

발전소 급수용 펌프 배관계의 음향학적 현상 고찰

Acoustic Investigation on BFP Piping System in a Power Plant

양 경 현† · 조 철 환* · 배 춘 희*

K. H. Yang, C. H. Cho and C. H. Bae

(2011년 8월 24일 접수 ; 2011년 10월 12일 심사완료)

Key Words : BFP ; Bolier Feedwater Pump(보일러 급수펌프), Piping System(배관계), Pressure Pulsation(압력 맥동), Acoustic Mode(음향모드), Indirect Boundary Element Method(간접 경계요소법), Sound Field Point(음장점)

ABSTRACT

Pressure pulsation of exciting sources that generally occurs on the piping system connected to the discharge of BFP(boiler feed water pump) in power plants causes wave reflection, wave interference, resonance, standing wave and so on. But if the operating speed of the pump is changed, the state of the noise and vibration can be done because characteristics of the exciting source are changed. This paper is to investigate the cause of the noise and vibration occurring on the piping system when the operating speed of BFP is down in accordance with lowering of the power generation. It is approached to two points of view ; Firstly, it is examined whether the pulsation source impacts on the shell mode vibration that vibrates radially across the cross-section of the pipe. But it doesn't affect the shell mode as much as the resonance occurs. Secondly, to find the relation between the pulsation source and the acoustic mode of the piping system, analysis for the piping system by indirect BEM(boundary element method) is carried out. Therefore it is investigated that the mechanism of the noise and vibration relates with acoustic mode of the piping system.

1. 서 론

발전소와 같이 대용량의 급수를 이송하는 연결 배관계는 주변기기로부터 전달되는 가진력을 제외하고도 펌프의 맥동압 및 배관의 굴절, 밸브요소, 헤더 등으로 인해 다양한 유체유발 가진원을 발생시킬 수 있다⁽¹⁾. 그리고 급수 배관계에서 소음과 진동이 발생될 때는 단순히 특정 부위에서만 현상이 발생하지 않고 그 주변 시스템까지도 전달되는 경향을 가지므로 그 발생원인을 정확하게 진단하지

않으면 문제해결이 쉽지 않게 된다.

급수 배관계에서 발생하는 유체유발 가진원 중 펌프 맥동압의 경우 파반사(wave reflection), 파간섭(wave interference), 공진, 정재파(standing wave) 등을 발생시키는 원인이 되며, 이것이 과도할 경우 펌프 자체 혹은 연결 시스템까지도 상당한 손상을 입히게 된다⁽²⁾. 그러나 급수배관 펌프의 운전속도가 변화할 때는 펌프의 맥동압 가진력 역시 변화되므로 이때 급수배관계에 작용하는 소음과 진동에 대한 원인 규명은 더욱 어렵게 된다.

펌프 맥동압과 관련된 선행연구에서는 급수배관계에서 발생하는 소음을 펌프의 맥동압에 의한 가진력이 분기 배관의 음향학적 요인 혹은 배관의 끝단 조건을 가진 단순관의 음향학적인 요인과의 상

† 교신저자; 정회원, 한전 전력연구원
E-mail : yohanll@kepcoco.kr
Tel : (042)865-7552, Fax : (042)865-7539
* 정회원, 한전 전력연구원

호작용을 소음 발생의 원인으로 제시하였다^(3,4).

이 연구에서는 발전소 급수펌프 배관계에서 출력이 변화되면서 급수펌프의 정상속도 보다 낮아질 때 주기적인 소음과 진동이 발생하는 것에 주목하고, 관련 현상의 발생 원인을 찾고자 수행한 결과를 기술하였다. 급수 배관계에서의 소음과 진동의 특성 주파수가 고주파 영역이므로 먼저 유체 맥동압이 배관계 shell 모드의 진동과 관계가 있는지 이론식을 통해 검토하였다. 또한 가진력과 배관계의 음향학적인 관련성을 검토하기 위해 간접 경계요소법으로 음향모드 해석을 수행함으로써 결국 배관계에서 발생하는 이상 소음과 진동은 펌프 맥동압의 가진력이 배관계의 음향학적인 현상과 매칭되었음을 제시하고자 한다.

2. 개 요

2.1 대상 시스템

Fig. 1⁽⁵⁾은 화력발전소의 복·급수계통을 보여주고 있다. 먼저 터빈을 돌리는데 사용된 증기가 복수기로 모아져 열교환기에 의해 물로 상 변화된다. 복수기에 모아졌던 물은 저압 가열기를 거쳐 기수분리기로 보내진다. 여기서 급수에 용해되어 있는 O₂, CO₂, N₂, Ar과 같은 non-condensable 가스를 감압하고 가열해 줌으로써 급격하게 solubility를 감소시켜 급수로부터 가스를 분리시킨다. 기수분리기의 높

은 위치로부터 양정에 필요한 에너지를 얻어 보일러 급수펌프는 고압 가열기를 거쳐 보일러에 급수를 도달하도록 한다.

발전소 한 호기당 펌프는 두 대가 운용되며, 출력에 따라 유량을 조절하도록 되어있다. 기수분리기로부터 급수를 흡입하여 두 대의 펌프를 통해 고압 급수가열기를 지나 보일러로 토출·이송시켜 준다.

보일러 급수펌프는 구동축이 단기동 충동식 복수 터빈형식으로서 약 140℃의 고온 급수를 이송시키는 가변식 펌프이다. 전력 생산량(출력)에 비례하여 속도를 조절할 수 있도록 되어 있다. 펌프의 사양은 Table 1과 같다.

Table 1 Specifications of BFP

Item	Specification	
Rated capacity(m ³ /Hr)	1145	
Suction temp.(°C)	140	
Speed(RPM)	5500	
Suction pressure(kg/cm ²)	14.2	
Discharge pressure(kg/cm ²)	205.9	
Steam condition	I.P pressure(kg/cm ²)	9.8
	I.P temp.(°C)	361.8
Steam condition	H.P pressure(kg/cm ²)	169
	H.P temp.(°C)	538
Rotor critical speed	1st(RPM)	2500
	2nd(RPM)	7181

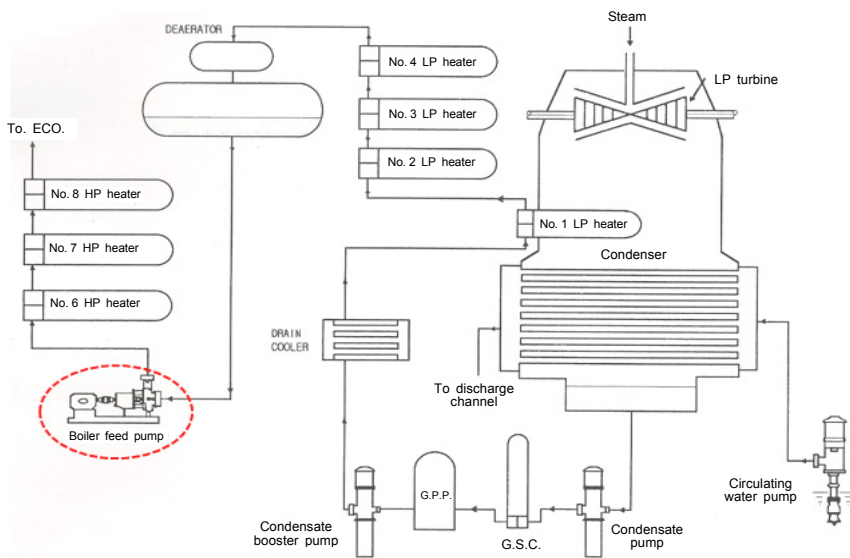


Fig. 1 Schematic of the coal-fired power plant

2.2 문제점 고찰

보일러 급수펌프 배관계에서 발생하는 소음 및 진동은 발전소 출력이 480 MW~495 MW 사이에서 발생하였으며, 이때 펌프의 운전속도는 4992 RPM~5076 RPM이다. 참고로 펌프의 사양은 정격 회전속도가 5500 RPM으로 되어 있으나 대상 발전소의 정규출력인 500 MW 내외에서 회전속도는 5110 RPM 미만이 된다.

Fig. 2는 급수펌프로부터 탈기까지의 급수배관계를 보여주고 있으며, Table 2는 대상 배관의 사양을 보여주고 있다. Fig. 2에 표시된 측정점에서 수직과 수평방향으로 진동을 측정한 결과는 Table 3에 제시하였다.

배관 진동의 관점에서 볼 때 소음발생시 상하방향에 대하여 ASME/ANSI OM-1987의 part3에서 규정한 배관의 진동 속도 기준치인 9 mm/s를 초과

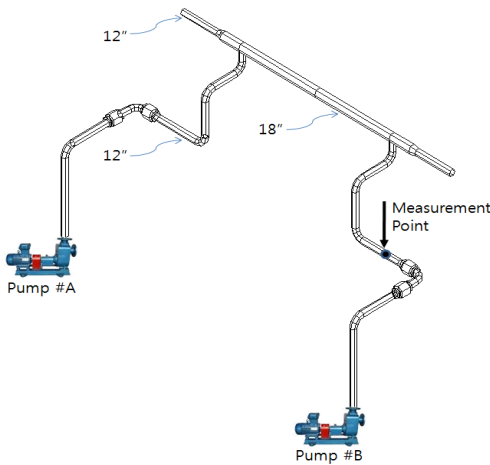


Fig. 2 Piping system for water feeding from a deaerator to BFPs

Table 2 Pipe specifications for water feeding line of BFPs

Item	Size	Material	SCH No.	Class
Common header	18"	A106-C	160	#2,500
Discharge line	12"	A106-C	160	#2,500

Table 3 Measured vibration on the pipe

	No noise	Noise
Vertical dir.	2.34	20.4
Horizontal dir.	1.93	7.14

< Unit : mm/s rms >

하고 있는 상태이다.

이에 따라 대상 발전소의 급수펌프가 특정범위의 회전속도에 도달할 때만 발생하는 소음과 진동의 저감 대책수립을 위해서 정확한 원인 규명이 필요하였다.

Fig. 3은 펌프의 속도가 약 5010 RPM일 때 Fig. 2의 측정위치 주변에서 수평방향에 대해 측정된 주파수별 음압차트이다. 그림에서 알 수 있듯이 주요 주파수는 417.5 Hz이며, 최대 98 dB(A)까지 음압이 발생되고 있다.

펌프의 임펠러 깃 통과 주파수(vane passing frequency) f_p 는 식 (1)과 같이 임펠러의 회전주파수와 임펠러 깃수의 곱으로 표현된다.

$$f_p = f_0 Z \tag{1}$$

여기서,

f_0 : 임펠러의 회전주파수

Z : 임펠러 깃수

Fig. 3의 경우 임펠러 깃수가 5개이고, 임펠러 회전수가 5010 RPM일 때 임펠러 깃통과 주파수는 417.5 Hz로서 현장에서 측정한 결과와 일치하는 것을 알 수 있다.

소음이 발생할 때 두 대의 급수펌프가 0.8 Hz 정도의 가진주파수 차이를 발생시키면서 정확히 일치하지 않는 속도로 유체를 이송·합류시키기 때문에 그 영향에 의해 Fig. 4에서와 같이 약 1.25 s의 주기를 갖는 beating 현상도 나타나고 있다.

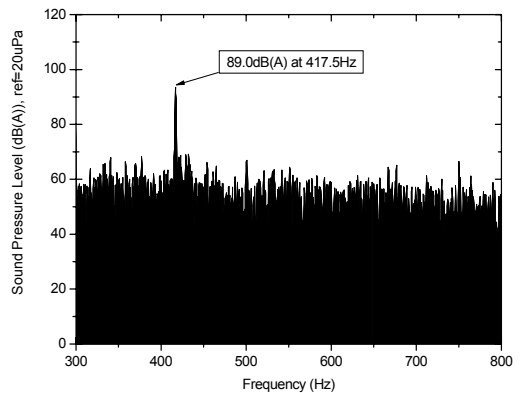


Fig. 3 Sound level spectrum for the sound near the measurement point

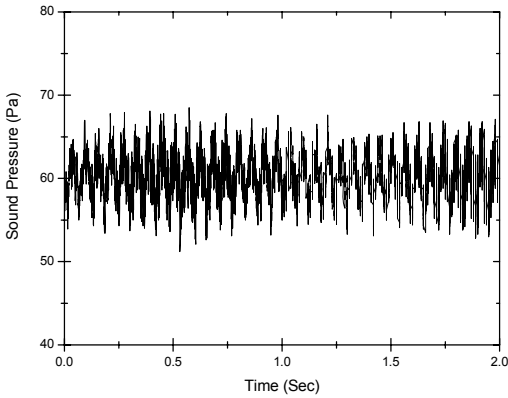


Fig. 4 Sound pressure variation with time near the measurement point

3. 배관의 Shell 모드

배관계의 진동은 저주파에서 beam 모드 진동과 고주파에서 shell 모드 진동으로 나눌 수 있는데 보통 shell 모드 진동은 유체 유발에 의한 고주파 압력 맥동이 원인이 되어 발생한다. 이러한 고주파의 가진력은 Fig. 5와 같이 배관 진동의 shell mode와의 공진을 일으킬 경우 이상 소음과 진동이 발생할 수 있고, 심할 경우 배관의 굴곡과 전단 리그 및 분기관 등의 균열을 일으킬 수 있게 된다⁽⁶⁾.

따라서 현장에서 발생한 이상 소음과 진동이 기준치를 초과할 정도로 상태가 좋지 못하므로 배관의 shell 모드 진동과 공진될 경우 설비의 각종 손상을 일으킬 수 있는 요인이 될 것이다. 이에 가진요소인 유체 유발의 압력맥동이 배관의 shell 모드와 관련성이 있는지 검토하게 되었다.

푸아송 비가 0.3인 강관에 대하여 Blevins가 제안한 shell mode 진동의 고유진동수⁽⁷⁾는 식 (2)와 (3) 같이 배관의 두께에 비례하며 배관 평균 반지름의 제곱에 반비례한 함수로 제시하고 있다.

$$\lambda_i = \frac{1}{12^{1/2}} \frac{h}{R} \frac{i(i^2-1)}{(1+i^2)^{1/2}} ; i = 2, 3, 4, \dots \quad (2)$$

$$f_i = \frac{\lambda_i}{R} [33749] \quad (3)$$

여기서,

λ_i : Frequency factor,

Vibration forms for circular cylindrical shells

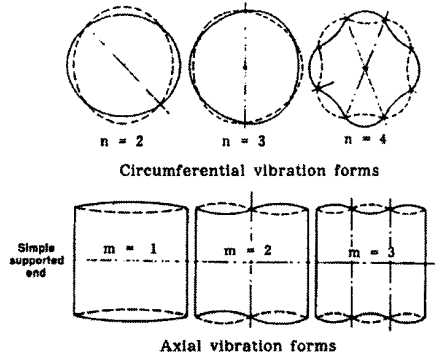


Fig. 5 Shell mode of pipe vibration

Table 3 Natural frequencies of shell mode for 12" and 18" pipe

Mode no.	Natural frequencies of shell mode	
	12" pipe	18" pipe
2	42.8 Hz	27.8 Hz
3	121 Hz	78.8 Hz
4	232.2 Hz	151 Hz
5	375.5 Hz	244.2 Hz
6	550.8 Hz	358.3 Hz
7	758.1 Hz	493.1 Hz

h : 배관 두께

R : 배관의 평균 반지름

i : Mode number

Table 3은 앞서 Table 2에서 제시한 배관의 사양을 식 (2)와 (3)에 대입하여 얻은 각 배관에 대한 shell 모드 진동수이다. 발전소 출력변동시 펌프의 회전수 변화에 의한 임펠러 깃통과 주파수는 416~426 Hz의 범위를 가지게 되며, shell 모드 진동수의 ±5% 범위 이내에 들어가는 차수는 없는 것으로 나타나고 있다. 즉 급수펌프에 의한 유체의 압력맥동이 shell 모드 진동수에 영향을 미치지 않고 있음을 확인할 수 있었다.

4. 배관계의 음향 메커니즘

4.1 구조와 음향의 연성

배관의 경계표면과 음장 사이에 상호영향을 고려할 때 유체 매질과 구조 특성을 모두 고려하여 상호감섭에 대한 고려가 필요하다. 배관 표면에서의 속도 경계조건이 음장에 영향을 미치고, 음향에서

발생하는 압력이 구조물에 대한 부하로 작용하기 때문에 아래와 같이 연성을 고려하게 된다.

배관계에 대한 선형화된 운동방정식을 푸리에 변환한 후 정리하면 다음과 같이 표현된다.

$$(K_s + iwC_s - w^2M_s)\hat{u} = \hat{f}_s + \hat{f}_a \quad (4)$$

여기서,

K_s : 배관계의 강성행렬, C_s : 배관계의 감쇠행렬

M_s : 배관계의 질량행렬,

\hat{u} : 배관계의 절점변위벡터

\hat{f}_s : 구조력 벡터에 해당하는 주파수 응답

\hat{f}_a : 음압력 벡터에 해당하는 주파수 응답

또한 배관계내의 음압장이 균질의 등방성 및 완전 탄성이며 미소 진폭의 진동을 한다고 가정하면 음압 p 는 헬름홀츠 방정식과 경계조건으로부터 결정되며 이를 만족하는 근사해는 유한요소법을 이용하면 다음과 같이 구해진다.

$$(K_a + iwC_a - w^2M_a)\hat{p} = -w^2S\hat{u} + \hat{F}_a \quad (5)$$

여기서,

K_a : 음향공동의 강성행렬, C_a : 음향공동의 감쇠행렬

M_a : 음향공동의 질량행렬,

\hat{p} : 배관계의 절점음압벡터, S : 구조-음향 연성행렬,

\hat{F}_a : 음향가진력

푸리에 변환된 배관계의 선형 운동방정식 (4)에서 구조력벡터 \hat{f}_a 는 구조-음향 연성행렬 s 와 절점음압 벡터 \hat{p} 로 표현되며 이를 고려하여 식을 다시 정리하면 다음과 같다.

$$(K_s + iwC_s - w^2M_s)\hat{u} = \hat{f}_s - \frac{1}{\rho}S^T\hat{p} \quad (6)$$

여기서,

$$\hat{f}_a = -\frac{1}{\rho}S^T\hat{p},$$

ρ : 음향공동 매질의 밀도

위의 식 (4)와 (6)을 하나의 행렬식으로 표현하면 구조-음향 연성식을 얻을 수 있으며, 이 식을 이용

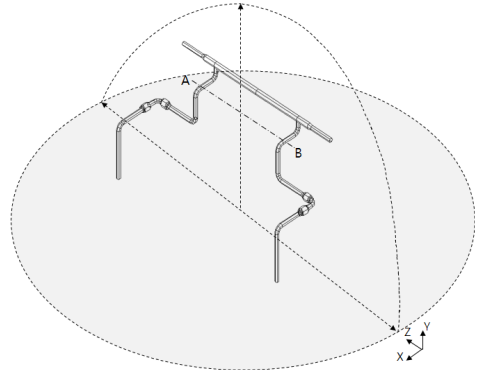


Fig. 6 Set-up of the analysis model

하면 구조와 음향의 거동이 연성된 음압을 계산할 수 있다⁽⁸⁾.

4.2 음향 모드의 수치해석

배관계의 유체 매질과 배관 구조특성의 상호간섭에 의한 연성문제를 고려하여 음향특성을 파악하였다. SYSNOISE를 이용하였으며, 간접 경계요소법에 의해 수치해석을 실시하였다.

Fig. 6는 해석영역 내에서 유한요소 배관계 위치를 보여주고 있다. 배관계가 펌프와 연결되는 지점을 최하단 위치가 되도록 하고, 배관 상단에 있는 선분 AB의 중간지점이 반구의 중심축과 만나도록 설정하였으며, 해석영역은 반지름이 10 m인 반구 모양으로 설정되었다.

배관 내부는 급수 조건에 따른 물성치를 고려하였으며, 음장에서 나타나는 음압변화를 확인하기 위해 소음원 주파수는 380 Hz~455 Hz의 단일 주파수를 입력하였다.

Fig. 7은 380 Hz에서 450 Hz까지 각 단일 소음원 주파수를 입력하였을 때 음장영역에 나타나는 음압의 등고선을 일부 보여주고 있다. 음압의 변화가 적은 주파수 응답은 지면 관계상 생략하였다.

해석된 결과로부터 음향 모드로 나타나는 주파수는 391 Hz, 399 Hz, 407 Hz, 417 Hz, 427 Hz, 448 Hz로 나타났다. 그 중 현장에서 측정된 소음의 지배 주파수와 거의 근사치인 417 Hz에서 음향 모드가 분명하게 존재하고 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 380 Hz에서 450 Hz까지 각 단일 소음원 주파수를 입력하였을 때 음장점에서 나타나는 최대 음압을 보여주고 있다. 차트 영역내에 음영 표

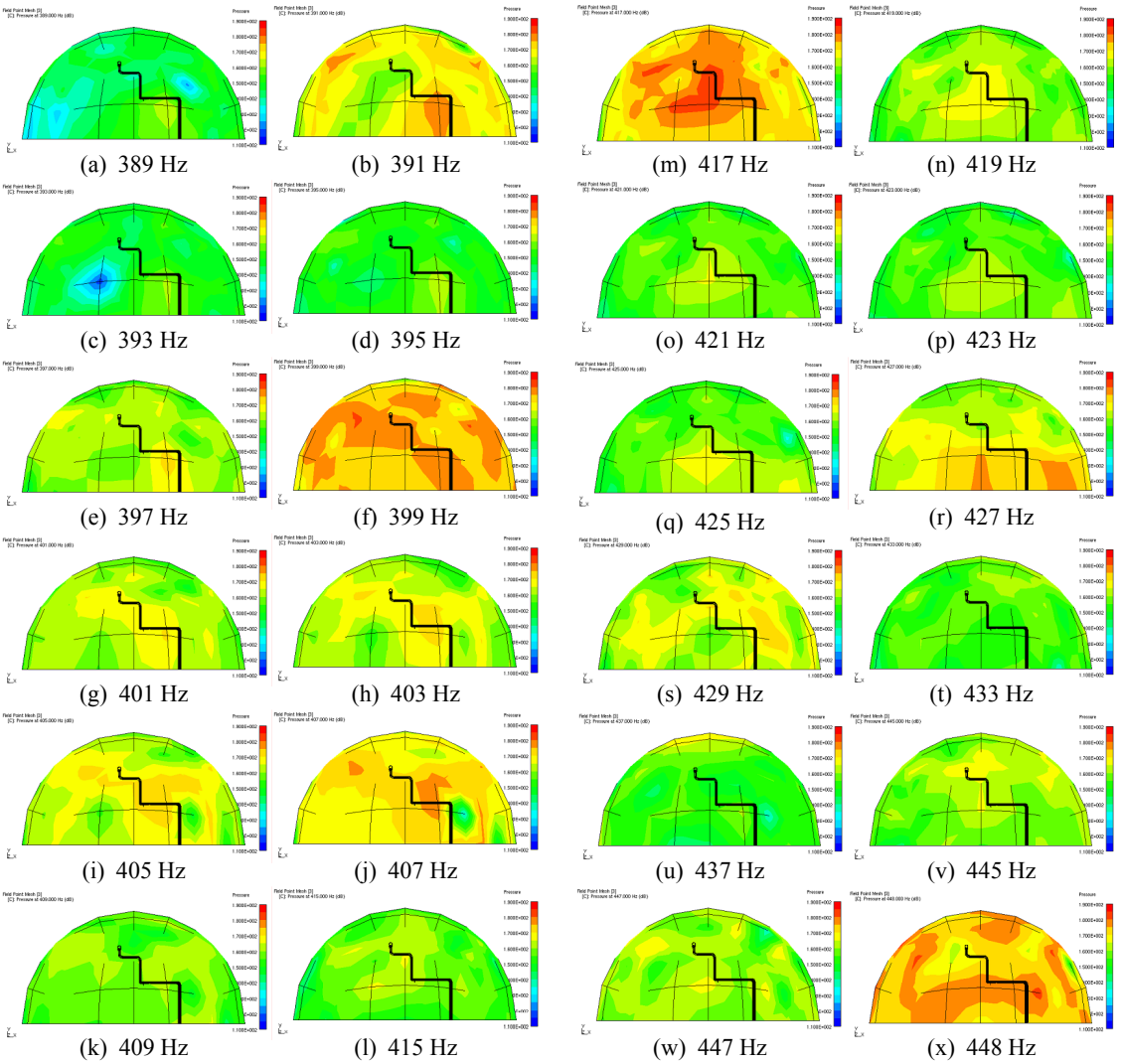


Fig. 7 Sound pressure contour to each sound sources

시부분은 급수펌프의 운전속도가 출력 변화에서 정상속도까지 변화하는 범위인 416 Hz~425 Hz를 나타내고 있다.

현장에서 측정된 소음과 진동의 지배 주파수가 가진원이라고 볼 때 해석결과에서 나타난 417 Hz의 음향모드와의 일치 가능성이 보여주고 있다. 또한 출력이 변동되면서 펌프 회전수가 낮아지게 되면 가진력 성분이 음향모드와 가까워지면서 음향공진을 발생하게 되고 정상출력 운전을 하게 되면 펌프의 회전수가 상승하면서 425 Hz 주변에 도달하므로 유체유동에 의한 맥동 주파수가 음향모드에 미치는 영향은 매우 적어짐을 알 수 있다.

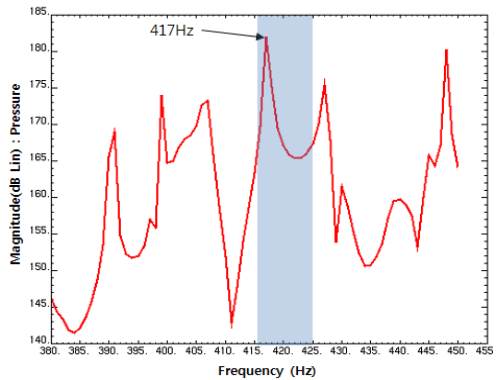


Fig. 8 Maximum response of sound pressure to each sound source

6. 결 론

이 논문에서는 발전소 보일러 급수펌프가 출력변화에 의해 운전속도가 변화할 때 토출배관에서 발생된 소음 및 진동의 원인을 규명하고자 shell 모드 고유진동수의 계산과 간접 경계요소법에 의한 음향 모드해석을 수행하였다.

배관계의 유체유발 맥동성분이 저주파수가 아니므로 배관의 beam 모드보다 배관의 shell 모드 진동주파수에 근접할 가능성이 있는지 여부를 확인한 결과 모드와 일치하거나 근접한 경우가 없는 것으로 나타나 진동모드에 의한 공진현상은 아닌 것으로 확인되었다.

배관계의 음향모드는 간접 경계요소법에 의해 해석적 방법을 사용하여 배관모델로부터 일정거리 떨어진 음장점에서 음압변화를 계산함으로써 음향모드를 구하였다. 해석결과 현장에서 나타났던 지배주파수 성분인 417 Hz에서 음향모드가 거의 일치하고 있음을 확인하였다. 또한 발전소의 출력이 낮아지면 급수펌프의 운전속도가 417 Hz의 음향모드에 가까워지면서 소음과 진동이 발생하고, 정상출력으로 높아지면 음향모드로부터 떨어지면서 소음과 진동이 정상화됨을 확인하였다.

따라서 현장에서 발생한 소음과 진동의 원인은 펌프의 깃 통과주파수에 의한 유체유동 맥동주파수가 변화하면서 배관의 음향모드와 일치하거나 근접할 때 발생한 현상이라는 결과를 도출하였다.

참 고 문 헌

(1) Kim, Y. H., 2010, Examination on High Vibration and Branch Vent Pipe's Failure of Complex Piping System Suppling Condensate-water in Power Site, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 380~384.
 (2) Guelich, J. F. and Bolleter, U., 1992, Pressure Pusations in Centrifugal Pumps, Transactions of ASME, Vol. 114, pp. 272~279.
 (3) Bae, C. H., Cho, C. H., Yang, K. H. and Park, Y. P., 2003, Vibration and Noise Reduction of Pump and Pipe System, Spring Conference

Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 1065~1069.

(4) Jeon, C. B., 2007, A Study on Vibration Control for Reheater Attemperator Piping in Power Plant, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, KSNVE07A-01-01.

(5) Korea Electricity Power Co., 2000, Practical Affairs for Thermal Power Generation, Korea Electricity Power Co., pp. 277~280.

(6) Jeon, C. B., Park, S. I. and Chun, H. S., 2006, A Study on Evaluation Method for Piping Shell Mode Vibration, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, KSNVE06S-26-105.

(7) Blevins, R. D., 1979, Formulas for Natural Frequency and Mode Shape, Krieger Pub. Co.

(8) Heo, H. S., Bae, S. J., Lee, H. K., Lee, G. S., Hwang, J. S., Lee, D. G. and Kim, H. C., 2008, Numerical Study on the Characteristics of Pressure Pulsations according to Design Factors of Fuel Rail with Self Damping Effect, Proceedings of The 5th National Congress on Fluids Engineering, pp. 332~336.

(9) Kim, H. S. and Kim, C. B., 2003, Structure Borne Noise Analysis of a Flexible Body in Multibody System, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 11, pp. 882~889.

(10) Cho, C. H., Bae, C. H. and Yang, K. H., 2003, Research for abnormal Vibration & Noise Control on the Discharge Piping of the Pump Feeding Water, Ministry of Commerce, Industry and Energy.

(11) Yang, K. H., Cho, C. H. and Bae, C. H., 2004, Study on Noise Control for Piping System of BFP in a Power Plant, Proceedings of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering Conference, pp. 490~494.

(12) Lee, J. W., 2000, Noise & Vibration Handbook, Science Technology.

(13) Yang, B. S., 2002, Vibration of Rotating Machines, Intervision Publishing Company, pp. 559~603.

(14) Frank Fahy, 2001, Foundation of Engineering Acoustics, Academy Press, New York.