

## 音響強度計測法에 의한 音響透過損失의 測定 및 表面振動 모우드의 豫測에 관한 研究

金 義 珩\*·南 青 都\*·全 孝 重\*

A Study of Transmission Loss and Surface Vibration Mode by the Two  
Microphone Acoustic Intensity Method

U.K. Kim, C.D. Nam, H.J. Jeon

### Abstract

The measuring of acoustic intensity has been investigated by many researchers and practitioners during the last several decades. But due to the lack of measurement accuracy, they have had no practical use.

In recent years, the two microphone acoustic intensity method has been developed by the advancement of FFT analysis technique and the digital data processing equipment. This new method of using two microphones gives informations on the noise source survey and the acoustic power of sound radiation source without the anechoic room.

In this paper, theoretical formulae for the two microphone acoustic intensity method and the sound transmission loss are checked. The obtained results for the acoustical enclosure of gas heat pump were compared with the classical field incidence mass law. The surface vibration modes for a panel of enclosure were also estimated.

### 1. 머리 말

소리의 強度計測에 대한 研究는 1950年代부터 여러分野에서 檢討되어 왔으나 測定精度의 缺如 때문에 實用化되지 못했었다.<sup>1,2)</sup> 그러나 近來의

FFT (fast Fourier transformer) 解析技術과 디지털信號處理技術의 急速한 發達에 의해 近接한 2點의 音壓으로부터 單位面積, 單位時間에 通過하는 音의 에너지 즉, 音의 強度(sound intensity)를 測定하는 音響強度計測法(two microphone

\* 正會員, 韓國海洋大學

acoustic intensity method)이 開發되었다.<sup>3,4,5)</sup> 이 방법은 無響室, 殘響室 等の 特別한 設備가 없어도 音響파워, 各音源의 寄與率, 閉空間內에서의 音響解析이 可能한 特徵을 가지고 있다.

本 研究에서는 音響強度計測法을 理論的으로 檢討하고 이 計測法을 利用하여 가스·히트·펌프(gas heat pump)用 遮音상자의 音響透過損失 및 遮音特性을 計測한다음 이 結果와 從來의 質量法則에 의한 結果와를 比較檢討하였다. 또한 音의 強度가 벡터量인 것을 利用하여 遮音상자의 表面振動오우드를 豫測하였다.

## 2. 音響強度計測法の 理論

音響強度計測法은 音源으로부터 멀리 떨어진 位置에서의 音壓으로부터 소리의 強度를 間接的으로 求하는 方法과 音源近傍의 소리의 強度를 直接計測하는 直接法이 있다. 間接法은 無響室內에서 音源으로부터 충분히 떨어진 位置에서 音波가 平面波의 音場인 경우에는 適用可能하지만, 音源이 多數存在하고 音響反射가 있는 경우에는 適用할 수 없다. 直接法은 音壓·粒子速度檢出法, 直接積分法, 크로스·스펙트럼法(cross-spectral method)으로 分類할 수 있다. 音壓·粒子速度檢出法은 音壓과 粒子速度를 각각 마이크로 폰으로 檢出하여 소리의 強度를 測定하는 方法이다. 그러나, 粒子速度의 測定에는 大形의 리본型速度마이크로폰의 使用으로 耐振性, 安定性이 결여되어 지금은 거의 實用化되지 못하고 있다. 따라서 보통의 實驗室에서 소리의 強度測定에는 直接積分法과 크로스·스펙트럼法이 利用되고 있다

### 2.1 直接積分法

直接積分法은 近接2點의 音壓마이크로 폰을 利用하여 有限差分近似에 의해 時間領域에서 소리의 強度를 直接測定하는 方法이다. 소리의 強度의 計算過程은 다음과 같다.

音源에서  $r$ 方向에 垂直인 空間에서 音壓을  $p(t)$ , 粒子速度를  $\vec{u}_r(t)$ 라고하면 音의 強度  $\vec{I}_r$ 은

$$\vec{I}_r = \overline{P(t) \cdot \vec{u}_r(t)} = \frac{1}{T} \int_0^T P(t) \cdot \vec{u}_r(t) dt \quad (1)$$

여기서  $\overline{\quad}$ 는 時間平均을 意味한다. 氣體의 運動方程式을 利用하여 粒子速度  $\vec{u}_r(t)$ 를 計算하면

$$\rho \frac{\partial \vec{u}_r(t)}{\partial t} = -\frac{\partial p(t)}{\partial r} \quad (2)$$

$$\vec{u}_r(t) = -\frac{1}{\rho} \int \frac{\partial p(t)}{\partial r} dt \quad (3)$$

$\rho$ : 空氣密度 ( $kg/m^3$ )

$\Delta r$  떨어진 近接2點의 音壓  $p_1(t)$ ,  $p_2(t)$ 의 有限差分을 利用하여  $\frac{\partial p(t)}{\partial r}$ 를 計算하면

$$\frac{\partial p(t)}{\partial r} \doteq \frac{p_2(t) - p_1(t)}{\Delta r} \quad (4)$$

$$\vec{u}_r(t) \doteq -\frac{1}{\rho \Delta r} \int [p_2(t) - p_1(t)] dt \quad (5)$$

$$p(t) \doteq \frac{1}{2} [p_1(t) + p_2(t)] \quad (6)$$

式(5), 式(6)을 式(1)에 代入하면  $r$ 方向의 音의 強度  $\vec{I}_r$ 은

$$\vec{I}_r = -\frac{1}{2\rho \Delta r} \cdot \frac{1}{T} \int_0^T [(p_1(t) + p_2(t)) \times \int_0^T \{p_2(\tau) - p_1(\tau)\} d\tau] dt \quad (7)$$

Fig. 1은 音壓의 時間信號를 디지털化하여 1/3 옥타브·밴드 디지털·필터를 通過한 後 加算器, 減算器, 積分器 등을 利用하여 式(7)을 計算하는 過程을 나타낸다.

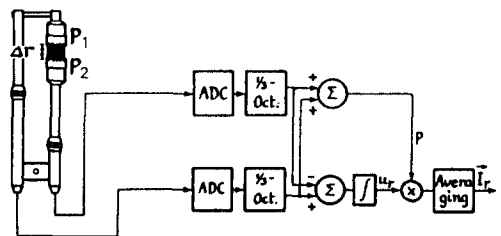


Fig. 1. Block diagram of the direct integrating method

2.2 크로스·스펙트럼法<sup>6)</sup>

크로스·스펙트럼法은 F. J. Fahy<sup>4)</sup>와 J. Y. Chung<sup>5)</sup>에 의해 發表되었고 2채널 FFT를 利用하여 式(7)을 計算하는 方法이다. 直接積分法은 時間領域에서 소리의 強度를 求한 것에 대해 이 方法은 周波數領域에서 求하는 手法이다. 計算方法은 다음과 같다.

$$\vec{I}_r = E [p(t) \cdot \vec{u}_r(t)] \quad (8)$$

$E[p(t) \cdot \vec{u}_r(t)]$ : 期待值

式(8)에 式(5)와 式(6)을 代入하면

$$\vec{I}_r = -\frac{1}{2\rho\Delta r} E[\{p_1(t) + p_2(t)\} \times \int \{p_2(t) - p_1(t)\} dt] \quad (9)$$

여기서

$$z_i(t) = \int p_i(t) dt$$

라고 하면

$$\vec{I}_r = -\frac{1}{2\rho\Delta r} \{E[p_1(t) \cdot z_2(t)] + E[p_2(t) \cdot z_2(t)] - E[p_1(t) \cdot z_1(t)] - E[p_2(t) \cdot z_1(t)]\} \quad (10)$$

또한 相互相關函數  $C_{p_z}(\tau)$ 의  $\tau=0$ 의 값  $C_{p_z}(0)$ 는

$$C_{p_z}(0) = E[p(t) \cdot z(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} S_{p_z}(\omega) d\omega \quad (11)$$

$S_{p_z}(\omega)$ :  $p(t)$ 와  $z(t)$  間의 크로스·스펙트럼密度函數(兩側)로서 本論文에서는 다음과 같이 定義한다.

$$S_{p_z}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} C_{p_z}(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau$$

式(11)을 式(10)에 代入하면

$$\vec{I}_r = -\frac{1}{2\rho\Delta r} \int_{-\infty}^{\infty} [S_{p_1z_1}(\omega) + S_{p_2z_2}(\omega) - S_{p_1z_1}(\omega) - S_{p_2z_1}(\omega)] d\omega \quad (12)$$

$$S_{p_z}(\omega) = \frac{1}{j\omega} S_{p_p}(\omega)$$

이므로 式 (12)에 代入하면

$$\vec{I}_r = -\frac{1}{j2\rho\Delta r} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{\omega} [S_{p_1p_2}(\omega) + S_{p_2p_2}(\omega) - S_{p_1p_1}(\omega) - S_{p_2p_1}(\omega)] d\omega \quad (13)$$

$$S_{p_2p_1}(\omega) = S_{p_1p_2}^*(\omega)$$

이므로

$$S_{p_1p_2}(\omega) - S_{p_2p_1}(\omega) = S_{p_1p_2}(\omega) - S_{p_1p_2}^*(\omega) = j2 \operatorname{Im}[S_{p_1p_2}(\omega)] \quad (14)$$

$\operatorname{Im}[\ ]$ : 虛數部

式(14)를 式(13)에 代入하면

$$\begin{aligned} \vec{I}_r &= -\frac{1}{j2\rho\Delta r} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{\omega} [S_{p_2p_2}(\omega) - S_{p_1p_1}(\omega) - j2 \operatorname{Im}[S_{p_1p_2}(\omega)]] d\omega \\ &= \frac{1}{\rho\Delta r} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{\omega} \operatorname{Im}[S_{p_1p_2}(\omega)] d\omega + j \frac{1}{2\rho\Delta r} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{\omega} [S_{p_2p_2}(\omega) - S_{p_1p_1}(\omega)] d\omega \end{aligned} \quad (15)$$

式(15)의 第2項은 奇函數의 積分이므로 0이 된다. 따라서 音의 強度  $\vec{I}_r$ 은

$$\begin{aligned} \vec{I}_r &= \frac{1}{\rho\Delta r} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{\omega} \operatorname{Im}[S_{p_1p_2}(\omega)] d\omega \\ &= \frac{1}{\rho\Delta r} \int_0^{\infty} \frac{1}{\omega} \operatorname{Im}[G_{p_1p_2}(\omega)] d\omega \end{aligned} \quad (16)$$

$G_{p_1p_2}(\omega)$ :  $p_1(t)$ 와  $p_2(t)$ 間의 크로스·스펙트럼 密度函數(片側)

Fig. 2.는 크로스·스펙트럼法의 計算過程을 나타낸다.

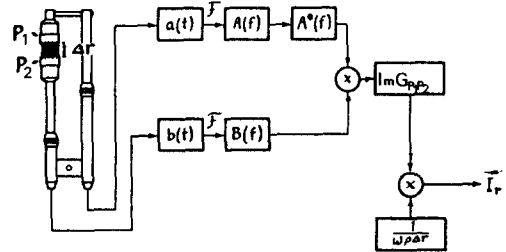


Fig. 2. Block diagram of the cross spectrum method

本 研究에서는 크로스·스펙트럼法을 利用하여 音의 強度를 計測하였으며, 이 結果를 利用하여 遮音用 상자의 音響透過損失의 測定과 表面의 振動모우드를 豫測하였다.

3. 音響透過損失의 測定

材料의 音響透過損失를 測定하는 一般의인 方法으로 殘響室—殘響室法이 利用되고 있다. 그러나, 現場에서 殘響室을 만드는 데는 여러가

지 어려움이 있으므로 上述의 크로스·스펙트럼법을 利用하여 가스·히트·펌프用 遮音상자의 音響透過損失을 測定檢討하였다.

### 3.1 計測理論

遮音상자의 内部를 擴散音場으로 假定하면 遮音板을 透過하는 音響파워  $W$ 는

$$W = \frac{C \cdot D_R}{4} \cdot s \cdot \tau = \frac{p_{av}^2 \cdot s \cdot \tau}{4\rho C} \quad [w] \quad (17)$$

$C$ : 空氣中の 音速 [m/sec]

$D_R$ : 音源室內의 平均에너지密度

$$\left( = \frac{p_{av}^2}{\rho C^2} \right) \quad [w \cdot \text{sec}/m^3]$$

$\tau$ : 透過率

$p_{av}$ : 音源室內의 音壓의 平均值 [ $N/m^2$ ]

$s$ : 透過面의 面積 [ $m^2$ ]

또한 透過한 音響파워  $W$ 는 遮音板面을 分割하여 各各의 分割面에 對한 音響파워를 前述의 音響파워計算法으로 計算하여 더하면 된다.

$$W = \sum I_i \cdot s_i \quad (18)$$

$I_i$ : 分割面에 對한 音의 強度 [ $w/m^2$ ]

$s_i$ : 分割面의 面積 [ $m^2$ ]

式(17)과 式(18)은 同一值이므로 透過損失  $TL$ 은

$$\begin{aligned} TL &= 10 \log_{10} \frac{1}{\tau} = 10 \log_{10} \frac{p_{av}^2 \cdot s}{4\rho C \sum I_i \cdot s_i} \\ &= 10 \log_{10} \left( \frac{p_{av}^2}{\rho C} \right) + 10 \log_{10} s \\ &\quad - 10 \log_{10} (\sum I_i \cdot s_i) - 6 \end{aligned} \quad (19)$$

여기서 内部音壓을 一般적으로 使用되는 音壓레벨  $L_L$ 로 測定한 경우에는  $10 \log_{10}(p_{av}^2/\rho C)$  대신에 平均音壓레벨  $\bar{L}_L$ 를 利用하여

$$\bar{L}_L = 10 \log_{10} \left( \frac{p_{av}^2}{\rho C} \right) \quad [dB] \quad (20)$$

$$p_o: 2 \times 10^{-5} \quad [N/m^2]$$

또한 音의 強度  $I_i$ 를 소리의 強度레벨  $L_i$ 로 測定한 경우에는  $10 \log_{10}(\sum I_i \cdot s_i)$  대신에 에너지平均을 고려하여 파워레벨  $L_w$ 를 計算하면

$$L_w = 10 \log_{10} (\sum 10^{L_i/10} \cdot s_i) \quad [dB] \quad (21)$$

$$L_i = 10 \log_{10}(I_i/I_o) \quad [dB], \quad I_o = 10^{-12} \quad [w/m^2]$$

따라서, 式(20), 式(21)을 式(19)에 代入하면

$$TL = \bar{L}_L + 10 \log_{10} s - L_w - 6 \quad [dB] \quad (22)$$

### 3.2 實驗裝置 및 考察

Fig. 3.은 가스·히트·펌프用 遮音상자의 内部를, Fig. 4.는 소리의 強度測定方法을 나타낸다. 遮音상자의 크기는  $600 \times 680 \times 380 \text{mm}$ 이며 各側面은 1.2mm의 亞鉛鍍金鋼板으로, 頂面은 鋼板으로 内部프레임에 4개의 볼트(M6)로 固定되어 있으며 下面은 2重프레임構造로 되어 있다.

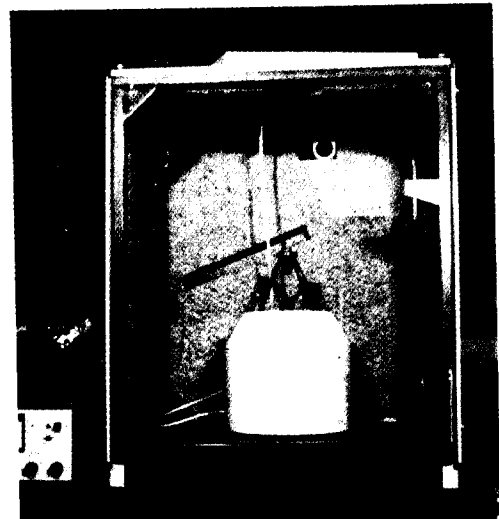


Fig. 3. The sound insulated box for the gas heat pump

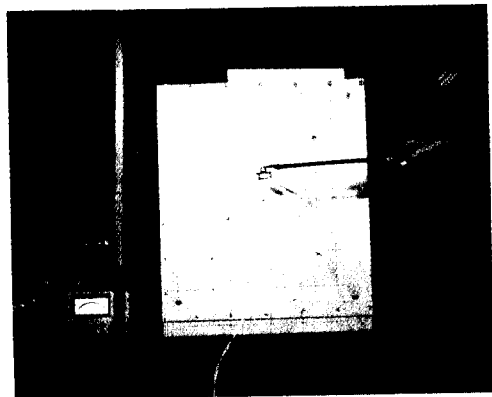


Fig. 4. Measuring of the sound intensity on the front cover panel of the sound insulated gas heat pump box

各側面 鋼板의 밑에는 스킷트가 부착되어 있으며 스킷트는 音源室과는 연결되어 있지 않다. 下面을 제외한 各鋼板에는 比重 1.9, 두께 3mm의 制振고무가, 制振고무 위에는 面密度 500g/m<sup>2</sup>, 平均두께 30mm의 纖維狀의 吸音材가 接着劑로 附着되어 있다. 制振고무의 面積은 各鋼板面積의 約 90%, 吸音材는 各鋼板面積의 約80% 정도이다. 또한 各鋼板과 内部프레임은 全接觸面에 대해서 15×8mm의 고무로 壓縮密封되어 있다.

測定은 Fig. 5.에서와 같이 正面의 遮音板에 대해서 行해졌으며 測定點은 分割面中央의 正面 遮音板에 z軸方向으로 6×7點, 側面과 頂面의 遮音板으로부터의 소리의 傳搬影響을 考慮하여 x軸方向에 대해 左右 各 7點, y軸方向에 대해 6點, 全體 62點(Fig.5에서 +表示點)에 대해 소리의 強度레벨  $L_{r_i}$ 를 計測했다. 測定面과 遮音板의 거리는 50mm, 各 分割面積은 0.00971m<sup>2</sup>, 測定周波數範圍은 人間的 聽覺과 遮音상자의 遮音特性을 考慮하여 100Hz~6.4KHz에 대해서 行하였다.

平均内部音壓레벨  $\bar{L}_L$ 는 遮音상자内部的 任意

10點을 測定하여 平均하였다.

2 마이크로폰·프로부는 B&K 3519, 마이크로폰은 B&K 4222을 使用하였고 2개의 마이크로폰 사이의 스페이서 ( $\Delta r$ )는 바이어스誤差에 의한 上限周波數( $\Delta r$ 가 짧을수록 有利)와, 位相不整合에 의한 下限周波數 ( $\Delta r$ 이 길수록 有利)를 考慮하여 12mm를 選擇하였다. 内部音源으로서 B&K 4205를 利用하여 100Hz~10KHz의 廣帶域노이즈를 放射하였다. 計算機(HP9000시리즈 302)는 2 채널 FFT(B&K 2032), 플로터 (HP 7550A)를 GP-IB로 연결하여 測定管理 및 計算에 利用하였다.

Fig. 6.은 遮音鋼板에 制振고무, 吸音材, 密封고무가 附着된 상태에서의, Fig. 7.은 遮音鋼板에 制振고무와 密封고무가 附着된 상태에서의 透過損失을 1/3옥타브·밴드로 表現하여 亂入射質量法則(入射角 0°~78°)과 比較한 것이며, Fig. 8.은 遮音鋼板에 密封고무만이 附着된 상태에서의 8Hz 간격으로 透過損失을 測定하여 亂入射質量法則과 比較한 것이다.

Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8을 比較하여 보면, 吸音材

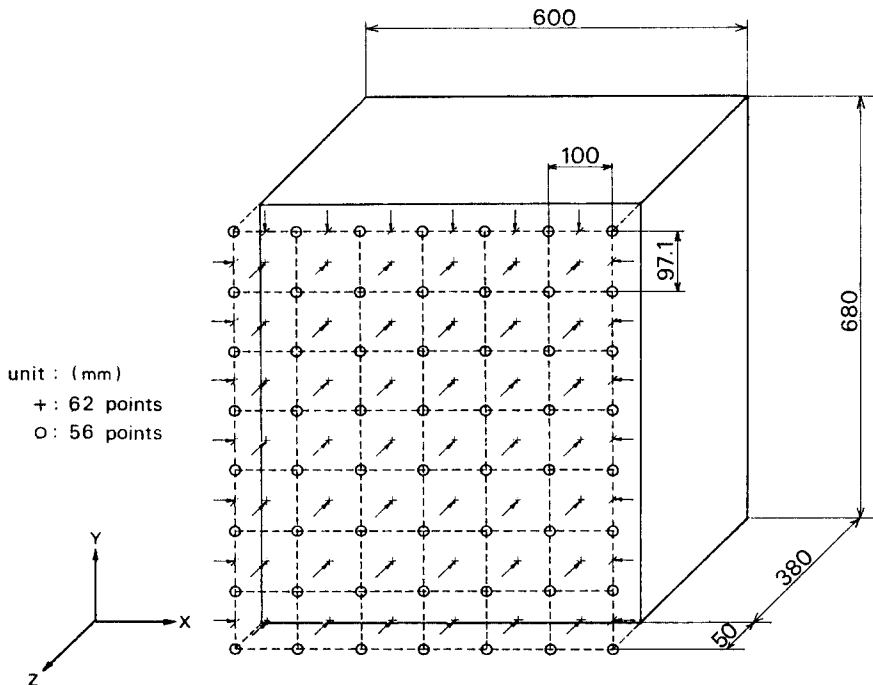


Fig. 5. Measuring points of the sound intensity

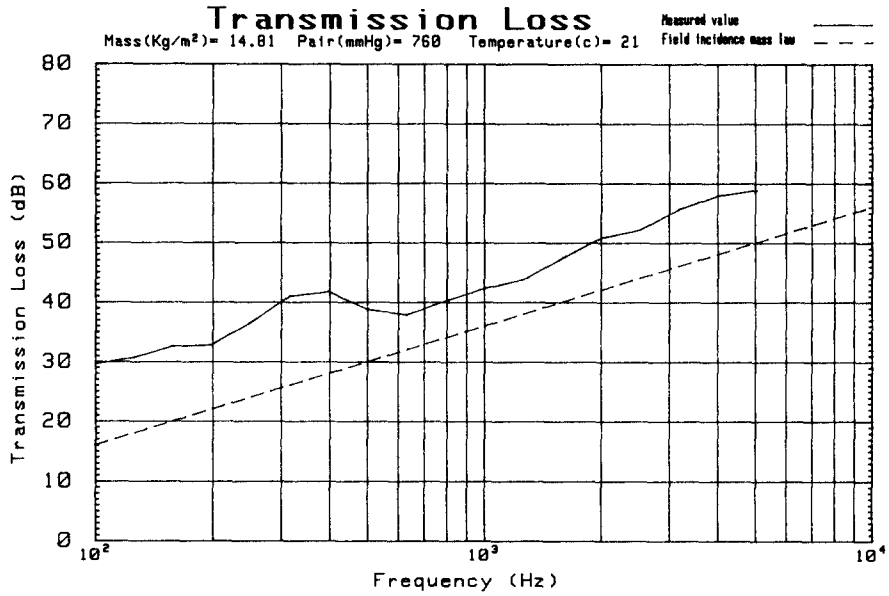


Fig. 6. Sound transmission loss of the front panel of sound insulated box for the gas heat pump (1/3 octave band, 1.2 mm galvanized steel plate+3 mm damping rubber+30 mm sound absorbent material+sealing rubber)

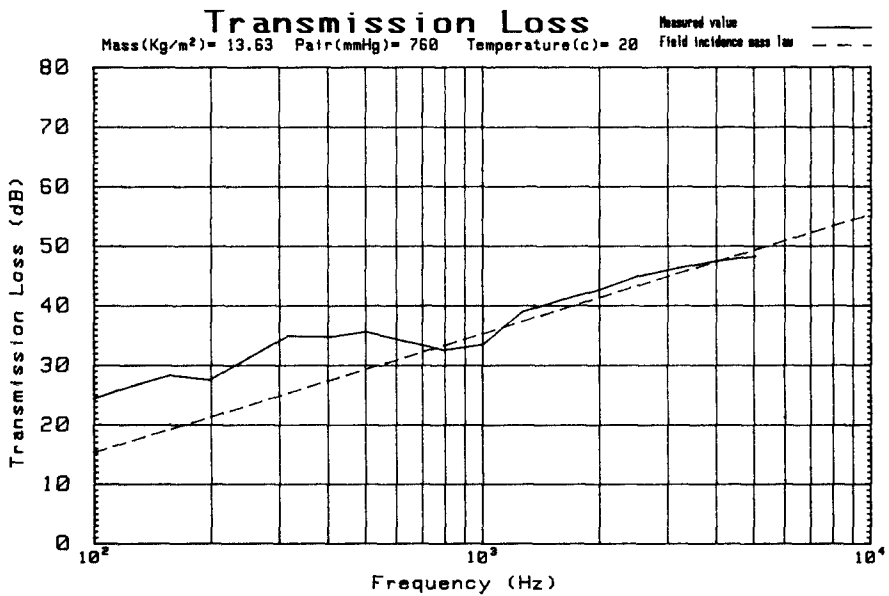


Fig. 7. Sound transmission loss of the front panel of sound insulated box for the gas heat pump (1/3 octave band, 1.2 mm galvanized steel plate+3 mm damping rubber+sealing rubber)

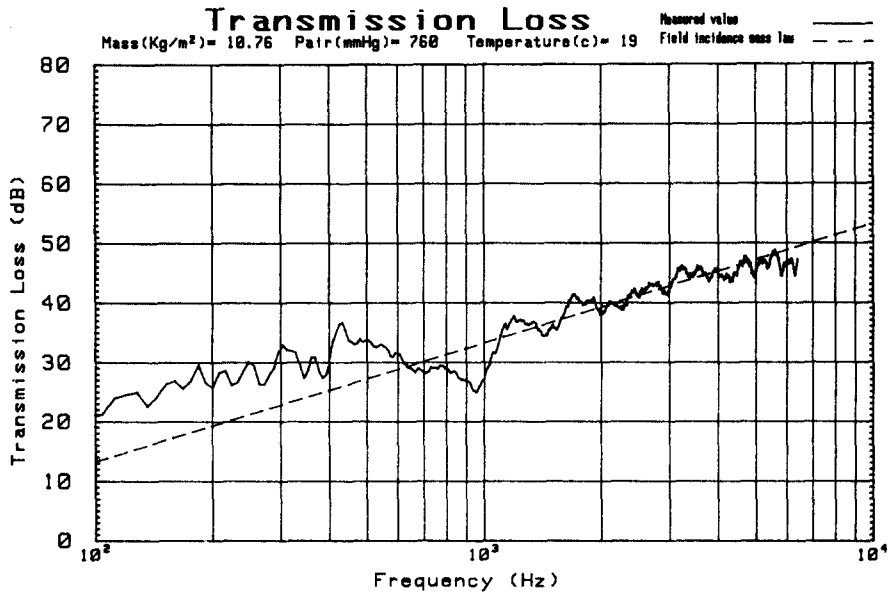


Fig. 8. Sound transmission loss of the front panel of sound insulated box for the gas heat pump (1.2 mm galvanized steel plate+sealing rubber)

의 遮音効果는 5~10dB 程度이며 制振 고무의 遮音 효과는 2~5dB 程度로 보인다. Fig. 8에서 600 Hz 以下에서의 測定結果와 質量法測에 의한 結果의 差는 周邊固定의 影響으로 생각된다. (質量法則은 無限平板에 대한 理論近似式). 또한, 制振 고무의 遮音 효과는 透過損失의 評價만으로는 不充分하다고 생각된다. 왜냐하면, 가스·히트·펌프用 遮音상자의 實際 音源은 LNG機關이므로, 傳搬音을 空氣傳搬音과 固體傳搬音으로 分類하여 同時に 檢討해야 하기 때문이다. 固體傳搬音에 대해서는 追後에 檢討하여 發表할 豫定이다.

Fig. 8에서 透過損失值의 變動은 遮音板의 固有振動數에 依한 影響으로 생각되며 4章에서 이에 대하여 檢討하고자 한다.

#### 4. 表面振動모우드의 豫測

實驗對象인 가스·히트·펌프用 遮音상자의 固有振動數와 振動모우드를 理論計算에 依해 求하는 것은 制振 고무, 密封 고무의 非線形性과 境界條件의 不確實性 때문에, 또한 實驗모우드解析도 構造物이 線形인 경우를 假定하고 있으므로, 實

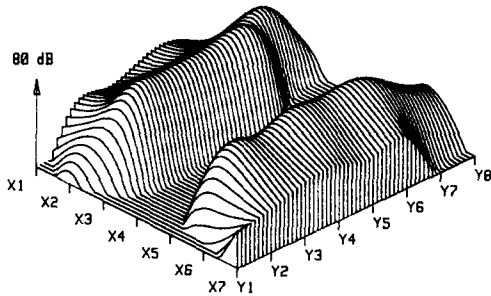
際適用에는 어려움이 있다. 이 경우 正弦波掃引 加振이 有効하다고 생각되지만 막대한 實驗時間이 要求된다.

本 研究에서는 소리의 強度는 벡터量이고 近接音場에서는 遮音板의 振動速度에 대응하므로 이 性質을 利用하여 固有振動數와 表面振動모우드를 檢討하여 보았다.

遮音상자의 加振方法은 3·2節과 同一하며 遮音板은 鋼板에 密封 고무만이 附着된 상태에서 音의 強度를 測定하였다. 測定點은 Fig. 5에서와 같이 正面遮音板의 z軸方向만을 考慮하여  $7 \times 8 = 56$ 點(Fig. 5에서 O表示點)으로 하였고 測定面과 遮音板과의 距離는 30mm로 하였다.

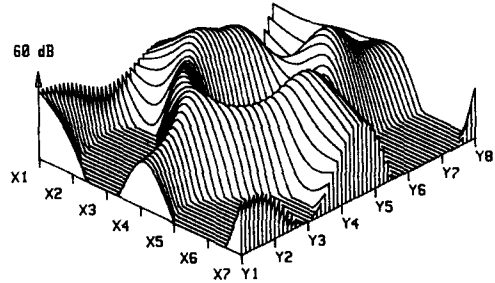
測定된 音의 強度中에서 紙面관계상 4개의 固有振動數만을 選擇하여 Fig. 9, Fig. 10, Fig. 11 Fig. 12에 提示하였다.

Fig. 8과 이 結果를 比較하여 보면 透過損失이 減少한 周波數와 一致하고 있는 것을 알 수 있다. 高周波數領域에 대해서도 어느 정도 振動모우드를 把握할 수 있었으나, 測定點數의 不足으로 因하여 正確한 振動모우드를 얻을 수는 없었다.



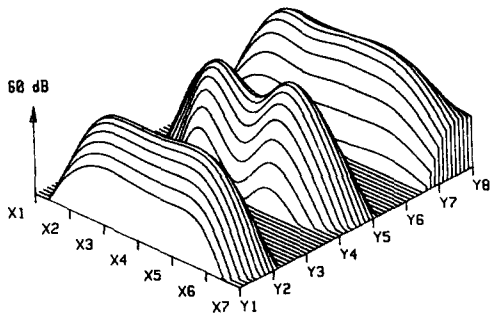
File name :           Output angle :  
 A NF800WBM           30 [degree]  
 Date :                Corner : 1  
 6 Nov. 1986           Interpolation : 8  
 Comment :            Positive data  
 Only plate            Linear weight  
 Ref. level :          Frequency[Hz] :  
 40.0 [dB]            94-96

**Fig. 9.** 3-dimension map of the sound intensity on the measuring plate (the frequency 94~96Hz, (3, 1) mode)



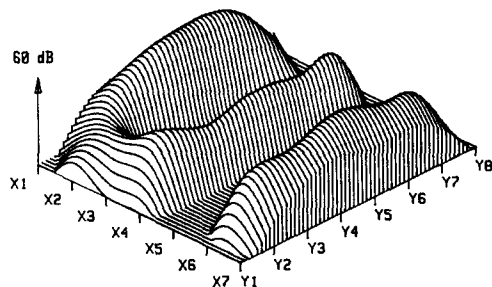
File name :           Output angle :  
 ANF800WBM           30[degree]  
 Date :                Corner : 1  
 6 Nov. 1986           Interpolation : 8  
 Comment :            Positive data  
 Only plate            Linear weight  
 Ref. level :          Frequency[Hz] :  
 30.0[dB]            162-164

**Fig. 10.** 3-dimension map of the sound intensity on the measuring plate(the frequency 162~164Hz, (3, 3) mode)



File name :           Output angle :  
 A NF800WBM           30[degree]  
 Date :                Corner : 1  
 6 Nov. 1986           Interpolation : 8  
 Comment :            Positive data  
 Only plate            Linear weight  
 Ref. level :          Frequency[Hz] :  
 30.0[dB]            194-196

**Fig. 11.** 3-dimension map of the sound intensity on the measuring plate (the frequency 194~196Hz, (1, 5) mode)



File name :           Output angle :  
 A NF800WBM           30 [degree]  
 Date :                Corner : 1  
 6 Nov. 1986           Interpolation : 8  
 Comment :            Positive data  
 Only plate            Linear weight  
 Ref. level :          Frequency[Hz] :  
 30.0[dB]            220-222

**Fig. 12.** 3-dimension map of the sound intensity on the measuring plate (the frequency 220~222Hz, (5, 1) mode)



## 5. 結 論

音響強度計測法과音響透過損失에 대한理論的檢討를行하고 이를利用하여 가스·히트·펌프用遮音상자의音響透過損失測定과表面振動모우드를豫測하여複合遮音板의遮音特性을檢討하였다.

이 결과를要約하면 다음과 같다.

(1) 音響透過損失을測定하기 위해서는2개의殘響室이必要하지만,音響強度計測法을利用하면1개의殘響室로音響透過損失의測定이可能하며複合遮音板의音響透過損失을計測하여質量法則과比較한結果信賴성이있는結果를얻었다.吸音材의遮音效果는約5~10dB程度였으며高周波數領域으로갈수록遮音效果가있었다.制振고무의遮音效果는約2~5dB程度였으며高周波數領域보다는低周波數領域에서약간의效果가있었다.그러나,固體傳搬音의遮音效果와함께綜合적으로遮音特性을評價하여設計의再檢討에利用해야할것으로생각된다.

(2) 소리의強度가벡터量인것을利用하여表面振動모우드를豫測하였으며音響透過損失의結果와比較하여固有振動數附近에서音響透過損失이低下한것을確認하였다.音響透過損失의增加를위해서어떠한方法으로遮音板을補強해야할것인지를把握하여設計變更資料로利用할수있을것으로생각된다.

## 參 考 文 獻

- 1) S. Baker, An acoustic intensity meter, J. Acoust. Soc. Am., 27, 269 (1955)
- 2) T.J. Scultz, Acoustic wattmeter, J. Acoust. Soc. Am., 28, 693 (1956)
- 3) T.H. Hodgson, Investigation of the surface acoustical intensity method for determining the noise sound power of a large machine in-situ, J. Acoust. Soc. Am., 61, 487(1977)
- 4) F.J. Fahy, Measurement of acoustic intensity using cross-spectral density of two microphone signals, J. Acoust. Soc. Am., 62, 1057 (1977)
- 5) J.Y. Chung and D.A. Blaser, Recent developments in the measurement of acoustic intensity using the cross-spectral method, S. A. E., 810396 (1981)
- 6) J.S. Bendat and A.G. Piersol, "Random data : Analysis and measurement procedures" Wiley, New York (1977)
- 7) L.L. Beranek, Noise and vibration control, McGraw-Hill (1971)
- 8) A. Cops, Acoustic intensity measurements and their application to the sound transmission loss of panels and walls", Inter-noise 83, 567(1983)