

# 열공급 보일러 배가스 열교환기 덕트에서 발생하는 과도 소음 현상

\*김연환\*, 구재량\*, 배용채\*, 이현\*, 김성휘\*

## Flow-Induced Noise and Vibration Due to von Karman Streets in Tube-Bank Ducts of Gas Air Heat Exchangers

Yeon-Whan Kim, Jae-Rayng Goo, Yong-Chae Bae, Hyun Lee, Sung-Hwi Kim

### ABSTRACT

When a flow passes a series of parallel ones, vortexes will be formed in the wake after the cylinder. This paper treats the problems of vibration and noise in tube bank of gas flow duct of heat exchanger thermal supplying boiler in combine cycle thermal power plants. The boiler burner type has recently been changed to low Nox burner and begun commercial operation. After more load up operation then 70%, high level noise and vibration were generated at gas flow duct of heat exchanger.

### 1. 서론

단독 실린더 또는 튜브군이 유체흐름에 놓여 발생하는 소음 및 진동이 종종 발전소의 현안문제로 부각되곤 한다. 특히, 건설이 완료된 또는 설비를 새롭게 보완한 화력발전소 보일러의 배가스의 통로가 되는 백패스 튜브군에서 자주 발생되어 왔으며, 최근 기존 설비에 부착한 탈황설비의 배가스 덕트 튜브군 등에서 과도한 진동 및 소음이 발생되어 제작사를 통해 설비를 보완한 사례들이 있다.

보일러에서 배출되는 고온의 연소가스가 열교환기의 실린더형 튜브 군에 수직 방향으로 흘러갈 때 유동이 여기(flow excitation)되는 현상이 발생하여 주기적인 와류(vortex shedding)가 발생된다. 이는 연소기체의 흐름이 튜브에 의한 저항으로 유동이 불안정해지고, 튜브 후류 쪽에 와류가 생성되기 때문이다. 이때, 주기적인 흐름의 여기로 인한 주파수를 "vortex shedding frequency"라 부르고 덕트 및 튜브의 고유진동수와 일치할 때 큰 변위를 유발시켜 덕트 및 튜브가 파손될 수도 있으며, 이를 기계적 진동이라 한다. 또, 열 교환기 튜브군에서는 와류로 발생한 주파수와 덕트내 유동

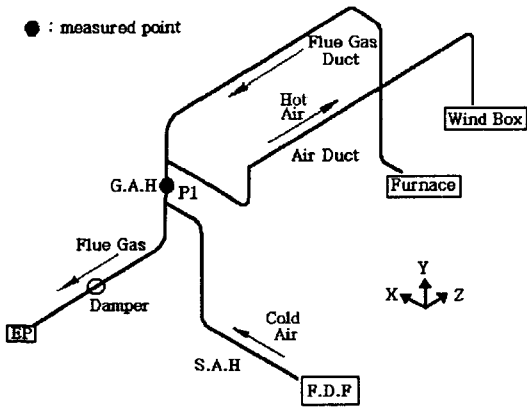
직각 방향의 정재파(standing wave)가 갖는 주파수(acoustic frequency)가 일치할 때 음향 공명현상이 발생하여 큰 소음을 발생하는데 이를 소음진동(acoustic vibration)이라고 한다. 소음진동은 연속적으로 계속 발생하는 것이 아니고 어느 특정부하와 운전 조건에서 일시적으로 발생하는 특이 때문에 예측이 어렵고 해석적, 실험적으로 규명자체가 난해한 사안이라고 할 수 있다. 소음진동은 기계적 진동과 달리 기계적으로 손상시키는 경우는 드물지만 소음 진동이 계속될 경우 손상인자로 작용하며 소음공해를 유발케 한다.

본 논문은 도심에 위치한 열병합 복합화력에서 환경오염을 저감코자 열난방 보일러의 버너를 저녹스(Nox)형 버너로 교체하고 상업운전을 시작하였으나 배가스 덕트의 배가스 공기에열기(Gas Air Heat Exchanger ; G.A.H) 본체에서 고 소음현상이 목격됨에 따라 부하변동에 따른 소음 및 진동의 메커니즘을 규명하고 대책을 시행한 사례에 관한 것이다.

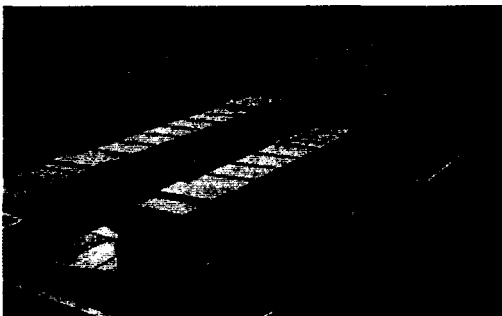
### 2. 설비현황

그림 1은 보일러의 연소용 공기 및 배가스의 덕트 시스템의 레이아웃이다.

\* 한전 전력연구원



(a) 공기 및 연소가스 덕트의 레이아웃



(b) 공기 및 연소가스 덕트의 상부사진

그림 1. 보일러 연소용 공기 및 연소가스 덕트

연소가스 공기예열기(Gas Air Heat Exchanger ; G.A.H)는 Tubular type으로서 덕트내부에 있는 튜브직경은 48.6mm, 깊이(depth) 2,114mm, 18열의 2단으로 튜브내부로 연소용 공기가 지나가고 튜브 밖으로는 연소가스(Flue Gas)를 보내 열 손실을 최소화시키는 역할을 한다. 고온부 튜브군의 T(Transverse pitch)는 70mm 41행, L(Longitudinal pitch)은 70mm이며 저온부 튜브군은 T(Transverse pitch)는 100mm 41행, L(Longitudinal pitch)은 70mm이다. 그림 2는 G.A.H를 지나는 연소가스 온도에 대한 개조공사 전·후의 운전 데이터를 비교한 것으로 G.A.H에서의 열낙차가 개조공사 전에 비하여 경우 1 (Case 1)은 18%, 경우 2 (Case 2)는 16.5% 정도 커졌으며 ΔP (gas pressure loss)도 증가된 것으로 나타나 G.A.H에서 가스의 유속이 빨라졌다.

특히, 경우 2는 경우 1보다 저녹스 버너 교체 전·후의 온도차가 심화된 상태에서 운전되고 있다. 보일러 출구 연소가스 온도가 증대되면 동일 질량유량에 대하여 체적유량이 증가되어 와류주파

수가 높아지고 공명 영역으로 접근하는 효과를 나타내며 보일러 효율 측면에서도 적절치 못한 것으로 판단된다. 따라서, 보일러 출구의 연소가스 온도의 증가 등을 연소실험 등을 통하여 적절하게 조절 가능한지에 대한 조사가 필요하다. 만약 이를 조정할 수 없다면 저녹스 버너의 채용이 본 시스템의 적절치 못한 선택으로 볼 수 있다.

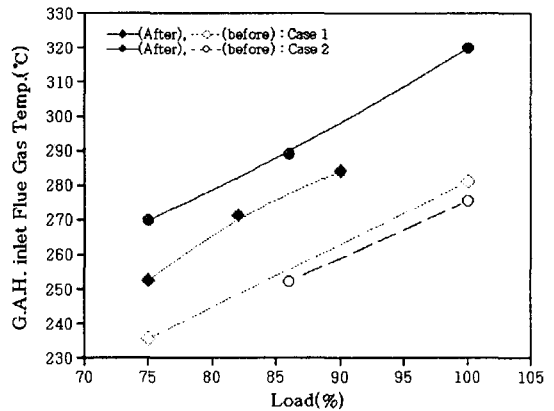


그림 2. 가스 공기예열기의 입구 배가스 온도 비교

### 3. 설계검토

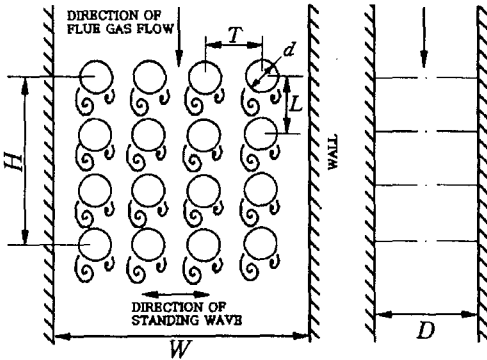
#### 3.1. 소음진동(Acoustic Vibration) 검토

그림 3(a)에서 보는 바와 같이 튜브 군을 지나는 연소가스는 와류를 형성하고 이 와류는 일정한 주파수를 갖는다. 이 주파수를  $f_v$ (vortex shedding frequency)라 하고, 이 주파수가 유동장 속의 정재파 주파수  $f_s$  (standing wave frequency)와 공명을 하면 그림 3(b)와 같이 양벽사이에서 횡파를 형성한다. 표 2는 G.A.H.에 대한 제원이다.

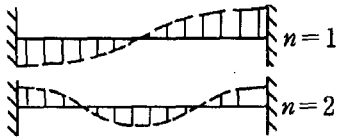
유동장내의 정재파는 연소가스의 조건(온도, 압력, 연소기체의 조성 등)에 따라 변하며 튜브군을 가진하는 와류주파수는 유속에 따라 변화한다. 만약, 양 주파수가 근접하거나 일치되면 공명이 발생하여 과도한 소음이 유발된다. 표 3은 저 녹스 버너 교체 전·후 부하별 정재파의 주파수, 와류 주파수 ( $f_v$ )와 퍼펫(Buffeting)에 대한 계산 결과를 보여준다. 퍼펫(Buffeting)은 튜브군사이에 유속이 빨라지면 발생하는 가진력의 일종으로 퍼펫주파수가 와류주파수의 20% 이내로 접근할 경우 와류발생이 지속되거나 강화되는 것으로 알려져 있다.

1호기의 경우에는 94%부하에서 발생한 와류주파수와 그림 3(a)의 "W"방향의 2차 정재파 주파수 [표 3의 참조]와 공명범위에 있는 것으로 해석된다. 2호기는 75%부하에서 와류주파수와 그림 3(a)

의 “D”방향의 1차 정재파(표 2 참조)의 공명과 100%부하에서는 와류주파수와 “W”방향의 2차 정재파 주파수와 공명가능성이 나타난다.



(a) In-line 튜브군의 와류 및 주요 변수



(b) Transverse 방향의 정재파 형태

그림 3. In-line 튜브군에서의 와류 및 정재파

표 2. G.A.H.의 고온부 튜브군 사양

W(mm)	D(mm)	H(mm)	튜브(mm)	T(mm)	L(mm)	St. No.
2,900	2,114	1,700	48.6	70	70	0.31

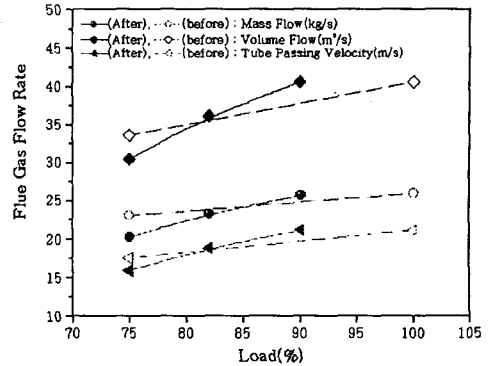
표 3. G.A.H.의 고온부 튜브군에서의 변수

항 목	정재파(Hz)			와류(Hz)	퍼펫(Hz)	Chen No			
	W		D						
	1차	2차	1차						
경우 1	교체전	上	100%	77.2	154.4	106.0	152.8	134.2	8249
		中	90%	77.4	154.8	106.2	148.1	130.1	9199
	교체후	上	90%	73.4	146.7	100.7	148.1	130.1	9199
		中	75%	72.4	144.8	99.4	101.2	88.9	6335
경우 2	교체전	上	100%	76.8	153.6	105.4	127.5	112.1	7546
		中	86%	77.8	155.6	106.2	126.9	111.5	7890
	교체후	上	86%	73.7	147.4	101.1	126.9	111.5	7890
		中	100%	75.9	151.8	104.1	148.5	130.6	9275
		中	75%	72.8	145.6	99.8	102.2	89.8	6417

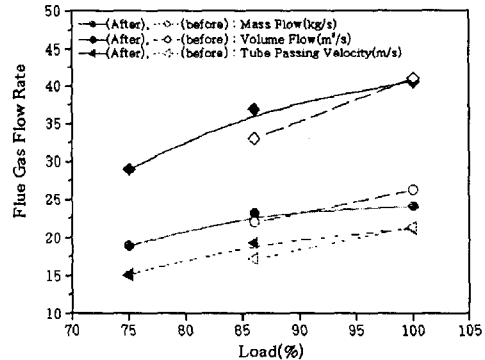
주로 공명은 상부 고온 튜브군의 중·하부에서 발생될 가능성이 큰 것으로 평가된다. 표 3에서는 고온부 튜브군의 상부를 의미하고 중은 고온부와 저온부 튜브군의 중간부위를 의미한다. 특히, Chen No가 2000을 넘는 경우 공명 현상이 발생할 수 있는 조건이다.

### 3.2. 배가스 유량의 영향 검토

그림 4는 연소가스의 운전조건에 따른 G.A.H.에서의 연소가스의 유량(flow rate)를 비교한 것으로 설계 검토하면 G.A.H. 튜브 군 통과속도는 100%부하에서 21m/s로 계산된다. 배가스 유량은 대부분 공기유량이며 이에 대한 절대유량 산정은 S.A.H 입구부의 온도조건을 고려하여 계산하였다.



(a) 경우 1



(b) 경우 2

그림 4. 저 녹스 버너 교체 전·후에 대한 G.A.H.에서의 연소가스 유량 비교

그림 4에서 보면 저 녹스 버너의 교체 전·후의 운전 경향이 1, 2호기에서 좀 다른 경향으로 나타난다. 그림4(a)의 1호기는 배가스 유량이 85%이하 부하에서는 저녹스 버너 교체 전보다 작으나 85%부하 이후는 증가되어 튜브 통과 속도가 교체 전보다 증가된 상태로 나타난다. 이것은 94%부하에서 공명이 시작한 것과 연관성이 있다. 저녹스 버너 교체전에 비하여 체적유량(Volume Flow rate)이 초과하는 지점이 질량유량(Mass Flow rate)이 초과하는 지점보다 저 부하에서 발생하는 것은 앞에서 설명한 바와 같이 저 녹스 버너 교체 전인 2001년 5월에 비하여 보일러 출구의 연소가

스 온도 상승의 영향이다.

그림 4(b)에서 보면 2호기는 90%이하 부하대에서 저 녹스 버너 교체 전에 비해 질량유량이 증가된 상태에서 운전되고 있으나 그 이후 부하대에서는 질량유량이 감소됨을 알 수 있다. 이는 2호기가 1호기보다 공명현상이 덜 심한 이유이다. 또한, 표 1 및 그림 2에서 보면 1호기보다 2호기의 보일러 출구 배가스 온도가 더 높게 운용되고 있어 전체적인 체적유량과 튜브통과 유속이 저 녹스 버너 교체 전보다 증가된 것으로 나타난다.

### 3.3. 기계적 고유진동수 검토

금번 시험중 G.A.H.에서 소음진동과 더불어 FL+7506위치의 벽면이 심하게 떨리는 현상이 함께 나타났다. 따라서,  $f_v$ 와 덕트 및 튜브의 고유진동수와 일치할 가능성을 검토할 필요가 있다.

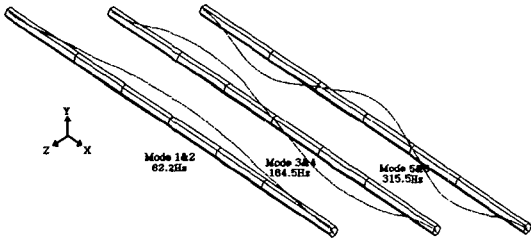


그림 5. G.A.H. 튜브의 고유진동 모드 해석 결과

튜브의 경우는 유한요소해석을 통하여 고유진동수를 평가하였으며 G.A.H. 벽의 경우는 임팩트 가진 시험을 수행하여 결과를 얻었다. 튜브의 재질은 STBH35이며 표 2에서 언급한 것처럼 외경이  $\phi 48.6$ 이고 길이가 2,114mm로서 두께가 3.2mm인 Tubular Type이다. 양단고정의 경계조건을 고려하여 해석된 결과는 그림 5와 같다. 1, 2차 모드의 경우 62.2Hz로 표 4에 계산된  $f_v$ 와 20%이상 이격되어 있어 와류 및 난류 강도에 의한 튜브 균 자체의 기계적 피로 파손의 가능성은 적을 것으로 판단된다.

G.A.H. 벽 고유진동수 시험은 그림 1의 P1에서 1호기를 대상으로 '01.06.15 수행한 결과를 참고로 하였다. 그림 6은 그림 1의 G.A.H 벽면인 P1 지점에 대한 고유진동수 시험 결과로서 고유진동수는 68Hz, 99Hz, 118Hz, 132Hz, 144Hz, 157Hz 등으로 정상운전 시 P2지점의 덕트온도(표 1에서 참고)는 최소 250~300°C으로 평가할 수 있어 G.A.H.벽면의 탄성계수는 정지 시에 비하여  $10^5 \sim 2 \times 10^5$  psi 정도 저하되어 벽면의 고유진동수가 와류주파수와

공진범위에 놓일 가능성이 크다. 표 3에서 보는 바와 같이 1호기 경우 90%이후 부하 대에서 144Hz, 157Hz와 공진범위에 놓일 수 있으며 2호기는 75%부하에서 99Hz 또는 118Hz가 공진범위에 들어 진동이 증가될 수 있다.

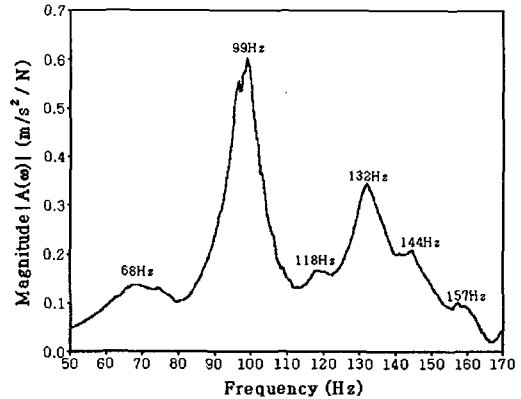


그림 6. G.A.H. 벽면의 고유진동응답 스펙트럼

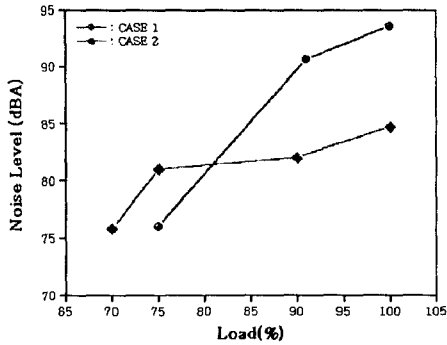
## 4. 진단

저 녹스 버너 교체 후 G.A.H.부위에서 발생되고 있는 공명소음에 대한 원인규명을 위하여 상기의 설계검토와 더불어 소음 및 공명 맥동과 진동 진단을 수행하였다. 진단 시 먼저 1, 2호기를 동시에 운전되는 조건에서의 시험과 2호기 단독 운전 시험을 하였다. 소음이 증가되는 부하는 1호기는 94%를 중심으로 75%와 100% 부하에서 수행하였고 2호기는 75%부하 전과 후로 나누어 70%, 75%, 90%, 100% 부하에서 시험을 수행하였다.

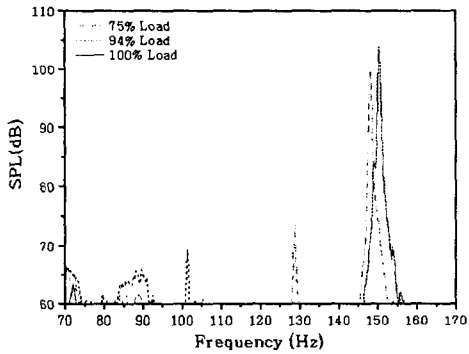
### 4.1. 소음 추이

그림 7(a)에서 보는바와 같이 1, 2호기 모두 공명이 발생하는 시점부터 소음레벨이 증가하며 1호기는 94%이상부하에서 갑작스럽게 소음이 증폭되는 현상이 나타난 반면 2호기는 75% 부하에서 소음이 증폭되었다. 이는 1, 2호기에서 부하별 유속이 다르게 운전되고 있기 때문이다.

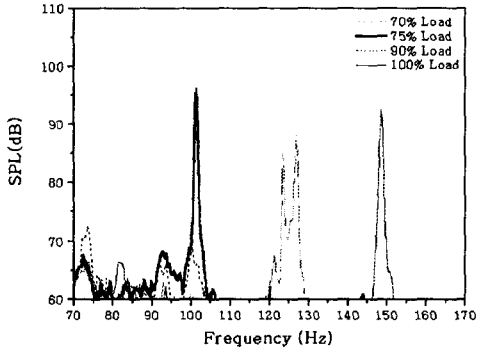
그림 7(b)에서 주 소음주파수는 100%부하에서 150.3Hz이며 부하에 따라 변경되는 이유는 튜브군을 지나는 유속이 변경되기 때문이다. 1호기 94% 이상에서 소음 증가는 148.1~150.3Hz의 와류주파수가 정재파와 공명범위에 있고 또한, G.A.H.벽의 고유진동수인 157Hz(상온기준)에 접근하여 벽면으로 소음의 방사가 용이해진 데 있는 것으로 판단된다.



(a) G.A.H.의 소음레벨(dBA) 비교



(b) Case I의 부하별 소음특성



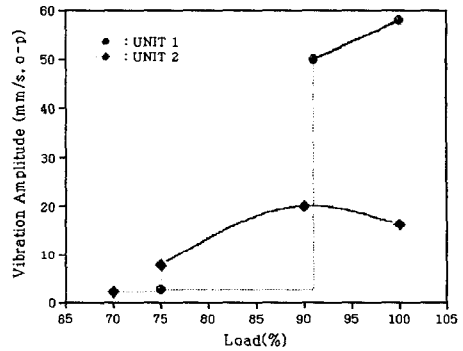
(c) Case II 부하별 소음 스펙트럼

그림 7. G.A.H.의 부하별 소음추이

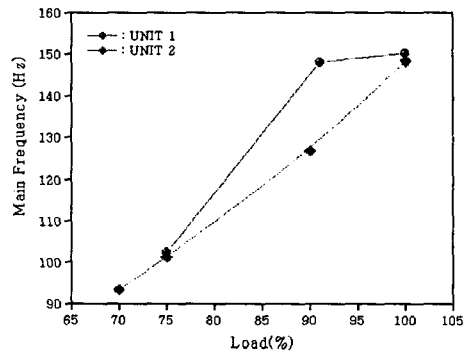
그림7(c)에서 보면 2호기는 75%부하에서 가장 큰 와류소음이 발생되며 유량증가와 함께 와류 주파수가 이동하며 90%부하 대에서 저하되다가 100% 부하에서 증가되는 경향을 갖는다. 100%부하에서 2호기가 1호기에 비하여 크게 증폭되지 않는 이유는 동일부하에 비하여 유량이 작아 와류주파수가 1호기의 150.3Hz에 비하여 148.5Hz로서 공명 정도가 낮기 때문으로 판단된다.

## 4.2. 진동 추이

그림 8은 G.A.H. 벽면에서의 부하별 진동 추이이다. 1, 2호기 공회, 공명이 발생되는 시점에서부터 벽진동이 증가되는 것을 알 수 있다. 그림 8(a)를 보면 2호기는 진동레벨이 1호기에 비하여 크게 증가되지 않았으나 1호기는 94%부하대에서 2호기에 비하여 2.5배 이상 증가되는 현상을 보인다. 이는 배가스 온도상승과 관련하여 그림 6의 벽면의 고유진동수(157Hz/상온기준)의 영향이 커져 진동진폭이 크게 증폭되었고 가스유량이 증가되어 충격력도 커진 것으로 평가된다. 그림8(b)는 진동의 탁월 주파수가 와류주파수에 접근하고 유량의 변화에 영향을 받는 것으로 판단된다.



(a) 진동레벨



(b) 주 진동 주파수

그림 8. G.A.H. 벽면에서의 부하별 진동추이

## 4.3. 내부 동압맥동 추이

그림 9는 1호기 G.A.H. 출구덕트에서의 부하별 동압 맥동 추이를 보여준다. 동압맥동 주파수가 그림 8(b)의 진동 탁월 주파수와 일치하고 있음을 알 수 있다. 맥동은 공명시점인 94%대에서 크게 증폭되는 것을 보여준다. 이 특성은 배가스가 튜브군을 통과하면서 큰 공명소음으로 나타나고 그 소음주

파수가 벽면의 고유주파수와 유사한 경우 벽면의 진동도 높아지게 된다.

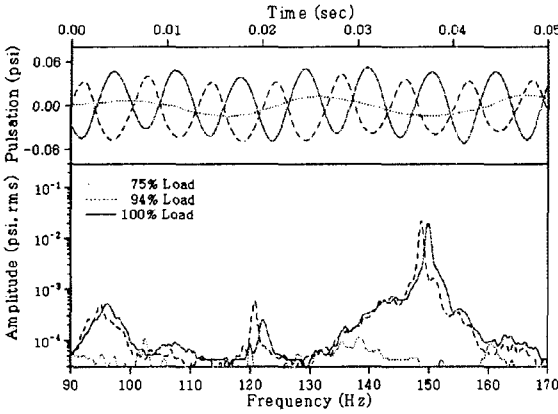


그림 9. G.A.H. 출구 덕트에서의 부하별 동압 요동 추이

## 5. 소음 및 진동 대책

### 5.1 운전조건 변경에 의한 대책

저 녹스버너로 교체 후 나타난 G.A.H. 벽면의 떨림 현상 및 과도 소음현상은 근본적으로 시스템이 공명에 대하여 감쇠력이 충분치 못한 데 있는 것으로 평가되나 2001년 5월에 사라졌다가 금번 시험에서 발생되고 있는 것은 저녹스 버너의 연소 특성 변경으로 보일러 출구의 온도 증가에 크게 영향을 받은 것으로 평가되며 동시에 저 부하 대의 가스유량이 2001년 5월에 비하여 증가되어 공명현상의 유발시점이 저 부하대로 이동한 것으로 분석된다. 따라서, 보일러 출구온도를 조정하거나 저 부하대의 연소가스유량을 변경하는 방안을 연소시험을 통하여 찾을 수 있을 것으로 사료된다.

### 5.2. 소음 대책

G.A.H. 벽면의 떨림 현상과 과도한 소음현상은 시스템이 와류형성에 대한 충분한 감쇠력을 갖지 못하고 정재파와 튜브군의 와류주파수와가 일치될 경우 공명소음을 피할 수 없다.

따라서, 그림 10은 G.A.H.의 소음진동 대책으로서 파장의 1/2보다 작은 튜브 군사이 및 파장의 1/4보다 작은 튜브 군사이에 그림 10과 같이 소음진동 방지용 배플(acoustic baffle)판을 설치하여  $f_s$ 와  $f_b$ 의 일치 가능성을 회피할 필요가 있다. 단, 70~80% 부하대를 통과시 발생되는 그림 3의 "D"

방향 정재파에 대한 대책으로는 충분치 않아 이 경우는 Air량을 조절하여 피할 수 있도록 하여야 한다. 이를 통하여 현재 발전소 보일러 덕트에서 발생되던 진동 및 소음은 완전히 제거될 수 있었다.

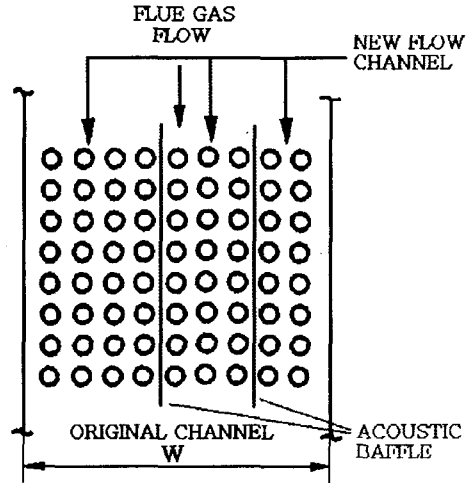


그림 10. G.A.H.의 소음진동 대책

## 6. 결론

열 전용보일러의 저 녹스 버너 교체 후 연소가스 공기에열기에 발생되는 공명 소음 및 과도현상에 대한 원인규명 및 대책 결과는 다음과 같다.

- G.A.H.에서 나타난 소음진동은 덕트내 튜브군에서 가스 유속이 설계 임계유속을 초과하여 운용함으로써 공명소음이 쉽게 발생될 수 있으나 운전조건에 따라 특성이 나타나지 않았다.
- 저녹스버너 교체전의 100% 부하 진동시험에서는 G.A.H.벽면의 떨림 현상과 과도한 소음현상이 나타나지는 않았으나
- 저녹스버너교체후 명확하게 나타난 것은 보일러에 설치된 저녹스 버너의 연소 특성 변경으로 보일러 출구 온도 및 가스유량이 증가된 데 있는 것으로 해석되었다.
- 대책으로 소음진동 방지 baffle plate을 튜브 군사이에 정재파의 반파장 및 1/4파장보다 작은 위치에 수직으로 설치하는 소음제어방법을 시행하여 문제를 제거할 수 있었다.

## 참고문헌

- (1) 전력연구원, 2001, LG Power 복합화력 열공급 보일러 덕트의 소음진동 시험 용역 보고서.
- (2) K. P. Byrne, "The Use of Porous Baffles to Control Acoustic Vibrations in Crossflow Tubular heat Exchangers", ASME Journal of Heat Transfer", Vol.105, 1983, pp751-758.
- (3) C. H. Gilkey, "Recent Experience with Vibration Problems Associated with Fossil Fuel steam Generating Equipments", ASME Journal of Combustion", February 1971, pp31-34.
- (4) 김철홍, 2000, "75MW급 발전용 보일러 관군에서의 음향공진에 의한 진동/소음 사례연구", 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp150-155.
- (5) Cyril M.Harris, Shock and Vibration Handbook, 3rd ed. ch29, McGraw-Hill Book Company, 1988.
- (6) Lawrence E. Kinsler, Fundamentals of Acoustics, 3rd ed. John Wiley & Sons, 1982.