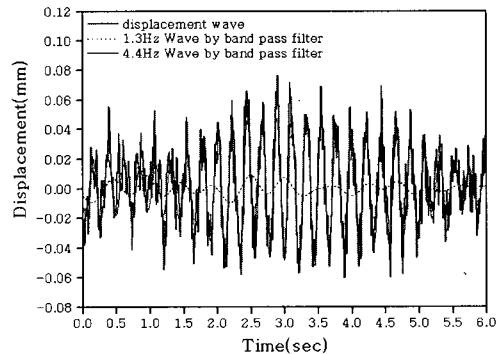
(a) Frequency responses at P3



(a) Z-direction vibration without countermeasure



(b) Frequency responses at P7



(b) X-direction vibration with countermeasure

Fig. 9 Comparison of natural frequency response plots through vibration reduction countermeasure

Fig. 10 Reduced vibrating level through countermeasure

주증기 헤더의 분기 배관계에 발생된 고진동 문제에 대한 주요대책으로 공진모드의 회피 대책을 적용하고 고유진동수 시험을 수행하였다. Fig. 9는 대책전의 응답특성인 4.6 Hz 또는 4.8 Hz 성분이 대책 후 사라지거나 8 Hz 이후 주파수 특성으로 변경된 것을 보여준다. 따라서 대상지점에 대한 진동레벨은 대책 전 6.3 mm, pp에서 대책 후 그 직각방향에서 최대 0.13 mm, pp(Z방향 : 0.09 mm, pp) 이내로 저감되는 효과를 Fig. 10과 같이 얻었다. 그럼에도 불구하고 진동원이 된 4.4 Hz의 맥동파 특성은 여전히 배관의 강제 진동원으로서 작동하는 것을 Fig. 10(b)은 보여준다.

5. 결론

이 논문은 주증기 헤더에 연결된 분기 배관의 음장 주파수와 배관계의 고유진동수가 일치하여 나타난 고

진동문제의 원인규명과 대책에 관한 사례이다. 발전소 주증기 배관계는 광대역 주파수 특성을 갖는 유동에 의하여 음향학적인 공명 맥동파를 발생시킨다. 따라서 주증기 헤더 시스템에 연결된 분기 배관계는 공명된 음향 맥동파의 영향을 받았으며 분기배관의 기계적 고유진동모드와 공진이 됨으로서 배관계는 피로수명을 초과하는 고진동이 발생하였다. 분기배관계에 나타난 고진동은 배관계의 수명저하 및 사고의 원인이 될 수 있어 고유진동모드 변경대책을 통한 공진회피가 되도록 함으로서 최대 진동레벨이 대책전에 비하여 1/40배 이하로 저감되도록 하였다. 이 고진동 사례는 발전소 주증기 배관계에서 음향 공명주파수와 기계적 고유진동모드가 일치하여 발생하였으며 이 현상은 증기배관계의 안정성 및 신뢰성에 치명적인 요인으로 악화될 수 있음을 보여준다. 특히 배관 설계 및 제작에서 부적절성이 잠재할 경우 배관계는 추정되는 시점보다도 더 빠른 시점에 사고로 연결될 수 있다.

참 고 문 헌

- (1) 김연환, 1996, "발전소의 대형 주증기관관의 진동특성", 한국소음진동공학회논문집, 제 6 권, 제 6 호, pp. 709~716.
- (2) Wang, T., Sun, Y. S., 1988, "Dynamic Response of Piping System Subject to Flow Acoustic Excitation", ASME/ANS Joint Nuclear Power Conference, pp. 51~59.
- (3) Gibert, R. J., Axisa, B. F. and Villard, 1978, "Flow Induced Vibrations of Piping System", KESWICK-U.K, pp. 617~631.
- (4) Walter W. von Nimitz, "Low Frequency Vibrations at Centrifugal Plants", Proceedings of the Fourth Turbo-machinery Symposium, pp. 47~54.
- (5) 한전전력연구원, 1996, "발전소배관과도진동 연구 최종보고서(KEPRI-93GS03)".