

工學碩士 學位論文

HVAC 시스템을 통한 선실내 소음예측에
관한 연구

指導教授 김 종 수

이 論文을 碩士學位 論文으로 提出함



釜慶大學校 産業大學院

冷凍空調工學科

李 民 救

李 民 救의 工學碩士 學位論文을 認准함

2002年 6月 29日

主 審 工學博士 오 후 규



委 員 工學博士 김 영 수



委 員 工學博士 김 종 수



목 차

Abstract	I
List of table	III
List of figure	IV
Nomenclatures	VI
1. 서론	1
1.1 연구목적 및 배경	1
1.2 종래의 연구	3
1.2.1 덕트내의 소음발생 및 감쇄에 대한 연구	3
1.2.2 HVAC 시스템을 통한 선실내 소음예측에 관한 연구	3
2. 실험장치 및 방법.....	5
2.1 실험 장치의 개요	5
2.2 Microphone	5
2.3 선실내 소요 풍량 측정	7
2.4 실내 소음도 측정	9
2.5 실험 조건	9
3. HVAC 시스템에서의 소음 전달 특성	11
3.1 HVAC 시스템을 통한 소음 전달 및 예측.....	11
3.2 송풍기의 음향파위레벨.....	13
3.3 2차 소음원의 음향파위레벨.....	16
3.4 덕트 시스템에서의 음의 감쇄.....	21
3.5 덕트 Breakout and Breakin	32
3.6 사각 덕트의 lagging에 의한 삽입 손실	32
3.7 실내 천정을 통한 음의 전달	36
3.8 경험식을 이용한 HVAC 시스템의 소음예측 순서도	40
4. 소음예측 결과 및 고찰	42
4.1 덕트 Breakout	42
4.2 보정값의 산정	43
5. 결 론	55
참고문헌	56

A Study on the Noise Prediction of Inside Room for the Ship through the HVAC system

Min - Gu Lee

Department of Refrigeration and Air conditioning Engineering,
Graduate school of Industry
Pukyong National University

Abstract

It is getting hard to meet the regulation of shipping industry. Especially, ship owners have required quiet vessels such as cruiser, ferry and special ships etc., since crews and passengers have become more sensitive to their acoustic environment : some special ships require that the limit of the sound pressure level(SPL) in a room is 45dB(A) or 48dB(A).

In order to keep the regulation of shipping industry, it is necessary that the noise control should be considered for the primary design. In case that noise problem happens after constructing, there are only few solutions such as absorption, isolation materials and silencers etc. Therefore, it is necessary to predict the sound pressure level in rooms before constructing a ship.

There are two main steps for sound transmission : one is airborne sound which is caused by air from the fan, the other is structure-borne sound caused by the structural of a ship.

The construction of a ship is different from the structure of on-shore. The engineer had a hard time predicting and measuring precisely the structural borne sound. In this paper, I studied the transmission of sound energy through the HVAC systems excepting for the structural borne sound from other equipment.

This paper compares actual measurement with the result of simulation and presents a method of calculation to predict the sound pressure level.

In this study, I can get the correction values and have conclusion that the correction values can give a correct calculation for HVAC systems between the result of simulation and actual measurement. However, this paper only have considered that the noise from primary source to secondary source of HVAC system. Seventy percent (70%) of the calculation result with correction value is within $\pm 3\text{dB}$ and Fifty percent (50%) of the calculation is within $\pm 2\text{dB}$.

As we know, the main source of inside noise from the ship is structural borne noise which is coming from main engines and other equipment. Therefore, we should study the structural borne noise and the air borne noise from the HVAC system together. Also, additional study need to be considered for special parts of duct systems that we can not verify by experimental equations.

List of table

Table 2.1 Specification of microphone	5
Table 2.2 Characteristics of anemometer	8
Table 3.1 Correction factor, C , for off-peak operation	14
Table 3.2 Specific sound power levels, K_w (dB) for fan total sound power	15
Table 3.3 The sound power level of the volume damper with single	17
Table 3.4 Constants for use in equation(14)	24
Table 3.5 Sound attenuation in straight circular ducts (dB/m)	24
Table 3.6 Constants for use in equation(15)	26
Table 3.7 Sound attenuation including end reflection	31
Table 3.8 Transmission loss values for ceiling materials	36
Table 3.9 τ for different types of ceiling configurations	37
Table 3.10 Values of directivity factor and directivity index for an unidirectional source located in a large room	38
Table 3.11 Average sound absorption coefficient, α , for typical room surfaces	38
Table 4.1 Correction value for each room unit	49
Table 4.2 Percentage of precision in calculation with correction value	49

List of figures

Fig. 2.1 Schematic diagram of experimental apparatus	6
Fig. 2.2 Photograph of a microphone	6
Fig. 2.3 Photograph of a frequency analyzer	7
Fig. 2.4 Schematic drawing of measuring method for air velocity	8
Fig. 2.5 Measurement data of back ground noise at wheel house	10
Fig. 3.1 Acoustic energy flow in a ventilating system	12
Fig. 3.2 Characteristic spectrum, K_t , for elbow fitted with turning vanes	18
Fig. 3.3 Insertion loss values for unlined and lined square elbows without turning vanes	27
Fig. 3.4 Schematic diagram of active duct silencer	29
Fig. 3.5 Insertion loss associated with rectangular duct lagging	35
Fig. 3.6 Radiation patterns for non-directional source in various room locations	39
Fig. 3.7 Flowchart of calculation for HVAC system	41
Fig. 4.1 Comparison calculated data with breakout noise at hospital	42
Fig. 4.2 Comparison measured data with calculated data at officer mess room	44
Fig. 4.3 Comparison measured data with calculated data at chief engineer's day room	45
Fig. 4.4 Comparison measured data with calculated data at gymnasium	46
Fig. 4.5 Comparison measured data with calculated data at cargo control room	47

Fig. 4.6 Comparison measured data with calculated data at chief cook ...	48
Fig. 4.7 Correction data at officer mess room	50
Fig. 4.8 Correction data at chief engineer's day room	51
Fig. 4.9 Correction data at gymnasium	52
Fig. 4.10 Correction data at cargo control room	53
Fig. 4.11 Correction data at chief cook	54

Nomenclatures

Q	Air flow rate	[m ³ /s, L/s]
S	Duct cross-sectional area	[m ²]
V	Velocity	[m/s]
P	Pressure	[Pa]
L	Length	[m]
S _t	Strouhal number	[-]
N	Number	[-]
C	Correction factor	[-]
U	Flow velocity	[m/s]
L _w	Sound power level	[dB]
D	Diameter of duct	[mm]
RD	Rounding parameter	[-]
CD	Cord length of a typical vane	[mm]
f ₀	Band center frequency	[Hz]
W	Sound power	[w]
P	Perimeter of the duct	[mm]
IL	Insertion loss	[dB]
R	Room constant	[m ²]
Q _θ	Directivity factor	[-]
DI	Directivity index	[-]

Greek symbols

r	Distance between the sound source and receiver	[m]
α	Average absorption coefficient	[-]

Subscripts

B	Branch
M	Main

1. 서 론

1.1 연구 목적 및 배경

최근 소음 진동으로 인한 환경 공해의 문제가 모든 분야에서 크게 문제시되고 있는 상황이다. 이러한 환경문제에 대한 관심의 고조와 소음 제어 기술의 발달 등으로 선박내의 소음허용 기준이 강화 되고 있는 실정이다. 선박에서 소음이 문제되기 시작한 시기는 1970년대 초반 유럽에서 선박소음 규제를 명문화 하기 시작하여 1981년 11월 국제 해사 기구[1] (International Maritime Organization)에서 “International Code on Noise Levels on Board ships”가 채택되어 현재 건조되는 모든 선박에 대하여 적용되고 있는 추세이다. 상기 규제에 의한 허용레벨 한계는(Noise level limits)는 기계실-연속작업공간 90dB(A), 장비 조정실 75dB(A), 선실 및 병실 60dB(A), 식당 65dB(A), 사무실 65dB(A), 주방 75dB(A), 조타실 65dB(A), 휴게실 65dB(A) 등으로 규정하고 있으나 실제 건조되고 있는 특수선 및 여객선들의 경우에는 선실 48dB(A)을, 휴게실 및 식당 57dB(A)을, 조타실 58dB(A)등으로 매우 낮은 허용레벨을 요구하고 있다.

소음 규정에 적합한 선박을 건조하기 위해서는 초기 설계부터 소음제어를 위한 노력이 이루어져야한다. 일단 건조가 완료되면 문제가 발생하더라도 흡음제, 차음제 소음 덕트를 사용할 수밖에 없으며, 이를 해결하는대는 막대한 추가 경비가 소요되고 기술적으로도 많은 어려움이 발생하기 때문이다.

따라서 최적의 소음제어를 위해서는 선박을 건조하기 전에 선실내 소음 수준을 정확히 추정하고, 그 결과를 바탕으로 여러 가지 소음대책을 세워 선실내 소음을 줄여야 하며 이로 인하여 경제적인 소음 대책을 수립할 수 있게 된다.

선박소음의 주요 소음원은 프로펠러, 주기관, 감속치차, 발전장치, 공기압축기, 냉동기, 공기조화장치, 보일러 및 환기용 송풍기, 기관실 송풍장치, 갑판 기계류 등이며, 일반적으로 디젤 엔진등 왕복동 기계의 소음이 회전식 기계류보다 더 크다. 또한 선체구조의 방진 설계가 만족스럽지 못한 경우, 구조체에 심한 진동이 국부적으로 발생하고 이에 따라 선체에 부착된 각종 의장 품으로부터 소음이 발생하기도 한다[2].

선박 소음의 주요 소음원 전달경로는 공기를 매체로 하여 전달되는 공기 전달음 및 구조부재를 매체로 하여 주위에 전파되는 고체 전달 소음이 있다. 이 두 성분은 서로 형태를 바꾸어 가며 선박 내부의 각 격실로 전달되어 진다. 선체 구조는 육상 구조물과 달리 상대적으로 중량이 가벼우며 강재 용접 구조물이고 또한 강도 및 수밀 유지 관점에서 구조적 불연속성을 피하고 있기 때문에 고체 전달 소음이 주 소음원으로 작용한다. 그러나 선체 소음의 주된 원인으로 되고 있는 고체음의 전달경로는 측정이 매우 어려워 소음 수준을 정확히 예측하는 것은 소음예측 기술자들에게도 매우 어려운 문제가 되고 있다.

따라서 본 연구에서는 선박에서의 HVAC 시스템을 통한 고체음 및 공기 전달음의 음 에너지전달 경로에 대한 연구를 수행하였다. 또한 HVAC 시스템의 효율적인 소음 예측을 위하여 NEBB(National Environmental Balancing Bureau)[3], WOODS[4] 및 LYD-VVS[5]등의 여러 경험식을 사용한 계산치를 실측치와 비교, 분석하여 보정값(Correction value)을 도출하고 이 보정값을 다시 계산값에 보정하는 방법으로 선실내 소음을 가장 근사값으로 예측하는 방법을 제시하는데 목적이 있다.

1.2 종래의 연구

1.2.1 덕트내의 소음발생 및 감쇄에 대한 연구

종래의 덕트내에서의 소음 발생 및 감쇄에 대한 연구는 방대한 실험에 의해 이루어져야 하기 때문에 현재까지 매우 부족한 실정이다. 그러나 NEBB, WOODS등에서는 덕트와 관련된 엘보, 분기점, 댐퍼등의 여러 가지 요소들에 대하여 실험을 통한 경험식을 제시하고 있어 이를 통해 덕트내에서 발생하는 현상을 예측할 수 있다.

1.2.2 HVAC 시스템을 통한 선실내 소음예측에 대한 연구

선박의 실내 소음 예측은 소음원 레벨 추정, 전달손실 해석과 격실의 확산 음장 음압레벨의 순서를 따라 이루어진다. 소음원레벨은 장비 제작자의 자료와 기존 선박의 유사 장비류에 대한 계측값으로 부터 추출한 경험식을 이용하여 밴드별 음향출력레벨과 장비가 선체 혹은 지지구조와 연결되는 지점에서의 가속도, 속도레벨을 사용한다. 고체전달 소음원레벨의 경우에는 장비하부의 연결부 처리방법즉, 탄성체 지지대 사용여부, 지지구조의 강성에 대한 고려가 경험식의 형태로 이용되고 있다. 공기전달 소음의 전달손실 해석은 단순히 구획 부재의 차음 손실량을 계산하거나, 측정하여 사용할 수 있다. 그러나 선실의 소음레벨은 고체전달소음 성분에 의해 지배되므로 선박음향학에서 고체전달소음의 전파 해석은 매우 중요한 위치를 점하고 있다. 현재, 이와 관련되어 사용되고 있는 방법은 Jensen[12]에 의해 시작된 실선자료, 즉 과거의 실적에 근거한 경험식과 해석적 방법에 기초한 Nisson[13]의 도파관이론(Wave Guide theory)과 Lyon[14]이 제시한 통계적 에너지 해석법(SEA : Statistical Energy Analysis) 등이 있다. 특히, SEA[6]는 유한 요소법의 적용

이 곤란한 일반구조물의 랜덤고차진동과 소음해석에 각광을 받고 있는 해석 기법으로서 선박 소음 분야에서 본 방법이 고체전달 소음 해석에 가장 활발히 적용되고 있다.

HVAC 시스템의 경우 송풍기를 포함한 공조기의 1차 소음과 엘보, 댐퍼, 분기관등 각종 배관에서 발생하는 2차 소음원으로 인한 선실의 주요 소음원으로 여겨지고 있다. HVAC 시스템의 소음해석 방법으로는 통계적 에너지 해석기법(SEA)[6], 파동음향학, 경험적 방법, 음향파워 평형방법등이 있으며, 최근 국내 및 일본에서 음향파워 평형방법(PBM : Acoustic Power Balancing method)[11]을 이용한 해석방법이 제시되고 있다. 그러나 실제적으로 실험을 수행하여 해석방법의 타당성을 검토한 예는 극히 부족하다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험 장치의 개요

본 연구에 사용된 실험 장치의 개략도 및 사진을 Fig. 2.1 및 2.2, 2.3 에 나타내었다. 측정 장비는 덴마크 Bruel & Kjar[8]사에서 제작된 Type7700을 사용하였으며 측정에 사용되었던 Microphone는 Type4190을 사용하였다. 계측기 Type7700은 넓은 범위의 주파수를 측정할 수 있을뿐만 아니라 FFT분석, CPB(1/n-octave, n=1,3,12 and 24)digital filtering과 Overall level측정이 가능한 장비를 사용하였다.

2.2 마이크로폰(Microphone)

선실내의 소음을 측정하기 위하여 사용된 마이크로폰은 1Hz에서20kHz까지 측정할 수 있는 고감도 센서로서 마이크로폰의 제원은 Table 2.1과 같다.

Table 2.1 Specification of microphone

Type	4190	Maximum SPL(dB)	159 dB
Diameter	12.7mm	Operation temp. range	-30℃ to 150℃
Description	low-noise	Effective of humidity	<0.1dB/100%RH
Diaphragm resonance frequency90° phase shift	14kHz	Effect of vibration, SPL for 1% axial accel.	62.5 dB
Inherent noise	14.5 dB(A) 15.5 dB(Lin)	Lower limiting frequency (-3dB) min./max	1 to 2 Hz

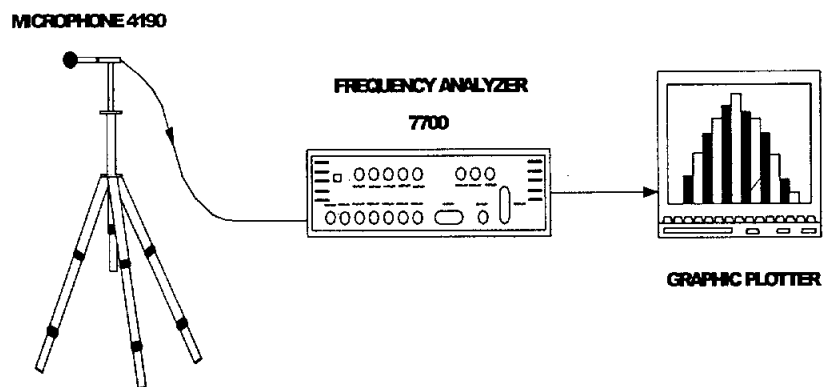


Fig. 2.1 Schematic diagram of experimental apparatus

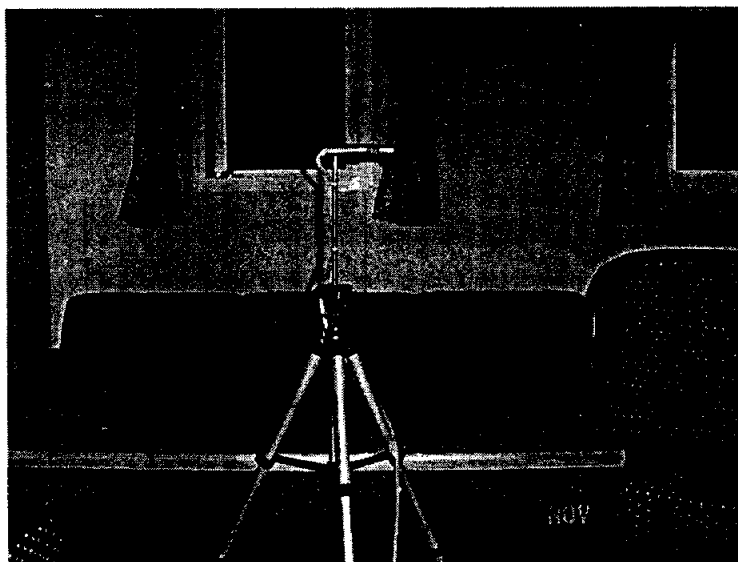


Fig. 2.2 Photograph of a microphone

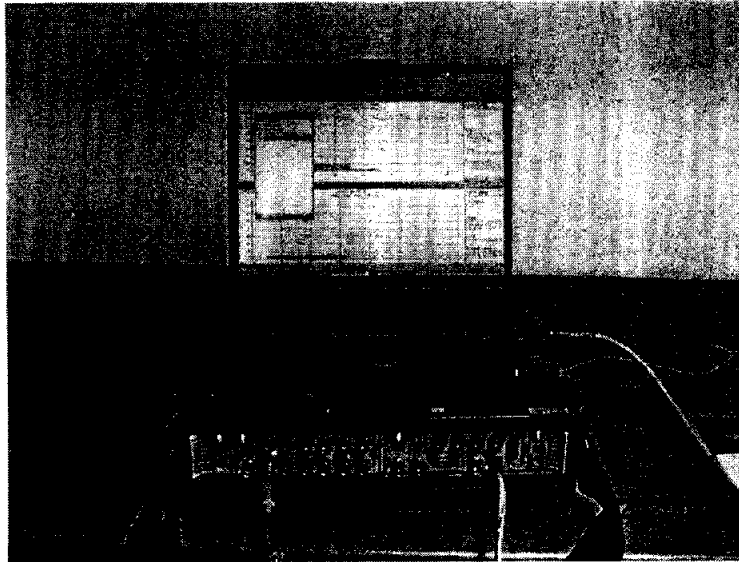


Fig. 2.3 Photograph of a frequency analyzer

2.3 선실내 소요 풍량 측정

실내 취출구로부터 토출되는 정확한 풍량을 측정하기 위해 Testo440 풍속계를 사용하였다. Fig. 2.4 에서와 같이 취출구의 풍속을 측정하기 위하여 외경 100mm의 원형관을 제작하고 취출구에서 토출되는 풍속을 풍속계를 통하여 측정한 후 연속의 방정식[10]을 이용하여 풍량을 산출하였다.

$$Q = AV \quad (1)$$

풍속계의 제원은 Table 2.2 와 같다

Table 2.2 Specification of anemometer

Measuring range	0.2 to 40 m/s
Accuracy	$\pm 2\%$ of full scale $\pm 3\%$ of remaining
Operation temp. range	0°C to 60°C
Protection	IP54

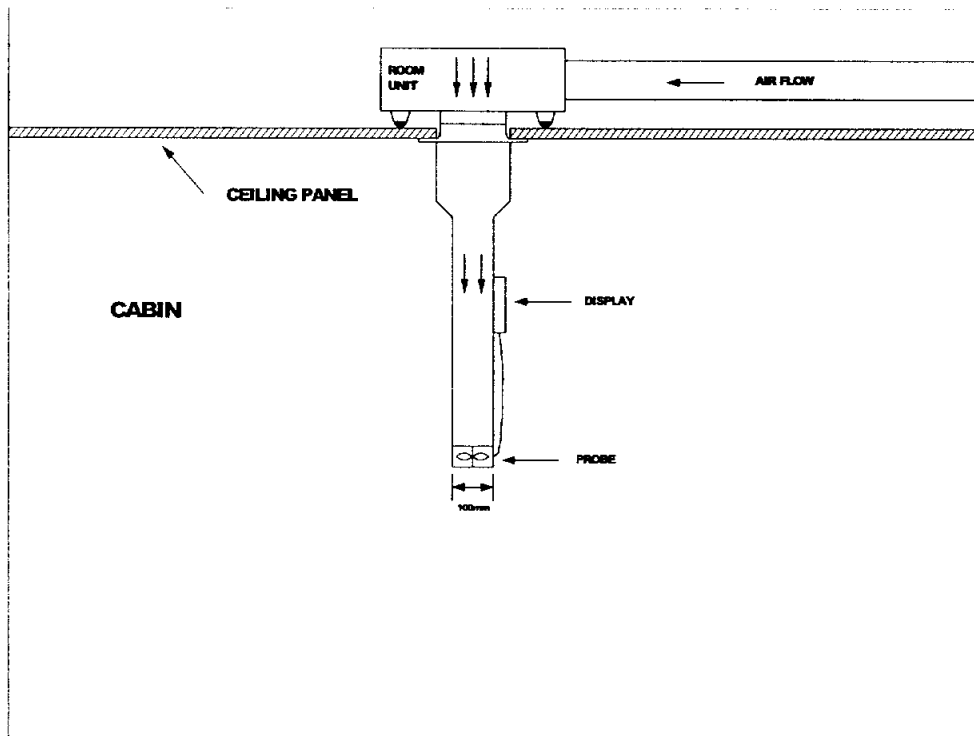


Fig. 2.4 Schematic drawing of measuring method for air volume

2.4 실내 소음도 측정

실내소음은 취출구를 기준으로 바닥으로부터 1.3m의 높이, 벽으로부터 1m, 창으로부터 1.5m를 기준으로 측정하였으며, 정재파의 존재를 고려하여 0.5m 이상 떨어진 세 위치에서 15초 동안 측정한 값을 산술평균하여 측정값을 얻었다.

선실내의 창문은 모두 닫혀진 상태에서 실행하였고 측정시에 소음계의 청감 보정회로는 A특성, 1/1옥타브 대역 분석을 하여 측정을 실행하였다.

2.5 실험 조건

본 연구는 엔진이나 용량이 큰 기계장비의 운전시 발생하여 선체의 구조물을 통하여 선실로 들어오는 고체전달 소음을 제외한 상태에서 소음도를 측정하기 위하여 5개월간 야간(21:00 - 01:00)에 여러척의 컨테이너(Container), Oil tanker, LNG선 등의 선실내 소음도를 측정하였으며 측정시 HVAC와 관련된 장비, 환기팬, 급기팬, AHU, 히터 등 모든 장비들을 작동시키고 실내외의 소음레벨을 측정하였다.

또한 측정원이 되는 실내의 암소음을 측정한 결과 Fig. 2.5와 같이 측정소음도와 10dB 이상의 차이를 나타내어 암소음의 영향이 극히 작기 때문에 암소음의 보정없이 측정소음도를 대상 소음도로 하였다.

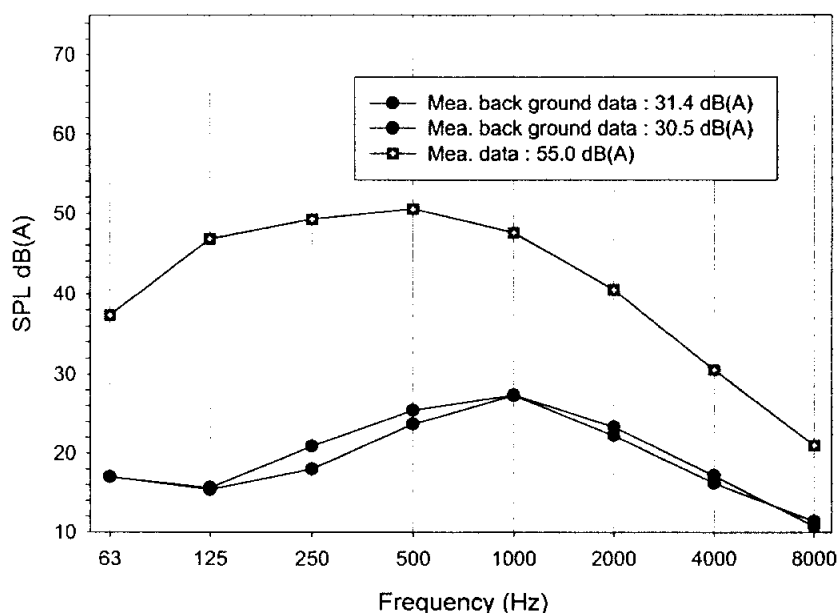


Fig. 2.5 Measurement data of back ground noise at wheel house

3. HVAC 시스템에서의 소음 전달 특성

3.1 HVAC 시스템을 통한 소음 전달 및 예측

소음원에서 수음자까지 음 에너지(Sound energy)가 덕트 시스템을 지나면서 발생하는 에너지의 전달[3] 형태는 Fig. 3.1 과 같이 나타낼 수 있다.

- 1) 고체전달 소음(Structural borne sound).
- 2) 송풍기로부터 발생한 음 에너지의 전달(Air borne sound).
- 3) 덕트를 통한 Breakout 과 Breakin.
- 4) 말단에서 실내의 수음자에게 전달되는 음에너지.

실내공간의 소음 레벨을 예측하기 위하여 가장 기본적인 중요한 문제는 기본 소음원이라고 할 수 있는 송풍기의 음향파워레벨(SWL)이다. 송풍기에 의해서 발생한 음 에너지는 덕트 시스템을 지나면서 각 실내로 전달되게 된다. 송풍기를 떠난 음 에너지는 실내로 들어오기 전 취출구(Grills, Diffusers) 등의 터미널 장치들에 의해서 실내공간으로 발산된다.

실내에 들어오는 음 에너지를 예측하기 위하여 송풍기를 제외한 덕트 시스템에 의해 발생하는 소음 및 흡음등을 함께 고려하여야 한다. 일반적으로 이러한 영향을 미치는 인자들로는 엘보(Elbow), 댐퍼(Damper), 히터(Heater), 분기관(Branch)등 여러 요소들에 의해서 발생이 되는데 Fig. 3.1에서와 같이 이 모든 경우를 고려하여 소음레벨을 평가하여야 한다.

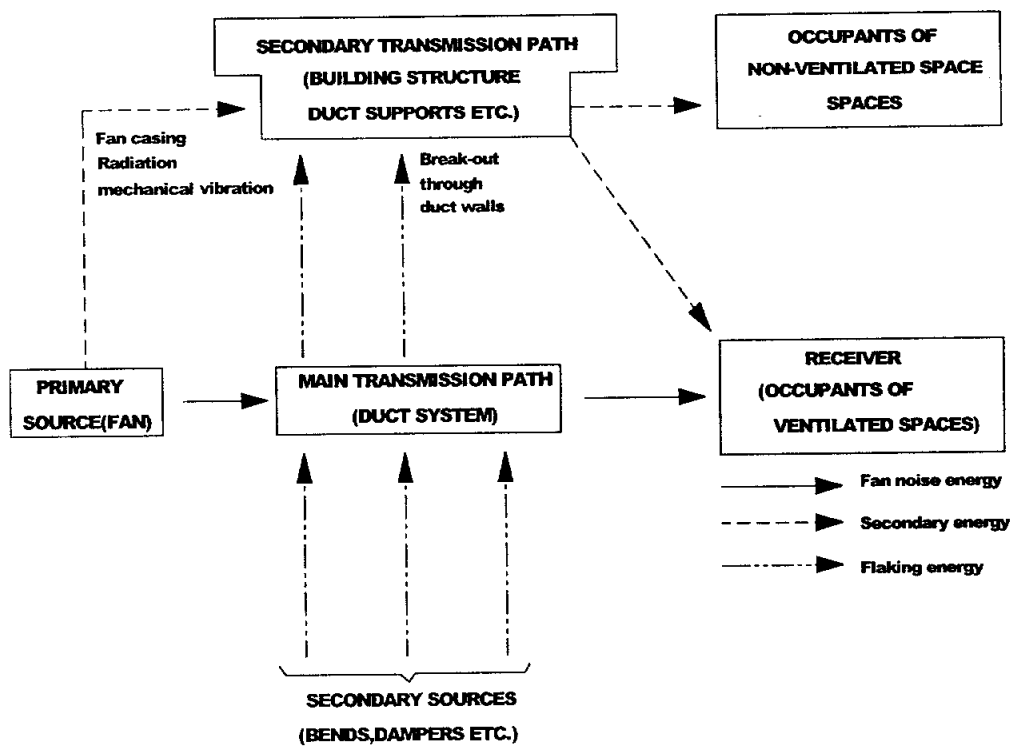


Fig. 3.1 Acoustic energy flow in a ventilating system

3.2 송풍기의 음향파워레벨 (SWL)

건물이 공조시스템에 사용되는 송풍기의 SWL은 송풍기 제조회사의 시험 결과로부터 구하는 것이 가장 정확한 소음원의 정보가 된다. 만일 제조회사의 시험 SWL이 명기 되어있지 않을 경우는 아래와 같은 방법의 각 옥타브별 SWL을 계산한다.

$$L_w = K_w + 10 \log_{10} \left[\frac{Q}{Q_1} \right] + 20 \log_{10} \left[\frac{P}{P_1} \right] + C \quad (2)$$

여기서 L_w 는 송풍기의 음향파워레벨(dB), K_w 는 Table 3.2의 송풍기의 옥타브별 기준 음향파워레벨(dB)이고, Q 는 풍량 (L/s), Q_1 는 기준 풍량(0.47 L/s), P 은 송풍기의 전압(Pa), P_1 은 송풍기의 기준 압력(0.249 KPa), C 는 수정 계수로서 Table 3.1에 나타내었다.

그러나 식(2)에 의하여 계산된 음향파워레벨 값과 제조회사의 실제 테스트 값과 또는 AHU에 탑재된 상태에서의 값은 계산된 값보다 15 에서 20 dB 정도 높게 나올 수 가 있으므로 확인할 필요성이 있다.

Table 3.1 Correction factor, C , for off-peak operation

Static efficiency % of peak	Correction factor dB
90 to 100	0
85 to 89	3
75 to 85	6
65 to 74	9
55 to 64	12
50 to 64	15
below 50	16

Table 3.2 Specific sound power levels, K_w , (dB) for fan total sound power

Fan Type		Octave Band Center Frequency - Hz								
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	BFI
Centrifugal fan: *Airfoil, Backward curved *Backward Inclined *Forward curved *Radial *Material Wheel *Medium Press *High Press	Wheel dia Over 900mm	40	40	39	34	30	23	19	17	3
	Under 900mm	45	45	43	39	34	28	24	19	3
	All	53	53	43	36	36	31	26	21	2
	Total Pressure 996 - 2491(Pa)	56	47	43	39	37	32	29	26	8
	2492 - 3736(Pa)	58	54	45	42	38	33	29	26	8
	3736 - 14945(Pa)	61	58	53	48	46	44	41	38	8
Vaneaxial fan:	Hub Ratio 0.3 - 0.4	49	43	43	48	47	45	38	34	6
	0.4 - 0.6	49	43	46	43	41	36	30	28	6
	0.6 - 0.8	53	52	51	51	49	47	43	40	6
Tubeaxial fan:	Wheel dia Over 1016mm	51	46	47	49	47	46	39	37	7
	Under 1016mm	48	47	49	53	52	51	43	40	7
Propeller fan: *General Ventilation and Cooling Towers	All	48	51	58	56	55	52	46	42	5

3.3 2차 소음원의 음향파워레벨(SWL)

3.3.1 댐퍼(Damper)

댐퍼(Damper)에서 발생하는 옥타브 밴드 SWL 또한 제조 회사의 테스트를 통한 데이터가 가장 적합하나, 만일 그렇지 못한 경우는 (3)식을 사용한다.

$$L_w(f_o) = K_D + 10 \log_{10} \left[\frac{f_o}{63} \right] + 50 \log_{10} [3.28 U_c] + 10 \log_{10} [10.76 S] + 10 \log_{10} [3.28 DH] \quad (3)$$

여기서 $L_w(f_o)$ 는 중심 주파수에서의 음향파워레벨, U_c 는 댐퍼에서의 유속 (m/s), DH 는 덕트의 높이 (m), S 는 단면적 (m^2), K_D 는 스펙트럼 보정계수이다.

본 연구에서는 Table 3.3과 같이 제조 회사의 테스트 자료[9]를 참고로 하여 계산식에 포함하였다.

Table 3.3 The sound power level of the volume damper with single

Dia	Pressure drop(Pa)	Velocity																							
		3.0 m/s								6.0 m/s								9.0 m/s							
		Frequency Hz								Frequency Hz								Frequency Hz							
		63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
80	500	65	65	65	65	59	55	49	46	67	67	67	67	60	57	50	47	70	70	70	70	63	60	53	49
	300	63	63	60	60	54	48	42	36	66	66	63	63	56	50	44	38	70	70	67	67	60	54	47	40
	200	63	63	60	54	51	43	34	29	65	65	62	56	53	44	35	30	70	70	67	60	57	48	38	32
	100	55	60	53	48	43	30	23	15	59	55	57	51	46	32	24	16	66	72	63	57	51	36	27	18
	50	56	54	47	43	36	25	16	9	59	59	52	47	40	27	17	10	-	-	-	-	-	-	-	-
100	500	67	64	64	57	54	48	48	48	72	68	68	62	59	52	52	52	78	75	75	67	64	57	57	57
	300	62	61	60	54	51	45	42	42	68	68	68	59	56	50	47	47	75	74	73	65	61	54	51	51
	200	58	58	58	50	48	40	37	37	65	65	64	57	54	45	42	42	74	73	73	64	59	50	47	46
	100	58	55	53	46	41	34	26	24	68	66	62	54	48	40	31	29	79	75	71	62	56	46	36	33
	50	55	53	48	42	35	26	22	18	69	67	60	53	44	33	28	22	-	-	-	-	-	-	-	-
125	500	71	68	65	59	56	50	50	47	76	73	70	63	60	53	53	50	83	79	76	68	65	58	58	54
	300	66	66	60	55	52	46	43	40	73	73	67	60	57	51	48	44	79	79	72	66	62	55	52	48
	200	65	62	57	51	46	41	38	38	74	71	65	59	53	47	43	43	82	78	71	65	58	51	48	48
	100	64	59	53	47	39	34	29	27	77	70	63	55	47	40	35	32	84	78	70	61	51	45	39	35
	50	63	54	50	41	36	27	25	20	80	68	60	51	43	34	32	26	-	-	-	-	-	-	-	-
160	500	68	67	64	59	55	53	52	51	72	71	68	62	59	55	54	53	78	77	74	67	63	60	59	58
	300	63	62	59	55	52	49	46	45	67	66	64	58	55	52	49	48	75	75	71	65	61	58	54	54
	200	61	58	56	50	48	42	40	40	68	65	62	56	53	47	44	44	76	73	69	63	59	53	50	50
	100	59	54	50	45	40	35	33	31	70	64	60	53	48	42	39	38	77	73	69	61	54	48	45	44
	50	54	50	46	37	33	29	25	25	69	64	58	48	42	37	32	32	-	-	-	-	-	-	-	-
200	500	70	64	61	55	52	52	55	55	75	68	65	59	55	55	59	59	83	76	72	65	61	61	65	65
	300	67	62	56	50	48	45	48	48	74	68	62	55	52	51	53	52	84	78	71	64	61	57	60	60
	200	62	57	55	47	44	42	42	42	71	65	62	53	50	48	47	47	83	76	71	62	58	55	54	54
	100	52	48	41	39	36	34	34	34	64	58	50	47	44	42	42	42	76	69	59	56	53	50	50	50
	50	51	45	41	36	32	32	28	28	63	56	51	44	39	39	34	34	-	-	-	-	-	-	-	-

3.3.2. Elbow with turning vanes

엘보(Elbow)의 구부러짐이 60° 에서 120° 사이에 해당되는 엘보들은 베인(Vane)을 통과할 때의 압력손실에 따라 식(4)를 이용하여 각 옥타브별 SWL을 예측할 수 있다.

베인을 가지고 있는 경우의 모든 엘보들은 Fig. 3.2 에서와 같이 Strouhal number에 의한 스펙트럼의 값을 구하여 계산한다.

$$L_w(f_o) = K_t + 10 \log_{10} \left[\frac{f_o}{63} \right] + 50 \log_{10} [3.28 U_c] + 10 \log_{10} [10.76 S] + 10 \log_{10} [0.039 CD] + 10 \log_{10} [N] \quad (4)$$

여기서 CD 는 가이드 날개의 코드(cord) 길이 (mm)를, N 은 가이드 날개의 개수, K_t 는 Fig. 3.2에 나타낸 스펙트럼 보정계수 이다.

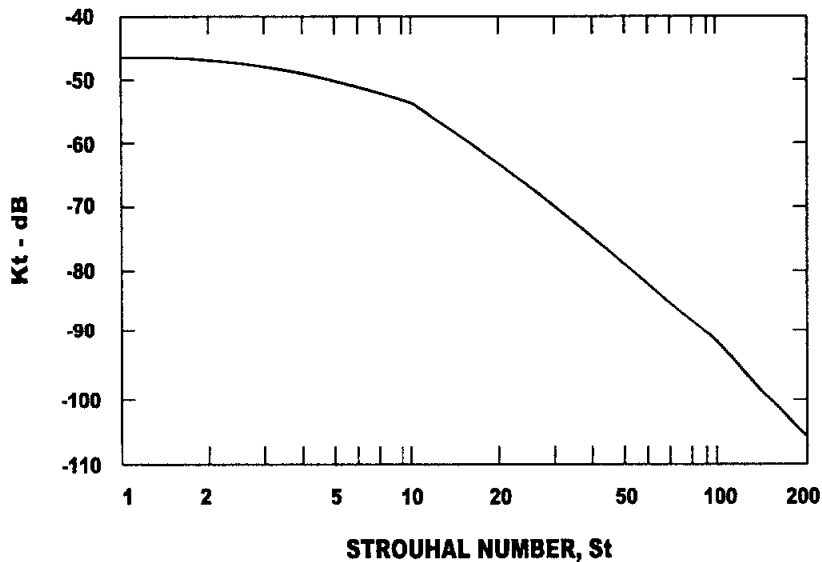


Fig. 3.2 Characteristic spectrum, K_t , for elbow fitted with turning vanes

3.3.3. 90° elbow without turning vanes

가이드 베인이 없는 엘보에서 발생하는 SWL은 식(5)를 사용하여 각 옥타브별 SWL을 구하였다.

$$\begin{aligned}
 L_w(f_o) = & K_f + 10 \log_{10} \left[\frac{f_o}{63} \right] + 50 \log_{10} [3.28 U_B] + 10 \log_{10} [10.76 S_B] + \\
 & 10 \log_{10} [3.28 D_B] + \left[1.0 - \frac{RD}{0.15} \right] \times [6.793 - 1.86 \log_{10} [S_t]] - \\
 & 1.667 + 1.8m - 0.1333m^2
 \end{aligned} \tag{5}$$

여기서 U_B 는 분기점에서의 유속 (m/s), S_B 는 분기 덕트의 단면적 (m^2), D_B 는 분기 덕트의 등가 직경 (m)을 나타낸다.

3.3.4. 90 branch takeoffs

90° 로 분기되는 분기점에서의 발생 SWL은 식(6)을 사용하였다.

$$\begin{aligned}
 L_w(f_o) = & K_f + 10 \log_{10} \left[\frac{f_o}{63} \right] + 50 \log_{10} [3.28 U_B] + 10 \log_{10} [10.76 S_B] + \\
 & 10 \log_{10} [3.28 D_B] + \left[1.0 - \frac{RD}{0.15} \right] \times [6.793 - 1.86 \log_{10} [S_t]] - \\
 & 1.667 + 1.8m - 0.1333m^2 + 20 \log_{10} \left[\frac{D_M}{D_B} \right]
 \end{aligned} \tag{6}$$

3.3.5. T-junction

$$\begin{aligned}
 L_w(f_o) = & K_J + 10 \log_{10} \left[\frac{f_o}{63} \right] + 50 \log_{10} [3.28 U_B] + 10 \log_{10} [10.76 S_B] + \\
 & 10 \log_{10} [3.28 D_B] + \left[1.0 - \frac{RD}{0.15} \right] \times [6.793 - 1.86 \log_{10} [S_t]] - \\
 & 1.667 + 1.8m - 0.1333m^2 + 3
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

여기서 $S_t \left(= f_o \frac{D_B}{U_B} \right)$ 는 분기 덕트의 Strouhal 수를 나타낸다.

3.3.6. X-junction

$$\begin{aligned}
 L_w(f_o) = & K_J + 10 \log_{10} \left[\frac{f_o}{63} \right] + 50 \log_{10} [3.28 U_B] + 10 \log_{10} [10.76 S_B] + \\
 & 10 \log_{10} [3.28 D_B] + \left[1.0 - \frac{RD}{0.15} \right] \times [6.793 - 1.86 \log_{10} [S_t]] - \\
 & 1.667 + 1.8m - 0.1333m^2 + 20 \log_{10} \left[\frac{D_M}{D_B} \right] + 3
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

3.3.7. 디퓨저(Diffuser)

실내로 유입되는 취출 및 배기 공기는 최종적으로 취출구(Diffuser)를 통하여 실내로 유입 또는 유출된다. 아무리 덕트내에서 발생되어지는 소음을 줄이기 위한 조치를 취하더라도 말단의 취출구 선정에 잘못하였거나 설치상의 잘못이 있으면, 더 많은 소음을 발생할 수 있으므로 각 취출구의 특성 및 용량을 잘 파악하고 선정하여 사용하여야 한다. 취출구에서 발생하는 SWL 또한 제조사의 테스트 자료를 참고하는 것이 가장 좋으나, 그렇지 못할 경우에는 식(9)를 사용하여 선정하도록 한다.

$$L_w = 10 \log_{10}[0.093S] + 30 \log_{10}[C_e] + 60 \log_{10}[0.3U] - 31.3 + C \quad (9)$$

원형 취출구의 경우

$$C = -11.82 - 0.15A - 1.13A^2$$

사각 또는 타공이 있는 사각 취출구의 경우

$$C = -5.82 - 0.15A - 1.13A^2$$

3.4. 덕트 시스템에서의 음의 감쇄

3.4.1 플레넘 챔버(Plenum chambers)

플레넘(Plenum) 챔버는 공기가 송풍기 출구를 떠나는 부분에서 덕트 시스템에 들어가기 전에 발생하는 난류를 완화시키기 위하여 사용되며, 보통 송풍기의 토출 섹션과 메인 덕트 사이에 설치된다. 이 챔버들에는 통상 송풍기 및 기타 소음을 감소시키기 위해 흡음재로 라이닝을 한다. 보통 대형의 사각형 상자 구조로 되어 있으며, 입구와 한 개 이상의 출구를 갖는다. 전달 손실 TL 은 식(10)으로 계산된다.

$$TL = -10 \log \left\{ S_{out} \left(\frac{Q \cos \theta}{4\pi r^2} + \frac{1 - \alpha_A}{S \alpha_A} \right) \right\} \quad (10)$$

여기서 S_{out} 는 플레넘 출구의 섹션 면적 (m^2), S 는 플레넘의 총내부 면적에서 입구와 출구 면적을 제외한 면적 (m^2)을, r 는 플레넘의 입구 중심과 출구 중심의 거리 (m), Q 는 방향 계수, α_A 는 챔버내(chamber)의 라이닝

(lining)의 평균 흡음 계수, θ 는 r 에서 덕트의 긴축 방향의 벡터 각도를 나타 낸다.

3.4.2 Unlined된 직관의 사각 덕트

Unlined된 직선의 사각 덕트에서는 저주파 쪽에서 음의 감쇄가 비교적 많이 일어난다. 특히 63Hz부터 250Hz 사이에서는 아래의 식(11,12)에 의해서 음의 감쇄를 예측한다.

$$P/A \geq 10$$

$$ATTN = 55.8 \left[0.305 \frac{P}{A} \right]^{-0.25} F_r^{-0.85} L \quad (11)$$

$$P/A < 10$$

$$ATTN = 5.38 \left[0.305 \frac{P}{A} \right]^{0.73} F_r^{-0.58} L \quad (12)$$

여기서 P 는 배관 둘레의 길이 (m), A 는 배관 단면적 (m^2)이고 F_r 은 옥타브 밴드 중심 주파수(Hz)이다. 250Hz이상에서는 Reynolds와 Bledsoe[16]의 해석에 따른 감쇄식(13)을 이용한다.

$$ATTN = 0.066 \left[0.305 \frac{P}{A} \right]^{0.8} L \quad (13)$$

덕트의 외부가 보온재나 흡음재로 둘러싸여져 있을 경우 63, 125, 250Hz에서는 두배의 흡음효과가 발생한다.

3.4.3 LINED된 사각 덕트

Lined된 직선의 사각 덕트의 경우는 첫째 3.4.2절에서 제시한 Unlined 덕트의 경우와 연관되어 음의 감쇄가 발생하며 둘째로 흡음재의 부착으로 인한 삽입 손실이 함께 발생한다. 즉 감쇄식은 식(14)와 같다.

덕트벽을 통하여 전달되는 고체전달 소음으로 인한 음의 감쇄량은 40dB를 초과하지 못한다.

$$ATTN(T) = \text{Atten. of unlined rectangular duct} + \text{Insertion loss(IL)} \quad (14)$$

$$IL = 3.281B \left[0.305 \frac{P}{A} \right]^C (0.039t)^D L$$

상수 B, C, D는 회기상수로서 각 옥타브별 값은 아래 Table 3.4에 나타 내었다.

Table 3.4 Constants for use in equation (14)

Octave Band Center Frequency - Hz	B	C	D
63	0.0133	1.959	0.917
125	0.0574	1.410	0.941
250	0.271	0.824	1.079
500	1.0417	0.500	1.087
1000	1.770	0.695	0.0
2000	1.392	0.802	0.0
4000	1.518	0.451	0.0
8000	1.581	0.219	0.0

3.4.4 Unlined된 원형 덕트

원형 덕트는 구조적 특성상 사각 덕트보다 단단한 특성을 가지고 있다. 이러한 이유로 많은 양의 소리 에너지를 흡수하거나 공명시키지 못하는 특성을 나타낸다. 이러한 특성으로 특히 저주파에서 음의 감쇄가 사각 덕트의 1/10 정도로 아주 적다. 아래의 Table 3.5는 단위 길이당 옥타브별 감쇄량을 나타내고 있다.

Table 3.5 Sound attenuation in straight circular ducts (dB/m)

Diameter -(mm)	Octave Band Center Frequency - (Hz)						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
$D \leq 181$	0.10	0.10	0.16	0.16	0.33	0.33	0.33
$180 < D \leq 381$	0.10	0.10	0.10	0.16	0.23	0.23	0.23
$381 < D \leq 762$	0.07	0.07	0.07	0.10	0.16	0.16	0.16
$762 < D \leq 1524$	0.03	0.03	0.03	0.07	0.07	0.07	0.07

3.4.5 Lined된 원형 덕트

Lined된 원형 덕트의 경우 삼입손실에 대한 문헌 및 자료가 부족한 관계로 실제 제조회사의 테스트 자료가 가장 적합하다고 볼 수 있다. Bodley[15]는 이러한 자료를 이용하여 덕트의 직경 및 흡음재의 두께 변화에 따른 삼입손실을 예측할 수 있는 방정식을 도출하는 데 이용하였다.

Reynolds 와 Bledsoe[17]는 데이터에 대한 다중 변수 회귀 분석을 통하여 덕트의 직경과 흡음재의 두께에 따른 옥타브 밴드별 관계식(15)을 도출하였다.

$$IL = 3.281[A + B(0.039t) + C(0.039t)^2 + D(0.039d) + E(0.039d)^2 + F(0.039d)^3]L \quad (15)$$

여기서 d 는 원형 덕트 내의 직경 (mm)이고, t 는 흡음재의 두께 (mm), A , B , C , D , E , 그리고 F 는 회귀분석에 의한 회귀상수를 나타낸다.

식(15) 의 A , B , C , D , E , F 에 대한 각 옥타브별 상수 값은 아래 Table 3.6 과 같다.

Table 3.6 Constants for use in equation(15)

1/1 Octave Band Center Frequency-(Hz)	A	B	C	D	E	F
63	0.2825	0.3447	-5.251E-2	-0.03837	9.1315E-4	-8.294E-6
125	0.5237	0.2234	-4.936E-3	-0.0274	3.377E-4	-2.49E-6
250	0.3652	0.7900	-0.1157	-1.834E-2	-1.211E-4	2.681E-6
500	0.1333	1.845	-0.3735	-1.293E-2	8.624E-5	-4.986E-6
1000	1.933	0.0	0.0	6.135E-2	-3.891E-3	3.934E-5
2000	2.730	0.0	0.0	-7.341E-2	4.428E-4	1.006E-6
4000	2.800	0.0	0.0	-0.1467	3.404E-3	-2.851E-5
8000	1.545	0.0	0.0	-5.452E-2	1.290E-3	-1.318E-5

여기서 Unlined된 원형 덕트에 대한 음의 감쇄는 고려하지 않아도 된다. 즉 lined된 원형 덕트의 총 삽입 손실을 계산 할 경우 포함되지 않는다. 또한 사각 덕트의 경우와 마찬가지로 덕트벽을 통하여 전달되는 고체전달 소음으로 인한 음의 감쇄량은 40dB를 초과하지 못한다.

3.4.6 사각 덕트와 Unlined된 원형 덕트의 엘보

Turning vane이 없는 Lined/Unlined 된 각형 및 Unlined된 원형 엘보의 음의 감쇄량은 ASHRAE Systems Handbooks을 참조하였으며, 아래 Fig. 3.3의 곡선은 엘보의 넓이 및 파장(λ)에 따른 감쇄량을 나타내고 있다.

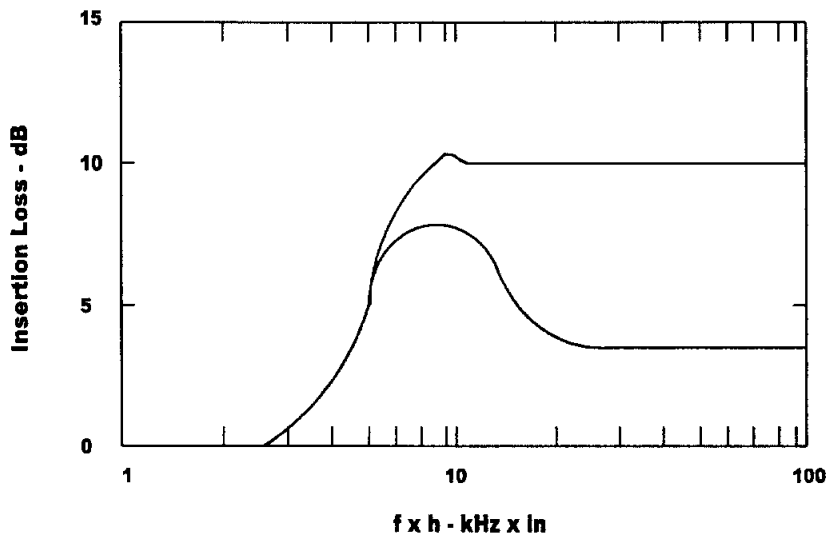


Fig. 3.3 Insertion loss values for unlined and lined square elbows without turning vanes

3.4.7 Lined된 원형 엘보

Lined된 원형 덕트와 마찬가지로 Lined된 원형 엘보의 경우 삽입손실에 대한 문헌 및 자료가 부족한 관계로 실제 제조회사의 테스트 자료가 가장 적합하다고 볼 수 있다. Bodley[15]는 이러한 자료를 이용하여 덕트의 직경 및 흡음재의 두께 변화에 따른 삽입손실을 예측할 수 있는 방정식을 찾는데 이용하였다.

Reynolds 와 Bledsoe[17]는 데이터에 대한 다중 변수 회귀 분석을 통하여 덕트의 직경과 흡음재의 두께에 따른 옥타브 밴드별 관계식(16,17)을 도출하였다.

덕트의 직경이 $152\text{mm} \leq d \leq 457\text{mm}$ 인 경우:

$$IL\left[\frac{d}{r}\right]^2 = 0.485 + 2.094\log_{10}[0.039f \times d] + 3.172[\log_{10}[0.039f \times d]]^2 - 1.578[\log_{10}[0.039f \times d]]^4 + 0.085[\log_{10}[0.039f \times d]]^7 \quad (16)$$

덕트의 직경이 $457\text{mm} \leq d \leq 1981\text{mm}$ 인 경우 :

$$IL\left[\frac{d}{r}\right]^2 = -1.493 + 0.021t + 1.406\log_{10}[0.039f \times d] + 2.779[\log_{10}[0.039f \times d]]^2 - 0.662[\log_{10}[0.039f \times d]]^4 + 0.016[\log_{10}[0.039f \times d]]^7 \quad (17)$$

3.4.8 소음기

소음기는 HVAC 시스템에서 원하지 않는 소리를 줄이기 위한 목적으로 흔히 사용된다. 소음기에는 수동형 및 능동형 소음기 두가지 형태가 있다. 수동형 소음기의 경우 현장에서 가장 많이 쓰이는 형태로 소음기의 삽입손실, 발생소음 그리고 압력손실 등을 고려하여 적절히 사용된다. 이러한 소음기의 데이터 역시 제조회사의 실험 자료를 기준으로 사용하는 것이 가장 적절하다. 능동형 소음기의 경우 Fig. 3.4 와 같이 감음센서(detector)에서 덕트를 통해 나오는 음파를 감지하여 그 음파에 반대되는 파를 발생시킴으로써 음의 감쇄를 얻을 수 있는 장치를 말한다. 특히 능동형 소음기의 경우 수동형 소음기에서 감쇄가 어려운 저주파 쪽에서 매우 효과적인 특성을 나타낸다. 그러나 이러한 좋은 특성을 가지고 있음에도 불구하고 설치비가 수동형 소음기보다 비싼 단점이 있어 실제로 널리 사용되기는 어려운 상황이다.

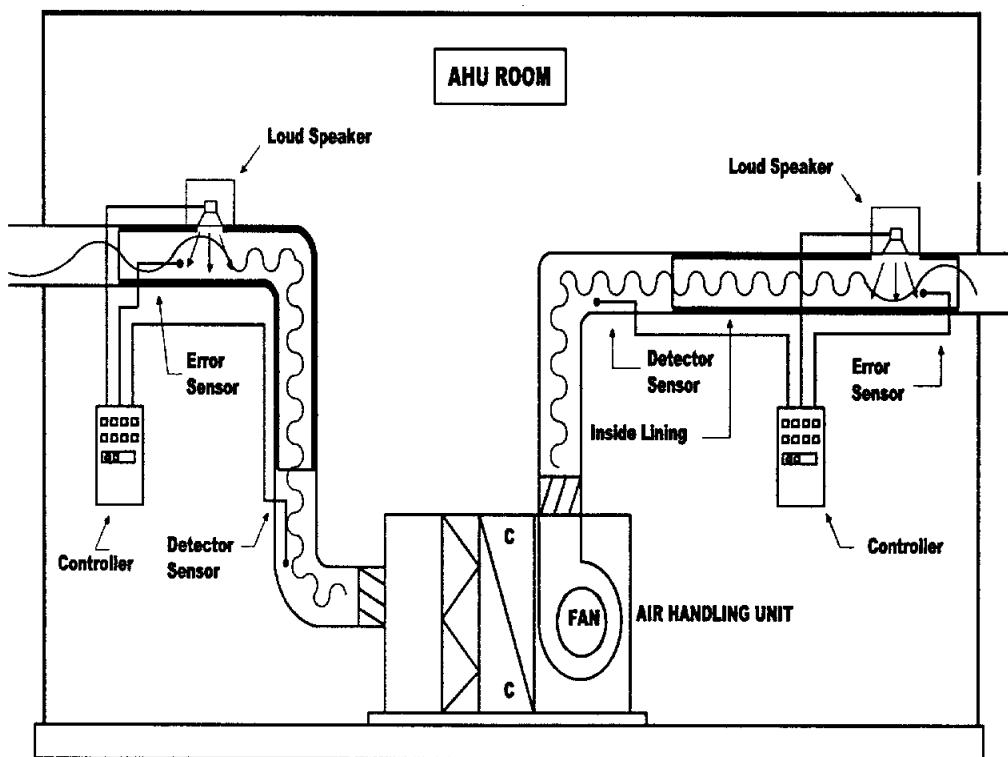


Fig. 3.4 Schematic diagram of active duct silencer

3.4.9 덕트 분기점(Branch)에서의 음의 감쇄

Junction이 있는 분기점(Branch)에서의 SWL의 감쇄 ΔL_{Bi} 는 아래의 식 (18)로 표현되어 진다.

$$\Delta L_{Bi} = 10 \log_{10} \left[1 - \left(\left(\frac{\Sigma S_{Bi}}{S_M} - 1 \right) / \left(\frac{\Sigma S_{Bi}}{S_M} + 1 \right) \right)^2 \right] + 10 \log_{10} \left[\frac{S_{Bi}}{\Sigma S_{Bi}} \right] \quad (18)$$

여기서 S_{Bi} 는 분기 덕트에서의 단면적 (m^2)을 나타내고 ΣS_{Bi} 는 주관을 지난 분기 덕트들의 총 단면적의 합 (m^2), S_M 은 주 덕트 에서의 단면적 (m^2)을 나타 낸다.

3.4.10 Duct-end reflection loss

Duct-end Reflection으로 인한 음의 감쇄 ΔL 은 덕트의 말단이 자유공간에 노출된 경우와 말단부가 벽과 같은 평면으로 되었을 경우의 두가지가 있다.

자유공간에 노출된 경우 :

$$\Delta L = 10 \log_{10} \left[1 + \left(\frac{C_o}{\pi f D} \right)^{1.88} \right] \quad (19)$$

벽과 같은 평면으로 된 경우 :

$$\Delta L = 10 \log_{10} \left[1 + \left(\frac{0.8 C_o}{\pi f D} \right)^{1.88} \right] \quad (20)$$

여기서 C_o 는 음속 ($343m/s$)을, D 는 덕트의 직경을 나타낸다.

3.4.11 Terminal volume regulation units

가장 정확하며 유용하게 쓰일 수 있는 데이터는 제조회사의 실험 자료를 사용하여야 한다. 본 연구에서 실제로 사용된 Terminal Unit[7]는 MS-25-C01과 MS-35-C01 및 PK-NO.6를 사용하였으며 각 Unit의 삽입손실은 Table 3.7 에 나타내었다.

Table 3.7 Sound attenuation including end reflection

	Type	Octave Band Center Frequency - (Hz)							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Insertion Loss	MS25-CO1	9	14.5	20.5	29.5	37	41.5	36	-
Insertion Loss	MS35-CO1	10	23	24.5	29.5	35.5	43	38	-

3.4.12 단면 변화에 의한 음의 감쇄

구조체의 단면적이 급격히 변화가 일어날 경우에는 임피던스의 부정합에 따른 반사로 인하여 감쇄가 발생하게된다. 이 경우의 감쇄치[5]는 아래의 식 (21,22)을 이용하여 구한다.

$$\Delta L = 10 \log \frac{(S_1/S_2 + 1)^2}{4 \cdot S_1 S_2} \quad (21)$$

$$\Delta L = 10 \log \left[1 + \frac{1}{4} \cdot \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \cdot \sin^2(k \cdot L) \right] \quad (22)$$

여기서 S_1 는 확대전의 단면적 (m^2), S_2 는 확대후의 단면적을 나타내고 m 은 $\left(\frac{S_2}{S_1} \right)$ 확대 전후의 단면적의 비를 나타낸다.

3.5 Duct breakout and breakin

흔히 Duct breakout은 저주파 영역에서 덕트의 울림 현상이라고 일컬어 진다. 이러한 현상이 발생하는 요인은 다음의 두가지 요인에 기인한다. 첫째, 공조기 팬에 의하여 덕트 내부에서 발생되어지는 소음과, 둘째 덕트 벽면이 진동을 일으키는 원인이 되는 난류에 의한 공기의 흐름으로 나타낼 수 있다. 또한 주위의 소음들이 덕트를 통과하여 실내로 유입되는 현상을 Duct Breakin이라고 한다.

Duct Breakout :

$$L_{w'} = L_w + 10 \log_{10} \left[\frac{A_o}{A_i} \right] - TL_{out} \quad (23)$$

Duct Breakin :

$$L_{w'} = L_w - TL_{in} - 3 \quad (24)$$

여기서 $L_{w'}$ 는 덕트로부터 방사되는 음향 파워레벨을 나타내고, L_w 는 덕트 내에서의 음향파워레벨(SWL)을 나타낸다.

3.6 사각 덕트의 Lagging에 의한 삼입 손실

사각 덕트의 내부 Sound Energy가 덕트 주위로 방출되는 양을 감소 시키기 위하여 일반적으로 덕트 주위에 흡음재나 보온재로 둘러싸는 작업이 이루어 진다.

외피의 특성에 관계없이 감쇄되어 지는 저주파의 삽입손실은 아래 식(25)에 의하여 결정된다.

$$IL(I_f) = 20 \log_{10} \left[1 + \frac{M_2}{M_1} \frac{P_1}{P_2} \right] \quad (25)$$

여기서 P_1 은 덕트 둘레의 길이 (mm), P_2 는 흡음재나 보온재가 둘러 싸여진 덕트 둘레의 길이 (mm), M_1 는 덕트의 단위질량 (kg/m^2), M_2 는 흡음재나 보온재가 둘러 싸여진 덕트의 단위질량 (kg/m^2), f_r 는 반향주파수를 $\left(1,738 \sqrt{\left[\left(\frac{P_2}{P_1} + \frac{M_2}{M_1} \right) \frac{P_1}{M_2} S \right]} \right)$ 나타낸다.

딱딱한 재질의 외피가 사용될 경우 덕트의 벽과 외피 사이에서 울림현상이 발생하게 된다. 그러므로 딱딱한 재질의 외피를 사용할 경우 반드시 반향 주파수를 고려해 주어야 한다. Fig. 3.5의 그림처럼 B($0.71f_r$) 구간에서 A(f_r) 구간은 하향 곡선을 그리게 된다. 각 구간(A,B,C)에 대한 삽입 손실에 대한 식은 아래의 식(26,27)에 의하여 결정된다.

구간 B에서 A

$$IL = IL(I_f) - 67.23 \log \left[\frac{f}{0.71f_r} \right] \quad (26)$$

구간 A에서 C

$$IL = IL(I_f) - 10 + 67.02 \log \left[\frac{f}{f_r} \right] \quad (27)$$

9 dB octave slope

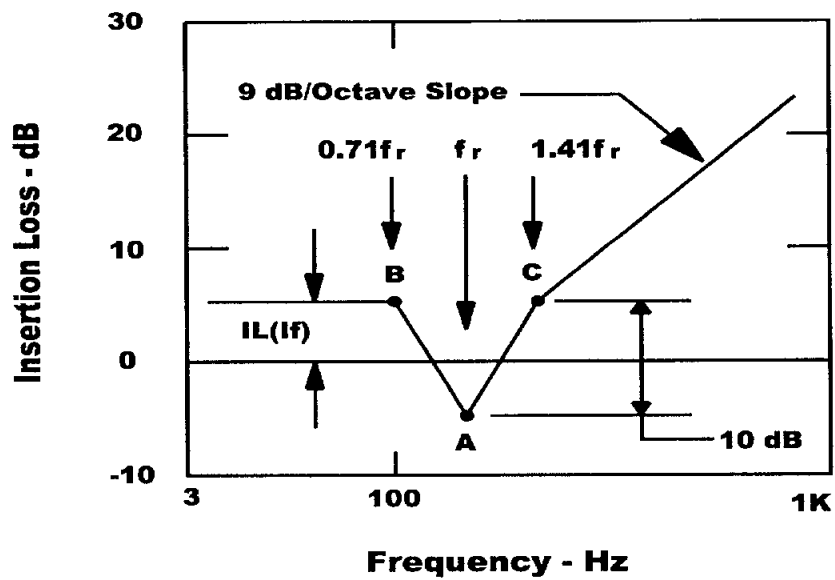
$$IL = IL(I_f) + 29.90 \log \left[\frac{f}{1.41 f_r} \right] \quad (28)$$

얇은 막과 같은 외피로 되어있는 경우, 부드러운 재질의 외피로 인한 반향이 발생하지 않는다. 그러므로 낮은 주파수에서 발생하는 삽입손실 $IL(I_f)$ 는 반향 주파수 f_r 까지 연장되어 지며 반향주파수를 넘어선 주파수에서는 Fig. 3.5에서와 같이 각 octave 마다 9dB 감소하게 된다.

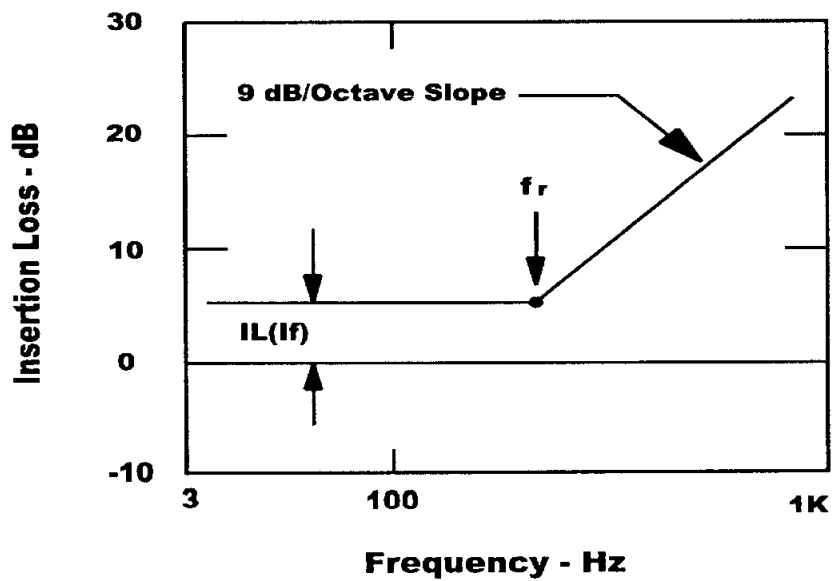
반향주파수(f_r)를 넘어선 주파수의 삽입손실은 아래의 식에 의하여 계산된다.

$$IL = IL(I_f) + 29.90 \log \left[\frac{f}{f_r} \right] \quad (29)$$

사각 덕트에서 100Hz 이하의 저주파에서 발생하는 덕트 Sound Breakout를 줄이기 위하여 취하는 덕트 레깅(Lagging)은 그리 효과 적이지 못하다. 덕트 Sound Breakout를 줄이기 위한 가장 효과 적인 방법은 사각 덕트가 아닌 저주파대역에서 높은 차단 효과가 있는 원형 덕트를 사용하는 것이 가장 바람직하다.



(a) Rigid outer covering



(b) Limp outer covering

Fig. 3.5 Insertion loss associated with rectangular duct lagging

3.7 실내 천정을 통한 음의 전달

3.7.1 Sound transmission through ceiling system

천정을 통한 소음 차단 또한 제조 업체의 자료를 참고로 하는 것이 가장 바람직하나 그렇지 못할 경우 아래의 식(30)을 이용하여 예측할 수 있다.

$$TL = -10 \log_{10} [(1 - \tau) 10^{(-TL/10)} + \tau] \quad (30)$$

여기서 τ 는 수정계수로서 Table 3.9을 참조하여 구한다.

Table 3.8 Transmission loss values for ceiling materials

Thickness mm	Surface weight kg/m²	Octave Band Center Frequency - Hz						
		63	125	250	500	1000	2000	4000
Gypsum Board								
10	7.8	6	11	17	22	28	32	24
13	10.3	9	14	20	24	30	31	27
16	13.2	10	15	22	26	31	28	30
25	22.5	13	18	26	30	30	29	37
Dimensions m × m × mm								
Acoustical Ceiling Tile - Exposed T - Bar Grid Suspended Lay-in-Ceilings								
	2.9-3.4	4	9	9	14	19	24	26
	4.4	4	9	10	11	15	20	25
	4.6-5.4	5	11	13	15	21	24	28
	5.9-6.4	5	10	11	15	19	22	24
Acoustical Ceiling Tile - Concealed Spline Suspended Ceiling								
	5.9	6	14	14	18	22	27	30

Table 3.9 τ for different types of ceiling configurations

Ceiling configuration	τ
Gypboard : No ceiling diffusers or penetrations	0.0001
Gypboard : Few ceiling diffusers and penetrations well sealed	0.001
Lay-in-suspended tile : No integrated lighting of diffuser system	0.001
Lay-in-suspended tile : Integrated lighting and diffuser system	0.03

3.7.2 Receiver room sound corrections

실내나 공장 내에서는 자유음장과 잔향음장이 혼재되어 있으므로 음원으로 부터 어느 정도 떨어진 곳까지는 직접음의 음압레벨이 크고, 멀리 떨어진 곳에서는 반사음의 음압레벨이 크게 된다. 이와 같이 주위의 상황에 따라 음압 분포가 달라지게 된다. 실내에서의 HVAC 시스템과 관련된 소음원으로는 선 음원 (Line source)과 점음원 (Point source) 두가지가 있다. 일반적으로 점음원은 Supply 또는 Return Air 디퓨저와 같은 종류의 Terminal 장치들과 관련이 있고 선음원의 경우는 덕트 Breakout과 관련하여 발생하는 소음원이다 [3],[8].

1) 점음원의 경우 Room Sound Correction

$$L_p = L_w + 10 \log \left[\frac{Q_\theta}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right] dB \quad (31)$$

여기서 r 는 점음원과 수음자간의 거리 (m)를 나타내고 R 는 실정수 (m^2)를 나타내고, Q_θ 는 Fig. 3.6에서 알 수 있듯이 Table 3.10의 지향계수를 나타낸

다.

Table 3.10 Values of directivity factor and directivity index for an unidirectional source located in a large room

Position of source	Directivity factor Q	Directivity index DI
Near center of room	1	0
At center of wall, floor or ceiling	2	3
Center of edge formed by Junction of two adjacent surfaces	4	6
Corner formed by junction of three adjacent surfaces	8	9

Table 3.11 Average sound absorption coefficient, α , for typical room surfaces

	Octave Band Center Frequency - (Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Dead	0.20	0.28	0.30	0.40	0.47	0.45	0.44	0.40
Acoustic ceiling, plush carpet soft furnishings, and drapes								
Medium Dead	0.20	0.23	0.24	0.25	0.28	0.27	0.26	0.24
Acoustic ceiling and commercial carpet								
Average	0.18	0.19	0.19	0.20	0.23	0.22	0.21	0.20
Acoustic ceiling and commercial carpet								
Medium Live	0.18	0.17	0.14	0.15	0.15	0.14	0.13	0.12
Some acoustic material, mostly hard reflecting surfaces								
Live	0.18	0.14	0.11	0.10	0.10	0.10	0.10	0.10
All hard reflecting surfaces								

2) 선음원의 경우 Room Sound Correction

실내에서의 음압레벨이 덕트 Breakout와 관련되어 나타날 경우, 덕트에서의 소음원은 선음원으로 보아야 한다. 덕트에서 Breakout되는 음향파워레벨 (SWL)을 음압레벨(SPL)로 변환하기 위해서는 아래의 식(32)을 사용하였다.

$$L_P = L_W + 10 \log \left[\frac{1}{\pi r L} + \frac{4}{R} \right] \quad (32)$$

여기서 L 는 선음원의 길이 (m)를 나타 낸다.

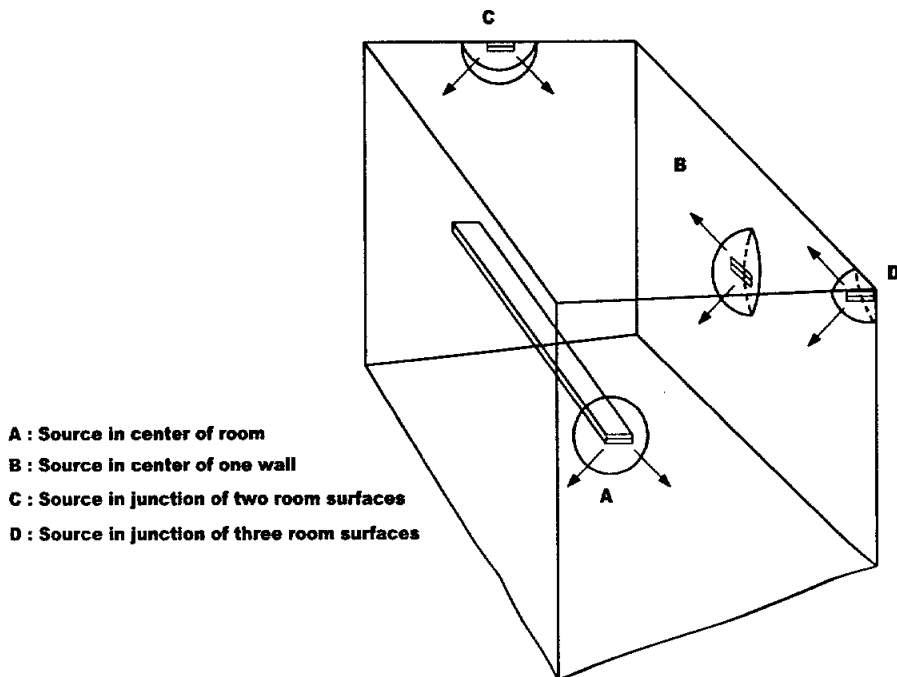


Fig. 3.6 Radiation patterns for non-directional source
in various room locations

3.8 경험식을 이용한 HVAC 시스템의 소음예측 순서도

본 연구에서 엑셀 프로그램을 이용한 HVAC 시스템의 소음예측 절차는 Fig. 3.7에 나타내었다. HVAC 시스템의 소음 예측을 위해서는 송풍기의 음향 파워레벨을 산정하고 나머지 각 배관 요소의 음향 특성치 산정을 위한 자료를 입력하여 각 배관 요소의 감쇄량과 발생량을 함께 고려하여 최종 실내의 음압레벨을 산정하게 된다. 이 계산값을 실제 측정한 실내 음압레벨과 비교·분석하여 보정값을 산정한다.

보정값 산정시 $\pm 5\text{dB}$ 이상의 값은 시공상 또는 설치도면상의 상이함에 의한 불확실한 값으로 고려하여 보정값 계산시 제외하고 나머지 값들을 고려하여 보정값 및 최종 결과 값을 얻게 되었다.

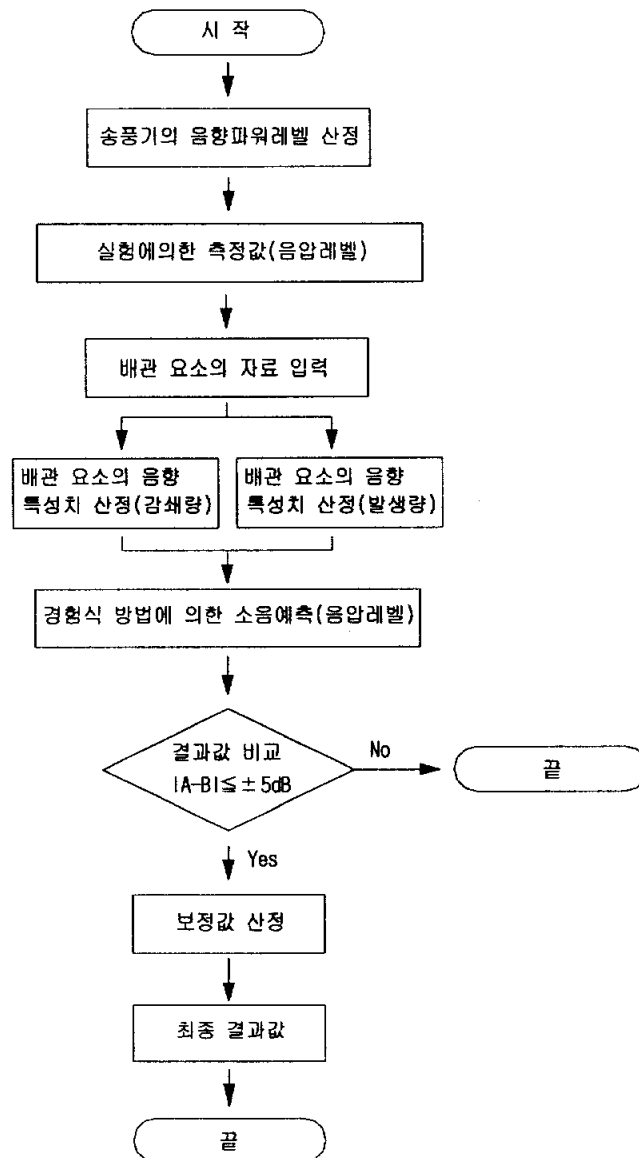


Fig. 3.7 Flowchart of calculation for HVAC system

4. 실험 결과 및 고찰

4.1 덕트 Breakout

본 연구에서 사용되어진 덕트는 주관을 제외한 모든 지관 및 분지관은 Spiral 덕트를 사용한 상선 및 LNG선 등을 측정하였다. 하나의 보기로 선실 중 공조실과 인접한 병실의 덕트 Breakout 계산값과 Breakout을 고려하지 않은 계산결과를 비교한 결과 Fig. 4.1 에서와 같은 분포를 나타내었다. 이러한 현상은 원형 덕트를 사용할 경우 사각 덕트와는 달리 저주파 영역에서의 탁월한 음의 차단효과가 크고 또한 천장의 Ceiling재질도 차음성이 아주 뛰어나기 때문에 실내의 소음 레벨에 별다른 영향을 미치지 못하는 것으로 나타났다.

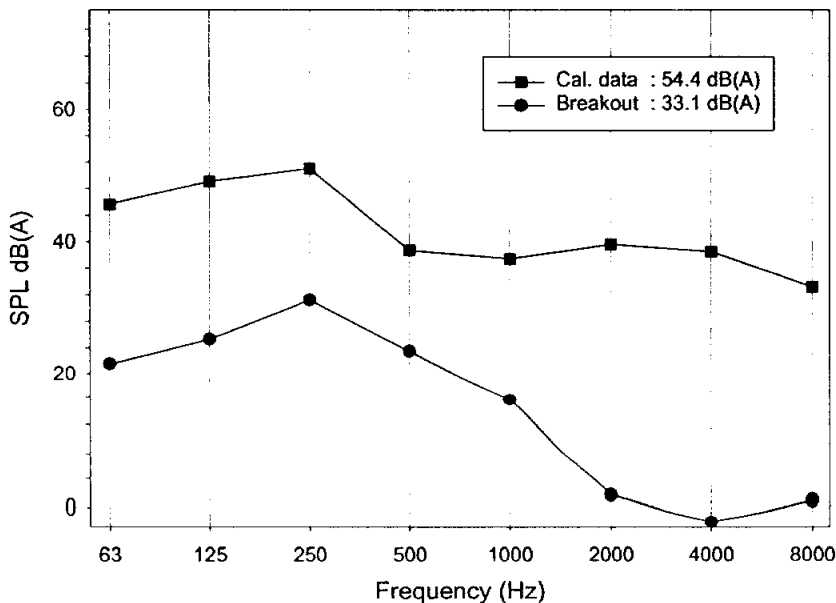


Fig. 4.1 Comparison calculated data with breakout noise at hospital

4.2 보정값의 산정

본 연구에서는 앞장에서 기술한 내용을 바탕으로 간단한 엑셀 프로그램에 의하여 소음 계산을 수행하였다. 총 97개 선실의 소음도를 측정하여 소음도 측정치와 계산값을 비교 분석함으로써 각 Terminal Unit들에 대한 실제 보정값을 찾는 것이 이 연구의 수행 목적이다.

실제 측정한 소음레벨과 NEBB, WOOD 및 LYD에서 제시한 경험식을 바탕으로 계산한 결과 Fig. 4.2부터 Fig. 4.6에서와 같이 500Hz 및 1000Hz에서 계산치가 실측치보다 낮게 계산되고 나머지 대역에서는 높게 나타나는 결과를 얻을 수 있었다. 이러한 현상은 실제 덕트 내에서의 여러 가지 요소들(분기관, 댐퍼, 엘보, terminal unit등)에 대한 변화에 의하여 발생하는 것으로 어느 한 요소를 가지고 정확히 이러한 현상에 대한 설명이 어려운 것으로 여겨진다. 사실 이러한 요소들의 부분에 대하여 정확한 분석을 하기 위해서는 실제 각 부분의 요소들에서 소음도를 다시 측정하여 하나 하나씩 분석하는 것이 가장 정확한 분석 방법이 될 수 있을 것이다. 그러나 서론에서 서술한 바와 같이 여러 연구논문에서 실내 소음레벨 예측에 대한 여러 연구가 발표되었지만 실질적으로 구조물에 설치된 HVAC 모든 시스템에서의 측정 및 데이터 분석은 그리 많지 않을뿐더러 그 실험을 수행하는 것 또한 현장 여건상 그리 쉽지 않은 일이라 할 수 있다. 따라서 여러 계산치와 실측치를 비교한 후 보정값을 찾아 그 값으로 여러 요소들에 대한 변화를 총괄하여 보정하는 것이 가장 옳바르다고 여겨진다.

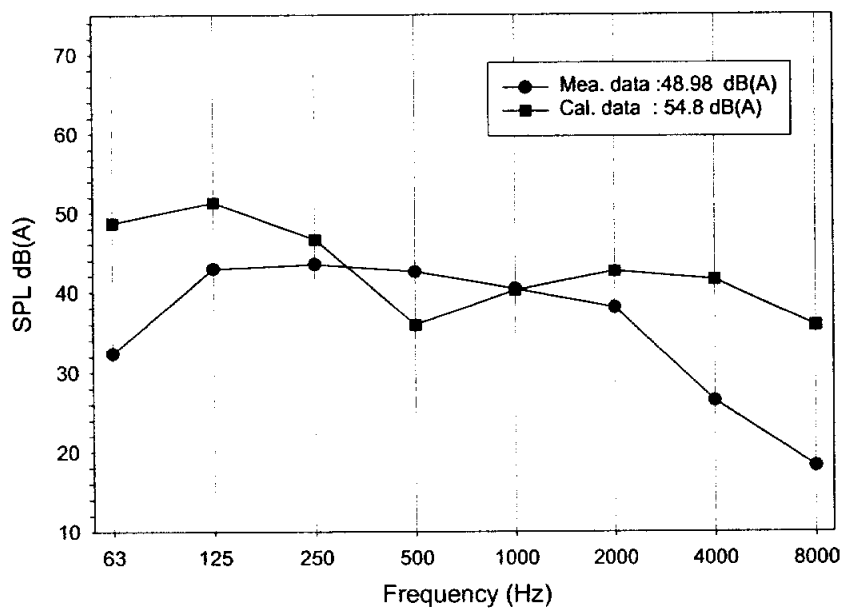


Fig. 4.2 Comparison measured data with calculated data at Officer mess room

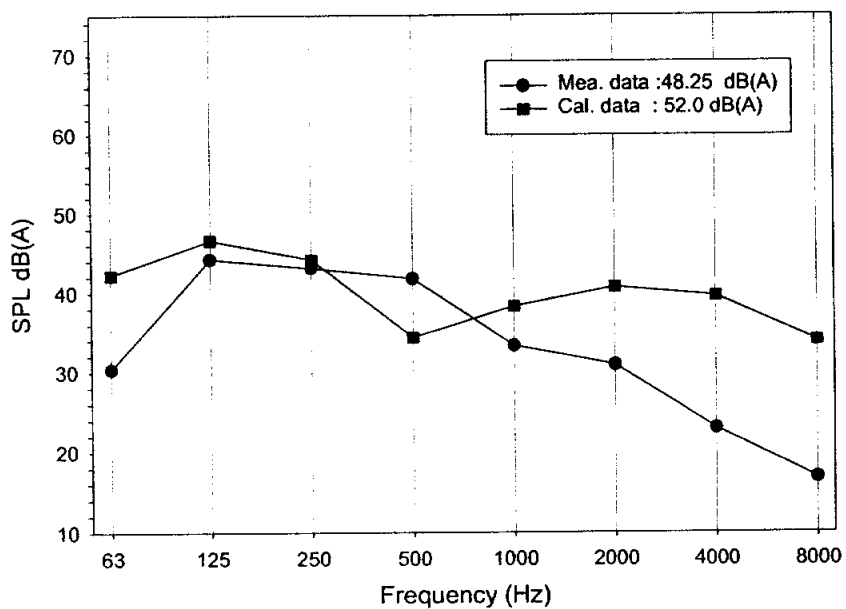


Fig. 4.3 Comparison measured data with calculated data at Chief engineer's day room

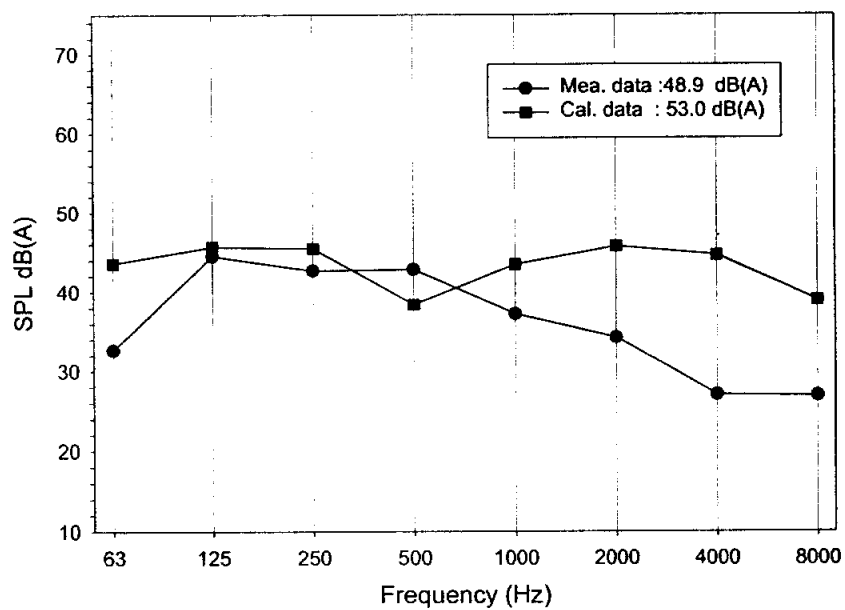


Fig. 4.4 Comparison measured data with calculated data at Gymnasium

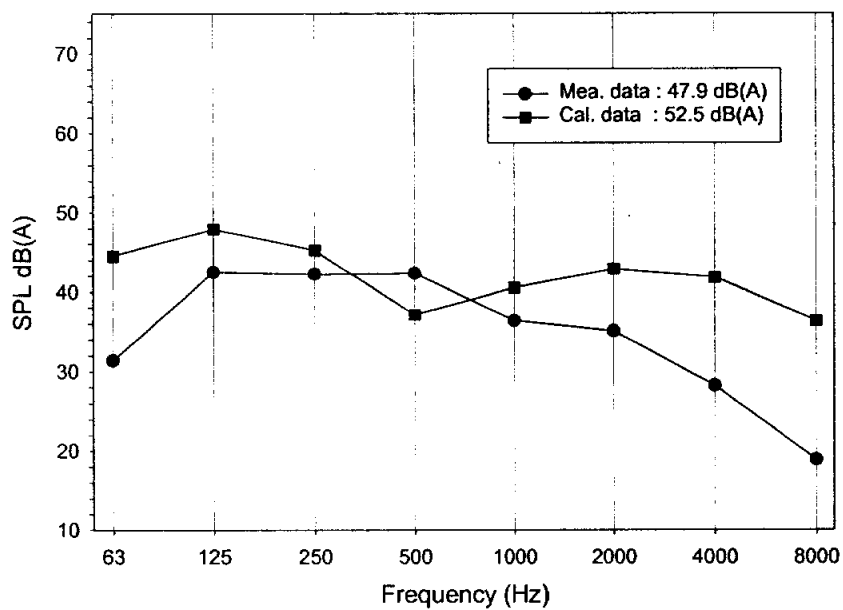


Fig. 4.5 Comparison measured data with calculated data at Cargo control room

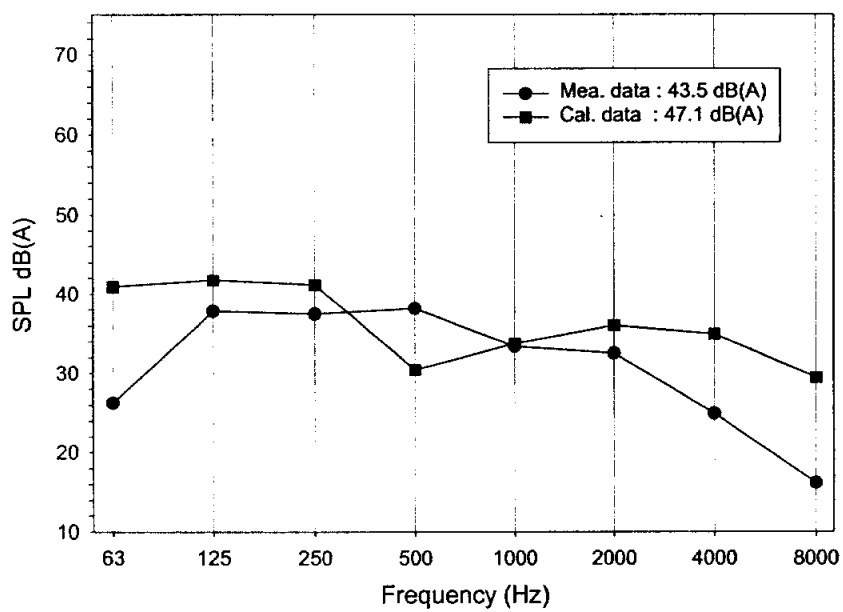


Fig. 4.6 Comparison measured data with calculated data at Chief cook

이러한 소음도의 측정값 및 계산값의 결과를 비교하여 검증한 결과 Fig. 4.2-4.6에서와 같이 유사한 분포의 옥타브 밴드(Octave band)별 차이를 나타내었다. 이 값을 산술 평균하여 보정값을 Table 4.1 에서와 같이 구하였다. 보정값을 다시 계산값에 보정한 결과 Fig. 4.7 부터 Fig. 4.11에서와 같은 분포를 나타내었다. 모든 계산값을 비교한 결과 아래의 Table 4.2와 같이 오차 범위 ± 2 dB가 54.8%, ± 3 dB가 70%가 되는 결과를 얻을 수 있었다.

Table 4.1 Correction value for each room unit

Type	Octave Band Center Frequency Hz							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
MS35-C01	6.9	-3.5	-1.8	-1.7	7.1	14.7	21.1	22.9
MS25-C01	11.8	5.2	3.8	-4.4	1.1	4.4	9.6	10.9
PK-No.6	-5.8	-5.9	-7.3	-5.2	-4.6	-4.6	-3.7	0.4

Table 4.2 Percentage of precision in calculation with correction value

보정값 계산전		보정값 계산후	
± 3 dB	27.9 %	± 3 dB	70.0 %
± 2 dB	17.2 %	± 2 dB	54.8 %

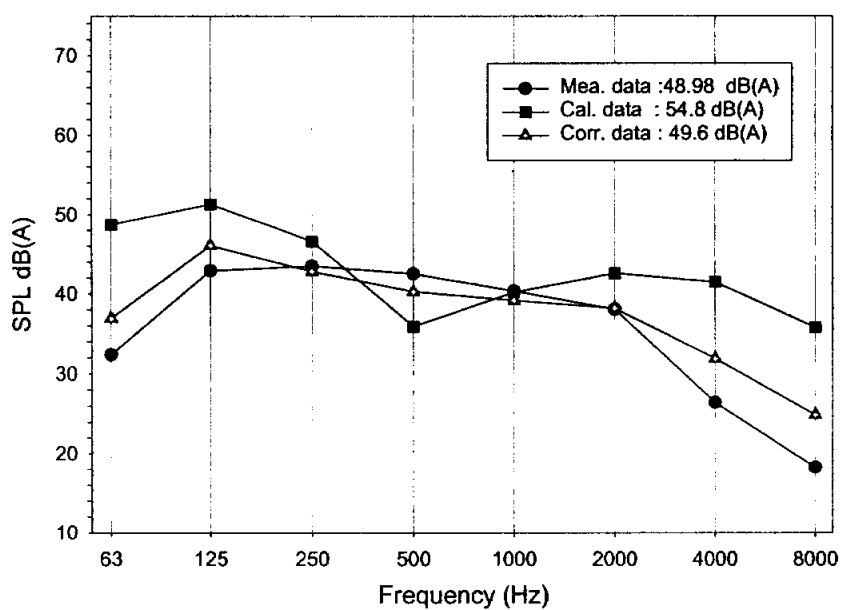


Fig. 4.7 Correction data at Officer mess room

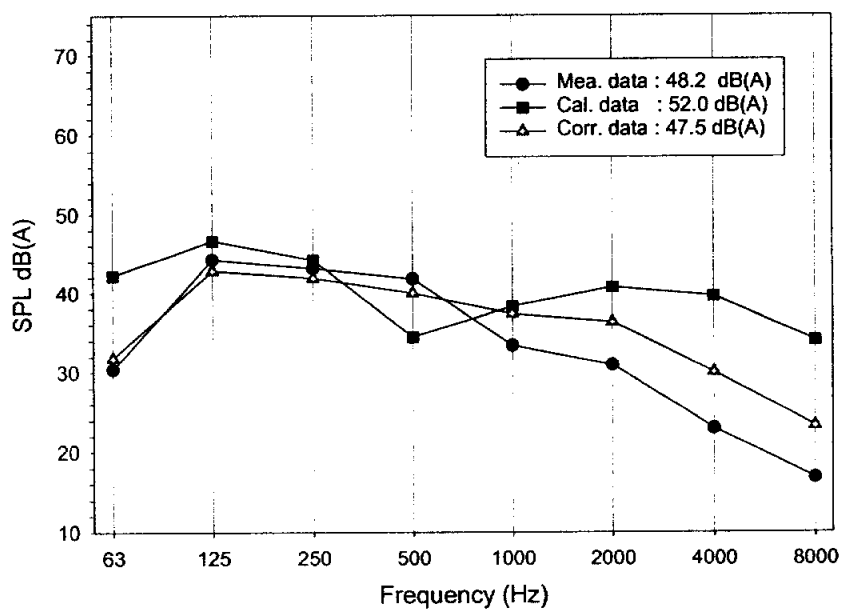


Fig. 4.8 Correction data at Chief engineer's day room

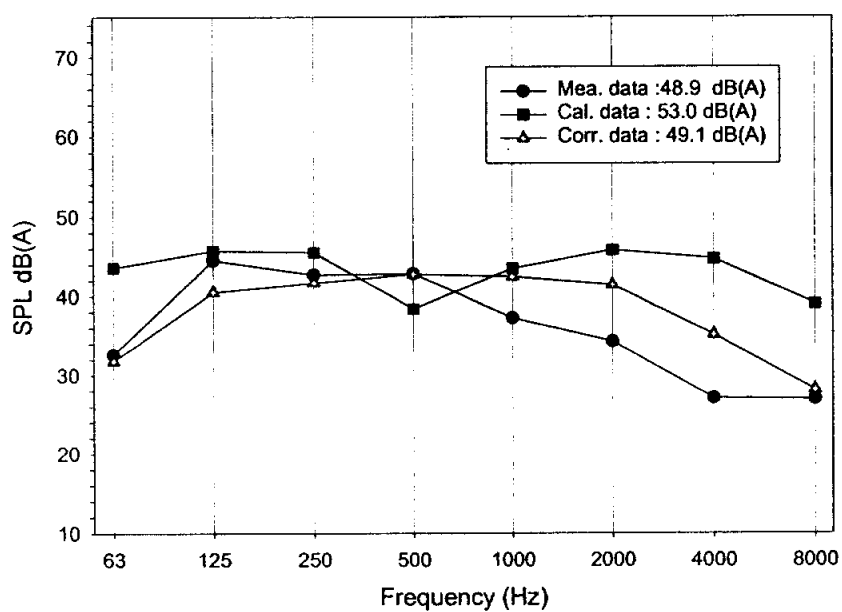


Fig. 4.9 Correction data at Gymnasium

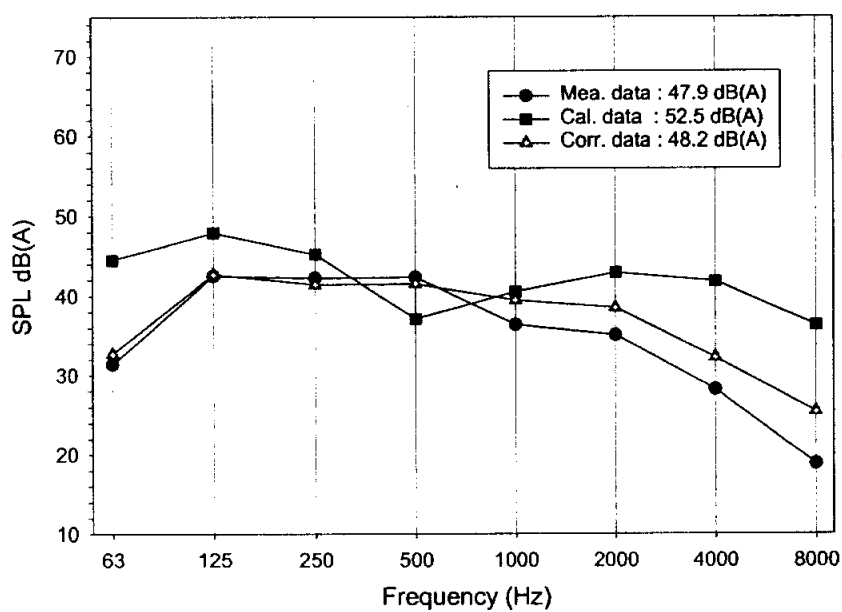


Fig. 4.10 Correction data at Cargo control room

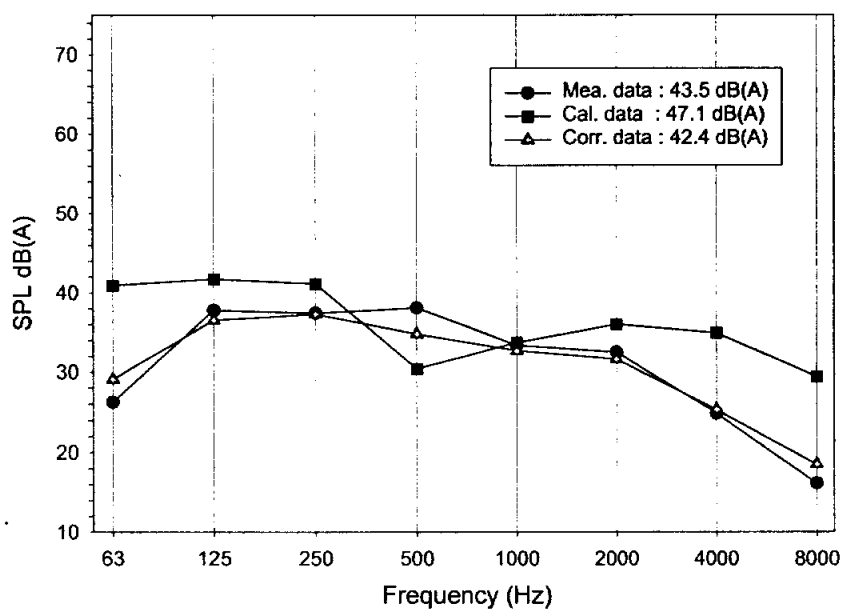


Fig. 4.11 Correction data at Chief cook

5. 결 론

선박용 HVAC 시스템의 실내 소음측정 결과와 소음예측에 관한 경험식들을 이용하여 계산·비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 소음측정치와 경험식을 이용한 시뮬레이션 예측값을 각 옥타브 밴드별로 비교한 결과 MS-35C01의 경우 63Hz에서 11.8dB, 125Hz에서 5.2dB, 250Hz에서 3.8, 500Hz에서 -4.4dB, 1000Hz에서 1.1dB, 2000Hz에서 4.4dB, 4000Hz에서 9.6dB, 8000Hz에서 10.9dB의 차이가 발생하는 것을 알 수 있다.
2. 실측값과 시뮬레이션을 통한 예측값과의 결과로 실제 보정값을 찾을 수 있었으며 계산 결과의 평균 편차는 ± 2 dB이 54.8%, ± 3 dB이 70%가 되는 결과를 얻을 수 있었다.
3. 경험식을 사용하여 예측한 결과 값과 실측치를 비교하여 HVAC 시스템의 실내 소음예측에 효과적으로 이용될 수 있는 보정값을 제안하였다.
4. 본 연구에서는 HVAC 시스템의 1차 및 2차 소음원을 고려한 소음예측 계산법을 제시하였다. 하지만 선체의 가장 큰 소음원이 되고 있는 엔진이나 여러 기계장비에서 발생하여 실내로 전달되는 고체전달 소음과 HVAC 시스템을 통한 공기 전달소음을 동시에 고려하여 소음 예측법을 수정 보완해야 할 것이며, 또한 현재의 경험식으로는 해석할 수 없는 특수한 요소에 대하여 추가적인 실험적 연구가 필요하다고 본다.

참고문헌

- [1] International Maritime Organization, "Code On Noise Levels On Board Ships", Resolution A.468(III), pp.16-18, 1981.
- [2] 한국소음진동공학회, "소음 · 진동 편람", ch5, pp.181-191, 1995.
- [3] National Environmental Balancing Bureau, "Sound and Vibration Design and analysis", 1991.
- [4] Ian Sharland, "Woods Practical Guide to Noise Control", ch5 pp.80-83, 1972.
- [5] OLE B. Stampe, "LYD I VVS-ANALAE", ch7, pp.81-82, 1998.
- [6] Michele Ladevaia, Ilse Moens, Paul Sas, "Analytical Sea for Interior Noise Prediction and Control Using Operation Measurement", pp.1348-1353, 1998.
- [7] NOVENCO, "Marine Ventilation Equipment", Novenco catalogue, pp.199-203, 1998.
- [8] J. R. Hassall, M. SC, and K. Zaveri, M. Phil, "Acoustic Noise Measurement", Bruel & Kjar 5th edition, pp.78-225, 298-300, 1988.
- [9] Lidab, "Ventilation 96 Handbook and Catalogue", ch3, pp.4-8, 1996.
- [10] Victor L. Streeter, "Fluid Mechanics", Part1. Fundamentals of Fluid Mechanics, pp.96-98.
- [11] 西村正治, 林 泰道, 北川 和夫, "音響 パワーバランスに基づいたダクト騒音予測法の開発", 三菱重工技報 Vol.28 No.3(1991-5), pp. 285-289.
- [12] J.H. Janssen, J. Buiten, "On Acoustical Designing in Naval Architecture", Inter noise '73, 1973.
- [13] A. C. Nisson, " Attenuation of Structure-borne Sound in Super-Structure on Ships", JSV, 55(1), 1977.
- [14] Lyon R.H "Statistical Energy Analysis of Dynamic Systems : Theory and Applications", MIT Press, 1975.

- [15] Bodley, J., personal communication, The United McGill Corporation, Groveport, OH, 1988.
- [16] Reynolds, D. D. and Bledsoe, J. M., "Sound Attenuation of Unlined and Acoustically Lined Rectangular ducts", ASHRAE Transactions, Vol. 95, Pt 1, 1989.
- [17] Reynolds, D. D. and Bledsoe, J. M., "Sound Attenuation of Unlined and Acoustically Lined Circular ducts and Radiused Elbows", ASHRAE Transactions, Vol. 95, Pt 1, 1989.

감사의 글

얼마 되진 않았지만 이제 벌써 졸업이 다가 왔습니다. 5학기가 너무도 빨리 지나간 것 같습니다. 1999년 1월 10일 학부를 졸업하기 전 한국하이프레스(주)에 입사하여 1년 뒤 다시 대학원에 입학 그리고 졸업... 그 동안 즐거움과 어려움을 함께 느끼면서 이제 잠시 지나온 날들을 돌아보니 참 많은 것이 변한 것 같습니다. 그 중 가장 큰 것은 제가 대학원을 졸업한다는 것입니다.

먼저 본 논문이 완성되기까지 밤낮도록 제자들과 자리를 같이 하며 아낌없는 지도와 격려로 지도해 주신 김 종수 교수님께 진심으로 감사드립니다.

그리고, 연구과정 중 배우는 사람으로서의 진정한 자세와 삶의 양식을 가르쳐 주신 오 후규 교수님, 금 종수 교수님, 김 영수 교수님, 최 광한 교수님, 윤 정인 교수님께도 깊은 감사를 드립니다.

또한 이러한 졸업 논문이 완성될 수 있도록 저에게 많은 도움과 격려를 해주신 한국하이프레스(주) 기술부 와 연구소 모든 분들에게 감사드립니다. 특히 기술부 부장님이신 박 병월 부장님, 서 승기 차장님, 변 인수 과장님, 박 진규 과장님, 장 정락 과장, 손 형호 과장, 이 승두 과장, 송 태정 형, 이 우섭 동기, 이 수원 동기, 박 계용 친구, 강 수현 사원, 임 현숙 사원에게 감사를 드립니다. 또한 밤낮으로 조선소를 다니며 저녁도 거르고 소음측정을 위해 같이 고생해준 구 자훈 대리, 모르는 부분에 있어서 많은 도움을 주었던 박 수돌 대리, 필요한 자료를 많이 모아 주었던 천 승현 대리, 연구소 소장 박 동명 과장, 대우 중공업에서 파견 근무를 하시며 제가 갈 때마다 많은 도움을 주셨던 김 현곤 과장님, 이 정훈 대리, 황 문철 대리 그리고 지금까지 하지는 못하지만 논문이 만들어지기까지 가장 많은 신경을 써 주었던 후배 김 돈수 대리에게 고마움을 전하고 싶습니다. 박사과정에 있으면서 바쁜 와중에도 논문이 나오기 까지 많은 도움을 준 박 재홍 후배에게도 감사를 드립니다.

무엇보다도 지금의 제가 있기까지 언제나 사랑으로 보살펴주시고 물심양면으로 돌봐 주신 아버지, 어머니 그리고 형, 또한 힘든 가운데에서도 내색없이 영원한 친구로 저에게 힘을 북돋아 준 인숙에게 이 작은 결실을 바칩니다.