

건물의 실내소음레벨 영향 평가

김 두 훈

Sound Calculation and Noise Control in a Building

Doo-Hoon Kim



● 김두훈 [유니슨산업(주) 기술연구소]
● 1960년생
● 소음·진동공학을 전공하였으며, 구조물의 내진해석 및 산업설비의 방진·방음 설계에 관심이 있다.

1. 머리말

근래들어 도시의 집중화와 고밀도화, 교통량의 증대 등 사회구조의 급격한 변화로 각종 소음원들이 증가하고 있으며 소음에 대한 일반인의 관심도 점차 높아지고 있다. 건물의 경우 한정된 공간에서 거주자의 생활을 보다 쾌적하고 편리하게 하기 위해서 각종 설비들이 증가되고, 이들 설비들은 대용량화하는 추세에 있다. 건물내 공간의 기능을 능률적으로 유지하기 위해 설치된 각종 장비(공기조화기, 펌프, cooling tower, 보일러, 냉동기 및 발전기 등)에서 발생하는 소음이나 외부의 교통운행에 의한 소음이 직접 실내로 투과되거나 이들이 발생하는 진동이 건물 구조체로 전달되어 실내소음을 야기시키는 경우가 많다. 따라서, 건물을 설계할 때는 실별 용도에 따라 허용소음도를 결정한 후 이러한 실내 소음환경을 달성하기 위해 각종 조치를 강구하게 되는데, 이 글에서는 이러한 건물의 실내 소음도 영향 평가의 하나로 특정 건물의 예를 들어 소음도 계산과

소음의 원인 및 대책에 관해 기술하고자 한다.

2. 건물 실내 소음도

2.1 소음 계산의 범위

건물의 실내 소음도 계산 범위는 실내소음에 영향을 미치고 있는 요인들 중 외적 요인으로 들 수 있는 교통소음과 기계설비의 원인으로서 공조소음, 공조실에서 벽체를 투과하여 실내로 전달되는 소음으로 대별하여 논의하고자 하며 기타 장비 및 기계들의 진동에 의해 실내로 전달되는 구조 소음(structure borne sound) 등은 한다. 소음도 계산의 대상 빌딩은 지상 19층의 현대식 건물로 실내 소음레벨의 영향평가는 당 건물을 대표할 수 있고, 사무실 용도로 쓰이는 4층 기준층을 표본으로 한다.

2.2 허용 소음도의 결정

건물내 허용 소음도는 실별 용도에 따라 최대 허용값들이 다르며 설계기준도 dB(A), NC(noise criteria), PNC(preferred noise

표 1 실내 소음 설계 기준값(ASHRAE)

실의 종류	요구되는 RC 또는 NC 기준범위
1. 주택지	25~30
2. 아파트	30~35
3. 호텔/모텔	
a. 객실	25~30
b. 회의실/연회장	30~35
c. 홀, 복도, 휴게실	35~40
d. 접견실	40~45
4. 사무실	
a. 중역실	25~30
b. 대회의실	25~30
c. 개인실	30~35
d. 대사무실	35~40
e. 전산/장비실	40~45
f. 공용 작업장	40~45

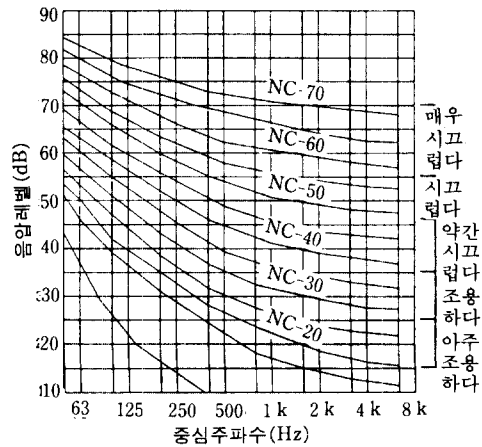


그림 1 NC 곡선에 따른 소음 기준치

criteria) 또는 RC(room criteria) 등 다양하게 제시되어 있다. 대개의 경우, 실내소음의 평가로는 미국 공조냉동난방 기술자협회(ASHRAE; american society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers)에서 제시하는 NC 기준 곡선을 많이 사용한다.

그림 1은 각 주파수별 소음에 대해 최대 허용할 수 있는 음압으로 환산한 NC곡선을 보여주고 있고 표 1은 ASHRAE에서 제안하는 실내 용도별 실내 허용 소음 설계값의 일

부를 나타내고 있다.

따라서, ASHRAE 설계값을 기준으로 할 경우 4층 각 실별 허용 소음기준치를 살펴보면 아래와 같다.

- (1) 중역실, 회의실 : NC 25~30
- (2) 사무실(open-plan areas) : NC 35~40

3. 외부 교통소음의 영향

소음설계 대상빌딩의 주변 교통소음을 현장 측정하여 본 결과 외부 교통소음은 78 dB(A)였으며 유리창과 벽으로 구성된 외부 건축마감의 합성 투과손실은 표 2와 같다. 여기서, T_c 는 유리창의 투과계수(transmis-

표 2 유리창과 벽으로 구성된 차음벽의 평균 차음손실

주파수 [Hz]	TL_c [dB]	T_c	TL_w [dB]	T_w	T_{av}	TL_{av} [dB]
63	7	0.20	35	3.16×10^{-4}	0.12	9.2
125	16	2.51×10^{-2}	44	3.98×10^{-7}	0.015	18.2
250	25	3.16×10^{-3}	53	5.01×10^{-10}	1.89×10^{-3}	27.2
500	31	7.94×10^{-4}	59	1.26×10^{-13}	4.75×10^{-4}	33.2
1000	35	3.16×10^{-4}	63	5.01×10^{-17}	1.89×10^{-4}	37.2
2000	36	2.51×10^{-4}	64	3.98×10^{-17}	1.50×10^{-4}	38.2
4000	36	2.51×10^{-4}	64	3.98×10^{-17}	1.50×10^{-4}	38.2

표 3 교통소음으로 인한 실내소음레벨

구 분	옥타브 대역 중심주파수(Hz)						
	63	125	250	500	1 ^k	2 ^k	4 ^k
외부소음	88.9	83.5	77.5	75.8	73.8	65.6	53.1
투과소음	9.2	18.2	27.2	23.2	37.2	38.2	38.2
실내소음	79.7	65.3	50.3	42.6	36.6	27.4	24.9

sion coefficient), T_w 는 벽의 투과계수(transmission coefficient), S_C 는 유리창의 면적률(59.8%), S_w 는 벽의 면적률(40.2%), $T_{av}=(T_C \cdot S_C + T_w \cdot S_w)/(S_C + S_w)$, $TL_{av}=10 \log(1/T_{av})$ 를 나타낸다.

건물의 외부 소음레벨에서 합성 투과손실을 제한 소음이 실내로 전달되고 이를 비교하여 도로쪽 유리창 앞부분의 실내 소음레벨을 계산하면 표 3과 같다. 여기서, 실내 소음은 core zone을 기준으로 한 도로쪽 사무실의 실내 예측 소음도이며 도로 반대편에 위치한 각 실들은 위의 값보다 10~15 dB 정도 낮을 것으로 예측된다.

4. 공조 소음의 영향

4.1 송풍기의 음향파워레벨

건물 공조시스템에 사용되는 송풍기의 소음도는 송풍기 제조회사의 음향파워시험 결과로부터 구하는 것이 바람직하다. 그렇지 못할 경우 일반적으로 아래와 같은 방법으로 송풍기 형태에 따라 음향파워레벨을 계산한다.

4.1.1 공조소음 계산상의 가정

- (1) 실내소음도 설계에서 송풍기 소음을 주요 소음원으로 하여 계산한다.
- (2) 저속덕트(풍속 10.8 m/sec 이하)의 경우 덕트 자체 발생소음은 고려하지 않는다.
- (3) 직관덕트의 감음량은 공조기가 가장 짧은 실을 기준으로 계산할 경우 무시한다.

4.1.2 계산방법

1) 소음원 추출

A. H. U. 소음을 주요 소음원으로 한다.

표 4 송풍기 종류에 따른 기준 음향파워레벨 및 날개회전수에 의한 보정량(BFI)

송풍기 종류	날개 크기	옥타브 대역 중심주파수(Hz)							BFI
		63	125	250	500	1000	2000	4000	
원심력형 날개, 후곡 후곡, 후경사 전곡 방사익	36 in. 이상 (900 mm)	32	32	31	29	28	23	15	3
	36 in. 이하 (900 mm)	36	38	36	34	33	28	20	
	전범위	47	43	39	36	34	32	28	
	40 in. 이상 (1000 mm)	45	39	42	39	37	32	30	
압력송풍기	40 in.(1000 mm)~ 20 in. 이하 (500 mm)	55	48	48	45	45	40	38	8
	20 in. 이하 (500 mm)	63	57	58	50	44	39	38	8
	40 in. 이상 (1000 mm) 40 in. 이하 (1000 mm)	39	36	38	39	37	34	32	6
Vaneaxial	40 in. 이하 (1000 mm)	37	39	43	43	43	41	28	6
	40 in. 이상 (1000 mm) 40 in. 이하 (1000 mm)	41	39	43	41	39	37	34	7
원통층류형	40 in. 이하 (1000 mm)	40	41	47	46	44	43	37	7
	40 in. 이상 (1000 mm)	41	39	43	41	39	37	34	7
프로펠러 냉각탑	전범위	48	51	58	56	55	52	46	5

$$L_w = K_w + 10 \log Q + 20 \log P + C \quad (1)$$

L_w 는 송풍기의 추정 음향파워레벨(dB re 1 pW), K_w 는 기준 음향파워레벨(표 4 참조), Q 는 유량(CFM), P 는 압력 손실(in AQ), C 는 수정계수(표 5 참조)를 나타낸다.

2) 실내 허용 소음도 결정

중역실, 회의실 : NC30

사무실 : NC35

3) 덕트기구에 의한 자연 감음량 계산

(1) 분기에 의한 감음

$$\text{감음량} = 10 \log(A/A_o) \quad (2)$$

여기서, A 는 취출구 유량, A_o 는 취출구의 토출 유량을 나타낸다.

(2) 엘보우에 의한 감음

엘보우의 형상 및 크기에 따라 감음 값을 사용하며 표 6은 사각 엘보우에 의한 추정

표 5 송풍기 파워레벨 수정계수 C

무부하 효율(%)	보정계수(dB)
90~100	0
85~89	3
75~84	6
65~74	9
55~64	12
50~54	15

표 6 사각 엘보우에 의한 추정 감음량

덕트폭(mm)	옥타브 대역 중심주파수(Hz)						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
(A) No lining							
5 in.(125 mm)	-	-	-	1	5	7	5
10 in.(250 mm)	-	-	1	5	7	5	3
20 in.(500 mm)	-	1	5	7	5	3	3
40 in.(1000 mm)	1	5	7	5	3	3	3
(b) Lining after elbow							
5 in.(125 mm)	-	-	-	1	6	11	10
10 in.(250 mm)	-	-	1	6	11	10	10
20 in.(500 mm)	-	1	6	11	10	10	10
40 in.(1000 mm)	1	6	11	10	10	10	10

감음량을 나타내고 있다.

(3) 단면변화 감음량(chamber 감음)

송풍기의 취출구쪽에 설치된 chamber는 다른 기구들에 비해서 효과적인 감음을 얻을 수 있다. 광파 음향이론(ray theory acoustics)에 의한 chamber의 감음특성은 아래 식과 같다.(그림 2 참고)

$$\text{감음도(dB)} = 10 \log \left\{ \frac{1}{S_e \left(\frac{\cos \theta}{2\pi d^2} + \frac{1-\alpha}{\alpha S_w} \right)} \right\} \quad (3)$$

여기서, α 는 흡음률, S 는 출구면적, S_w 는 chamber 단면적, d 는 취출구간 거리, θ 는 경사각을 나타낸다.

(4) 개방단 반사 감음량

음파가 덕트로부터 실내와 같은 넓은 공간으로 방출될 때 일정량의 소음이 덕트 내로 재 반사되며 저주파일수록 이러한 현상이 많이 일어난다. 덕트의 직경에 따른 주파수별 감음량이 표 7에 주어져 있으며 단부에 디퓨저(diffuser)나 그릴(grille)이 있을 경우 주어

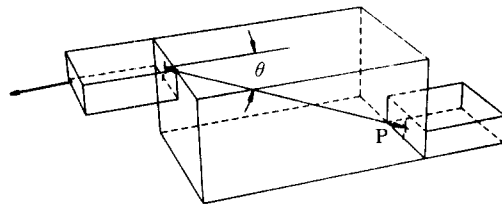


그림 2 흡음 chamber

표 7 덕트단부의 반사감음량

덕트폭(mm)	옥타브 대역 주파수(Hz)				
	63	125	250	500	1000
in.(mm)					
6(150)	18 dB	12 dB	8 dB	4 dB	1 dB
8(200)	16	11	6	2	0
10(250)	14	9	5	1	0
12(300)	13	8	4	1	0
16(400)	11	6	2	0	0
20(500)	9	5	1	0	0

진 값에 6dB를 감하는 것을 표준으로 삼고 있다.

(5) 실의 흡음효과

주어진 음원하에 실내의 한 점에서 실내의 음압레벨을 결정하는 요소는 실의 용적, 실내 마감재의 흡음률, 음원의 세기와, 수음자와 음원간의 거리 등이 있다. 이들의 관계를 식으로 나타내면 아래와 같다.

$$L_P = L_w + 10 \log\left(\frac{Q}{4\pi r^2} \frac{4}{R}\right) \quad (4)$$

L_P 는 실내 한 점에서의 소음도(dB), L_w 는 실내 음원의 음향 파워레벨(dB), r 는 취출구에서 수음자까지의 거리, Q 는 지향지수, (그림 3 참조) R 는 실정수(room constant, = $\bar{a}S/(1-\bar{a})$), \bar{a} 는 실내 평균 흡음률, S 는 실내 전 표면적(m^2)을 나타낸다.

4) 기타 덕트소음 계산시 고려사항

(1) 덕트 소음의 기여도

실내에는 덕트를 통한 송풍기의 소음만이 존재하는 것이 아니고, 기타의 다른 음원들도 실내소음도에 영향을 미치고 있다. 이러한 이유로 실내에 존재하는 모든 소음을 1로 보고 송풍기 소음이 차지하는 비율을 송풍기 소음 기여도라 한다. 즉, 기여도란 송풍기 소음이 실내의 소음에 미치는 영향을 나타내 주는 것이라 할 수 있으며 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$X = 10 \log N_i \quad (5)$$

여기서, X 는 송풍기 소음의 기여도, N_i 는 송풍기 소음이 실내소음중 차지하는 비율을 나타낸다.

(2) 실효 취출구 수의 산정

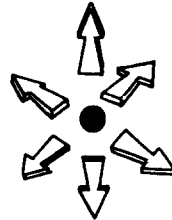
실효 취출구 수는 실내에 도달한 덕트 취출구로부터 일정한 지점에 있는 수음자가 직접음으로 들을 수 있는 취출구 소음의 수량을 나타내는 것으로 이의 산정은 다음과 같다.

$$Q=1 \text{인 경우 } \gamma_c = 0.14\sqrt{R} \quad (6)$$

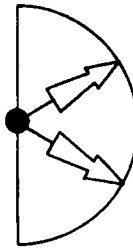
$$Q=2 \text{인 경우 } \gamma_c = 0.2\sqrt{R}$$

$$Q=4 \text{인 경우 } \gamma_c = 0.28\sqrt{R}$$

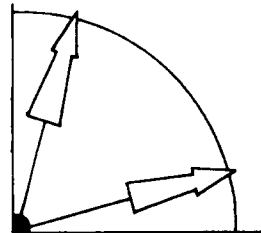
$$Q=8 \text{인 경우 } \gamma_c = 0.4\sqrt{R} \quad (6)$$



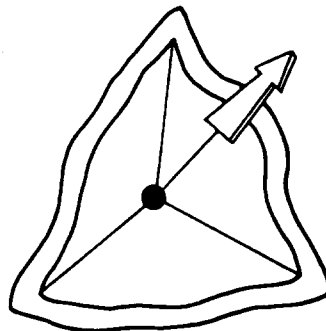
(a) Q=1, D1=0dB 점음원(자유공간)



(b) Q=2, 에너지밀도=2*(1) (D1=+3dB)
(반 자유공간)



(c) Q=4, 에너지밀도=2*(2) (D1=+6dB)



(d) Q=8, 에너지밀도=2*(3) (D1=+9dB)

그림 3 지향지수(directionality index) 산정

여기서, Q 는 지향지수, γ_c 는 실효취출구 반경, R 는 실정수를 나타낸다.

실효 취출구 수량(N_e)은 반경 γ_c 내에 있는 모든 취출구의 개수가 된다.

(3) 취출구의 발생소음 검토

취출구에서 발생하는 소음은 소요 감음량을 정하기 이전에 반드시 검토하여야 한다. 왜냐하면, 취출부의 연결방법이 좋지 않거나 용량에 맞지 않는 기구를 선정하여 사용할 경우에 실내의 소음이 증가하는 경향이 있기 때문이다. 취출구의 발생소음 검토는 제작사 측의 협조가 요청된다.

5) 소요 감음량의 결정

공조기가 송풍기를 이용하여 실내로 신선한 공기를 송출하는 과정에서 소음이 발생하고, 발생된 소음이 덕트를 통하여 전파됨에 따라 점차로 줄어든 소음이 실내에 전달된다. 실내에 전달된 소음은 취출구의 형상에 따라 추가로 발생하는 소음이 합해져 실내에

남게 되는데 다행히 최종 소음도가 실내의 소음기준 이하라면 특별한 대책이 필요치 않다. 그러나 실내 허용 소음기준을 초과하면 적절한 대책을 세워서 이를 개선하여야 한다. 소요 감음량을 정하는 방법은 아래와 같다.

○ 1단계

송풍기 발생소음-자연감음량=덕트 반송소음

○ 2단계

허용 소음 레벨-실효 취출구 음압+기여도+실의 흡음효과=취출구 허용소음

○ 3단계

취출구 허용소음과 실제 취출구 발생소음에서 큰값을 구하여 이를 덕트 반송허용소음이라 한다.

○ 4단계

소요 감음량=덕트 반송소음-덕트 반송허용소음

표 9 급기 송풍기의 소요감음량

번호	주파수대	63	125	250	500	1000	2000	4000	비 고	
1	송풍기발생 PWL	88	90	88	86	85	80	72		
	분기감쇠	-22	-22	-22	-22	-22	-22	-22		
	엘보우 1		-1	-5	-7	-5	-3	-3		
	엘보우 2		-1	-5	-7	-5	-3	-3		
2	자연감음량 chamber	0	0	1	3	5	7	7		
	개구반사	-18	-12	-8	-4	-1	0	0		
3	덕트반송 소음 PWL	48	56	48	45	47	45	37		1+2
	4	허용 소음 레벨	57	48	41	35	32	29		28
5	-10 logNe+X	-4	-4	-4	-4	-4	-4	-4		기여도
6	실의 흡음효과	5	5	5	5	5	5	5		
	7	취출구 허용 소음 PWL	58	49	42	36	33	30	29	4+5+6
8	취출구 발생 소음	-	-	-	-	-	-	-	제작사	
9	덕트 반송소음 허용 PWL	58	49	42	36	33	30	29		
	10	소요 감음량	0	7	6	9	14	15	8	3-9

(풍량 : 30,000 CMH, 정압 : 80 mmAQ)

6) 소음장치 선택

소음장치를 선택하는 경우는 실내에서의 추정소음이 기준 소음레벨을 초과할 때이다. 적절한 소음장치를 선택하는 것은 신선한 공기의 공급 및 송풍기의 효율에서도 매우 중요한 사항이다. 그러나 아래와 같이 비록 실내 소음이 높다 하여도 공조기의 소음 향상만으로는 실내 소음도를 개선할 수 없거나 어려운 경우가 있다.

- (a) 실내의 암소음 레벨이 높아 송풍기 소음의 기여도가 미미할 경우
 - (b) 소음장치를 설치할 경우 송풍기의 정압용량을 초과하게 될 경우
 - (c) 취출구 발생음이 지나치게 높을 경우
- 소음장치 선택상 고려하여야 할 요소로는 요구감음량, 압력손실, 자체 발생소음이 있다.

4.1.3 소음도 계산서

앞에서 설명한 실내 소음도 계산 방법에 따라 해당건물내 설치된 급기 송풍기(fan)에

대한 소요 감음량을 표 9에 나타내었으며 환기 송풍기에 대해서도 같은 방법으로 계산하면 된다.

5. 공조실 벽체 투과음

당 건물에는 공조실이 2개층에 하나씩 놓이게 됨에 따라 벽체, 바닥, 천정 구조체의 차음도가 충분치 않을 경우 공조실의 소음이 사무실의 생활환경에 직접적인 영향을 줄 수 있으므로 이에 대해서 검토를 하여야 한다. 공조실내의 급기 및 환기 송풍기에 의한 합성 소음도를 계산하면 표 10과 같다.

5.1 공조실의 흡음치

천정, 벽, 바닥의 평균 흡음률 : 0.053

$$SPL = PWL - 10 \log R + 6(\text{dB}) \text{ (잔향실법)}$$

$$R = \bar{a}S / (1 - \bar{a}) \quad (7)$$

여기서, S는 실내 표면적(145.6m²), \bar{a} 는 평균 흡음률(0.053)을 나타낸다.

표 10 공조실의 합성 소음도

공조기 형식	사용지역	풍량 CMH	정압 mmAQ	옥타브 대역 중심주파수(Hz)							비 고
				63	125	250	500	1 ^k	2 ^k	4 ^k	
급기 송풍기	기준층 사무실	30,000	83	80	79	79	76	75	70	62	Casing 감음률 고려함
RF-A	"	10,000	35	84	82	82	74	69	66	64	
RF-B	"	18,000	35	86	84	84	76	71	68	66	
공조실내 합성소음도(PWL)				92.6	89.2	87.0	80.2	77.2	73.1	69	

표 11 공조실 벽체와 문의 투과손실

구 분	옥타브 대역 중심주파수(Hz)							비 고
	63	125	250	500	1 ^k	2 ^k	4 ^k	
벽체의 투과손실	29	35	40	46	51	57	62	m=192
문의 투과 손실	18	24	28	34	39	39	39	m=43
합성 투과 손실	24	30	34	40	45	46	46	
실내 흡음값	3	3	3	3	3	3	3	S _w =22.8
NR	21	27	31	37	42	43	43	R ₂ ≒14

표 12 소음투과 손실 후의 실내 소음도

구 분	옥타브 대역 중심주파수(Hz)							비 고
	63	125	250	500	1 ^k	2 ^k	4 ^k	
공조실내 소음도(PWL)	92.6	89.2	87.0	77.2	73.1	69		
공조실내 감음도	-3	-3	-3	-3	-3	-3	-3	
투과손실(NR)	-21	-27	-31	-37	-42	-43	-43	
사무실내 전달소음	68.6	59.2	53	40.2	32.2	27.1	23	

그러므로 실제 공조실의 실내 표면에 흡음되는 소음값은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta &= 10 \log R - 6 \\ &\approx 3 \text{ dB} \end{aligned} \quad (8)$$

5.2 벽체, 문의 투과손실

건물의 벽체나 문을 통한 소음 투과손실 및 벽의 차음도는 아래 식으로 구하며 이로부터 소음 투과손실 후의 실내 소음레벨을 구할 수 있으며 계산 결과를 표 11과 12에 각각 나타내었다.

$$\begin{aligned} TL &= 20 \log(mf) - 42.5 \\ TL_o &= TL - 10 \log(0.23 TL) \\ NR &= TL_o - 10 \log(1/4 + S_w/R) \end{aligned} \quad (9)$$

여기서, TL 은 수직 입사파, TL_o 은 난 입사파, NR 은 실내 칸막이벽 차음도를 나타낸다. m 는 벽체의 면밀도, f 는 주파수, S_w 는 칸막이 벽의 면적, R 는 사무실의 실정수를 나타낸다.

6. 건물 실내 소음레벨 평가

실내 소음에 영향을 주는 교통소음, 공조소음 및 벽체 투과음에 대한 영향을 그래프를 통해 살펴보면 아래와 같다. (그림4참조)

사무실의 실내 소음기준을 NC 35로 하여 각각의 영향도를 살펴보면 125 Hz 이하에서는 교통소음에 의한 영향이 매우 크며 투과음에 의한 영향이 다음으로 높게 나타나고 공조소음의 영향은 그리 크지 않음을 알 수 있다. 소음 주파수가 250~500 Hz에서는 투과음의 영향이 높게 나타나며 500 Hz 이상에서는 공조소음의 영향이 가장 크고 교통소음 및 투과소음의 영향은 NC 35를 거의 만족시키고 있다. 각 소음의 원인별 필요감음량 및 이에 대한 대책을 표 13 및 14에 각각 나타내었다. 여기서 실내로 전달되는 공조소음은 실내 흡음을 고려한 급기 송풍기에 의한 실내 소음도이며 공조소음의 필요감음량

표 13 NC35를 기준으로 할 경우 필요감음량

구 분	옥타브 대역 중심주파수(Hz)							비 고
	63	125	250	500	1 ^k	2 ^k	4 ^k	
실내로 전달되는 교통소음	79.7	65.3	50.3	42.6	36.6	27.4	24.9	급기송풍기
실내로 전달되는 공조소음	43	51	43	40	42	40	32	
실내로 전달되는 투과소음	68.6	59.2	53	40.2	32.2	27.1	23	
NC 35 음압	60	52	45	40	36	34	33	
교통소음의 필요감음량	22.8	18.5	10.5	7.8	5.8	0	0	
공조소음의 필요감음량	0	3	2	4	10	10	3	
투과소음의 필요감음량	11.7	12.4	13.2	5.4	1.4	0	0	

표 14 주파수별 소음의 원인과 대책

구분	주파수	소음의 원인	필요감음량	대책 방안
저음역	63~125 Hz	1. 교통소음	19~23 dB	1) 차량소음 규제, 강화 2) 고가도로에 방음벽 시설 3) 건물표면 마무리재를 적절하게 선정 (STC가 높은 재료 선정)
		2. 투과소음	12 dB	1) 문의 투과손실을 높일 수 있는 재료로 교체 첨가 2) 공조실내 흡음처리 3) 벽체의 투과손실을 높일 수 있는 재료 선정 4) 구조소음 방지
중음역	250~500 Hz	1. 교통소음 2. 투과소음	8~11 dB 5~13 dB	저음역과 동일
고음역	1 ^k Hz 이상	1. 공조소음	10 dB	1) 덕트내에 소음장치 설치 2) Break-in, Break-Out Noise 고려 3) 취출구 발생음이 실내 NC Level 이하로 되도록 선정

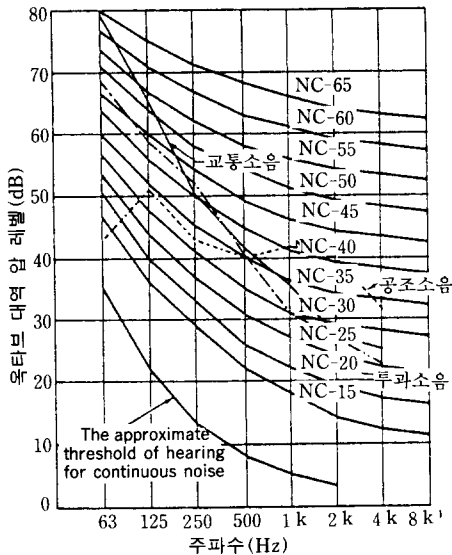


그림 4 NC35를 기준으로 한 실내소음 영향도 그래프

은 앞에서 설명한 방법으로 구하였으며, 교통 및 투과 소음은 감음후 같은 소음도를 갖도록 필요 감음량을 산정하였다. 따라서, 이렇게 필요한 감음조치를 하면 이들 세 가지

합성소음은 설계 소음도 NC 35 수준을 만족할 것으로 판단된다.

7. 맺음말

실내에 영향을 미칠 수 있는 소음은 건물의 내적인 요소와 외적인 요소로 나누어 볼 수 있다. 건물 내부의 원인으로 분석되는 소음들에 의한 영향은 건물을 계획하는 단계에서부터 실내 허용소음도를 정하여 구조적으로 해결하거나, 기계별, 혹은 장비별로 구조소음 방지, 기계실의 분리, 흡음 및 차음처리, 소음장치 설치 등을 하여 실내 거주자의 생활환경을 보호해 주어야 한다. 건물 외적인 요소인 교통소음, (비행기소음 포함) 건설소음, 작업장소음 등은 생활환경 소음의 허용치를 생활을 유지하는데 지장을 주지 않도록 규제하거나, 도로변을 따라 방음벽을 설치하여 거주자의 생활공간으로 소음이 유입되는 것을 차단하도록 한다.

건물내 소음대책을 수립하는 목적은 실내

거주자의 생활을 보다 쾌적하게 유지하여 생활의 질을 저하시키지 않도록 하려는 데에 있다. 특히 소음은 인간의 감각적 특성과 밀접한 연관이 있는 환경요소의 하나이므로 근무환경의 유지와 근무자들의 능률향상을 위해서는 반드시 실의 기준에 맞는 소음레벨을 유지할 수 있도록 소음을 원인별로 분석하여 최적의 소음환경 설계가 이루어지도록 하여야 한다. 이렇게 함으로써 건물 각실의 용도 본래의 역할을 충실하게 수행하는데 지장을 주지 않을 것이다.

참고문헌

- (1) ASHRAE, 1987, Heating, Ventilating and Air-Conditioning Systems and Applications, p. 52.
- (2) 일본 음향재료협회, 1983, 소음·진동 대책 핸드북, 집문사.
- (3) 정일록, 1991, 소음·진동 이론과 실무, 신광문화사.
- (4) Irwin, J. D. and Graf, E. R., 1979, Industrial Noise and Vibration Control.
- (5) Harold, W. L., William, S. G. and Harold, A. E., 1980. Noise Control for Engineers.
- (6) 김두훈, 1994, "공조설비의 소음·진동," 한국소음진동공학회지, 제4권, 제2호, pp. 116~123.

(1) ASHRAE, 1987, Heating, Ventilating