

# 공기조화시스템에서의 소음

## Noise Problem in HVAC

이 성 일\*  
Sung Il Yi

### 1. 서 언

적합한 소음환경은 공조시스템에 의하여 조절되는 다른 요인과 마찬가지로 인간의 안락함에 매우 중요하다. 소음제어의 목표는 가능한 최저수준의 소음레벨이 아니라 작업환경에 요구되는 적당한 소음레벨을 얻는 것이다. 다양한 작업과 개인적인 요구에 의하여, 실내의 적합한 소음수준은 실마다 매우 달라질 수 있다. 적합한 외부소음 수준은 국부적인 소음환경에 달려있다.

소음과 진동은 탄성매체를 통하여 전파되는 떨림의 결과이다. 대개의 사람들이 생각하는 소음은 공기중에서의 압력의 요동이며, 진동이란 구조물의 가시적, 감각적 요동을 의미한다. 공기조화 시스템은 일에 필요한 에너지를 사용하므로 이들의 일부가 필연적으로 기계적 에너지와 마찬가지로 음향에너지로 변환하게 된다. 따라서, 공기조화계에서의 소음 및 진동제어란 음향에너지를 평가하여 진동 격리 등의 방법에 의하여 기계적 에너지로 변환시킨다거나, 덕트계의 소음제어처럼 열에너지로 변환시키는 것을 말하므로, 전체계의 소음 수준을 예측하여 적합한 수준이 되도록 소음 변수를 시스템 설계의 초기단계 및 시공시 고려하는

것이 필수적이다.

### 2. 소음의 기본

소리란 음원에서 발생한 교란의 에너지가 매질을 통하여 전파하는 파동현상이며 일반적으로는 공기중을 전파하는 음파를 가르키며, 음파는 매질 입자들의 압축과 이완에 의한 압력파이며, 매질의 고유한 값인 음속으로 전파된다. 이 음파의 크기를 음압레벨이라 하고 그 단위로 데시벨을 쓴다.

#### Sound Pressure Level

$$L_p = 10 \log_{10} \left( \frac{P}{P_0} \right)^2 = 20 \log_{10} \frac{P}{P_0}$$

여기서,  $P_0$ 는 건강한 사람이 감지할 수 있는 최소음압을 의미하며, 그 값은  $20 \mu \text{ Pascals}$ 이다. 상기의 음압레벨은 수음점의 위치에 따라 달라지므로 소음원의 고유한 값인 음향 출력을 사용하기도 한다.

#### Sound Power Level $L_w = 10 \log_{10} \frac{W}{W_0}$

여기서,  $W_0$ 는  $10^{-12}$  watt 이고, 각 소음원의 대표적인 음향레벨은 그림 1 과 같다.

표 1 은 소음레벨 변화의 주관적인 효과이며,

\* 정희원, 한국과학기술원

데시벨 값을 고려할 때는 상기의 (1)식과 (2)식을 엄두에 두어야 하나, 익숙하여지면 선형처럼 사용할 수 있다.

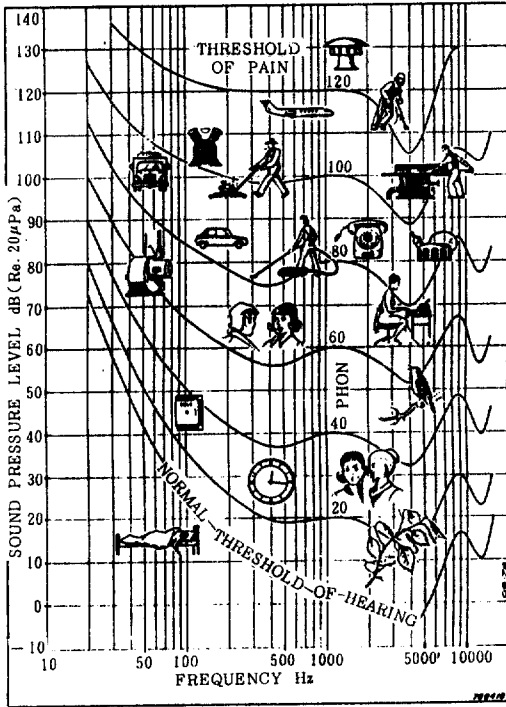


그림 1. 일상 소음원들의 음압레벨

표 1. 소음의 주관적 효과

CHANGE IN LEVEL dB	SUBJECTIVE EFFECT
3	just perceptible
5	clearly perceptible
10	twice as loud

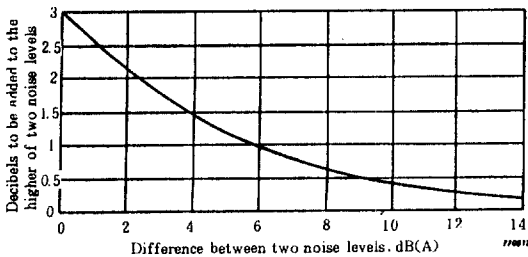


그림 2. 소음레벨 합산표

서로 다른 소음원이 있을 때, 이들의 소음 합은 그림 2에 도시된 보정치를 사용하여 얻을 수 있고, 같은 소음레벨의 음원이 2개 있을 때 3dB의 소음레벨 증가가 일어나, 표 1에서 보듯이 사람이 비로소 새로운 음원이 있음을 인지할 수 있으나, 소음원의 주파수 성분이 다를 경우는 이에 해당하지 않는다.

### 3. 소음설계의 목표

소음설계를 위하여 인간의 소리에 대한 반응을 먼저 이해하여야 한다. 일반적으로 소음 에너지의 변화만을 고려하기 쉽지만, 인간은 소음의 절대치의 변화량 뿐만 아니라 주파수 성분, 순간 변화 특성 등에 주관적으로 반응한다. 소음레벨의 2배의 크기나 1/2의 크기를 갖기 위하여 10dB의 소음레벨 변화가 인간의 청각구조상 필요하다.

소음의 크기와 마찬가지로 소음의 질에 대한 반응도 매우 중요하다. 소음의 질이란 가청 주파수 대역에서 각 성분들의 상대적인 크기의 비를 의미하며, 전 가청 주파수 대역의 성분들이 적합한 수준의 소음레벨이 되도록 하여야 한다. 이러한 주관적인 기준으로써, RC 곡선이나 NC 곡선 등이 사용된다.

공기조화계에서의 소음 설계기준은 소음의 질에 있어서 구별되지 않고, 소음의 크기에 있어서 대상공간 환경의 기준을 벗어나지 않는 암소음의 한계를 지킬것을 요구한다. 따라서, 공간의 사용목적에 따라 소음설계의 기준이 달라질 것이며, 특이한 음을 발생시키지 않기 위하여 다음 사항들을 유념하여야 한다.

첫째, 전 주파수 영역대에서 고른 소음에너지 분포

둘째, 가청 주파수대의 순음 발생의 억제  
세째, 맥놀이나 계의 공기역학적 불완전성에 기인한 뚜렷한 시간변화 소음발생 억제

다시 말하면, 크기나 질에 있어서 주목되지 않는 암소음이 되어야 한다는 것이다.

상기의 소음설계 목표에 적합하도록 하기 위하여, 공조계의 소음 문제에는 A-가중치를 준 음압레벨(dBA), NC-곡선, RC-곡선 등이

사용되므로 이에 대한 개략적인 설명을 하기로 한다.

첫째로, A-가중치를 준 음압레벨을 가장 많이 쓰나, 이것은 공학적인 목적에 필요한 주파수 스펙트럼에 대한 정보를 갖고 있지 못하다. 기존 전자제품들은 저주파의 소음 스펙트럼을 자동적으로 낮추어서, 인간의 저주파 소음에 대한 민감도를 반영하므로, 단순히 A-가중치 음압레벨을 읽기만 하면 되도록 되어 있다.

그러나 같은 dBA의 크기를 갖는 음압레벨이라 하더라도 구성하는 주파수 성분들의 비율이 다르다면 듣는 사람에게는 다른 음으로 들릴 것이다. 이 경우에 1957년 Beranek씨 이후로 NC-곡선 기준이 많이 사용되었고, 이는 각 옥타브 밴드별 성분크기가 주어진 환경속의 청음자가 허락하는 범위를 넘지 않도록 규정되어져 있다. 일반적으로 사무실용으로는 NC-35곡선이 추천되며 그림 3에 그 기준이 표시되어 있다.

실제 NC-곡선이 전주파수 대역에 대하여

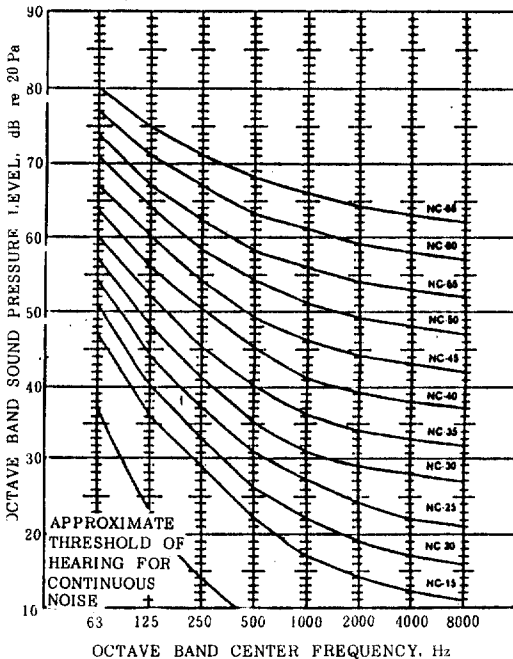


그림 3. 각 주파수 밴드별 허용 최대 음압레벨을 표시한 NC-곡선

균형잡힌 암소음 기준을 제시하지 못하므로, 이를 위하여 공기조화 시스템의 소음 목표에 적합한 RC-곡선을 많이 사용하기도 한다.

RC-곡선의 기준에 전주파수 대역에서  $\pm 2\text{dB}$  정도의 오차내로 소음설계를 한다면, 계의 소음특성은 사무실내의 대화를 위한 마스킹 효과나 다른 목적에 충실하게 될 것이다.

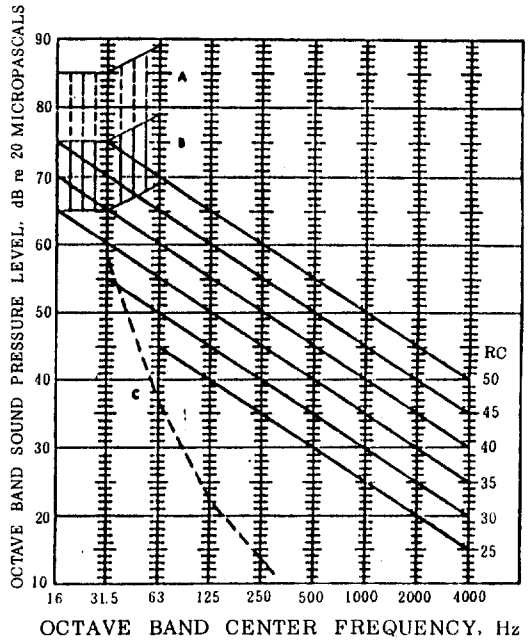


그림 4. RC-곡선

각 경우에 추천된 NC-곡선 및 RC-곡선의 기준치는 표 2와 같다.

상기 표 2에 예시된 범위는 적절히 설계, 운영되는 공기조화 설비에서의 발생 소음이 대개 일정하고, 광대역 주파수 특성을 갖고 있다는 사실을 전제로 한다.

급기구나 배기구 등의 분배시스템이 실내의 공기중 전파 소음레벨을 결정하고, 때로는 공기조절 밸브나 다른 장치들이 찬장을 통하여 음을 전파시키기도 한다. 이로부터, 소음 설계기준을 넘지 않는 부품 소음의 크기를 규정할 수도 있다. 어쨌든, 공기조화 대상 실내의 사용자에게 의하여 최종 설계기준이 판단되는데, 선택된 실내소음 기준에서부터 역산하여 설비 부품의 소음 기준을 정하여야 한다.

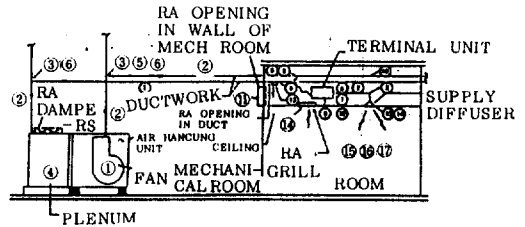
즉 각부품이 실내 전체의 소음출력의 얼마

표 2. 공기조화계의 실내 소음설계 추천치

(Note: These are for *unoccupied* spaces, with all systems operating.)

Type of Area	Recommended RCorNC Criteria Range
1. Private residences	25 to 30
2. Apartments	25 to 30
3. Hotels/motels	
a. Individual rooms or suites	30 to 35
b. Meeting/banquet rooms	25 to 30
c. Halls, corridors, lobbies	35 to 40
d. Service/support areas	40 to 45
4. Offices	
a. Executive	25 to 30
b. Conference rooms	25 to 30
c. Private	30 to 35
d. Open-plan areas	35 to 40
e. Computer equipment rooms	40 to 45
f. Public circulation	40 to 45
5. Hospitals and clinics	
a. Private rooms	25 to 30
b. Wards	30 to 35
c. Operating rooms	35 to 40
d. Corridors	35 to 40
e. Public areas	35 to 40
6. Churches	25 to 30 <sup>b</sup>
7. Schools	
a. Lecture and classrooms	25 to 30
b. Open-plan classrooms	30 to 35 <sup>b</sup>
8. Libraries	35 to 40
9. Concert halls	b
10. Legitimate theaters	b
11. Recording studios	b
12. Movie theaters	30 to 35
13. Laboratories with fume hoods	c

만큼을 기여하도록 허락되느냐에 달려있다고 할 수 있다. 예를 들면 공기 diffuser의 소음 출력 한계는 실내에 적용되는 RC-곡선 기준과 허용 소음출력치를 넘지 않도록, diffuser



1. Fan generated power level
2. Attenuation in straight, lined and unlined duct
3. Attenuation in lined and unlined fittings
4. Attenuation through plenum
5. Regenerated noise at fittings, etc.
6. Branch and outlet power division
7. Terminal unit discharge sound power level
8. Attenuation through terminal unit
9. Terminal unit casing radiated power level
10. Transmission loss through duct walls(breakout)
11. Transmission loss through return air opening in wall
12. Transmission loss through ceiling construction
13. End reflection loss
14. Air distribution device sound power level
15. Effect of multiple air distribution devices
16. Room effect
17. Room criterion

그림 5. 소음 발생도

수를 연계하여 계산함으로써 구하여질 수 있다.

그림 5에 표시되어 있는것은 공조시스템에서의 소음발생, 전파, 감쇠 경로이며, 계의 소음설계 절차는 다음의 기본적인 단계를 따른다.

첫째, 소음원에 의하여 발생하는 소음레벨을 결정한다.

둘째, 덕트구조나 마감 등에 의한 소음 감쇠를 결정한다. 이를 위하여, 계의 관심 부위에서의 소음출력 결과를 측정하여야 하며, 문제가 된다면 부품에 의하여 재발생되는 소음레벨을 결정하여야 한다.

셋째, 소음레벨의 전달치를 계산하고 이를 설계기준과 비교한다.

네째, 계산상의 결함을 보충하기 위하여 공조계의 소음감쇠를 증가시킨다.

다섯째, 소음의 누출되는 곳이 없나 확인하고, 정밀측정을 통하여 이를 개선한다.

위의 절차는 시스템의 모든 부품을 고려하는 것이 중요하다. 라이닝 처리되지 않은 덕트작업, 엘보우, 브랜치 등은 소음감쇠를 줄인다. 계의 소음설계의 몇가지 주목할만한 점

들이 있다.

첫째는 저압, 저속용 설계시스템은 팬의 저소음 특성이나 연결구에서 재발생되는 소음의 낮은 레벨 등에 기인하여 소음문제가 적다.

둘째, 닥트계에서의 흡음 라이닝의 위치는 중요하며, 소음감쇠 계산에 필요한 소음원의 출력 레벨 등은 제작업체로부터 얻을 수가 있고, 이를 이용할 때는 데이터를 얻은 실험방법을 고려할 필요가 있다.

#### 4. 공기조화 시스템에서의 소음발생 및 전파

공조계의 주된 소음원은 팬에 의하여 발생하는 소음이다. 이 팬소음의 데이터는 정해진 실험절차에 따라 얻어진 제작업체의 자료를 사용하는 것이 좋으나, 이를 구하기 어려울 때는 실제 측정 소음 출력치를 사용한다. 팬소음은 1L/S 기본 송풍량, 1Pa의 압력을 기준으로한 단위소음 출력으로 표시되기도 하나, 이 경우 소형팬이 대형팬보다 단위 소음 출력치에 있어서 높은 것으로 나타난다. 팬소음은 난류에 의한 소음과 날개통과 주파수 소음으로 분리되는데, 주기성의 날개통과 주파수 소음성분의 레벨은 팬의 형태에 의하여 크게 좌우되고, 주파수는 초당 회전수 x 날개의 수로 결정된다. 아래 그림은 공조계의 소음레벨 분포의 한 예이다.

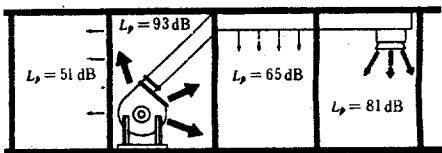


그림 6. 공기 공급계와 소음레벨

이 팬소음의 측정은 AMCA 규격 300-67의 “Standard Test Code for Sound Rating Air Moving Devices”에 따라 행하여지는 것이 일반적이며, 실제 작동중의 팬의 소음 출력치는 실제 송풍량과 압력에 의하여 아래와 같이 구할 수 있다.

$$L_w = K_w + 10 \log \frac{Q}{Q_1} + 20 \log \frac{P}{P_1} + C$$

여기서

$L_w$ 는 측정된 팬의 소음 출력 레벨 (dB re 1 pW)

$K_w$ 는 단위 소음 출력 레벨

$Q$ 는 유량, cfm(L/S)

$Q_1$ 는 유량단위가 cfm일때는 1이고, L/S 일때는 0.472

$P$ 는 압력강하치, in of water (Pa)

$P_1$ 는 압력단위가 in of water 일때는 1Pa

$C$ 는 보정계수(dB)

팬성능 곡선상의 최대 효율점 근처에서 작동하는 팬의 단위 소음 출력레벨은 표 3에 표시되어 있다. 적절한 팬크기 및 속도선정, 최대 효율점에서의 운전이 에너지 절약측면이나, 팬의 최저 소음발생의 위치가 되고, 팬전정이 잘못되는 경우 소음의 증가가 예상된다. 팬소음의 측정 오차는 250 Hz에서 4KHz 옥타브 밴드 대역에서  $\pm 2$ dB 정도가 된다.

이상의 CAV 시스템에서의 팬소음 특성에 VAV시스템은 2가지 면을 더 고려하여야 한다. 첫째는 전체 조절구간에서의 팬의 효율성과 안전성, 둘째는 팬출력을 조절하는 방법에 따른 소음 특성의 급변 등이다.

따라서, 전체 팬 조절구간내의 사용이 소음 측면에서의 받아들일 수 없는 부분이 있고, 둘째항의 팬출력을 조절하는 방법은 가변흡기구 날개를 사용하거나 가변속도의 팬모터나 구동시스템 이용, 팬날개의 가변 피치를 이용하는 방법 등이 있는데, 방법에 따라 여러가지 소음특성이 야기된다. 팬출력을 조절하는 방법을 소음측면을 고려치 않고 설비의 초기투자, 운전비용, 설치 공간제한 등의 요건에 의해서만 정하게 되면 심각한 소음문제가 사후 대두되는 일이 많다. 특히 공조계의 정압이 높을수록 팬소음 발생이 높아지므로 시스템의 저항을 최소로 하도록 하고 날개수가 15개이하인 경우의 팬은 스펙트럼을 지배하는 순음 특성을 지니게 되는데, 이 순음과 닥트계의 공진 등이 발생하지 않도록 주의하여야 한다.

표 3. 팬의 단위소음 출력레벨

Fan Type	Wheel Size	Octave Band Center Frequency, Hz					
		63	125	250	500	1000	2000
<i>Centrifugal</i>							
Airfoil, backward curved, backward inclined	Over 36 in.(900 mm)	32	32	31	29	28	23
	Under 36 in.(900 mm)	36	38	36	34	33	28
Forward curved	All	47	43	39	36	34	32
Radial blade,	Over 40 in.(1000 mm)	45	39	42	39	37	32
Pressure blower	40 in.(1000 mm) to 20 in.(500 mm)	55	48	48	45	45	40
	Under 20 in.(500 mm)	63	57	58	50	44	39
<i>Vaneaxial</i>	Over 40 in.(1000 mm)	39	36	38	39	37	34
	Under 40 in.(1000 mm)	37	39	43	43	43	41
<i>Tubeaxial</i>	Over 40 in.(1000 mm)	41	39	43	41	39	37
	Under 40 in.(1000 mm)	40	41	47	46	44	43
<i>Propeller</i>							
Cooling tower	All	48	51	58	56	55	52

NOTE: Add 3dB to the above values for the total sound power level being radiated.

VAV 시스템에서는 흡기구 날개조절에 의한 송풍량 조절로 인하여 팬소음 출력이 매우 높아지기도 한다.

상기의 송풍기의 소음은 공조시스템에서 가장 중요한 소음원이기는 하지만, 공조계의 공기전파 소음은 다음의 요소들을 복합적으로 고려하여야 한다.

- 첫째, 팬이나 송풍기에 의한 소음 발생
- 둘째, 공조시스템에서의 급기 분배에 따른 소음 전파
- 셋째, 덕트내의 음 전파시(흡음처리가 되었거나, 안되었거나) 덕트에 의한 소음 손실
- 네째, 엘보우 및 연결구 등에 의한 감쇠
- 다섯째, 일반 소음기 등에 의한 소음 손실
- 여섯째, 연결구나 그 곁, 엘보우 위치에서의 공기유동에 의한 소음 발생

이상의 여섯가지중 송풍기 소음은 이미 언급하였으므로 둘째항 이하의 사항에 대해서만 설명한다. 공기 분배시스템에 의한 소음분배는 공조계의 주 덕트라인에서 브랜치가 출발

되는 곳에서 문제가 되는데, 개략적으로는 주 덕트와 브랜치 덕트의 면적비에 의하여 소음 배분도 같은 비율로 이루어지는 것으로 알려져 있다. 각 경우의 배분점에서의 소음배분은 그림 7을 참조한다.

덕트내의 흡음손실에 의한 소음손실은 라이닝된 흡음재의 흡음계수 등을 고려하여 단위 길이 전파당의 소음 손실로부터 쉽게 계산할 수 있으며, 끝은 덕트 작업의 경우 공기 배분 위치에 diffuser 등을 사용하였을때는 덕트내의 반사파의 영향을 고려하지 않아도 된다. 덕트내 전파중의 소음손실은 위의 흡음재에 의한 손실외에 흡음식 소음기 설치나 plenum 등의 설치, 덕트벽을 통한 손실 등이 있으며 소음기 및 plenum에 의한 손실을 제작업체의 데이터를 이용하거나 공식에 의하여 추정할 수 있다. 또 소음은 덕트 직경의 3배 이상의 흡음재가 라이닝된 뒤의 곡관이나 분기점 등에서 감소되기도 하나, 이에 대한 데이터는 별로 확보되어 있지 않으며, 엘보우에 의한 소음감쇠도 제한된 실험결과 이외에는 얻을 수

없다.

인입된 바와같이 덕트내의 소음발생은 주로 송풍기로 볼 수 있으나, 공기역학적 소음은 엘보우, 댐퍼, 브랜치, 공기조절장치, 소음기 등에 의해서 발생되기도 하므로 이에대한 주의가 필요하고, 댐퍼나 엘보우에 의하여 발생하는 소음은 다음식을 이용하여 계산할 수 있다.

$$PWL_{f_0} = K + 10 \log f_0 + 50 \log U + 10 \log S + 10 \log D + C$$

	$PWL_{BRANCH} = PWL_U (m = U_M/U_B)$ $PWL_{MAIN} = PWL_{BRANCH} + 20 \log \frac{D_M}{D_B} + 3$ $D_M = \text{Equivalent diameter of Main Duct}$ $D_B = \text{Equivalent diameter of Branch Duct}$
	$PWL_{BRANCH} = PWL_U (m = 1)$ $PWL_{MAIN} = PWL_U (m = 1) + 3$
	$PWL = PWL_U (m = 1)$
	$PWL_{BRANCH} = PWL_U (m = U_M/U_B)$ $PWL_{MAIN} = PWL_{BRANCH} + 20 \log \frac{D_M}{D_B}$

그림 7. 유동 발생소음 예측치

여기서  $f_0$ 는 옥타브 밴드 주파수, Hz

$K$ 는 Strouhal 수의 함수로 표시되는 연결부의 특성 스펙트럼

$U$ 는 유동의 압축된 부위에서의 속도, fpm (m/s)

$S$ 는 댐퍼가 설치된 덕트의 단면적,  $ft^2$  ( $m^2$ )

$D$ 는 댐퍼 축에 수직한 덕트의 높이

$C$ 는 특수계수로 댐퍼의 경우  $-107$  dB 이고, 방향날개를 갖는 곡관의 경우 ( $10 \log n - 107$ ) dB이다. 여기서  $n$ 은 날개의 수를 말한다.

이상의 댐퍼나 그림, 공기조절밸브 등에 의하여 발생하는 소음은 Strouhal 수에 관계되는 특이한 주기성 순음의 문제가 심각할 경우도 있으므로 이를 유의하여야 한다.

### 5. 소음 제어 기술

공조계의 소음 전파는 크게 나누어 구조적 진동전파를 통한 소음과 공기중 소음전파 경로를 가진 소음으로 대별된다. 구조적 진동에 의한 소음전파를 제어하기 위하여 진동 격리가 필요하며 송풍기와 덕트연결부의 유연한 연결, 공조계 사용장비의 진동격리 등이 필수적이고, 덕트의 stiffness를 증가하여 공진방지를 하거나 외부의 고정구의 위치를 조절하는 방법 등을 사용한다.

공기중 소음전파의 주원인은 송풍기와 공기 유동의 불안정성이므로 송풍기의 선정파 전파 과정중의 유동 균일화를 염두에 두도록 한다. 이를 위하여 안내날개를 덕트나 엘보우 등에 사용하고 댐퍼나 디퓨져, 분기점 등의 설계를 유의하여야 한다. 특히, 이러한 소음을 제어하기 위하여 덕트내의 흡음 라이닝이나 소음기 등이 많이 사용되지만, 저주파 소음의 경우에는 큰 효과를 볼 수 없다.

송풍기와 공조시스템 연결부의 덕트작업 결과에 따라 공기역학적으로 저주파 대역의 소음이 발생되는데, 이는 250 Hz 이하의 주파수 대역을 갖으며 16 Hz 밴드 소음까지도 포함하게 된다. 이 소음의 제어에는 일반적으로 사용되는 소음기는 전혀 소용이 없다. 또한, 이 소음이 덕트 자체를 가진시켜 새로운 소음원의 역할을 덕트에 부여하므로 팬이나 팬의 근처에서의 공기유동 조건을 좋게하여 원천적인 제어를 하거나, 사각형 보다는 원통형 덕트를 사용하여 덕트의 stiffness를 높여주어 되도록 공진발생을 억제하여 주어야 한다. 덕트내의 소음이나 난류 등은 덕트 벽면을 가진시키고, 새로운 소음발생의 원인이 되므로 모든 연결부위는 되도록 급격한 변화가 없도록 하고, 중속이나 고속덕트의 터미널은 복도 등과 같은 소음 취약지구에 설치되지 않도록 하여야 한다.

소음은 덕트내의 전파뿐만 아니라 덕트벽면을 통과하고 천장을 통과하여 실내로 투과되는 경우가 있으므로 이에 대한 유의가 필요하고 투과된 소음레벨이 실내소음 허용치보다

3dB 이상 낮을때는 무시하여도 된다.

## 6. 결 언

공기조화란 용어속에 적합한 소음환경이란 의미가 부여됨을 확인하여, 설계시부터 공조시스템의 소음예측에 따른 소음설계를 수반하여야 한다. 이를 위하여 공조계에 쓰이는 송

풍기, VAV-Terminal, 디퓨저 등의 제작업체의 자체제품 소음 데이터 확립이 시급하며 송풍량과 경제성외에 소음발생치를 바탕으로 한 장비의 선정, 실내의 요구에 맞도록 소음전파를 차단 처리하는 작업, 부품 등의 적절한 선정 등이 필요하다. 아울러, 공조계에서의 소음문제에 대한 인식을 높이고 전문지식의 보급 및 전문가의 양성이 시급하다.