한국소음진동공학회지 제 7 권 제 4 호, pp. 621~629, 1997.

〈논 문〉

발전소 환경소음 예측

Environmental Noise Prediction of Power Plants

조 대 승* · 유 병 호**
Dae-Seung Cho and Byoung-Ho Yoo

(1997년 3월 22일 접수 ; 1997년 5월 20일 심사완료)

Key Words : Noise Prediction(소음 예측), Power Plant(발전소), Noise Source(소음원), Divergence(확산), Directivity(지향성), Room Constant(실정수), Transmission Loss(투과 손실), Excessive Attenuation(잉여 감쇠)

ABSTRACT

For computer aided design and construction of low noisy power plants, indoor and outdoor noise prediction program has been developed. The program utilizes the predefined data of noise sources and building materials and has the faculty to estimate the source level using the empirical formula in case of the measured data not being available. In the noise prediction, the mutual noise propagation between indoor and outdoor sites are considered. The outdoor noise source in the calculation of geometric divergence effects is modelled as the omni-directional finite line or planar source according to the source geometry and the receiving points. Outdoor noise prediction is carried out to consider the diffraction effect due to plant structures as well as the attenuation effect due to atmospheric absorption and soft ground. The results of indoor and outdoor noise prediction for a recently constructed diesel engine power plant show good agreement with the measured.

1. 서 론

최근 환경소음에 대한 관심도가 높아짐에 따라 소음을 유발하는 기기류 또는 이들을 사용하는 플랜트 등에 대한 소음기준치가 강화되고 있다. 특히 국내·외에서 많이 건설되고 있는 가스터빈, 디젤엔진 등을 이용한 발전소의 경우 발전기, 휀 및 방열기(radiator) 등의 소음원들이 옥내·외에 설치되어 환경소음공해를 유발할 수 있는 대표적인 플랜트이다. 따라서 발전소를 신·증축할 경우 설계단계에서 부터 환경소음을 고려하여 소음원과 발전소 건물 등을 최적 배치하고, 소음레벨을 예측하여 경제적인 소음 저감 대책을 수립할 필요가 있다.

발전소의 소음레벨을 예측하기 위해서는 발전소에 설치될 각종 소음원들의 방사소음레벨과 사용하고자 하는 건축재료의 흡음 및 차음특성을 파악하고, 소음원과 건물의 배치 등을 고려한 전달경로상의 소음 감쇠를 계산하여야 한다. 그러나 이와 같은 작업은 방대한 양의 자료수집과 계산이 필요하므로 효율적인 소음예측 및 방음대책을 수립할 수 있는 소음예측 전산프로그램의 개발이 요구된다.

본 연구에서는 실내·외 상호간의 소음전파와 소음의 기하학적 확산으로 인한 거리감쇠효과는 물론 건물, 담 등에 의한 소음의 회절효과, 지면과 공기의 감쇠효과 등을 고려한 발전소 실내·외의 공기전파소음 예측프로그램을 개발하였다. 개발된 프로그램은 소음예측의 편의성을 도모하기 위하여 소음원과 건축재료의 소음특성자료 관리 데이터베이스 기

*정회원, 현대중공업 선박해양연구소 동역학연구실
**현대중공업 선박해양연구소 동역학연구실

능과 GUI(graphic user interface)를 이용한 자료편집 및 예측결과의 소음등고선 출력기능 등이 반영되었다. 개발된 프로그램의 정확도를 검증하기 위해 최근 건설된 디젤엔진 발전소에 대한 실내·외 소음 예측결과를 계측결과와 비교·검토하였다.

2. 소음원의 방사소음수준 산정

발전소의 주요 소음원으로는 가스터빈 또는 디젤엔진, 발전기, 방열기, 휀, 펌프, 콤프레서, 모터 등이 있다. 이들 소음원들로 인한 실내·외 환경소음수준을 산정하기 위해서는 실내 소음원인 경우 소음원의 음향출력레벨(sound power level), 옥외 소음원인 경우에는 음향출력레벨 또는 음압레벨(sound pressure level)을 알아야 한다. 그러나 장비 제작사로 부터 이들 자료가 제공되지 않거나 실내소음원의 음압레벨만 아는 경우에는 음향출력레벨을 추정하여야 한다. 음향출력레벨 추정은 음압레벨을 아는 경우 이를 자유음장에서 소음원으로 부터 방사되는 평균 음압레벨 L_{pf}(dB ref. 20×10^{-6} Pa)로 간주하고, 음향출력레벨L_W(dB ref. 10^{-12}W)를 다음과 같이 산정하였다[1].

$$L_W = L_{pf} + 10\log\left(\frac{S}{S_o}\right),\quad S_o = 1m^2 \tag{1}$$

$$S = (l+2d)(w+2d) + 2(w+2d)(h+d) + 2(h+d)(l+2d) \tag{2}$$

여기서, l, w, h는 각각 소음원의 길이, 폭 및 높이(m)이며 d는 소음원 표면으로 부터 음압레벨 계측위치까지의 거리(m)이다. 한편, 소음원의 방사소음수준에 대한 자료가 없는 경우를 대비하여 디젤엔진, 발전기, 방열기, 팬, 모터, 펌프 및 콤프레서에 대해서는 이들 장비들의 유형, 출력, 회전속도 등의 기본 사양만으로 음향출력레벨을 추정할 수 있는 경험식[2]을 이용할 수 있도록 하였다. 경험식이 반영되지 않은 소음원들은 음향출력레벨 또는 음압레벨 계측치를 직접 반영할 수 있으며, 소음기 등의 부대장비의 영향을 별도로 고려할 수 있도록 하였다. 한편, 디젤엔진의 배기소음과 같이 소음원으로 부터 방사된 소음이 배관을 거쳐 배기구에서 방사되는 경우에는 배관내 전달손실[2]을 산정하여 배기구를 옥외 소음원으로 고려하였다.

장비 제작사로 부터 제공된 소음특성치가 총합 소음레벨만 주어진 경우의 옥타브 밴드별 소음레벨은 Table 1에 나타낸 계수[3]를 이용하여 추정하였다. 이 추정계수는 소음기가 장착된 디젤 엔진, 차량, 비행기 및 옥외용 산업기기류 등의 소음원들에 대한 소음 스펙트럼으로 부터 도출된 것이다.

3. 실내 소음수준 산정

발전소 내부 또는 인근에 위치한 건물 등의 실내 소음은 발전기실과 같은 소음원실은 물론 제어실, 사무실 등과 같은 비소음원실의 경우에도 환경소음기준치의 적용을 받는다. 일반적으로 격실의 소음레벨은 격실내부 소음원의 직접음과 반사음 및 인접격실 소음과 옥외 소음 등이 벽과 같은 경계면을 투과하여 전달되는 소음에 의해 결정된다. 이들 각각의 소음 전달경로에 대한 음압레벨은 다음과 같이 추정하였다.

-격실내 소음원에 의한 직접음 소음레벨

$$(L_p)_1 = \begin{cases} L_W + \mathrm{DI} - 20\log(r) - 11\ \mathrm{dB}(r<3m) \\ L_W + \mathrm{DI} - 30\log(r) - 7\mathrm{dB}(r\geq 3m) \end{cases} \tag{3}$$

-격실내 소음원에 의한 반사음 소음레벨

$$(L_p)_2 = L_W + 10\log\left(\frac{4}{R_s}\right)\mathrm{dB} \tag{4}$$

-인접 격실소음의 전달 소음레벨

$$(L_p)_3 = (L_p)_s + 10\log\frac{S_c}{R_r} - \mathrm{TL\ dB} \tag{5}$$

-옥외 소음의 전달소음레벨

$$(L_p)_4 = \begin{cases} (L_p)_s + 10\log\frac{S_c}{R_r} - \mathrm{TL} + 6\mathrm{dB}(r_b > h_R) \\ (L_p)_s + 10\log\frac{S_c}{R_r} - \mathrm{TL} + 3\mathrm{dB}(r_b \leq h_R) \end{cases} \tag{6}$$

상기식에서 L_W는 자유음장에서의 소음원 출력레벨,

Table 1 Factors to estimate octave band sound level from its overall value[3]

Type of overall sound level	Octave band center frequency(Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
A-weighted	−2	1	−1	−3	−5	−8	−12	−23
Linear	−7.8	−4.8	−6.8	−8.8	−10.8	−13.8	−17.8	−28.8

$(L_p)_s$는 소음원이 위치한 공통 경계면 표면에서의 음압레벨, DI는 반사면의 directivity index, r은 소음원과 수음점간의 거리(m)를 나타내며, R_s와 R_r은 각각 소음원실과 수음실의 실정수(m^2), S_c와 TL은 각각 공통 경계면의 표면적(m^2)과 투과손실(dB)이다. 식 (3)의 직접음 소음레벨 평가식은 r이 $3m$보다 작은 경우에는 점소음원의 거리감쇠식만을 적용한 것이며, r이 3m보다 큰 경우에 대해서는 거리감쇠 효과와 함께 격실내 타 장비 또는 배관 등으로 인한 감쇠효과를 고려한 것이다[2]. 식 (6)에서 r_b는 옥외소음원 중심과 공통경계면 중심간의 거리, h_R은 격실의 높이로서 r_b가 h_R보다 큰 경우에는 옥외 소음이 격실 벽면에 평면파, 그 외에는 구면파로 입사된다고 간주하였다.

상기식의 적용에 있어서 소음원의 기준위치는 그 중심으로 하였다. DI 산정은 모든 실내 소음원들에 대해서 바닥의 반사효과를 고려하였으며, 격실 벽면의 반사효과는 격실과 소음원이 모두 직육면체란 가정하에 Fig. 1에 정의된 벽면과 소음원 표면간의 거리 d_s가 1m보다 작은 경우에만 고려하였다. 격실의 실정수 산정은 타 격실과 경계를 이루는 경계면과 격실내에 설치된 기기 또는 가구류 등에 의한 비경계면을 모두 고려하여 다음과 같이 산정하였다.

$$R=\sum(\alpha_{sab})_i S_i+(\alpha_{sab})_h(C_f)_h S + (\alpha_{sab})_s(C_f)_s S,\quad S=\sum S_i \tag{7}$$

여기서 $(\alpha_{sab})_i$, S_i는 각 경계면의 Sabine 흡음율과 그 면적(m^2), $(\alpha_{sab})_h$, $(\alpha_{sab})_s$는 Table 2에 나타낸

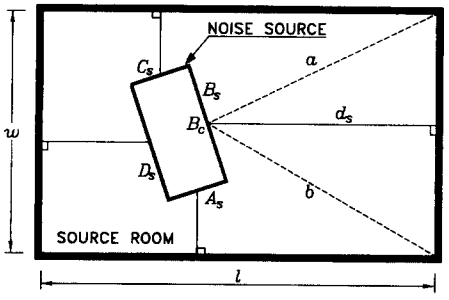

Fig. 1 Distance evaluation from source to wall

전형적으로 단단한 재질면과 부드러운 재질면의 Sabine 흡음율, C_f는 비경계면의 면적추정계수로서 격실의 용도에 따라 Table 3에 나타낸 값을 이용하였다. 한편, 식 (7)을 이용하여 추정된 실정수가 Table 4에 나타낸 값보다 작은 경우에는 Table 4의 값을 이용하였다[2].

인접 격실 소음은 소음원실과 공통 경계면을 갖는 격실에 대해서만 고려하였으며, 특정 격실의 총합음압레벨은 격실 중앙에서 상기의 소음전달경로를 통해 전달되어지는 음압레벨의 대수 합으로 다음과 같이 계산하였다.

$$L_p(total)=10\log[\sum_{i=1}^{4}10^{0.1(Lp)_i}] \tag{8}$$

4. 옥외 소음수준 산정

4.1 옥외소음예측 일반식

발전소에 설치된 기기류에 의한 옥외 임의 수음점에서의 음압레벨은 일반적으로 다음과 같은 식을 이용하여 산정할 수 있다.

$$L_p(r)=L_W+\mathrm{DI}_s+\mathrm{DI}_f+\mathrm{DR}(r) -11-A_{comb}. \tag{9}$$

또는,

$$L_p(r)=(L_p)_{ref}-\mathrm{DR}(r_{ref})+\mathrm{DR}_{(r)}-A_{comb}. \tag{10}$$

여기서, L_W는 소음원의 음향출력레벨, $(L_p)_{ref}$는 소음원으로 부터 거리 r_{ref}인 곳에서의 음압레벨 계측

Table 3 Nonboundary surface area factors

Room type	$(C_f)_h$	$(C_f)_s$
Default	0	0
Office	0.2	0
Control room, rack room	0.3	0.1
Generator room	0.4	0.2
Auxiliary machinery room	0.3	0.1

Table 2 Sabine absorption coefficients for typical hard and soft surface

Description	Octave band center frequency (Hz)							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Hard surface	0.10	0.09	0.05	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01
Soft surface	0.20	0.25	0.40	0.60	0.70	0.70	0.60	0.50

Table 4 Minimum room constants

Oct. band center freq. (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Room constant (m^2)	61	15	4	1	0	0	0	0

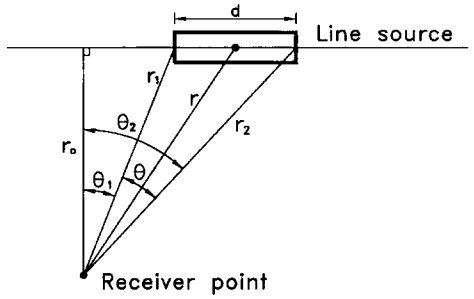

Fig. 2 Finite line source

치, DI_s와 DI_f는 각각 소음원 자체와 소음장의 directivity index, $DR(r)$은 소음의 기하학적 확산에 의한 거리감쇠 함수이며, $A_{comb.}$는 전달경로상의 잉여감쇠를 나타낸다. 상기의 식 (10)은 $(L_p)_{ref}$가 유사한 장소에 설치된 동일한 소음원의 근접장에서 계측된 경우에만 적용할 수 있다.

본 연구에서는 상기 항들 중에서 DI_s는 현실적으로 자료 입수 또는 계측이 곤란한 점을 고려하여 무시하였으며, DI_f는 소음원이 음향학적으로 딱딱한 지면에 설치되었다고 간주하여 3 dB로 하였다. 전달경로상의 잉여감쇠는 소음 전파경로상에서 발생되는 단일 또는 다중 차음구조물에 의한 소음의 회절효과, 공기의 흡음효과 및 지면의 감쇠효과를 고려하여 산정하였다.

한편, 실내 소음이 건물벽면을 투과하여 옥외로 방사되는 소음은 건물벽면을 소음원으로 간주하고, 이의 음압레벨을 다음과 같이 산정하였다.

$$(L_p)_{wall}=(L_p)_s-\mathrm{TL}-6 \tag{11}$$

여기서, $(L_p)_s$은 공통경계면상에서의 실내 음압레벨, TL은 공통 경계면의 투과손실(dB)이다. 상기의 건물 벽면에서 방사되는 소음은 경계면 각각의 투과손실이 차이가 날 수 있으므로 소음원실과 옥외와의 경계면마다 별도로 고려하였다.

4.2 거리 감쇠 산정

거리감쇠는 소음원을 무한개의 점소음원으로 이루어진 유한길이 d의 선소음원으로 모델링하여 다음과 같이 계산하였다[4].

$$\mathrm{DR}(r)=10\log\left(\frac{\theta}{r_o d}\right) \tag{12}$$

여기서, θ와 r_o의 정의는 Fig. 2에 나타내었다.

상기 식은 수음점이 소음원으로 부터 멀리 떨어진 경우에는

$$\theta\approx\sin(\theta_2-\theta_1)=\frac{r_o d}{r_1 r_2}\approx\frac{r_o d}{r^2} \tag{13}$$

이 성립하므로 식 (12)로 부터

$$\mathrm{DR}(r)=-20\log r \tag{14}$$

와 같은 점소음원의 거리감쇠식이 유도된다. 따라서, 식 (12)를 이용하면 수음점과 소음원간의 거리에 따른 선소음원과 점소음원의 거리감쇠 특성을 모두 고려할 수 있다. 한편, 소음원 단면 길이의 $\frac{1}{3}$보다 작은 거리에 위치한 수음점 영역에서는 면소음원의 소음전파 특성을 적용하여 거리감쇠가 없는 것으로 하였다.

상기의 선소음원에 의한 거리감쇠 계산에 있어서 소음원의 길이 d는 소음원이 원주 형상인 경우에는 원의 지름으로 하였으며, 직육면체 형상인 경우에는 높이가 일정한 평면상에서 수음점에서 소음원을 보았을 때 소음원의 중심점을 지나가는 최대 선분의 크기로 하였다. 한편, 방열기, 팬 등과 같이 다수의 소음원이 밀집되어 있는 경우에는 각각의 기기를 독립된 소음원으로 취급하여 소음원의 방사소음레벨 추정 오차를 줄이고자 하였다.

4.3 공기의 흡음 효과 산정

잉여감쇠 효과중에 각 옥타브 밴드별 공기의 흡음효과는 다음과 같은 순음에 대한 공기흡음 평가식[5]을 적용하였다.

$$\begin{aligned}A_{atm}=8.686rf_b^2\Big[&1.84\times10^{-11}\frac{p_r}{p_a}\\&\times\left(\frac{T}{T_o}\right)^{1/2}+\left(\frac{T}{T_o}\right)^{-5/2}\\&\times\left\{0.01275\exp\left(\frac{-2239.1}{T}\right)\left(f_{rO}+\frac{f_b^2}{f_{rO}}\right)^{-1}\right.\\&\left.+0.1068\exp\left(\frac{-3352.0}{T}\right)\left(f_{rN}+\frac{f_b^2}{f_{rN}}\right)^{-1}\right\}\Big]\end{aligned} \tag{15}$$

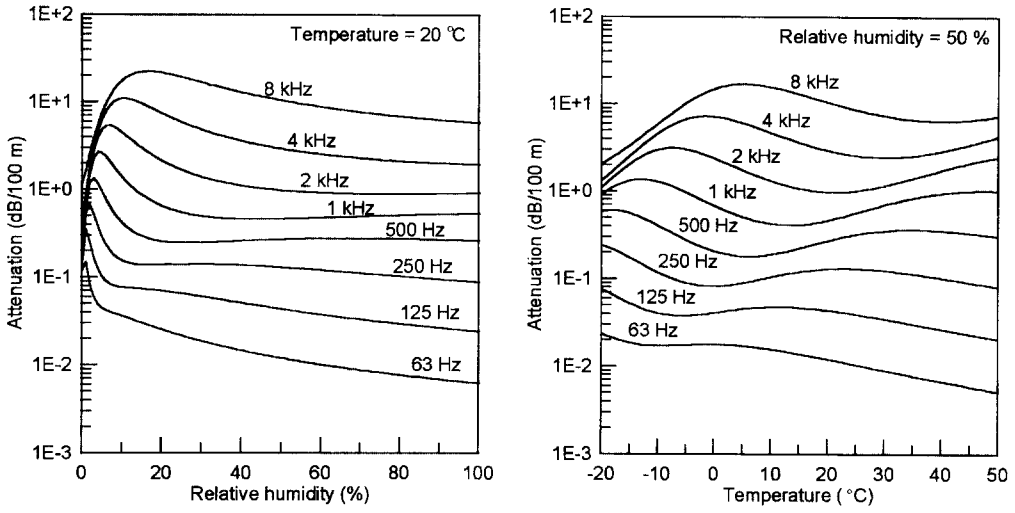

Fig. 3 Examples of atmospheric attenuation

여기서,

$$f_{ro}=\frac{p_a}{p_r}\left(24+4.04\times10^4 h\frac{0.02+h}{0.391+h}\right)$$

$$f_{rN}=\frac{p_a}{p_r}\sqrt{\frac{T_o}{T}}\left[9+280h\exp\left\{-4.170\left(\sqrt[3]{\frac{T_o}{T}}-1\right)\right\}\right]$$

$$h=h_r\frac{p_r}{p_a}10^C \tag{16}$$

$$C=-6.8346\left(\frac{273.16}{T}\right)^{1.261}+4.6151$$

$p_r=101.325$ kPa

$T_o=293.15$°K

이고, p_a는 대기압(kPa), T는 대기온도(°K), h_r은 상대습도(%)이며, f_b는 옥타브 밴드의 중심주파수(Hz)이다.

상기 식의 적용에 있어서 본 연구에서는 p_a는 p_r과 같고, 대기온도 및 습도는 모든 소음예측 영역에 대해 일정하다고 가정하였다. Fig. 3에 각 옥타브 밴드별 중심주파수에서의 대기 온도 또는 습도 변화에 따른 공기흡음 감쇠량 변화를 $T=20$℃인 경우와 $h_r=50$%인 경우에 대해 예시하였다.

4.4 지면의 감쇠효과 산정

지면의 감쇠효과는 다음에 나타낸 옥타브 밴드별 음압레벨 감쇠 추정식[6]을 적용하였다.

$$A_{ground}=\begin{cases}-3M & \text{at 63 Hz}\\ G_sA_s+G_rA_r-3M(1-G_p) & \text{at 125 Hz}\\ G_sB_s+G_rB_r-3M(1-G_p) & \text{at 250 Hz}\\ G_sC_s+G_rC_r-3M(1-G_p) & \text{at 500 Hz}\\ G_sD_s+G_rD_r-3M(1-G_p) & \text{at 1000 Hz}\\ 1.5G_s+1.5G_r-3M(1-G_p) & \text{at 2000, 4000, and 8000 Hz}\end{cases} \tag{17}$$

여기서

$$M=1-\frac{30(h_s+h_r)}{d_p}\geq0$$

$$A=1.5+3.0\left\{1-\exp\left(\frac{-q}{50}\right)\right\}\exp\{-0.12(h-5)\}+5.7\{1-\exp(-2.8\times10^{-6}q^2)\}\exp(-0.09h^2)$$

$$B=1.5+8.6\left\{1-\exp\left(\frac{-q}{50}\right)\right\}\exp(-0.09h^2) \tag{18}$$

$$C=1.5+14.0\left\{1-\exp\left(\frac{-q}{50}\right)\right\}\exp(-0.46h^2)$$

$$D=1.5+5.0\left\{1-\exp\left(\frac{-q}{50}\right)\right\}\exp(-0.9h^2)$$

$$q=30h\leq d_p$$

이고, h_s, h_r은 각각 소음원과 수음점의 높이(m), d_p는 지면에 투영된 소음원과 수음점간의 거리(m)이며, G는 지면의 음향흐름저항력(acoustical flow resistivity)으로서 음향학적으로 딱딱한 지면은

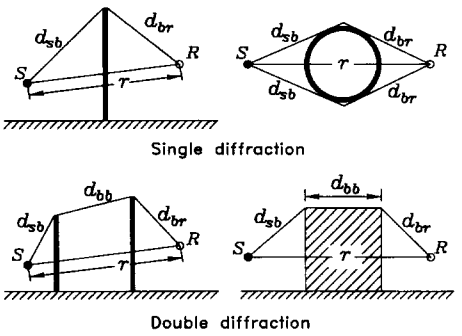

Fig. 4 Path length estimation for single and double diffractions

0, 부드러운 지면은 1의 값을 가진다. 하첨자 s, r 및 p는 각각 소음원, 수음점 및 전달경로를 나타낸다. 식 (18)의 h는 식 (17)에 나타낸 A, B, C 및 D의 하첨자에 따라 h_s 또는 h_r을 나타낸다. 식 (17)을 이용한 지면의 감쇠효과 산정시 소음원과 수음점사이에 놓인 차음구조물은 무시한다.

본 연구에서는 식 (17)을 이용한 지면의 감쇠효과 계산에 있어서 소음원이 위치한 영역($=30h_s$)은 음향학적으로 딱딱한 지면으로 간주하였으며, 수음점 영역($=30h_r$)과 중간 영역의 지면은 소음예측의 편의성을 고려하여 동일한 음향흐름저항력을 가진다고 가정하였다.

4.5 차음구조물에 의한 감쇠효과 산정

발전소 영역 내·외에 위치한 건물, 유류저장탱크 또는 차음벽 등으로 인한 소음의 회절효과는 건물의 경우 기하학적 형상을 길이, 폭 및 높이 방향으로의 최대 길이를 해당 치수로 갖는 직육면체, 유류저장탱크는 지면에 수직한 원주, 담과 제방 등은 두께가 없는 유한길이의 차음벽으로 모델링하고, 소음원은 그 중심에 위치한 점소음원으로 가정하여 다음과 같은 하풍(downwind) 조건에서 지면 반사효과를 고려한 단일 또는 이중회절효과 평가식[6]을 적용하였다.

$$A_{barrier}=10\log(3+20C_1K_wz/\lambda)-C_2 \qquad (19)$$

여기서,

$$C_1=\begin{cases}1 & \text{for single diffraction}\\ \dfrac{1+(5\lambda/d_{bb})^2}{1/3+(5\lambda/d_{bb})^2} & \text{for double diffraction}\end{cases} \qquad (20)$$

$$C_2=\begin{cases}A_{ground} & \text{for top edge diffraction}\\ 0 & \text{for side edge diffraction}\end{cases} \qquad (21)$$

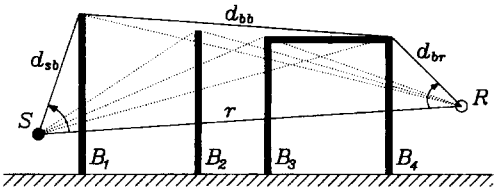

Fig. 5 Selection of two most effective barriers

$$K_w=\begin{cases}\exp\left(\dfrac{-1}{2000}\sqrt{\dfrac{d_{sb}d_{br}r}{2z}}\right) & \text{for } z>0\\ 1 & \text{for } z\le 0\end{cases} \qquad (22)$$

$$z=\begin{cases}d_{sb}+d_{br}-r & \text{for single diffraction}\\ d_{sb}+d_{br}+d_{bb}-r & \text{for double diffraction}\end{cases} \qquad (23)$$

$$\lambda=\frac{20.05\sqrt{T}}{f_b} \qquad (24)$$

이고, d_{sb}, d_{rb} 및 d_{bb}의 정의는 Fig. 4에 나타내었다. T, f_b의 정의는 식 (15)에서와 같다.

본 연구에서는 회절음의 최소전달경로를 차음구조물의 높이 및 폭 방향으로의 회절경로중에 가장 짧은 경로로 선정하되 z가 음인 경우 즉, 소음원으로부터 가시권에 위치한 수음점에 작용하는 회절효과는 무시하였으며, 차음벽은 단일 회절효과, 건물은 이중회절효과를 갖는 것으로 계산하였다. 유류저장탱크와 같은 원주형 구조물의 경우에는 높이 방향은 이중회절효과를 반영하였으나 폭 방향으로의 회절효과는 소음원 중심과 수음점을 지나는 원주의 접선이 만나는 교점을 회절점으로 간주하여 단일회절효과를 갖는 것으로 계산하였다. 한편, 소음원이 건물 벽면인 경우에는 해당 건물자체에 의한 회절효과도 고려하였다.

소음원과 수음점 사이의 다수의 차음구조물로 인해 3번 이상의 다중회절효과가 있는 경우에 대해서는 Fig. 5에 나타낸 바와 같이 소음원 중심, 수음점 및 회절점으로 구성되는 삼각형들 중에서 소음원 및 수음점에서의 내각의 크기가 가장 큰 차음구조물을 각각 선택하여 이중회절효과 계산식을 적용하여 계산하였다[7]. 차음구조물에 의한 회절효과는 단일 회절의 경우 20 dB, 이중 회절의 경우에는 25 dB로 제한하였다.

5. 발전소 환경소음예측 프로그램

전술한 실내·외 소음예측 이론을 토대로 발전소의 공기전파 환경소음을 효율적으로 예측하기 위한 PC용 windows 프로그램을 개발하였다. 개발된 프로

그램은 다양한 건축재료의 흡음율 및 투과손실 자료[8]와 디젤엔진 배기소음의 배관내 전달손실 계산을 위한 자료[2]를 내장하고 있으며, 소음원의 사양과 소음실측치 및 부대장비 등의 자료를 체계적으로 관리할 수 있는 데이터베이스 기능을 가지고 있다.

발전소는 소음원, 격실, 차음벽 및 유류저장탱크로 모델링하되, 소음원의 방사소음레벨과 격실의 흡음율 및 투과손실자료는 데이터베이스내의 정보를

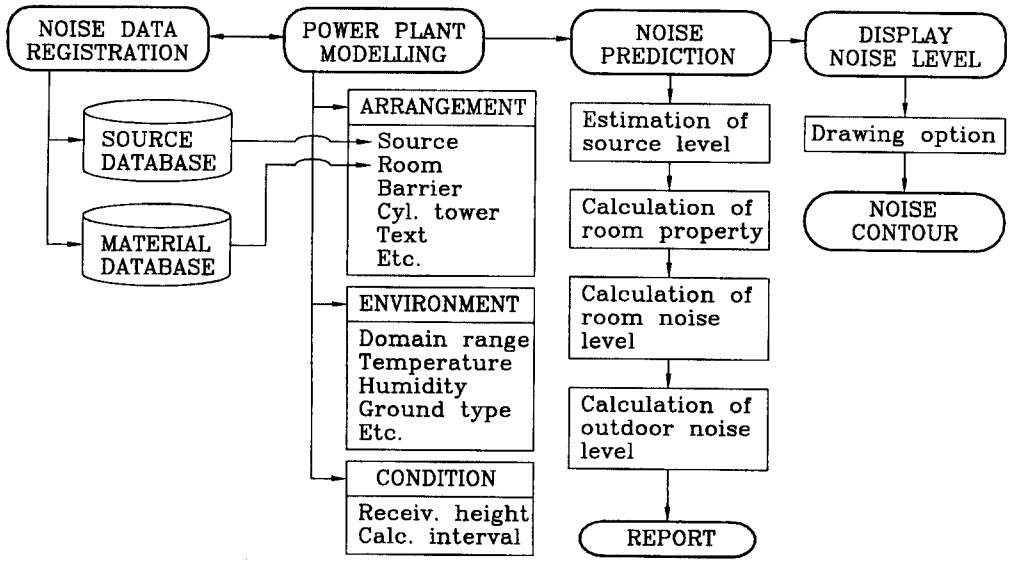

Fig. 6 Outlines of the noise prediction program for power plants

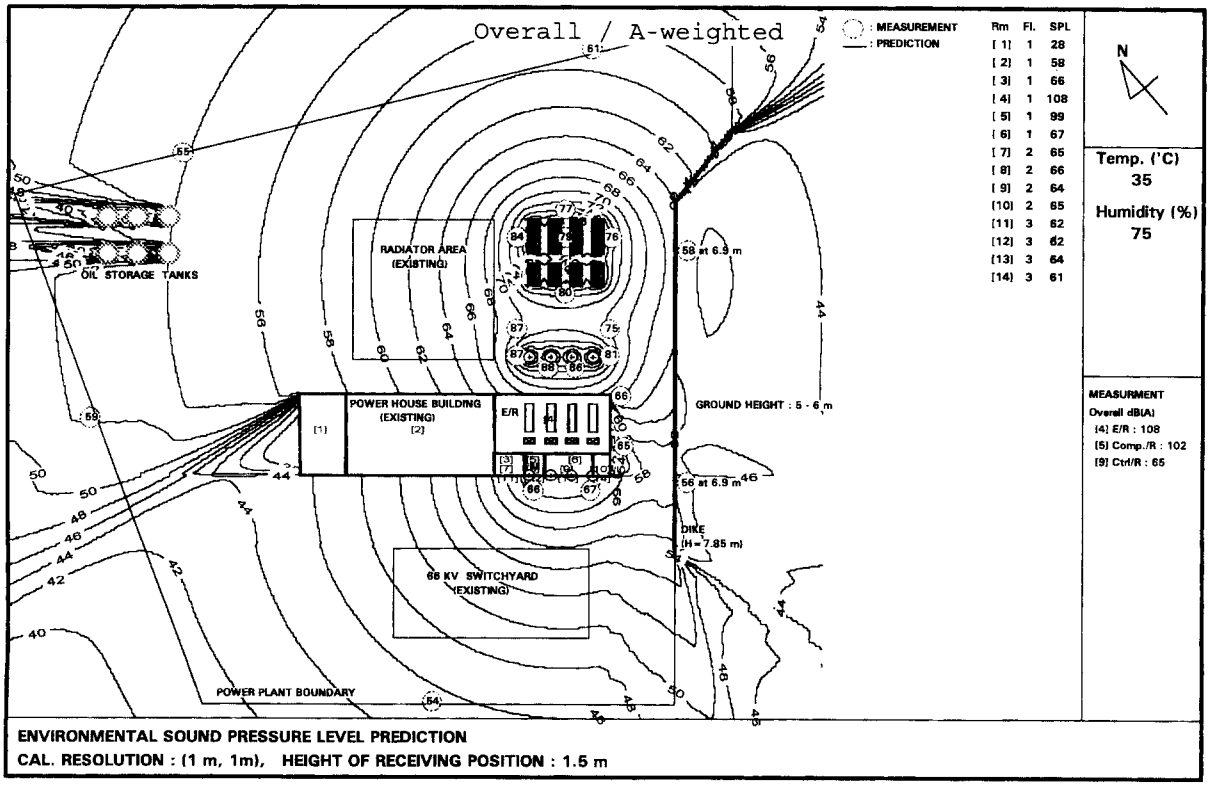

Fig. 7 Predicted noise level of the diesel engine power plant (A-weighted overall sound pressure level)

Table 5 Comparison of the predicted and the measured results for indoor sound pressure level

Room name		Octave band center frequency (Hz)									Overall	
		31.5	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k	dB(L)	dB(A)
Engine room	P	–	118	103	102	104	101	100	101	98	119	108
	M	104	100	99	102	103	101	99	102	96	111	108
Compressor room	P	–	98	98	99	99	90	89	82	79	105	99
	M	99	99	100	94	92	90	92	97	94	106	102
Control room	P	–	89	68	56	54	53	54	48	39	89	64
	M	87	79	69	67	62	61	47	–	–	88	65

P : Prediction, M : Measurement

활용하도록 하였다. 소음예측에 있어서 건물은 고유번호가 부여된 격실의 연결관계를 이용해서 파악하도록 하였다. 소음예측에 필요한 모든 자료들은 GUI 기능을 이용한 전처리기를 이용해서 편집하고, 소음예측 결과는 전처리기로 모델링된 발전소 배치도상에 소음등고선과 문자를 이용해서 나타내도록 하였다. Fig. 6에 개발된 프로그램을 이용한 발전소 환경소음의 예측 개요를 나타내었다.

6. 디젤엔진 발전소 소음예측 예 및 고찰

본 연구에서 개발된 발전소 소음예측 프로그램의 정확도 검증을 위해 최근 기존 발전소에 4기의 디젤엔진 발전기를 증설 공사한 발전소의 실내·외 공기전파 환경소음예측을 수행하였다. 소음예측은 증설된 설비들만을 고려해서 수행하였다.

소음원들의 방사소음레벨은 디젤엔진과 발전기는 제작사 자료, 콤프레서는 경험식을 이용하였으며, 그 외의 소음원은 근접장에서 직접 계측한 결과를 이용하여 추정하였다. 옥외 구조물중에서 유류저장탱크는 원주형 차음구조물, 발전소 인근에 위치한 제방은 차음벽으로 모델링하였다. 소음예측시 지면은 음향학적으로 딱딱한 지면인 것으로 간주하였으며, 온도와 상대습도는 소음계측시와 동일한 35 ℃와 75 %로 하였다. 옥외소음예측시 수음점의 높이는 지면으로 부터 1.5m로 하였으며, 계산간격은 1m로 하였다.

상기 모델링을 이용한 발전소 실내·외의 A-가중치 총합소음레벨 예측결과를 계측결과[9]와 함께 Fig. 7에 나타내었다. 주요 격실의 옥타브 밴드별 소음예측결과는 Table 5에 나타내었다. 이로 부터 소음원실 및 비소음원실의 A-가중치 총합음압레벨 예측결과는 계측결과와 부합성이 매우 양호하나 옥타브 밴드별 예측결과는 다소 차이가 있음을 알 수 있다. 이는 소음예측에 이용된 소음원의 방사소음레벨 또는 건축재료의 흡음율과 투과손실에 대한 입력자료가 실제와 차이가 있었기 때문인 것으로 사료된다. Fig. 7에서 증설된 설비로 인한 소음이 지배적인 우측 3번째 엔진의 길이 방향 옥외 소음 예측결과를 계측결과와 함께 Fig. 8에 나타내었다. 이로 부터 발전소 내부영역에서의 옥외소음 예측결과는 계측결과와 최대 3 dB 이내의 차이를 나타냄을 알 수 있다. Fig. 7에 나타낸 소음예측 결과는 제방 우측영역의 소음계측결과와 비교하기 어렵다. 이는 제방 우측영역의 고도가 발전소 영역보다 약 5~6m 높기 때문이다.

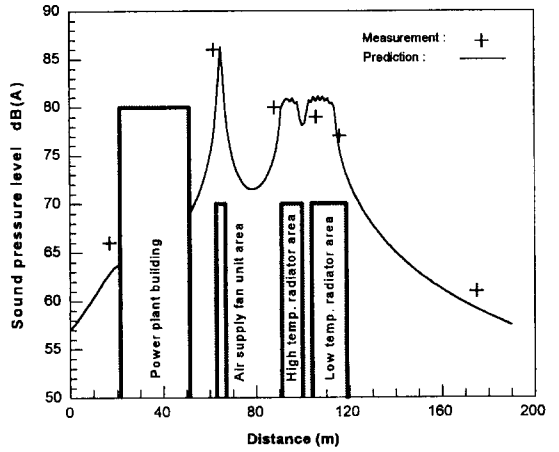

Fig. 8 Comparison of the predicted and the measured results for A-weighted overall sound pressure level in outdoor site

제방 우측영역의 실제 고도를 반영하기 위하여 수음점의 높이를 6.9m로 설정하고 소음예측을 수행한 결과 A-가중치 총합음압레벨 예측결과는 계측결과보

다 약 5 dB 정도 낮아 발전소 내부보다 약 2 dB 정도 큰 오차를 나타내었다. 이는 상기 영역의 소음예측시 회절효과 산정 오차가 가중되었기 때문인 것으로 사료된다.

7. 결 론

본 연구에서는 발전소 환경소음예측을 위하여 발전소내 소음원의 방사소음레벨 추정방법과 실내·외 소음의 전달기구를 고찰하고, 이를 토대로 실내·외 공기전파 소음 예측프로그램을 개발하였다.

개발된 프로그램은 소음의 실내·외 상호전파와 기하학적 확산은 물론 차음구조물에 의한 단일 또는 다중 회절, 지면 및 공기 감쇠 등의 소음전달기구가 반영되었으므로 비교적 정확도가 높은 발전소 환경소음예측이 가능하다. 또한, 소음의 잉여감쇠효과 산정시 국제표준기구(ISO)에서 제시한 방법을 적용하므로써 공신력있는 발전소 소음예측이 가능하다고 사료된다.

최근에 증축된 디젤엔진 발전소의 환경소음을 개발된 프로그램을 이용해서 예측한 결과 실내·외의 A-가중치 총합음압레벨 예측결과는 계측결과와 최대 5 dB이내의 오차를 나타내어 본 프로그램이 저소음 발전소 설계와 발전소 건설 후 발견된 과도한 소음의 효율적 차음대책 마련 등에 유용하게 사용될 수 있음이 확인되었다.

참 고 문 헌

(1) ISO 3744, 1981, "Acoustics-Determination of Sound Power Levels of Noise Sources - Engineering Methods for Free-Field Conditions Over a Reflecting Plane," International Standard Organization, Geneva.

(2) SNAME, 1983, Design Guide for Shipboard Airborne Noise Control, T&R Bulletin 3-37, New York.

(3) Beranek, L. L., and Ver, I. L., 1992, Noise and Vibration Control Engineering - Principles and Applications, John Wiley & Sons, New York, Chap. 5.

(4) Beranek, L. L., 1988, Noise and Vibration Control, McGraw-Hill, New York.

(5) ISO 9613-1, 1993, "Acoustics - Attenuation of Sound During Propagation Outdoors - Part 1 : Calculation of the Absorption of Sound by the Atmosphere, " International Standard Organization, Geneva.

(6) ISO/DIS 9613-2, 1994, "Attenuation of Sound During Propagation Outdoors - Part 2 : General Method of Calculation," International Standard Organization, Geneva.

(7) Kragh, J., and et al, 1982, "Environmental Noise from Industrial Plants - General Prediction Method," Danish Acoustical Laboratory, Report no. 32.

(8) 일본음향재료협회, 1983, 소음·진동대책 핸드북, 기보당출판(주).

(9) Choi, D. I., and et al., 1996, "The Measurement of Torsional Vibration and Noise for Melawa Power Station," Hyundai Heavy Ind. Co., Report No. A14-129811-4.

(10) 조대승, 1996, "발전소 환경소음예측 프로그램 개발, " 현대선박해양연구소, 연구보고서 HMRI-96-09-R159.