

## 소각장과 펌프의 이상소음 제어

°주원호\* · 박진화\* · 배종국\* · 정균양\*

### A Noise Control of the Incineration Plant and the Pump

W.H.JOO, J.H.PARK, J.G.BAE, K.Y.CHUNG

#### Abstract

A severe noise in industrial field can be sometimes generated from unexpected installation error and misunderstanding of industrial machinery. To solve the noise problem, the diagnostic tool is generally applied to identify the noise source and to detect the fault of machinery. And then, the suitable control countermeasure corresponding to the diagnostic results is presented. In this paper, two control cases on noise problem of the Incineration Plant and the Pump are introduced.

#### 1. 서론

산업현장에서의 소음문제는 고객의 소음에 대한 관심도 증대와 소음규제치의 강화로 인하여 설계 단계에서부터 고려됨에 따라 그 발생 추이가 감소되는 경향이다. 그러나, 아직도 산업현장에서는 설계 단계에서 고려하지 못한 변수 즉, 설계사양에 부적합한 부품 입고 및 설치오차 등에 의해 종종 소음문제가 발생하는 경우가 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해서는 적절한 설계를 포함하여 발생에 기여할 수 있는 모든 상황을 물리적 원리, 엔지니어의 공학적인 센스 및 경험, 적용가능한 이론 등을 바탕으로 접근하여야 된다. 즉, 사고 이력 수집과 계측결과로부터 문제의 현상을 파악하고, 이론에 근거하여 원인규명과 관련 해결책을 제시하며, 최종적으로 소음문제를 해결하는 수순이다. 문제의 소음은 폐기물 처리시설인 소각장내에 설치된 I.D.FAN(Induced Draft Fan)에서 발생한 이상소음과 원자력발전소용 CCWP(Condenser Circulating

Water Pump)의 축계 상부 스러스트 베어링(thrust bearing)에서 발생한 이상소음으로, 전자는 팬(fan)에서 발생한 소음이 팬 주위는 물론이고, 굴뚝을 통하여 산 너머 인접마을까지 전파되어 소음민원이 발생한 경우이고, 후자의 경우는 이상소음의 발생으로 공사가 완료되지 못하고 지연되고 있는 상태였다. 이 보고서에서는 앞서 언급한 해결과정을 적용하여 해결된 소각장과 펌프의 이상소음에 대한 소음제어 사례를 소개하고자 한다.

#### 2. 소각장내의 I. D. FAN 소음의 제어

폐기물 처리시설인 소각동(설치위치는 Fig. 1 참조) 내의 I. D. Fan이 가동할 경우, 팬(fan) 주위(98 dB)와 소각장옆 산 너머의 인접 주택가(72 dB)에서 상당히 높은 이상소음이 발생하였으며 계측된 소음수준은 사양서에 언급된 허용치(팬 주위 : 90 dB, 마을 : 50 dB)를 초과하였다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 폐기물을 태운 후 발생한 배기가스는

\* 현대중공업(주) 선박해양연구소

팬에 의해 굴뚝으로 배출되게 되는데 이때, 소각장 내에서 발생한 소음이 팬주위는 물론이고 굴뚝을 통하여 산 너머 인접마을까지 전파되어 민원이 발생하였다. 따라서 현장 계측과 분석을 통해 발생한 이상소음의 원인을 규명한 결과 팬 자체에 문제가 있어 소음이 발생한 것으로 판명되었으며, 가장 현실적인 소음저감책으로 팬과 굴뚝의 연결부위에 소음기를 설치하여 소음을 저감시킬 수 있었다.

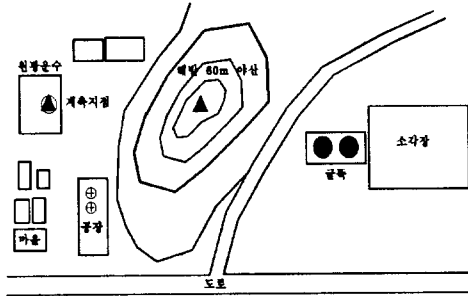


Fig. 1 소각장과 인접 주택가의 배치도

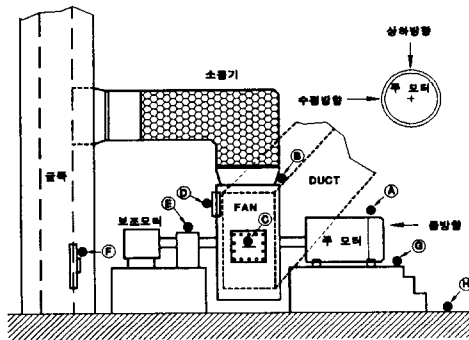


Fig. 2 출구측에 소음기가 설치된 소각설비의 I. D. FAN(해결전: 소음기대신에 일반 덕트가 적용)

## 2.1 소음특성 및 원인 규명

소음의 특성을 파악하기 위하여 팬 회전속도 1800 rpm에서 팬, 굴뚝, 인근마을에서 공기음을 계측하여 옥타브 분석을 행하였으며 팬 주위의 구조물에서

서 진동을 계측하였다.

Fig. 3과 Fig. 4는 방음대책전의 팬과 인근마을에서의 공기음수준을, Fig. 5에서는 팬 케이싱에서 계측된 진동의 주파수분석 결과를 보여주고 있다.

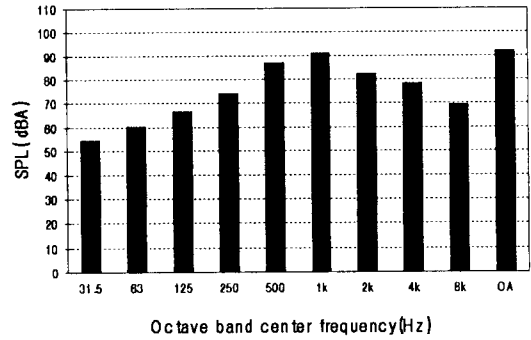


Fig. 3 팬(Fan)에서의 소음수준

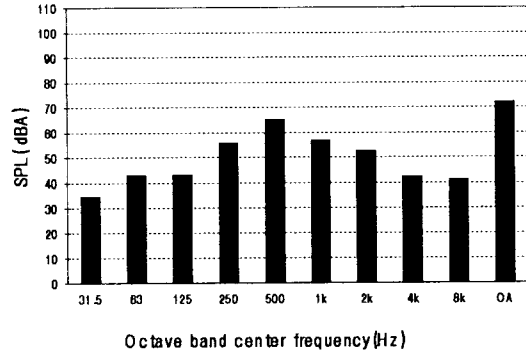


Fig. 4 인근마을에서의 소음수준

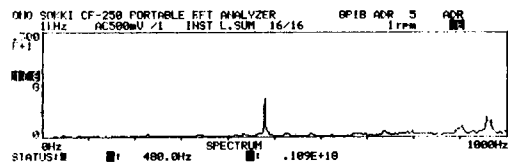


Fig. 5 팬 케이싱에서의 진동수준

계측결과에 의하면 모든 계측점에서 500 Hz와 1000 Hz 성분의 소음이 가장 높은 것으로 나타났고, 특히 마을에서의 소음은 500 Hz 성분이 가장 지배적이었다. 또한 팬 주위 구조물에서 계측된 진

동의 주파수 성분도 480 Hz와 960 Hz가 지배적이었다. 이는 팬의 날개주파수(blade passing frequency) 1차 (회전수 1800 × 날개수 16 = 480 Hz)와 2차성분과 대응하고 있어 1차적으로 소음원이 I. D. FAN임을 확인할 수 있었다. 그외의 소음원으로서 팬 케이싱에서의 팬 날개주파수 성분에 의한 공진으로부터 방사된 소음의 기여분과 연돌에서의 음향학적 모드에 의한 소음증폭 효과도 고려되었으나, 전자의 경우는 그 정상적인 추면을 예측하기 어려웠으나, 차후 저감대책 실시과정에서 그 효과를 파악할 수 있었다. 또한 후자는 연돌의 길이효과에 의해 그 영향은 무시할 수 있는 수준이었다. 또한 산너머의 인접 마을로의 소음전파도 강제로 작용하는 굴뚝의 정부를 통해 이루어지고 있음을 확인할 수 있었다.

## 2.2 소음저감방안

계측 결과로부터 I. D. Fan에서 직접 방사되는 소음이 주 소음원으로 작용하고 있는 것으로 판정되었다. 본 대상계의 팬과 같은 원심팬은 날개주파수 성분을 갖는 소음성분이 주 소음원으로 작용한다. 이러한 소음원은 임펠러의 기하학적인 형상에 의해 결정되는 홀극(monopole) 음원과 주위 경계면과 스크롤 컷-오프(scroll cut off)위치에서의 압력변동에 의한 이중극(dipole)음원에 의해 지배된다. 특히 후자가 전자보다 소음원으로서의 기여도가 일반적으로 크게 작용하며, 주위 케이싱의 진동을 유발시키는 기진력으로도 작용하는 것으로 파악되고 있다. 이에 따라 소음저감책으로서 임펠러의 끝단과 덕트의 토출부의 간격 조정을 실시하였으나, 팬 케이싱에서의 진동수준은 감소하였으나, 소음수준은 거의 변화가 없었다. 이 결과로부터 팬의 방사 소음은 홀극음원에 의해 지배되고 있음을 간접적으로 추론할 수 있다. 이러한 홀극음원에 의한 소음을 감소시키기 위해서는 임펠러의 형상변경이나 팬 자체의 교체가 요구되나, 현실적으로 불가능하다. 따라서 2차적으로 Table 1과 같이 여러대책이 제시되어 순차적으로 적용되었으며, 최종적으로 굴뚝과 팬의 연결부위에 소음기(Fig. 2)를 설치하여 Fig. 6에서 보는 바와 같이 마을 소음을 현저히 줄일 수 있었다.

따라서 일련의 소음제어과정을 통해 본 소각장의

이상소음문제는 사양서에 제시된 팬 자체소음(87 dB)보다 높은 I.D.Fan(97 dB)의 입고로 인하여 발생한 것으로 판단된다.

Table 1 소음저감책

소음저감책	적용여부	결과
임펠러 끝단과 덕트의 토출부의 간격조정	적용	소음원 10dB 감소를 예상했으나 효과 없음
팬 주위에 흡음재 부착	적용	효과 없음
굴뚝 정부에 엘보우 설치	미적용	현실적으로 설치 불가능
팬 토출부에 소음기 설치	적용	소음 수준 허용치 만족

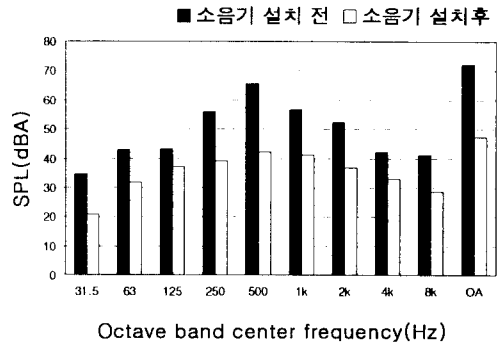


Fig. 6 소음기 설치 전후의 인근마을에서의 소음수준

## 3. CCWP(Condenser Circulating Water Pump)의 이상소음 제어

동종의 CCWP(Condenser Circulating Water Pump, Fig. 7참조) 2 대가 특정 원자력발전소에 설치되어 있는데, 그 중 한 펌프가 축계 상부 스러스트베어링(thrust bearing)에서 이상소음이 발생하여 공사가 지연되고 있었으며, 현장에서는 문제를 해결하고자 다양한 방법을 검토하였다. 이때, 대상 펌프의 이상소음 현상을 간략히 정리하면 다음과 같다.

(a) 이상소음은 펌프 기동후 3 ~ 4 시간이 경과하면 서서히 발생하고, 축의 한 회전당 1회 또는

2회 연속적으로 망치로 두드리는 소리와 유사함.

- (b) 펌프를 정지시킨후 바로 재가동하면 소음은 기동 즉시 발생하는 것이 아니라 3 ~ 4 시간이 경과한 후 발생.
- (c) 이를 해결하고자 현장에서 상부 베어링을 분해 및 교체하였으나 펌프 재가동후 9시간만에 소음이 발생하였으며, 다시 기동을 할 경우 소음 발생에 소요되는 시간은 갈수록 줄어듬.

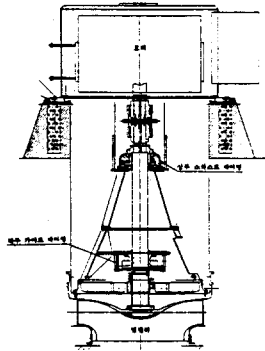


Fig. 7 CCWP의 개략도

또한 현장부서에서는 Table 2와 같이 소음 및 축진동을 계측하여 이상소음이 축 또는 임펠러의 기계적 불평형에서 기인된 것으로 판단하여 당 연구소에 현장 평형잡이를 요청하였다.

Table 2 CCWP의 진동소음 수준

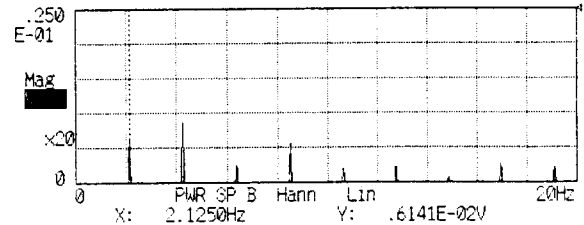
펌프 분류	계측종류	진폭	주파수 (Hz)	진폭	주파수 (Hz)	
문제 의 펌프	소음 (0-50Hz,dB)	81.5	5.5	74.4	49.25	
	축진동 ( $\mu m$ )	휘둘림	100.0	2.125	23.0	4.25
		축방향	39.0	2.125	32.0	4.25
정상 작동 펌프	소음 (0-50Hz,dB)	69.7	5.375	70.8	49.25	
	축진동 ( $\mu m$ )	휘둘림	28.5	2.125	4.0	4.25
		축방향	7.0	2.125	6.0	4.25

그러나 축진동 계측결과를 자세히 살펴보면 축 회

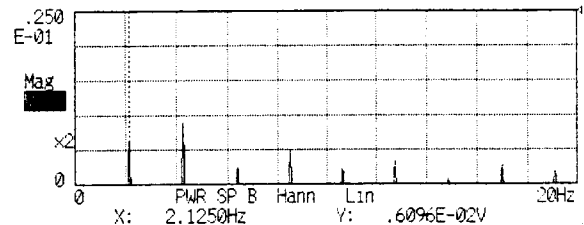
전수의 1차성분이 휘둘림방향뿐만 아니라 축방향으로도 크게 나타남을 알 수 있다. 이는 단지 불평형문제가 아닌 축의 초기 및 열적 굽힘 또는 각정렬불량(angular misalignment)이 존재할 경우에 발생하는 현상이다. 따라서, 상기 이상소음의 원인을 보다 면밀히 검토하기 위하여 4개의 비접촉 변위센서를 상·하부 베어링 윗쪽 축에 설치하고, 펌프 기동시부터 30분 내지 1시간 간격으로 축진동 변위 및 위상의 현장 진동계측을 수행하였다.

### 3.1 원인분석

펌프 기동시와 이상소음이 본격적으로 발생하기 시작하는 5시간 경과후의 축진동 결과를 Fig. 8과 Table 3에 나타내었다. 이로부터 5시간 펌프 구동후의 경우가 기동시보다 상부베어링에서는 축진동 진폭이 약간 증가하고, 하부베어링에서의 축진동 진폭은 거의 일정하게 유지되고 있음을 알 수 있었으며, 이외에 두 경우 모두 잡음없이 규칙적으로 반복되는 시간신호와 스펙트럼상에 축 회전수의 하아모닉 성분들을 보여주고 있다.



(a) 기동시



(b) 구동 5시간 후

Fig. 8 펌프 기동 및 구동 5시간후의 축진동(Y방향)

Table 3 축진동 변위

( $\mu\text{m}_p$ )

계측조건		기동시	5시간 경과
계측위치			
상부 스톱스트	X	69.4	77.0
베어링 위	Y	142.8	146.0
하부 가이드	X	38.5	37.5
베어링 위	Y	32.5	32.9

이는 커플링에서 축의 각(angular) 및 오프셋(offset) 정렬불량(misalignment)에 의해 야기되며, 특히 Y 방향의 신호에서 축 회전수의 1차성분보다 2차성분이 크게 나타나므로 오프셋 정렬불량 성분이 크게 작용하고 있는 것으로 판단되었다. 그러나 상기와 같이 도출된 축의 정렬불량이 펌프 스톱스트 베어링에서 발생하는 이상소음의 근본원인으로 추론하기는 미흡하였다. 만약 이것이 근본원인이라고 가정하면 앞서 기술한 펌프 이상소음 발생 양상 (a), (b)에 위배되기 때문이다. 즉, 축의 정렬불량에 기인한 과도진동에 의해 발생하는 소음이라면 펌프를 초기 구동시 또는 재가동시 초기부터 소음이 발생해야 되기 때문이다.

따라서 이상소음 발생원인을 구체적으로 추적하기 위하여 펌프 기동시부터 소음 발생 시간까지 약 30분 내지 1시간 간격으로 상·하부 계측점에서의 진폭비와 위상차를 구하였다. 이중 Y방향에서 축 회전수의 1차성분에 대한 것을 Table 4에 나타내었다. 이를 살펴보면, 시간이 경과하면 할수록 진폭비는 증가하고, 위상차는 감소하고 있음을 알 수 있다. 이는 축의 금속부분과 베어링이 접촉하여 마모(wearing)가 존재할 경우 나타나는 현상이다. 이상으로부터 앞서 기술한 이상소음 현상에 대한 원인규명이 가능하게 되었다. 즉, 초기 혼합(angular + offset) 정렬불량(misalignment)에 의해 축 중심이 과도하게 편심되고, 이에 하부베어링 위치에서 축과 베어링의 금속접촉(white metal touching)에 의한 마모가 진행되어 일정시간 이상이 되면 상부 스톱스트 베어링에서 과도 휘돌림 진동에 의해 이상소음이 발생하는 것으로 판단된다.

### 3.2 대책수립

앞서 언급한 이상소음 원인에 근거하여 현장에서

Table 4 축의 상하 계측점에서의 진폭비 및 위상차(축회전수 성분: 2.125 Hz)

구동시간	진폭비	위상차(deg.)
기동시	1.58	-122.9
1시간	1.94	-122.2
2시간	2.03	-118.9
3시간	2.07	-118.0
4시간	2.07	-116.8
5시간	2.08	-116.5

다음과 같은 처방을 하였다.

- 모터와 펌프사이의 정렬(alignment) 교정
- 하부 가이드 베어링에서의 축의 센터링(centering)

상기와 같은 정비후 더 이상 이상소음이 발생하지 않았고, Fig. 9에 보인 바와 같이 수리중 하부 베어링 주위에 금속접촉(metal touching) 즉, 마모에 의해 발생된 칩(chip)이 존재하였음을 발견하였다.



Fig. 9 하부 가이드 베어링에서 마모에 의해 발생 한 칩(chip)

정비후 펌프 축계의 축진동 양상의 변화를 파악하기 위해 재계측을 실시하였다. 정비후에 여전히 혼합 정렬불량이 존재하나, 진동진폭은 Table 5에 보

는 바와 같이 감소하였다. 또한 이상소음 발생과 직접 연관이 있는 정비전후의 시간 경과에 따른 진동진폭의 변화를 살펴보기 위해 계측초기와 1시간 경과후의 결과를 Table 6에 나타내었다. 정비하기전에는 상당한 진폭증가가 초래되었으나, 현재는 거의 변화가 없는 것으로 나타났다.

12-R204

2. 주원호, "월성 원자력 발전소 2호기용 CCWP(Condenser Circulating Water Pump)의 이상소음 원인조사", 1997 선박해양연구소 보고서 HMRI-97-06-R092

Table 5 정비전후 축진동 변위 비교  
( $\mu m_{p-p}$ )

계측조건		정비전 (기동후 5시간 경과)	정비후 (20일 경과)
계측위치 상부 스리스트 베어링	X	77.0	66.2
	Y	146.0	91.6

Table 6 1시간 경과전후의 진폭(mv)변화

조건	계측방향	계측 초기	1시간 후
정비 전	X	13.8	14.1
	Y	6.8	7.3
정비 후	X	8.5	8.5
	Y	5.7	5.7

#### 4. 결론

산업현장의 소음문제는 실무자가 설치장비에 대한 명확한 이해를 가지고 공사에 임할 경우 소음문제를 손쉽게 미연에 방지할 수 있음을 두 제어사례를 통해 알 수 있었다. 또한 이러한 소음문제를 보다 정확하게 해결하기 위해서는 사고 이력 수집과 계측으로부터 문제의 현상을 파악하고, 이론에 근거하여 원인규명과 관련 해결책을 제시하는 진단 기법(diagnostic tool)이 필요함을 다시 확인할 수 있었다.

#### 참고문헌

1. 김종수, 박진화, "성남 소각설비 FAN 이상소음 계측", 1997 선박해양연구소 보고서 HMRI-97-