

< 논 문 >

열교환기에서의 유동유발 진동 저감

Reduction of Flow-Induced Vibration in the Heat Exchanger

장한기* · 김승한** · 이재현*** · 양정렬***

Jang H. K., Kim S. H., Rhee, J. H. and Yang J. R.

(1999년 8월 19일 접수 : 1999년 10월 8일 심사완료)

Key Words : Flue Gas Desulfurization Unit(탈황설비), Heat Exchanger(열교환기), Vortex Shedding(와류가진), Flow-Induced Vibration(유동유발 진동), Acoustic Resonance(음향공진), Baffle Plate(격벽)

ABSTRACT

This paper reports a peculiar 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 was detected at all around the plant. The worst vibration was recorded on the heat exchanger surface, which weighed 180 tones, as 17.8 m/s^2 in vibration amplitude at 34 Hz. To identify the vibration, frequency analysis on the response vibration as well as on the expected excitation forces 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. 서 론

유체의 흐름에 의해서 발생하는 진동은 발생 사례도 드물고 해석적, 실험적으로 그 규명 자체가 난해한 사안이라고 할 수 있다. 유동에 의한 진동은 발생원인에 따라 정상적인(steady) 유동에 의한 것과 비정상적인(unsteady) 유동에 의한 것으로 나눌 수가 있으며 이들 문제는 다시 유동의 불안정성, 와류(vortex), 유동의 변동(fluctuation) 패턴 등으로 그

원인을 세분할 수 있다⁽¹⁾. 이 중에서 와류에 의해 발생하는 진동은 1878년 Strouhal이 관측하여 보고한 이래 지금까지 교량, 탑, 파이프 라인, 열교환기 등에서 꾸준히 문제가 되어 왔으며, 1960년대에 이르러서는 레이놀드 수와 와류 발생의 상관관계가 정립되었다⁽¹⁾. 이후에도 와류에 의한 구조물 진동을 해결하기 위한 다양한 연구들이 진행되어 왔는데, 이들 연구의 주 관심사는 유동과 구조물의 직접적인 상호작용에 의한 진동이었다^(2~5). Norton은 그의 저서에서 유동유발 진동의 발생 메카니즘을 크게 3가지로 분류하여 정리하였는데, 기존의 유체 역학 연구자들의 연구결과 이외에 음파에 의한 구조물 공진 현상을 유동유발 진동에 포함시켜 다루었다⁽⁶⁾.

본 논문에서는, 국내외에서 드문 사례로서, '와류

* 정회원, 고등기술연구원 설계기술연구소

** 고등기술연구원 설계기술연구소

*** (주) 대우건설 플랜트사업부

에 의한 가진→음향 공진 발생→구조물의 극심한 진동'이라는 인과관계를 갖는 대형 구조물의 진동문제와 그 해결과정을 서술하고자 한다. 이와 같은 진동이 발생한 시스템은 화력발전소 플랜트의 하나인 탈황설비로서, 본 연구가 시작되던 당시 해당 설비는 3년의 공사기간을 거쳐 완공시점에 임박해 있었으나, 시운전 도중에 극심한 진동이 관측되어 설비의 정상가동이 불가능해짐에 따라 문제의 진동을 조속히 해결할 필요성이 대두되었다.

본 논문에서는 먼저 화력발전소의 탈황설비의 개요와 발생한 진동의 현황에 대해 간략히 기술하였으며, 이어서 주파수 특성 분석을 통해서 진동 발생 메커니즘을 규명하였으며, 마지막으로 개선안의 도출 및 적용을 통한 문제해결과정을 기술하였다.

2. 화력발전소 탈황설비 및 진동의 현황

2.1 탈황설비의 구성

탈황설비(FGD: flue gas desulfurization)는 화력발전소의 보일러 배출가스로부터 황 성분(SOx)을 제거하는 설비로서, 대기 오염을 줄이는 환경적인

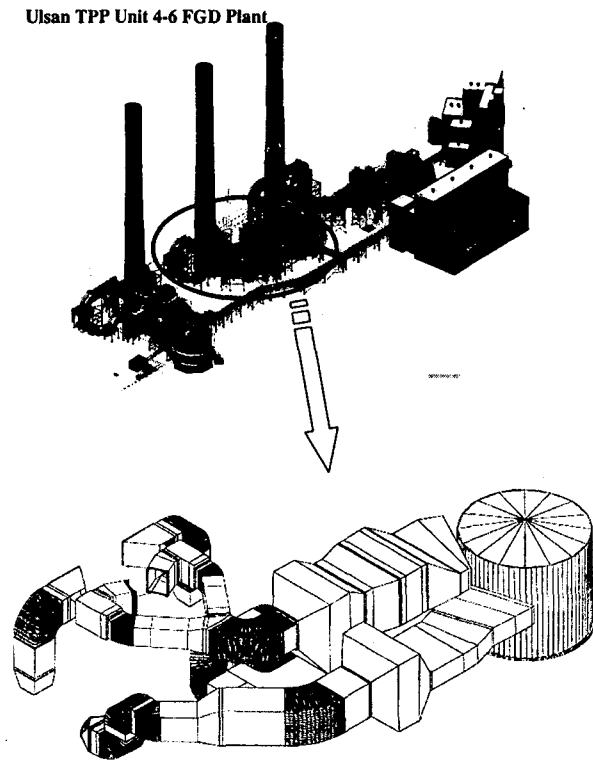


Fig. 1 Schematic diagram of the flue gas desulfurization unit in the thermal power plant

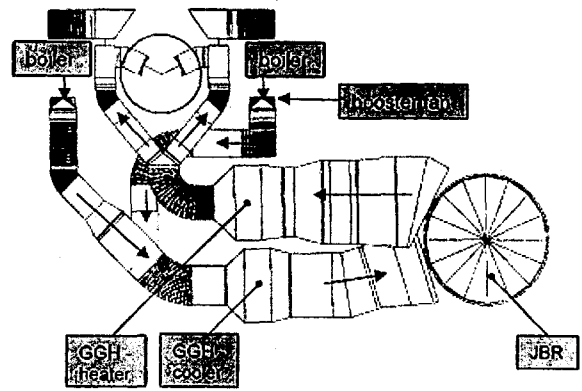


Fig. 2 Flue gas circulation in the desulfurization unit (top view)

측면의 이점과 저가 연료사용을 가능케하는 경제적인 측면에서의 이점을 갖고 있는 설비이다. 탈황설비의 개략적인 구조를 살펴보면 Fig. 1과 같다. 본 연구에서는 3기의 탈황설비 중에서 중앙에 위치한 설비를 대상으로 하였다. Fig. 2에는 각 부분의 명칭을 표시하였는데, 배출가스를 강제 송풍시키기 위한 팬(booster fan), 가스의 유로인 덕트, 가스를 냉각, 가열시키는 열교환기(GGH: gas-gas heater), 유황 성분을 제거하는 반응기(JBR: jet bubbling reactor) 등으로 구성되어 있음을 알 수 있다. 해당 설비의 규모는 길이, 폭이 각각 50 m와 30 m 정도이고 높이는 지면으로부터 20 m 정도이다. Fig. 2에는 배출가스가 통과하는 경로가 화살표로 표시되어 있다. 그림에서 'GGH-cooler'는 배출가스가 반응기에 들어가기 전에 냉각시키는 열교환기이고, 'GGH-heater'는 황성분이 제거된 가스를 대기 중에 방출시키기 전에 온도를 높여 주기 위한 열교환기이다. 열교환기 및 덕트 각 구성 요소들 사이는 유연체(flexible joint)로 연결되어 공사상 오차나 힘의 전달을 차단하는 역할을 하도록 설계되어 있다. 탈황설비의 배출유량은 실제 사용조건에서 시간당 1,550,000 m³로서 초당 430,000 l이다. 이 유량은 상온 조건으로 환산할 경우 1,100,000 m³/hr에 해당한다.

2.2 발생 진동의 현황

(1) 진동의 발생조건 및 양상

탈황설비는 정지상태부터 최대 배출 유량 범위 내에서 필요한 수준까지 점진적으로 올려서 사용하게 된다. 진동은 총 배출유량의 49%수준에서 18.4 Hz의 주파수로 미미하게 발생하였으며, 배출유량이 증가하여 55%수준에 이르러서 18.5 Hz 성분은 사라

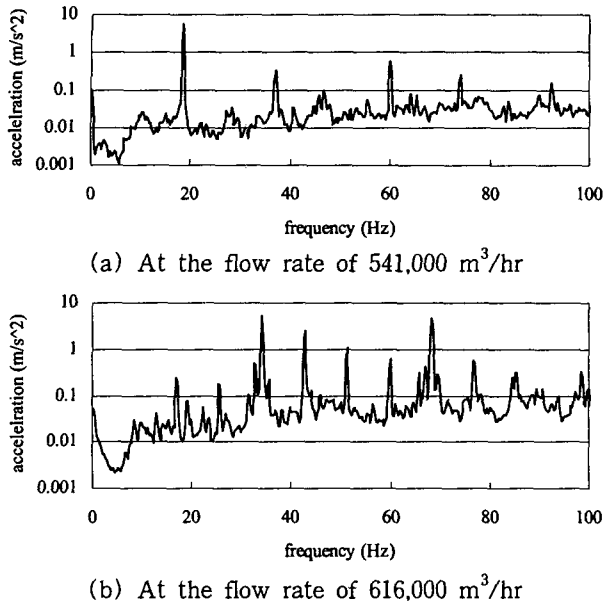


Fig. 3 Vibration level on the heat exchanger wall

지고 주파수가 34 Hz로 바뀌면서 진동량이 크게 증폭되었다. 진동의 방향은 유동과 수직이면서 지면과 평행한 방향으로 주로 발생하였으며, 다른 두 방향의 진동보다 최소 3배 이상 컸다. Fig. 3에는 배출유량이 각각 49%인 경우와 55%인 경우에 대해 열교환기 표면에서의 가속도 스펙트럼을 도시하였다.

진동량이 가장 큰 부위는 열 교환기인데, 배출유량을 76%까지 올렸을 때 34 Hz에서의 가속도는 17.8 m/s^2 에 이르렀다. 열교환기 구조물의 외부 벽체는 H형 보로 촘촘히(80 cm간격) 보강되어 있어서 강성이 매우 크며, 구조물 표면의 세 지점에서 가속도를 측정된 결과 34 Hz에서의 거동은 강체운동에 가까웠다. 열교환기의 자중은 180 ton이지만 이 중에서 100 ton에 해당하는 냉각수 파이프는 천장에 매달린 상태로 34 Hz에서의 진동이 거의 없었다. 이는 해당 주파수에서 관성의 효과가 매우 크기 때문인 것으로 보인다. 따라서 약 80 ton 정도의 외부 구조물이 강체 운동할 것으로 추정되는데, 이 정도의 중량이 34 Hz에서 17.8 m/s^2 의 가속도를 갖기 위한 동적인 힘은 1.4 MN (=145,000 kgf)에 이르러 상당히 큰 값을 알 수 있다.

(2) 진동의 특성

탈황설비 진동의 특징은, 배출 유량이 일정 수준에 이르렀을 때 특정 주파수에 집중되어 나타났으며 배출 유량이 더 증가했을 때 초기에 나타났던 주파수 성분이 사라지고 새로운 주파수 성분의 진동이 나타났다는 것이다. 이와 같은 양상은 일반적인 진

동 시스템의 공진과 유사하며, 발생한 진동 에너지의 정도를 보아도 공진과 관계된 진동이라고 추정할 수 있다. 그러나 탈황설비에서 측정된 진동에는 일반 기계 진동과 뚜렷한 차이점이 있는데, 특정 유량에서 발생한 진동의 주파수 성분이 유량 증가에도 불구하고 지속되다가 유량이 일정량에 이르면 또 다른 주파수로 점프하는 현상이다. 이와 같은 양상은 일반 기계 구조물에서 나타나는 진동이 아니라 유동 유발 진동 중에서 와류에 의한 진동(vortex shedding) 특성과 매우 유사한 것이다^(1~6).

또 한가지 특징은 배수 성분들이 나타나는 것이었다. 일반적으로 배수 성분이 나타나는 경우는 회전 기계의 경우와 음향 공진시 배수 성분이 나타나는 경우를 들 수 있으므로 이들의 가능성을 체크해 볼 필요가 있다.

3. 탈황설비에서의 진동 발생 메커니즘 규명

일반적으로 동적인 시스템에서 원인-결과 관계는 Fig. 4와 같이 표현할 수 있다. 문제가 되는 진동이 출력이라면, 진동을 발생시키는 가진력은 입력이고 진동을 증폭시키는 특성은 시스템의 특성이다. 출력 진동을 해결하기 위해서는 입력, 또는 시스템을 변경해야 하는데, 이를 위해서는 우선적으로 가진력 성분과 시스템의 동특성을 파악할 필요가 있다.

3.1 가진력 발생 가능 성분 분석

탈황설비의 구성에 대해서는 2절에서 언급한 바 있다. 이들 중에서 구조물에 대한 가진력을 제공할

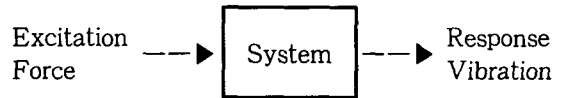


Fig. 4 Input-output relation of a dynamic system

Table 1 Candidate components of exciting forces to the plant

성분		주파수 특성
송풍 팬 (booster fan)		기본 회전수: 900 rpm(15 Hz) 날개 수: 9개(9×15=135 Hz)
가스유동에 의한 진동	유동조건에 따른 난류	유속에 따라 증가
	열교환기 파이프 주위의 와류	파이프 직경, 유속에 의해 결정
JBR에서 교반기의 회전 주파수		12 Hz이하

수 있는 성분들과 주파수 특성을 정리하면 Table 1과 같다.

Table 1에 정리한 가진 성분들 중에서 팬과 교반기의 회전 주파수 성분은 시스템의 진동 주파수인 34 Hz와 상관이 없으므로, 가능한 가진력 성분은 배출가스의 유동뿐이라고 결론지을 수 있다.

3.2 유동에 의한 가진력 분석

탈황설비에서 관측된 진동 특성은, 특정 유량에서 특정 주파수의 진동이 발생하고 유량이 더 증가되었을 때 더 높은 주파수로의 점프 현상을 일으킨다. 이와 같은 진동은 와류에 의한 공진현상과 유사하다. 난류에 의한 진동발생 가능성도 있지만, 난류에 의한 가진의 경우 유동의 속도가 증가할수록 점진적으로 증가하고 주파수 범위도 다소 넓은 분포를 나타내므로⁽⁵⁾, 탈황설비에서 관찰된 진동과는 차이가 있다.

(1) 와류에 의한 가진력 발생(vortex shedding)

특정 단면 형상을 갖는 구조물을 유동이 수직으로 통과할 때(열교환기내의 파이프, 다리, 탑, 고압선 등), Fig. 5와 같이 웨이크(wake)형태의 유동이 발생하는데 이 유동은 상하방향으로 서로 교차하면서 특정 주파수의 가진성분을 형성한다. 따라서 이 주파수 성분이 구조물 자체의 공진 주파수와 일치하게 되면 진동이 크게 증폭된다. 이를 'vortex shedding'에 의한 공진이라고 하며^(1,5), 이와 같이 발생하는 유동의 주파수는 다음과 같은 식으로 표현된다.

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

위 식에서 V 와 D 는 각각 단면을 통과하는 유동의 속도와 단면의 폭이다. Fig. 5와 같이 실린더의 경우 D 는 단면의 직경이고, 사각 단면이라면 상하 방향으로의 폭이 된다. S 는 Strouhal 수로서 단면의 형상 또는 이들의 조합 형식에 따라 정해지는 상수이다. 참고로 탈황설비의 열교환기에서의 파이프 배열에 대한 상수는 0.25정도이다⁽¹⁾. 탈황설비에서 진

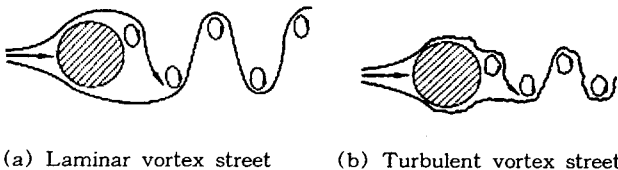


Fig. 5 Two kinds of vortex streets across the circular cylinder

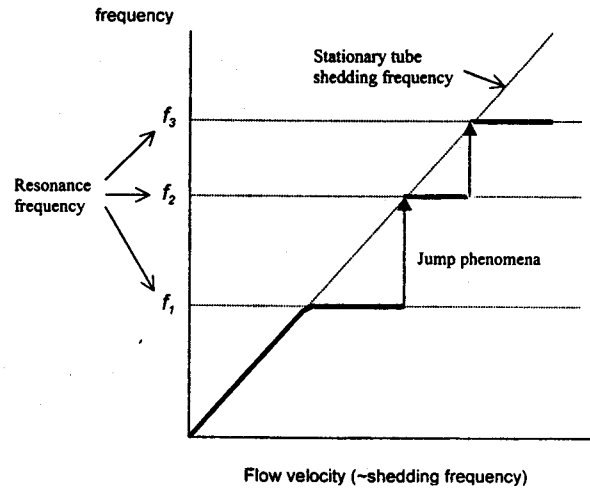


Fig. 6 Jump phenomena of vibration frequency in the case of vortex-induced vibration

동이 크게 증폭된 조건은 최대 배출량의 60% 정도였는데, 이 경우 열교환기를 통과하는 유속은 위치에 따라 1.2~4 m/s의 분포를 갖는 것으로 나타났다. 따라서 파이프의 직경 26.2 mm에 대해 와류의 주파수 성분은 11~38.2 Hz의 범위를 갖는다. 이 주파수 범위는 열교환기에서 발생한 진동 주파수를 포함하고 있다.

(2) 와류 유발(vortex-induced) 진동의 일반적인 특성

전술한 바와 같이 와류 유발 진동은 일반 구조물에서의 진동과 차별되는 특징을 보이는데, 이를 도식적으로 나타내면 Fig. 6과 같다.

그림에서 가로축은 유속을 나타내는데, 유속의 증가는 곧 가진력의 주파수의 상승을 의미한다. 유속이 증가하여 가진 주파수가 시스템의 공진주파수(f_1)와 일치하면 진동이 발생하고, 유속이 계속 증가해도 일정 구간동안 공진 주파수(f_1)에서의 진동이 지속된다. 유속이 더 증가하여 가진력의 주파수가 다음 공진 주파수(f_2)에 이르면 시스템 진동 주파수가 다음 공진 주파수(f_2)로 점프하는 현상을 보여 주고 있다. 이와 같은 현상이 와류 유발 구조물 진동의 일반적인 특성인데, 실제로 탈황설비에서 관찰된 진동도 이와 같은 양상을 보이고 있다.

3.3 시스템의 동특성 분석

3.1절과 3.2절에서는 가진력 성분의 주파수 분석에 대해 정리하였다. 본 절에서는 시스템의 동특성에 대한 주파수 특성을 파악해 보기로 한다.

(1) 구조물 공진 주파수 분석

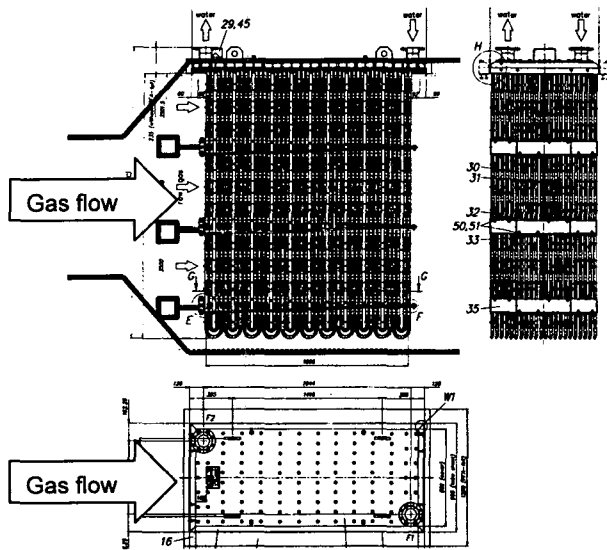
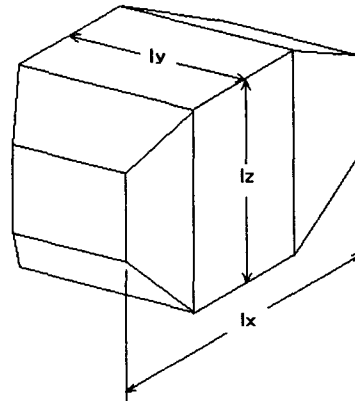


Fig. 7 Pipe array in the heat exchanger (right side figure shows single bundle of pipes among 10 bundles)

유동에 의한 진동 중에서 가장 보편적인 경우는, 파이프 등과 같이 구조물을 수직으로 통과하는 유동에 의한 경우이다^(1~6). Fig. 7에 도시한 바와 같이 탈황설비의 열교환기에는 수직 방향으로 5000여개의 파이프들이 설치되어 있으며, 와류에 의한 가진 성분이 파이프 공진을 발생시킬 가능성이 상당히 높다. 따라서, 문제가 될 소지가 있는 파이프의 공진 주파수를 실험적으로 확인하였다. 측정된 파이프 공진 주파수는 위치에 따라 파이프 지지 간격(span)에 따라 35~39 Hz의 범위를 갖는 것으로 나타났다. 이 주파수는 진동이 발생한 34 Hz에 인접해 있었으나, 실제로는 파이프 자체의 진동은 거의 없었다. 따라서 파이프 공진과 시스템의 진동은 무관하다.

(2) 음향 공진 주파수 분석

진동이 크게 증폭되는 조건에서 파이프의 진동은 거의 없었으나 실내에 음향 공진 모드는 뚜렷하게 형성되어 있었다. 특히, 진동이 크게 증폭되는 배출량 76% 수준에서는 2차 공진 모드가 형성됨을 알 수 있었다. 따라서 열교환기 내부 공간의 음향 특성 파악을 위한 음향 해석을 수행하였다. 사용한 S/W는 SysNoise였으며, Fig. 8과 같은 공간에 대해 3차원으로의 음향 공진 주파수를 계산하였다. 이 때, 덕트와 연결되는 부분은 자유단으로 경계조건을 설정하였다. 음향 공진 주파수는 음의 전파속도의 함수이고, 음파의 속도는 온도의 함수이다. 따라서 Table 2 에는 상온 시험시의 초기 온도인 20°C부터 정상 가동시 가스의 유입부 온도인 140°C에서의 공진 주



lx = 9.4m
ly = 10.12m
lz = 11.776m

Fig. 8 Characteristic lengths of the heat exchanger room

파수를 추정할 수 있도록 결과를 정리하였다.

해석 결과 중에서 시스템에서 관찰된 진동의 주파수인 18.5 Hz와 34 Hz의 진동과 인접한 모드는 (1, 0, 0) 모드와 (0, 2, 0) 모드임을 알 수 있다. 실제로 34 Hz의 진동이 나타나는 경우에, 열교환기내의 바닥면을 유동에 수직한 선을 따라 이동하면서 음압 분포를 측정할 결과 절점(nodal line)이 두 번 나타났다.

3.4 유동유발 진동의 발생 메카니즘

3.2절과 3.3절에서는 탈황설비에서의 가진력 성분

Table 2 Frequencies of acoustic resonances in the heat exchanger

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

과 시스템 자체의 주파수 특성을 각각 분석하였다. 관련된 주파수 성분들을 하나의 그림에 도시하면 Fig. 9와 같다. 이 그림은 시스템 가동 시점부터 심각한 진동이 나타나는 55%의 배출 유량까지의 구간에서 발생하는 주파수 성분들을 나타낸다. 그림에서 축의 좌측에 표시한 것이 시스템에서 관찰된 진동 주파수이고, 우측에 표시한 성분들은 가진 주파수와 시스템의 공진 주파수들이다.

Fig. 9로부터 탈황설비에서 나타난 진동 주파수 (34 Hz)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. 10과 같이 정리할 수 있다.

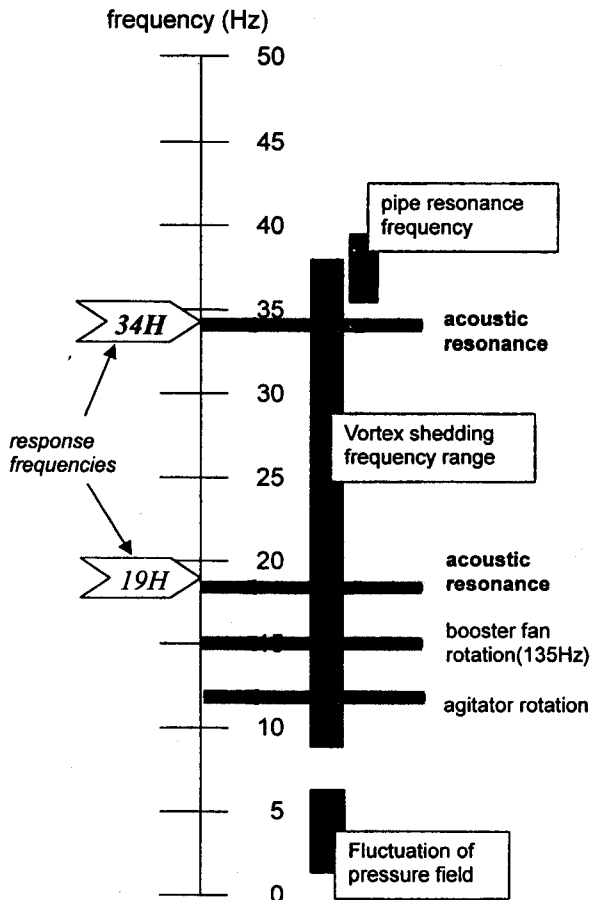


Fig. 9 Frequency components of the input and the output, and of the system properties in the heat exchanger

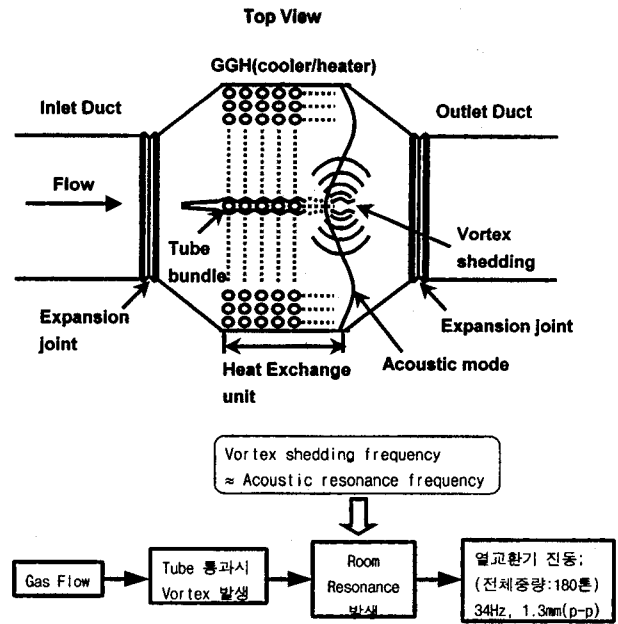


Fig. 10 Vibration at the plant excited by acoustic resonance induced by the vortex shedding through the pipe array

Fig. 10에는 열교환기를 위에서 보았을 때의 파이프 단면 형상을 간략화하여 나타냈는데, 배출가스가 파이프 사이를 통과할 때 Fig. 5와 같이 웨이크(wake) 형태의 유동이 발생함을 보여준다. 이 유동은 유체의 흐름방향과 파이프 단면에 동시에 수직인 방향으로 진동하는 힘을 유발하며, 이 힘의 주파수(shedding frequency)는 식 (1)에 의해 결정된다. 탈황설비의 배출유량이 최대일 경우, 열교환기내의 최대 유속은 12 m/s 에 이르고, 이에 해당하는 주파수는 114 Hz 정도이다. 따라서 이 주파수 범위가 시스템을 개선할 때 고려해야 할 가진 주파수의 상한치가 된다.

4. 열교환기의 실내 음향특성 개선을 통한 진동저감

4.1 개선안 도출

가진력과 시스템의 주파수 분석을 통해, 탈황설비의 진동은 열교환기내의 음향공진에 의하여 발생하였음을 알 수 있었다. 그리고 이 음향 공진은 파이프들을 통과하는 배출가스의 와류에 의해 가진되었음도 알 수 있었다. 따라서, 탈황설비의 진동을 개선하기 위해서는 두가지 측면에서의 개선안 도출을 예상할 수 있다. 첫째는 가진력 성분에 대한 개선이고,

두 번째는 공진을 발생시키는 시스템 자체의 특성을 개선하는 것이다.

(1) 와류(vortex)발생에 대한 대책

와류에 의한 공진 발생을 제거하는 방법은, 와류 발생 자체를 억제하는 방법과 와류에 의해 발생하는 주파수를 시스템 공진 주파수로부터 회피하는 방법이 있다. 이 중에서 후자를 먼저 고찰해보면, 파이프 직경과 유체의 통과속도를 조절함으로써 발생 주파수(shedding frequency)를 시스템 공진 주파수로부터 떨어뜨리는 방안을 생각해 볼 수 있으나 시스템의 대폭적인 설계 변경이 수반되므로 현실적으로 불가능하다. 특히, 시스템 사용조건에 해당하는 유체의 속도 범위가 넓어서(탈황설비에서는 0~12 m/s) 더욱 더 어렵다. 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 부착하는 이들 방법은 파이프 사이의 공간이 충분히 확보되어야만 적용할 수 있다. 그러나 탈황설비의 열교환기는 가로, 세로와 높이가 각각 10 m 정도되는 공간에 5,000개에 이르는 파이프가 수직으로 배열되어 있어서 확보할 수 있는 공간이 없을 뿐 아니라, 공사완료 단계에서 이들 전체를 교체하는 것 또한 비현실적인 방안이라 하겠다.

(2) 음향공진 발생억제 대책

일반 구조물에서와 마찬가지로, 가진력 성분에 대한 대책이 적용 불가능한 경우라면 시스템의 동특성을 변경시켜야 한다. 열교환기에서 발생하는 진동은 열교환기 실내의 음향공진에 의한 것이므로, 음향 공진 주파수의 변경을 1차적으로 고려할 필요가 있다. 음향 공진 주파수를 와류와 관련된 주파수(shedding frequency)의 상한치인 114 Hz이상으로 높이려면 실내 공간의 사이즈를 대폭 줄이던가 실내를 칸막이로 분리하여 내부에 형성되는 음파의 파장을 짧게 하면 된다. 여기서 구조물의 사이즈를 변경시키는 방안은 현실적으로 불가능하며 후자의 방법이 설득력이 있다. Fig. 11에는 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 효과를 파악하였으며, 격벽의 수를 늘려가며 음향공진 주파수를 높이는 방안을 시도하였다.

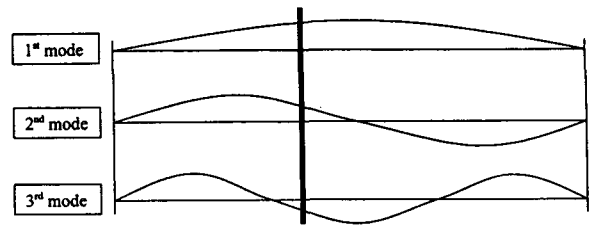


Fig. 11 Cutting of acoustic wave using baffle plate

4.2 개선안 적용 및 결과

문제가 되는 음향 공진을 억제하기 위해, Fig. 11과 같이, 음향공진이 형성되는 방향을 가로막는 방식으로 격벽을 설치하였다. 격벽은 배출가스의 흐름 방향과 평행하도록 설치하였으므로 유동에는 큰 지장을 주지 않는다. 격벽은 파이프 튜브 사이에 열교환기의 윗면에서 바닥면으로 가로질러 설치하였다. Fig. 12에는 개선안 적용과정에서의 격벽 설치 위치를 보여주고 있는데 그림내에서 1, 2, 3으로 표시한 부분이 각각 첫 번째, 두 번째, 세 번째 개선방안을 보여준다.

(1) 1차 개선안 적용 결과

Fig. 12에서 '1'로 표시한 위치에 하나의 격벽을 설치한 경우 시스템에서 발생하던 첫 번째 공진인 18.4 Hz의 진동은 사라졌다. 첫 번째 격벽은 3.5:6.5 정도의 비를 갖는 위치에 설치하여 18.4 Hz에 해당하는 첫 번째 공진을 제거하는 효과를 보였다. 그러나 33.5 Hz에서의 공진이 새로이 발생하였다. 이 주파수는 초기 상태의 34 Hz와는 약간의 차이는 있으나

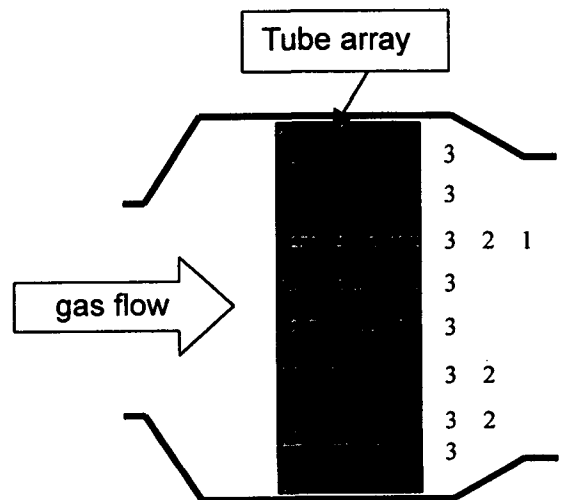


Fig. 12 Position of the baffle plates in the heat exchanger(top view)

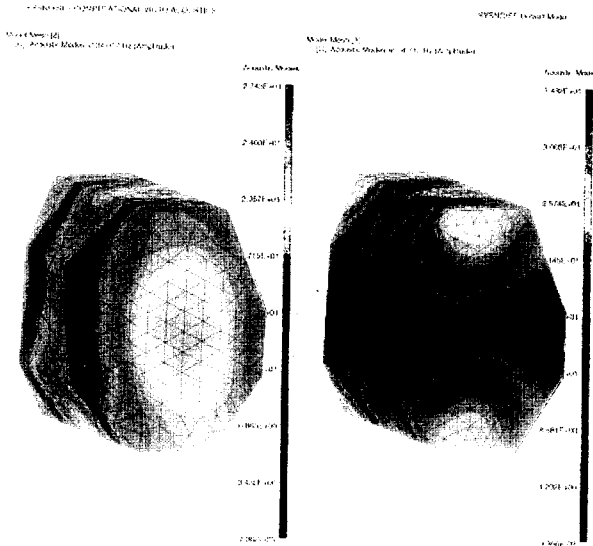


Fig. 13 Acoustic mode shapes in the heat exchanger before and after the application of single baffle plate

여전히 유동에 수직인 방향으로의 진동을 발생시켰다. 그러나 진동량은 초기 대비 1/5정도로 줄어들었다.

격벽의 효과를 파악하기 위하여 SysNoise를 이용한 음장 시뮬레이션을 수행하였다. 실내의 사이즈가 크기 때문에 관심주파수 범위내에 3차원으로의 공진 모드가 많이 있으나 시스템 진동이 발생하는 주파수에서의 모드만을 비교 분석하였으며, 이를 Fig. 13에 도시하였다. 이 그림을 보면, 34 Hz부근에서의 진동 모드는 (0, 2, 0) 모드에서 (0, 2, 1) 모드로 상승하였음을 알 수 있었다. 이 때, 그림에서 진한 색으로 나타나는 부분이 모드의 절점(nodal line)에 해당되는데, 격벽 설치 후에 이 부분의 영역이 증가하였음을 알 수 있다. 이는, 음압이 낮게 형성되는 공간이 상대적으로 증가됨을 의미하며, 일종의 감쇠 역할이 추가된 것으로 간주할 수 있다. 이 해석 결과로부터 격벽의 설치에 해당 모드의 공진 주파수를 상승시키고 동시에 음압을 낮추는 역할을 한다고 할 수 있겠다.

(2) 2차 및 최종 개선안 적용 결과

Fig. 12에 '2'와 '3'으로 표시한 위치에 격벽을 각각 3장과 8장 설치하여 시스템 진동의 경향을 실측, 분석하였다. 격벽을 설치하게 되면 격벽 사이의 거리와 관련된 파장에 해당하는 새로운 모드가 형성되므로, 이 모드를 제거하기 위해 적절한 위치에 다시 격벽을 배치하는 식으로 격벽의 수를 늘렸다.

3장의 격벽을 설치한 경우의 진동 발생 상황을 관

찰해 보면, 1차 개선안에서와 마찬가지로 첫 번째 공진 주파수는 나타나지 않았고, 두 번째 공진 주파수였던 34 Hz도 사라졌으며, 49 Hz에서의 진동이 새로이 나타났다. 그러나 진동량(root mean square; 0~200 Hz)은 배출유량 1,000,000 m³/hr일 때, 2.16 m/s²이었으며, 이 값은 동일한 배출 유량에서 1차 개선안(격벽 1장) 적용시 진동량인 9.9 m/s²의 1/5정도였다. 유량이 증가하여 최대유량인 1,100,000 m³/hr에 이르면 90 Hz 부근에서의 진동이 새로이 발생하였으며 진동량은 49 Hz 성분과 비슷한 수준이었다. 3장의 격벽을 적용하면 진동량이 초기 상태의 1/20 이하로 감소하였으므로, 공진 주파수들이 여전히 나타나더라도 탈황설비의 운전은 가능한 수준이 되었다.

음향공진 주파수를 더욱 높이기 위해서 격벽의 수를 8장으로 늘렸으며 이를 최종안으로 선정하였다. 8장의 격벽을 설치한 경우, 배출 유량이 탈황설비의 최대치 (1,100,000 m³/hr)에 이르러도 공진 현상이 전혀 발생하지 않았을 뿐 아니라 진동량의 최대치도 격벽을 3장 설치하였을 때의 1/70 이하로 떨어졌다. 이와 같이 진동량이 크게 줄어든 이유는 공진 현상이 발생하지 않았기 때문이다.

(3) 개선안 적용 결과 고찰

Table 3에는 시스템의 초기 상태와 개선안을 단계별로 적용하는 과정에서의 진동의 변화추이를 정리하였다. 먼저, Table을 보면 격벽의 수의 증가에 따

Table 3 Vibration characteristics before and after the application of baffle plates

시스템의 상태	배출유량 (m ³ /hr)	열교환기 구조물의 최대진동량 (m/s ² , r.m.s.: 0~200 Hz)	특기사항
초기상태	541,000	5.46	18.4Hz 진동 발생
	616,000	7.0	34Hz 진동 발생
	860,000	18.1	진동량 급증
1차 개선안 적용후	650,000	1.46	33.5 Hz의 진동 발생
	1,000,000	9.9	진동량 급증
2차 개선안 적용후	890,000	1.22	49.5 Hz 진동 발생
	1,000,000	2.16	-
	1,100,000	2.10	90 Hz 이상의 진동 발생
최종 개선안 적용후	1,100,000	0.028	공진 발생 안함.

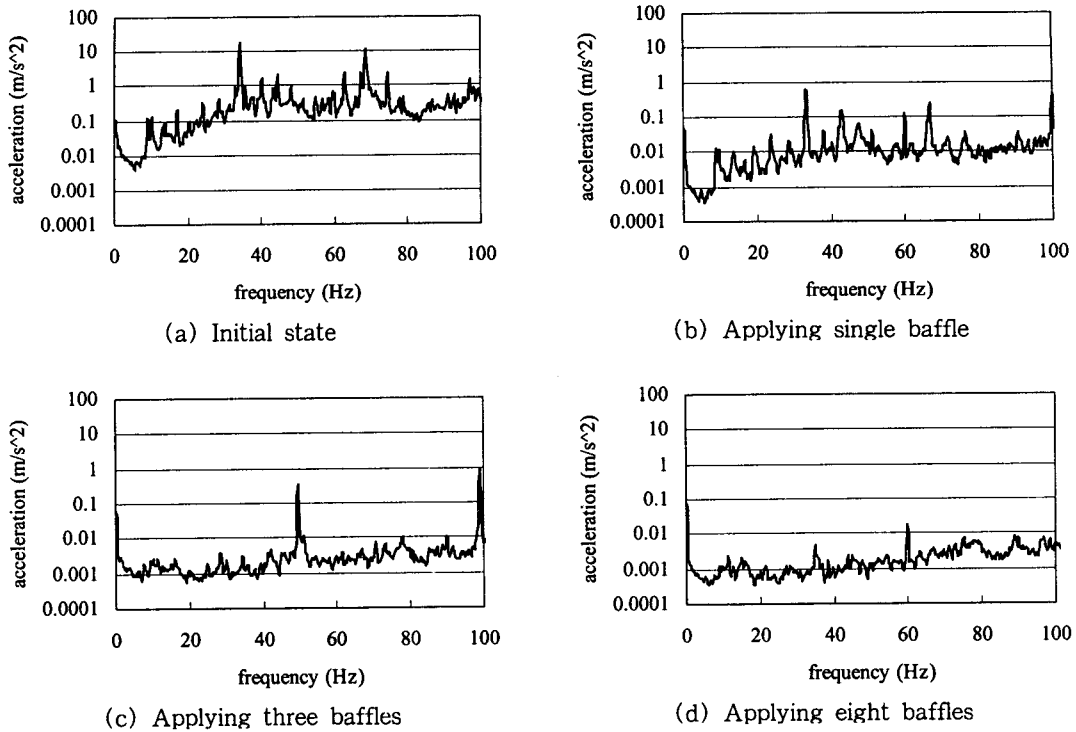


Fig. 14 Reduction of vibration on the heat exchanger wall with increasing baffle plates

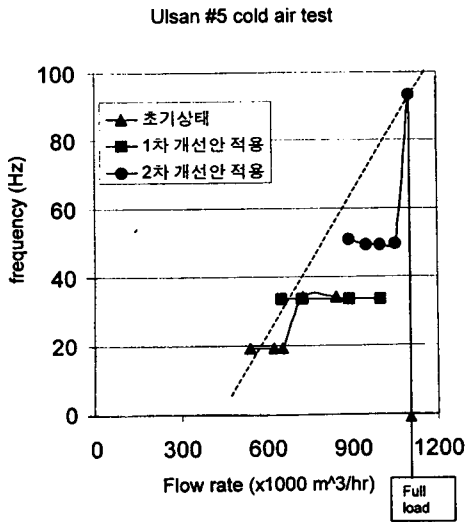


Fig. 15 Jump phenomena of the vortex-induced vibration in the desurfurization unit

라 시스템에서 발생하는 첫 번째 공진 주파수가 상승하고 진동량은 저감됨을 알 수 있다. 특히, 최종 개선안 적용 후에는 진동이 거의 발생하지 않았다.

Fig. 14에는 배출 유량이 860,000 m³/hr 인 경우를 기준으로 초기상태에서부터 최종개선안 적용까지 각 단계마다 열교환기에서 측정된 진동이 어떻게 변

화하는지를 보였다. 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.

Table 3으로부터 격벽의 수의 증가에 따른 공진 주파수의 상승 추이를 알 수 있는데, 이를 Fig. 15에 도시하였다. 이 그림으로부터 Fig. 6과 같은 와류 유발 공진현상이 실제로 발생하고 있음을 확인할 수 있다. 그림에서 점선이 와류 유발 진동의 주파수 상승 추세선을 나타내는데, 3차 개선안 적용 후에는 최대 배출량에서도 공진 현상이 발생하지 않아서 해당 데이터가 없다.

5. 결 론

본 논문은 완공을 한달여 앞둔 화력발전소의 탈황 설비에서 발생한 심각한 진동문제를 시급히 해결하기 위해 3주간 수행한 시험분석, 개선안 도출 및 문제해결 과정을 정리한 것이다. 현실적으로 발생 사

레가 드문 '와류에 의한 음향 공진 현상'에 의한 진동 발생 메카니즘을 규명하고, 음향 공진의 발생 억제를 위한 개선안을 도출, 적용함으로써 진동문제를 해결한 본 연구의 결론은 다음과 같다.

첫째, 시스템 각 구성요소의 주파수 분석을 통해, 탈황설비 진동 발생의 1차적인 원인이 열교환기 내의 파이프 주위에서 발생한 와류이고, 이 가진력이 열교환기 실내의 음향 공진을 발생시켜 구조물에 극심한 진동을 유발시켰음을 규명하였다. 특히, 유속 증가에 따른 진동 주파수의 상승 추이를 확인함으로써 시스템 진동이 와류 유발 진동(vortex-induced vibration)임을 확인하였다.

두 번째로, 진동 발생원인 규명 과정에서 구조물 진동의 직접적 원인으로 판명된 음향 공진을 억제하는 방안으로써 실내에 격벽을 설치하여 음파를 끊어 줌으로써 그 효과를 확인하였으며, 격벽의 수의 증가에 따라 실내의 음향공진 주파수가 상승함을 확인하였다.

셋째로, 열교환기 내에 8장의 격벽을 설치함으로써, 음향공진 주파수를 시스템에서 발생 가능한 최대 가진 주파수인 114 Hz 이상으로 밀어 올려서 공진 현상을 원천적으로 제거하였으며, 진동량도 초기 상태와 비교하여 피크 값과 r.m.s. 값 모두 1/1000 이하로 저감시켰다. 8장 미만의 격벽으로도 진동을 억제할 수 있을 것으로 예상되지만 시간이 촉박하여 이에 대한 시도는 하지 못했다.

추가로, 본 연구에서 도출된 개선안은 해당 발전기 외에도, 동시에 공사가 진행되던 발전소 내의 다른 2기의 탈황설비에도 동일하게 적용하여 진동문제를 해결할 수 있었다.

후 기

화력발전소 탈황설비 진동문제 해결과정에서 조언을 해준 ABB사의 Mr. Odenwald, Chiyoda사의 Mr. Izuchi에게 감사드리고, 시험 및 개선안 적용과정에서 많은 도움을 주신 (주)대우-건설 플랜트 사업부 임직원 여러분과 울산화력발전소의 (주)한전 및 한전 기공 관계자들에게 감사의 뜻을 표합니다.

참 고 문 헌

- (1) Blevins, R. D., 1994, Flow-Induced Vibration, Krieger Publishing Company.
- (2) Hargedon, P., 1982, "On the Computation of Damped Wind-Excited Vibrations of Overhead Transmission Lines," Journal of Sound and Vibration, Vol. 83, pp. 253~271.
- (3) Unal, M. F. and Rockwell, D., 1987, "On Vortex Formation from a Cylinder, Control by Splitter Plate Interface," Journal of Fluid Mechanics, Vol. 190, pp. 513~529.
- (4) Durgin, W. W., March, P. A. and Lefebvre, P. J., 1980, "Lower Mode Response of Circular Cylinder in Cross Flow," Journal of Fluids Engineering, Vol. 102, pp. 183~189.
- (5) Harris ed., C. M., 1988, Shock and Vibration Handbook, 3rd ed., McGraw-Hill Book Company, (Ch.29).
- (6) Norton, M. P., 1989, Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers, Cambridge University Press, (Ch.7).