

발전소 열교환기에서의 유동유발 진동저감

°장한기*, 김승한*

Reduction of Flow Induced Vibration in the Heat Exchanger of Thermal Power Plant

Han-Kee Jang, Seung-Han Kim

ABSTRACT

This paper reports an example of flow-induced vibration in a very large plant and the whole procedure of reducing the vibration. During the operation of flue gas desulfurization unit of the thermal power plant, serious vibration occurred at all around the unit. The worst vibration was recorded on the heat exchanger surface, which weighed 180 tones, as 17.8 m/s² in vibration amplitude at 34Hz. To identify the vibration, frequency analysis on the response vibration, the expected excitation force and the system resonance was executed. This investigation revealed that the cause of the vibration was vortex shedding from the circular pipes in the heat exchanger. Vortices from the pipes excited acoustic resonance in the heat exchanger room, which, in turn, made the structure vibrate. Through inserting the baffles between the pipes, which had an effect of cutting the acoustic wave at resonance frequency, the vibration was eliminated dramatically.

1. 탈황설비 개요 및 진동발생 현황

탈황설비(FGD: Flue Gas Desulfurization)는 화력발전소의 보일러 배출가스로부터 황성분(SOx)을 제거하는 설비로서, 대기 오염을 줄이는 환경적인 측면의 이점과 저가 연료사용을 가능케하는 경제적인 측면에서의 이점을 갖고 있는 설비이다. 탈황설비의 개략적인 구조는 Fig.1과 같으며, 이 중

증상에 위치한 설비가 본 연구의 대상이다. Fig.2에는 배출가스가 통과하는 경로가 화살표로 표시되어 있다. 그림에서 'GGH-cooler'가 배출가스가 반응기에 들어가기 전에 냉각시키는 열교환기이고, 'GGH-heater'가 황성분이 제거된 가스를 대기 중에 방출시키기 전에 온도를 높여 주기 위한 열교환기이다. 두가지 열교환기에서 모두 진동이 발생하고 있으나 심각한 진동은 GGH-cooler에서 발생하고 있었다. 각 구성 요소들 사이는 유연체(flexible joint)로 연결되어 시공상 오차나 힘의 전

* : 고등기술연구원 제품시스템연구실

달을 차단하는 역할을 하도록 되어 있다. 탈황설비의 배출유량은 실제 사용조건에서 초당 430,000 ℓ 이다.

탈황설비는 정지상태부터 최대 배출 유량 범위 내에서 필요한 수준까지 점진적으로 올려서 사용하게 되는데, 총 배출유량의 49%수준에서 18.4Hz의 진동이 미미하게 발생하였으며, 배출유량 55%수준에서는 18.4Hz 성분은 사라지고 주파수가 34Hz로 바뀌며 증폭되었고, 76%수준에서는 열교환기 표면의 진동량이 34Hz에서 17.8 m/s²에 이르러 설비의 정상적인 사용이 불가능한 수준이었다. 진동은 탈황설비 전반에서 발생하였으나 열교환기에서 가장 크게 발생하였다. 진동의 방향은 유동과 수직이면서 지면과 평행한 방향으로 주로 발생하였으며, 다른 두 방향의 진동보다 최소 3배 이상 컸다. 자중이 180톤에 이르는 열교환기 구조물은 표면에 H형 보가 촘촘히 보강되어 있어서 강성이 매우 크며, 해당주파수에서의 거동은 강제운동에 가까웠다.

2. 진동발생 메카니즘의 규명

동적 시스템에서 원인-결과 관계는 '입력→시스템→출력'으로 표현할 수 있다. 문제가 된 진동이 출력이라면, 진동을 발생시키는 가진력은 입력이고 진동을 증폭시키는 특성은 시스템 특성이다. 출력 진동을 해결하려면 입력이나 시스템을 변경해야 하는데, 이를 위해서는 우선적으로 가진력 성분과 시스템의 동특성을 파악할 필요가 있다.

가진력 분석

탈황설비에서 구조물에 가진력을 제공할 수 있는 성분들과 주파수 특성을 정리하면 Table 1과 같다. 여기에 정리한 가진 성분들 중에서 fan과 교반기의 회전 주파수 성분은 시스템의 진동 주파수인 34Hz와 상관이 없으므로, 가능한 가진력 성분은 배출가스의 유동이라고 할 수 있다.

Table 1 탈황설비에서 발생가능한 가진력 성분

성분	주파수 특성
booster fan	기본회전수: 900rpm (15Hz) 날개수:9개 (9×15=135Hz)
유동조건에 의한 난류	유속에 따라 증가
열교환기 파이프 주위의 와류	파이프 직경, 유속에 의해 결정
교반기 (JBR)의 회전주파수	12Hz이하

유동에 의한 가진성분은 난류에 의한 경우와 파이프 등을 통과할 때 발생하는 vortex에 의한 것으로 나눌 수 있다. 그러나 본 시스템에서 나타난 진동의 양상은, 유속이 증가하면서 특정 주파수로 jump하는, 전형적인 와류에 의해 발생한(vortex shedding) 진동 현상이라고 할 수 있다. 와류에 의해 발생하는 가진 주파수는 다음과 같은 식으로 구할 수 있다.

$$f_s = S \frac{V}{D} \quad (1)$$

위 식에서 V와 D는 각각 단면을 통과하는 유동의 속도와 단면의 폭이다. 실린더형의 파이프의 경우 D는 단면의 직경이고, S는 Strouhal 수로서 단면의 형상 또는 이들의 조합 형식에 따라 정해지는 상수이다. 참고로 탈황설비의 열교환기에서의 파이프 배열에 대한 상수는 0.25정도이다⁽¹⁾. 초기 상태의 탈황설비에서 진동이 크게 증폭된 조건은 최대 배출량의 55%정도 였는데, 이 경우 열교환기를 통과하는 유속은 위치에 따라 1.2~4 m/s의 분포를 갖는 것으로 나타났다. 따라서 파이프의 직경 26.2mm에 대해 와류의 주파수 성분은 11~38.2 Hz의 범위를 갖는다. 이 주파수 범위는 열교환기에서 발생한 진동 주파수를 포함하고 있다.

시스템 동특성 분석

(i) 구조물 공진 주파수 분석

유동에 의한 진동 중에서 가장 보편적인 경우

는, 와류의 가진 주파수와 파이프 자체의 공진 주파수가 일치하여 발생하는 경우이다⁽¹⁻⁶⁾. 탈황설비의 열교환기에서도 수직 방향으로 5000여개의 파이프들이 설치되어 있으며, 와류에 의한 가진 성분이 파이프를 공진시킬 가능성이 상당히 높다. 따라서, 문제가 될 소지가 있는 파이프의 공진 주파수를 실험적으로 알아보았다. 측정된 파이프 공진 주파수는 지지 간격(span)에 따라 35~39Hz의 범위를 갖는 것으로 나타났다. 이 주파수는 진동이 발생한 34Hz보다 약간 크지만 문제가 될 가능성이 높다. 그러나, 시스템 가동시 파이프 표면에서 가속도를 측정된 결과 진동이 거의 없었다. 따라서 파이프 자체 공진과 시스템의 진동은 무관하다.

(ii) 음향 공진 주파수 분석

진동이 크게 증폭되는 운전조건에서의 실측결과 파이프의 진동은 거의 없었으나 열교환기 내부에는 음향 공진 모우드가 뚜렷하게 형성되어 있었다. 특히, 진동이 크게 증폭되는 운전 조건에서 2차 공진 모우드가 형성됨을 알 수 있었다. 따라서 열교환기 내부 공간의 음향특성 파악을 위해 음장 해석을 수행하였다. 열교환기 내부공간에 대해 3차원에서의 음향 공진 주파수를 계산하였다. 이때, 덕트와 연결되는 부분은 자유단으로 경계조건을 설정하였다. Table2 에는 상온 시험시의 초기 온도인 20°C부터 정상 가동시 가스의 유입부 온도인 140°C 에서의 공진 주파수를 추정할 수 있도록 결과를 정리하였다.

진동 측정시의 실험조건은 상온(약 25°C)이었는데, 문제가 된 진동 주파수인 18.4Hz와 34Hz에 해당하는 (1,0,0)모드와 (0,2,0)모드가 존재함을 알 수 있었다. 전술한 바와 같이, 실제로 34Hz의 진동이 나타나는 경우에, 열교환기내의 바닥면을 유동에 수직한 선을 따라 이동하면서 음압 분포를 측정된 결과 절점(nodal line)이 두 번 나타났다((0,2,0)모드).

진동발생 메카니즘 규명

탈황설비에서의 가진력 성분과 시스템 자체의 주파수 특성을 각각 분석하여 관련된 주파수 성분들을 하나의 그림에 도시하면 Fig.3와 같다.

Table2 음향공진 주파수와 모드

mode number			resonance frequency (Hz)		
			Temperature		
p	q	r	20°C	80°C	140°C
1	0	0	18.1	19.9	21.4
0	1	0	16.8	18.4	20.0
0	0	1	14.4	15.8	17.1
1	1	0	24.7	27.1	29.3
1	0	1	23.1	25.4	27.5
0	1	1	22.1	24.3	26.3
1	1	1	28.6	31.4	34.0
2	0	0	36.2	39.7	43.0
0	2	0	33.6	36.9	39.9
0	0	2	28.9	31.7	34.3
2	1	1	42.4	46.6	50.4
1	2	1	40.8	44.8	48.4
1	1	2	38.0	41.7	45.1

이 그림은 시스템 가동 시점부터 심각한 진동이 발생하는 55%의 배출 유량까지의 구간에서 발생하는 주파수 성분들을 나타낸다. 이 그림으로부터 탈황설비에서 나타난 진동 주파수(34Hz)와 관련이 깊은 항목은, 파이프 통과시 와류에 의해 발생하는 (vortex shedding) 주파수의 범위와 열교환기의 실내 공간에서 형성되는 음향공진 주파수 성분임을 알 수 있다. 초기에 진동 발생 원인으로 고려하였던 파이프 자체의 공진 주파수는 가진 주파수에 인접하였으나 실측 결과 무관하였다. 따라서 열교환기에서 나타난 공진 현상에 대한 시나리오는 Fig.4과 같이 정리할 수 있다.

Fig.5에는 열교환기를 위에서 보았을 때의 파이프 단면 형상을 간략화하여 나타냈는데, 배출가스가 파이프 사이를 통과할 때 웨이크(wake) 형태의 유동이 발생함을 보여준다. 이 유동은 유체의 흐름

방향과 파이프 단면에 동시에 수직한 방향으로 진동하는 힘을 유발하며, 이 힘이 음향공진을 유발시키는 것으로 보인다.

3. 진동저감 방안 도출 및 적용

개선안 도출

전술한 바와 같이, 탈황설비의 진동은 열교환기 내의 음향공진에 의하여 발생하였으며, 이 음향공진은 파이프들을 통과하는 배출가스의 와류에 의해 유발되었음을 알 수 있었다. 따라서, 탈황설비의 진동을 저감하기 위해서는 두가지 측면에서의 개선안 도출을 예상할 수 있다. 첫째는 가진력 성분에 대한 개선이고, 두 번째는 공진을 발생시키는 시스템 자체의 특성 개선이다.

(i) 와류(vortex)발생에 대한 대책

와류에 의한 가진력 발생을 제거하는 방법은, 와류 발생 자체를 억제하는 방법과 와류에 의해 발생하는 주파수를 시스템 공진 주파수로부터 회피하는 방법이 있다. 후자를 먼저 고찰해보면, 파이프 직경과 유체의 통과속도를 조절함으로써 발생 주파수(shedding frequency)를 조절할 수 있으나 대폭적인 설계 변경이 수반되므로 현실적으로 불가능하다. 그렇다면 와류의 발생 자체를 억제해야 하는데, 이에 대해서는 여러 가지 연구가 수행되었으며 효과적인 개선안도 많이 도출되어 있다⁽¹⁻⁵⁾. 파이프의 표면을 변경하거나 파이프에 특정형상의 가이드를 부착하여 해결을 할 수 있으나, 공사완료 단계에서는 비현실적인 방안이라 하겠다.

(ii) 음향공진 발생억제 대책

일반 구조물에서와 마찬가지로, 가진력 성분에 대한 대책이 불가능하므로 시스템의 동특성을 변경시켜야 한다. 열교환기에서 발생하는 진동은 열교환기 실내의 음향공진에 의한 것이므로, 음향공진 주파수의 변경을 1차적으로 고려할 필요가 있다. 음향공진 주파수를 와류와 관련된 주파수보다

높이려면 실내 공간의 사이즈를 대폭 줄여야 하지만 이는 현실적으로 불가능하며, 실내공간을 분리하여 공진주파수를 높이는 방법은 설득력이 있다. Fig.6에는 특정 길이내에서 형성된 파장을 비대칭적으로 끊어줌으로써 1차 모드뿐만 아니라 2, 3차 모드에 대해서도 억제 효과를 보이는 방법을 개념적으로 도시하였다. 본 연구에서는 우선적으로 열교환기내에 하나의 격벽을 넣는 개선안을 적용하여 해석과 실험으로 그 효과를 파악하였으며, 격벽의 수를 늘려가며 음향공진 주파수를 높이는 방안을 시도하였다.

개선안 적용 및 결과

문제가 되는 음향 공진을 억제하기 위해, Fig.6과 같이, 음향공진이 형성되는 방향을 가로막는 방식으로 격벽을 설치하였다. 격벽은 배출가스의 흐름방향과 평행하도록 설치하였으므로 유동에는 큰 지장을 주지 않는다. 격벽은 파이프 튜브 사이에 열교환기의 윗면에서 바닥면으로 가로질러 설치하였다. 그림에서 1, 2, 3으로 표시한 부분은 각각 첫 번째, 두 번째, 세 번째 개선방안에서 격벽설치 위치를 나타낸다.

Fig.7에는 배출 유량이 860,000 m³/hr 인 경우를 기준으로 초기상태에서부터 최종개선안 적용까지 각 단계마다 열교환기에서 측정된 진동이 어떻게 변화하는지를 보였다. 격벽의 수의 증가에 따라 시스템에서 발생하는 첫 번째 공진 주파수는 상승하고 진동량은 저감됨을 알 수 있다. 특히, 최종개선안 적용 후에는 진동이 거의 발생하지 않았다. 이 그림으로부터 피크에서의 진동량뿐만 아니라 전반적인 진동의 추세선도 초기 대비 1/100 미만으로 감소됨을 알 수 있다. 이와 같이 피크 진동뿐만 아니라 전반적인 진동량이 감소한 이유는, 격벽이 유동에 대해 일종의 가이드 역할을 하면서 단면이 급변하는 실내에서 가스의 흐름을 균일하게 하는 효과가 있기 때문인 것으로 추정되나, 확인할 수는 없었다. 본 개선안 적용 후 최대 배출 유량에

서도 문제의 진동이 발생하지 않았다.

4. 결론

본 논문은 완공을 두 달 앞둔 화력발전소의 탈황설비에서 발생한 심각한 진동문제를 시급히 해결하기 위해 3주간 수행한 문제해결 과정을 정리한 것이다. 현실적으로 발생 사례가 드문 '와류에 의한 음향 공진에 의한 구조물 진동 현상'의 진동 발생 메커니즘을 규명하고, 음향 공진의 발생 억제를 위한 개선안을 도출, 적용함으로써 진동문제를 단 기간에 해결할 수 있었다.

4. 후기

탈황설비문제 해결에 도움을 주신 (주)대우-건설 플랜트 사업부 임직원 여러분과 울산화력발전처의 (주)한전 및 한전기공 관계자들께 감사의 뜻을 포함합니다.

5. 참고문헌

- (1) R. D. Blevins, 1994, Flow-Induced Vibration, Krieger Publishing Company.
- (2) P. Hargedon, 1982, "On the Computation of Damped Wind-Excited Vibrations of Overhead Transmission Lines," Journal of Sound and Vibration, Vol.83, pp253~271.
- (3) M. F. Unal, D. Rockwell, 1987, "On Vortex Formation from a Cylinder, Control by Splitter Plate Interface," Journal of Fluid Mechanics, Vol.190, pp513~529.
- (4) W. W. Durgin, P. A. March, and P. J. Lefebvre, 1980, "Lower Mode Response of Circular Cylinder in Cross Flow," Journal of Fluids Engineering, Vol.102, pp183~189.
- (5) C. M. Harris ed., 1988, Shock and Vibration Handbook, 3rd ed., McGraw-Hill Book Company,
- (6) M. P. Norton, 1989, Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers, Cambridge University Press,
- (7) 장한기 외, 1999, "열교환기에서의 유동유발 진동저감," 한국소음진동공학회지, 9(6), pp.1200-1209.

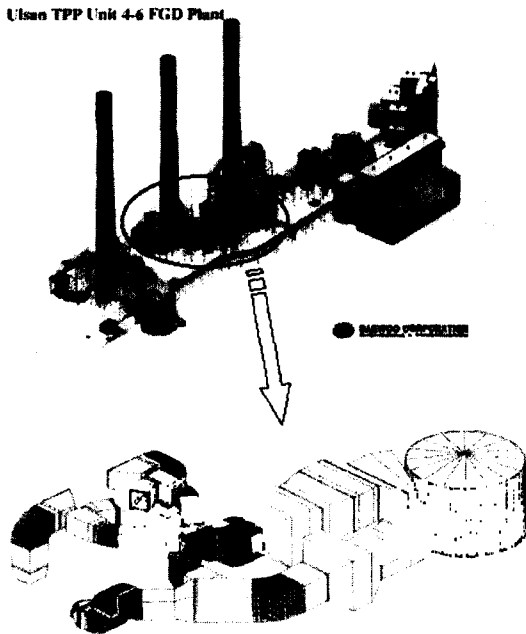


Fig.1 화력발전소의 탈황설비

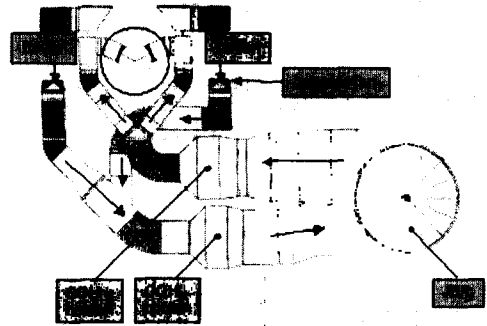


Fig.2 탈황설비의 단면도

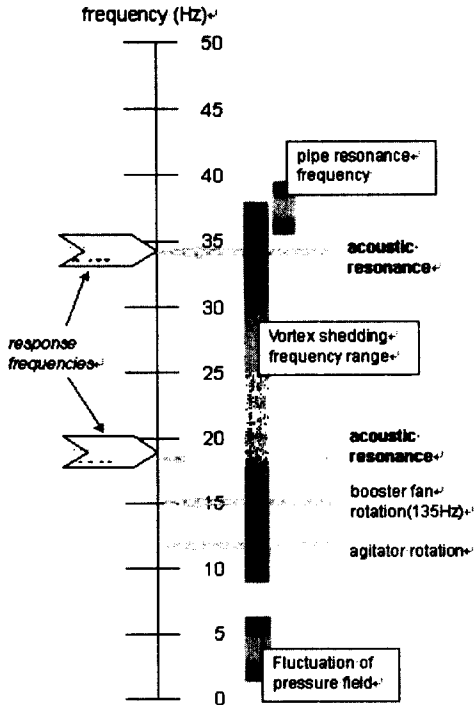


Fig.3 가진력 및 시스템 특성 주파수

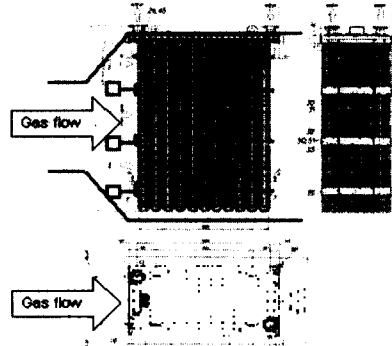


Fig.5 열교환기내 파이프 배열

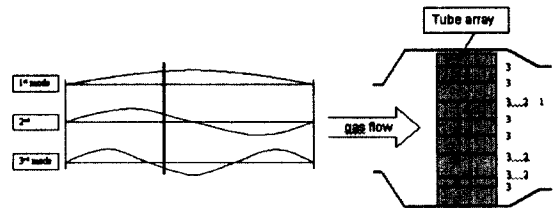


Fig.6 음향공진 억제 방안

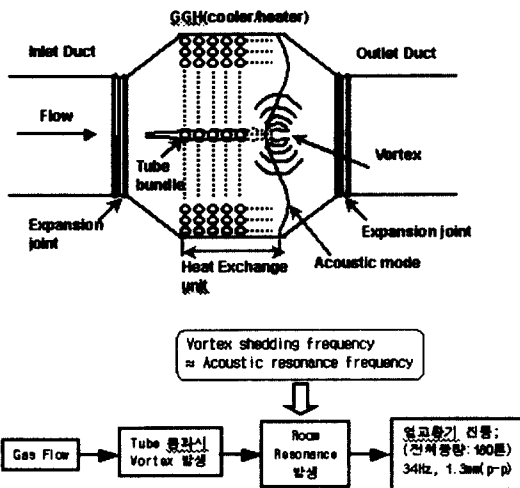


Fig.4 진동발생 메카니즘

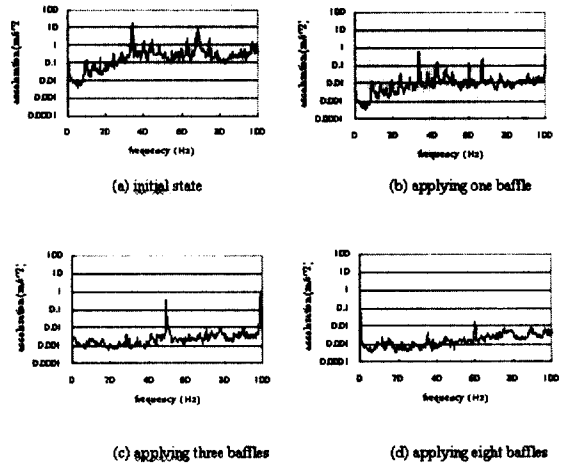


Fig.7 개선안 적용과정에 따른 진동변화