

가스히터의 소음 진동 원인 분석

A cause analysis of Noise & Vibration of Gas Heater

고재필†·유현석*

Koh, Jaepil and You, Hyunseok

Key Words : 연소음(Combustion roar), 연소진동음(Combustion oscillation), 공명(Resonance)

ABSTRACT

가스히터의 연소로부터 발생하는 소음 및 진동의 주원인은 연소소음(combustion roar)과 연소진동음(combustion oscillation)이다. 연소음의 특징은 음압이 넓은 주파수대에 걸쳐 비교적 일정하게 분포하고 있다. 본 논문에서 언급하고 있는 가스히터 초기 조건에서 볼 수 있는 상황으로 소음 레벨이 낮고 진동 문제도 발생하지 않는다. 반면 연소진동음은 연소실내 기체의 고유진동수에 대하여 버너계가 Positive Feedback을 일으켜 공진할 때 발생하는 소음 및 진동이다. 연소진동의 발생 원인은 앞서 지적한 바와 같이, 연소할 때의 연소 진동수와 연소실의 구조적 고유진동수가 일치하면 큰 진동 및 소음을 발생시킨다. 따라서 소음 및 진동을 해결 할 수 있는 방법은 두 개의 고유진동수가 일치하지 않도록 하는 방법을 강구하여야 한다. 첫 번째 방법으로는 버너에서 연료와 공기량의 비율을 변화 시켜 진동수를 변화 시키거나, 연료와 공기의 통로길이, 연소실내에서의 연료와 공기의 혼합속도를 변화 시키는 방법이 있다. 두 번째 방법으로, 연소실의 고유진동수를 변화 시키는 방법으로 연소실의 길이나 덕트의 길이를 변경시켜 고유진동수의 주파수를 변경시키는 방법이다. 본 논문에서는 연소실의 조건을 변경하여 공명을 회피하는 방법을 채택하였고, 좋은 결과를 얻을 수 있었다.

1. 서론

한국가스공사의 공급관리소에는 천연가스의 온도 보상을 위하여 가스히터가 설치되어 있다. 가스의 온도를 보상하는 이유는 주배관 으로부터 공급되는 천연가스를 각 도시가스 또는 발전소로 보내기 위해서는 정압기를 통하여 압력을 낮추었을 때 가스의 온도가 급격하게 낮아진다. 통상 joule-thomson 효과에 의하여 가스 압력 0.1MPa 감압 시, 약 0.56℃ 강하되므로 정압기 입구에 들어가는 가스 온도를 사전에 미리 보상차원에서 고온으로 올려놓아야 한다. 따라서 정압기를 통과하는 고압의 가스온도는 가열된 가스가 통과 한 후 정압기 후단은 0℃ 이상의 온도를 유지한다. 이러한 중요한 설비인 가스히터에서 소음 및 진동이 심하게 발생하여 이에 대한 원인을 분석하고자 하였다. 가스히터의 연소로부터 발생하는 소음 및

진동의 주원인은 연소음(combustion roar)과 연소진동음(combustion oscillation)이다. 연소음은 난류연소에 있어서 국소적인 연소량이 급격하고도 불규칙하게 변동하여 압력변동이 생기기 때문에 발생한다. 연소음의 특징은 음압이 넓은 주파수대에 걸쳐 비교적 일정하게 분포하고 있다. 본 논문에서 언급하고 있는 가스히터 초기 조건에서 볼 수 있는 상황으로 소음레벨이 낮고 진동 문제도 발생하지 않는다. 반면 연소진동음은 연소실내 기체의 고유진동수에 대하여 버너계가 Positive Feedback을 일으켜 공진할 때 발생하는 소음 및 진동이다. 이 연소진동음의 특징은 일정높이의 음이 계속하여 발생하는 것이다. 연소진동음은 어느 조건이 되면 급격히 큰 음을 발생한다. 이 조건이란 연소량과 공기량의 변화에 따라서 발생한다. 연소진동의 발생 원인은 앞서 지적한 바와 같이, 연소할 때의 연소 진동수와 연소실의 구조적 고유진동수가 일치하면 큰 진동 및 소음을 발생시킨다. 따라서 소음 및 진동을 해결 할 수 있는 방법

은 두 개의 고유진동수가 일치하지 않도록 하는 방법을 강구하여야 한다. 첫 번째 방법으로는 버너에서 연료와 공기량의 비율을 변화 시켜 진동수를 변화 시키거나, 연료와 공기의 통로길이, 연소실내에서의 연료와 공기의 혼합속도를 변화 시키는 방법이 있다. 두 번째 방법으로, 연소실의 고유진동수를 변화 시키는 방법으로 연소실의 길이나 덕트의 길이를 변경시켜 고유진동수의 주파수를 변경시키는 방법이다. 본 논문에서는 연소실의 조건을 변경하여 공명을 회피하는 방법을 채택하였고, 좋은 결과를 얻을 수 있었다.

2. 본 론

2.1 가스히터 소음진동 측정

소음진동이 발생하고 있는 가스히터의 상태를 파악하기 위하여 아래와 같은 운전조건에서의 소음진동을 측정하였다. 가스히터의 소음진동의 경우 부하량에 따라 많은 차이가 나기 때문에 부하량을 표 2와 같이, 조건을 바꾸어 가며 측정을 실시하였다. 측정 장비는 표 3과 같다.

표 1 측정대상 가스히터 규격

용량 (Ton/h)	가스유량 (Nm ³ /h)	운전압력 (Kgf/cm ²)	연료소모량 (Nm ³ /h)	배기가스온도 (℃)
122	364	70	364	130 ~ 200

운전조건 부하에서 35% 이상에 대해서는 소음진동이 너무 크게 발생했기 때문에 더 이상의 부하 조건에서는 측정을 실시 할 수 없었다.

표 2 측정조건

운전부하 (%)	공급 연료량 (Nm ³ /h)	송풍기 개도율 (%)
21	74.6	0
24	86.3	10
35	128.5	25

소음진동을 측정하기 위하여, 그림1 과 같이 가속도센서(빨간색) 및 마이크로폰(파란색)을 각각 2 개씩 설치하였고, 가속도 센서의 경우 가스히터의 Smoke Tube 부분과 Economizer Tube부분의 진동을

측정할 수 있게 설치하였다. 마이크로폰은 Gas Burner 부분과 가스히터 전체 소음의 특성을 측정할 수 있는 위치에 설치하였다. 가속도 센서와 마이크로폰을 동시에 설치한 이유는 진동 특성이 소음에 의한 것인지와 이때의 진동 값이 구조물에 어느 정도 영향을 주는 지를 평가하고자 함이었다.

표 3 소음 및 진동 측정 장비 및 센서

기자재	주요사양
FFT Analyzer	B&K Pulse 8 ch Time Capture, frequency analysis
Microphone	B&K max 25.4kHz sensitivity 50mV/Pa
Accelerometer	B&K sensitivity 9.86 mV/ms ⁻²

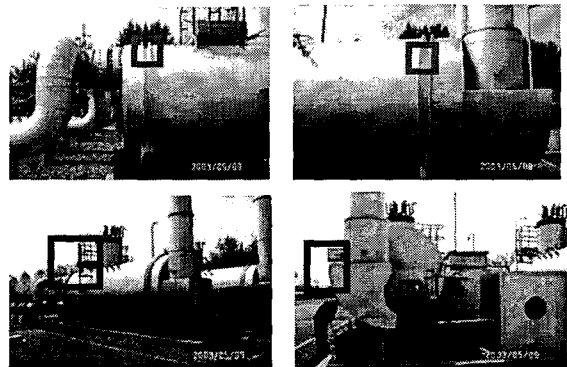


그림 1 가속도계 및 마이크로폰 설치 위치

2.2 소음진동 분석

진동 및 소음의 주파수대역은 최초 0Hz ~ 6.4kHz 까지 측정하여 관찰하였으나 문제가 발생하는 주파수 대역은 이 보다 훨씬 낮은 주파수대역이었으므로, 실제 관심영역의 주파수대역인 32Hz ~ 100Hz 로 축소하여 분석하였다. 데이터 측정 구간은 가스버너의 부하에 따라서 실시하였고, 가스버너 최대 부하의 35%까지의 소음 및 진동에 대하여 측정하였다. 다음 그림은 각각의 부하에서 진동 및 소음의 Time Data와 주파수 분석 및 소음의 경우 1/3 Octave 분석 그래프를 나타내고 있다

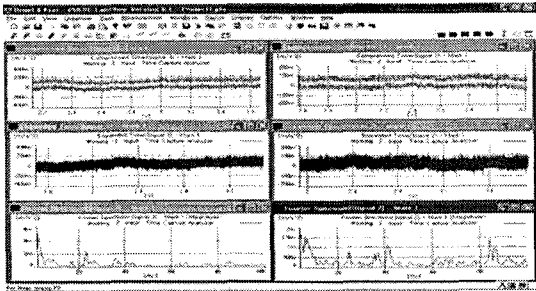


그림 1 운전 부하 21% 일 때 진동

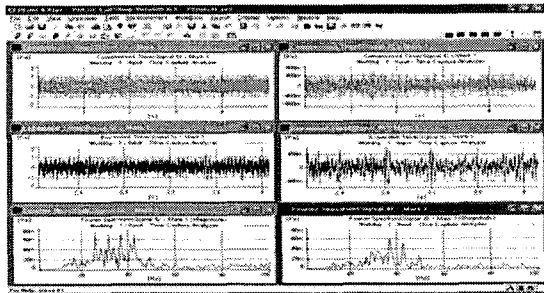


그림 2 운전 부하 21% 일 때 소음

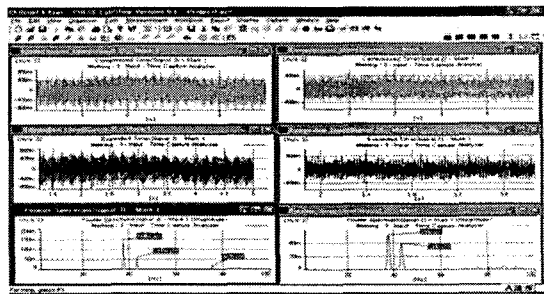


그림 3 운전 부하 24% 일 때 진동

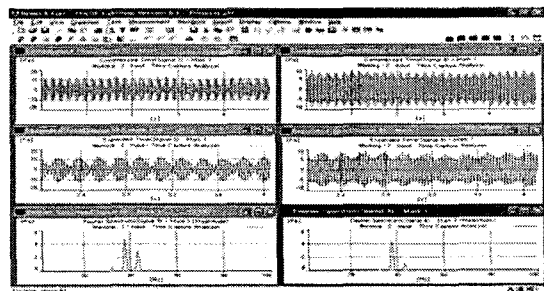


그림 4 운전 부하 24% 일 때 소음

진동 소음이 문제가 되지 않을 때에는 그림 1, 2에서와 같이 특정 주파수가 없는 white band를 갖는 특징을 갖고 있으며 소음과 진동도 크지 않음을 알 수 있다. 그림 3, 4의 24% 운전부하에서는 38, 43 Hz의 성분이 나타나면서 맥놀이(beatting) 현상이 발생하고, 소음 진동이 커졌다. 이 때 두 주파수 중 하나는 연소통로의 공진주파수이며 나

머지 다른 하나는 버너 연소 시 발생하는 주파수로 파악된다. 이 때, 어느 것이 정확하게 버너연소 주파수 인지는 확인할 수 없다. 이러한 맥놀이 현상은 버너연소에 의한 가진 진동수와 연소통로의 고유진동수가 근접한 값을 가질 때 발생하는 것으로 판단된다.

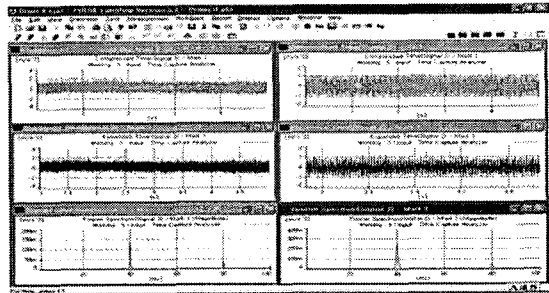


그림 5 운전 부하 35% 일 때 진동

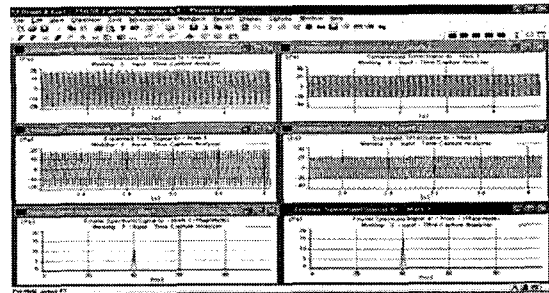


그림 6 운전 부하 35% 일 때 소음

그림 5, 6에서는 연소통로 고유진동수와 버너 연소 진동수가 일치하여 공진이 발생하였고, 소음 진동도 커짐을 알 수 있다. 이러한 데이터 분석을 통해서 연소통로의 공진주파수는 40Hz 부근일 것으로 판단된다.

표 4 각 부하별 주요주파수와 소음도 및 가속도

부하별 (%)	주파수 (Hz)	소음도 (dB)	평균가속도 (m/s ²)	비고
21	없음	78	0.043	
24	38, 43	108	0.121	맥놀이 발생
35	40	118	0.371	공명

2.3 소음진동 원인분석

가스터에서 발생 하는 소음은 앞서서도 기술하였듯이 연소음과 연소진동에 의해서 발생한다. 이 때 소음과 진동이 커지는 원인은 연소음의 주파수와 연소통로의 공진주파수가 일치하여 공진이

발생했을 경우이다. 따라서 연소통로의 공진주파수를 계산해 보면 다음과 같다.

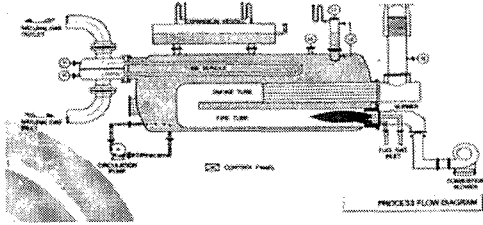


그림 7 가스히터 개략도

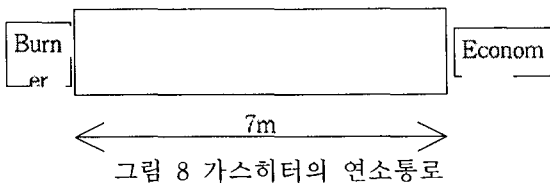


그림 8 가스히터의 연소통로

그림 7과 8에서와 같이 연소통로를 기본으로 하고 economizer 끝단의 경계조건은 버너 부하에 따라 달라지는 것으로 하는 배관으로 간주하여 공진 주파수를 계산해 보면

1) 끝단이 닫힌 경우

$$f = 2nC/4L \quad (1)$$

여기에서 C : 음속, L: 관길이, n은 차수를 나타낸다. 음속 C는 다음 식과 같고

$$(\gamma RT)^{1/2} = (1.33 \times (8314.3/28) \times 873)^{1/2} =$$

587m/s

연소통로내 온도를 평균값을 취하여 600℃ 로 하였다. 식 (1)에서 끝단이 닫힌 경우의 1차 고유진동수는 42 Hz 이다.

2) 끝단이 열린 경우

끝단이 열린 경우의 공진주파수 식은 다음과 같다.

$$f = (2n - 1)C/4L \quad (2)$$

위에서와 같이 계산하면 1차공진주파수는 21Hz, 2차공진주파수 63Hz임을 알 수 있다. 식 (1),(2)에서 연소통로내 온도 및 끝단의 열림정도에 따라서 공진 주파수는 변함을 알 수 있다. 또한, 가스히터 연소통로의 공진주파수는 연소 부하 정도에 의해서도 변한다. 이것은 실제 소음측정 데이터에서도 공진주파수가 부하에 따라 변하고 있음을 관찰할 수 있다.

2.4 소음 진동 저감 방안

연소진동음에 의한 소음 및 진동을 회피하기 위해서는 연소버너에서 발생하는 주파수를 변경 시키거나 연소실의 고유진동수를 바꿈으로써 공명을 피하면 된다. 연소버너의 주파수를 변경하기 위해서는 연료 대 공기 혼합비를 바꾸면 가능하다. 연소실 고유진동수를 바꾸기 위해서는 연소실 내에 칸막이를 설치하거나 연소실 출구를 변경함으로써 변화가 가능하다. 이러한 여러 방법 중에서 가스히터의 열효율을 떨어뜨리지 않고 구조변경이 가능한 방법은 연소실 출구의 형태 변경을 선택할 수 있다. 방화관리소 가스히터의 연소실 출구는 단면적비는 크나, 각각의 tube 직경이 너무 작아 연소가스의 방출이 원활하지 못함으로 해서 결과적으로 연소실 출구가 닫힌 형태로 공진주파수가 연소주파수와 근접하는 상황이 발생하였다. 앞에서도 언급했듯이 출구의 개방이 크면 클수록 공진주파수가 낮아져 공진 회피가 가능할 것으로 판단된다. 또한 연소통로 길이를 길게 하면, 연소통로 고유진동수를 낮출 수 있어 공명을 회피할 수 있다. 같은 조건하에서 연소통로가 1m 길어지면 고유진동수는 약 6Hz 정도 낮아진다. 가스히터의 소음 및 진동을 개선하고자 이코노마이저 튜브의 직경 및 연소통로 길이를 다음과 같이 변경하고 이에 대한 결과를 측정하였다.

표 6 가스히터 구조개선

	연소통로길이	튜브직경	단면적비(%)
개선 전	6	0.025	59
개선 후	7	0.076	69

2.5 개선 결과

개선 전후의 진동 소음 측정결과를 분석해 보면 진동 값이 상당히 작아졌음을 알 수 있고, 개선 전 예측했던 바와 같이 가스히터 연소실의 고유진동수가 34 Hz로 변화하였음을 알 수 있다. 따라서 위와 같은 방법으로 가스히터 연소소음에 의한 진동 및 소음 문제를 해결 할 수 있음을 확인하였다.

표 7 개선 전 후 소음도 및 가속도

	주요주파수 (Hz)	소음도 (dB)	평균가속도 (m/s ²)	비고
개선 전	40	118	0.371	
개선 후	34	88	0.018	1/20로 감소

표 7에서 보는 바와 같이 연소통로의 공진주파수가 40 Hz에서 34 Hz로 바뀐 것을 알 수 있고, 공진회피로 인하여 진동과 소음이 대폭 감소했음을 알 수 있다.

3. 결 론

가스히터의 진동 소음이 크게 발생하여, 원인 및 감소 방안을 찾기 위하여 진동과 소음을 동시에 측정하여 공명에 의한 것으로 확인하였다. 또한 해결책으로 연소진동에 의한 공진을 회피하기 위하여 연소통로의 길이와 이코노마이저의 튜브 직경을 변경하여 진동과 소음을 크게 감소시킬 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) LAWRENCE E. KINSLER and AUSTIN R. FREY ALAN B. COPPENS JAME V. SANDERS., 1980, fundamentals of acoustics, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (2) Brul & Kjaer Ltd, Frequency analysis, 1992, Brul & Kjaer Ltd
- (3) P. LOGAN, J. W. LEE, L. M. LEE, and A. R. KARAGOZIAN "Acoustics of Low-Speed Dump Combustor" COMBUSTION AND FLAME 84:93-109(1991)
- (4) 한국가스공사 "고효율 천연가스 보일러 기술개발연구(II)" 1990. 12