

공조설비의 소음·진동

김 두 훈

(유니슨기술연구소 소장)

1. 머리말

공조시스템의 주요 기능은 실내의 온도 및 습도제어, 먼지제거, 환기 등으로 대별되며 용도에 따라 실내공기를 열교환기, 제습기, 필터 등의 특정기구를 통과시켜 쾌적한 상태로 조절한 후 실내로 재공급하는 형식을 취하고 있다. 특히 실내 온도조절을 위한 냉난방의 경우 기계실 등의 특정장소에서 공기를 일괄 조절하여 덕트를 통하여 건물 전체에 공급하는 방식이 경제

적인 경우가 많이 채택된다. 공조시스템은 공기를 순환시키는 환(fan), 보일러, 냉각기, 냉각탑 등의 열교환 요소, 그리고 열교환 요소의 작동매체인 물을 순환시키는 펌프 등의 설비로 구성되며, 이들은 모두 소음·진동의 주요 발생원이다. 특히 환, 펌프 등의 회전기계는 소음뿐만 아니라 진동을 동시에 유발하여 구조소음 문제를 야기한다. 대형건물의 경우 이들 설비들의 용량이 아주 크기 때문에 발생하는 소음·진동의 정도가 크다. 특히 기계실에 근접한 방의 경우

피해정도는 아주 심각하다.

전술한 바와같이 발생한 소음과 진동은 다음 경로를 통하여 실내로 전파되어 문제를 야기한다.

- (1) 소음원의 소음 → 덕트 → 실내소음
- (2) 소음원의 소음 → 인접벽, 바닥 및 천정 투과 → 실내소음
- (3) 진동원의 진동 → 바닥진동 → 건물 구조진동 → 실내진동
- (4) 진동원의 진동 → 바닥진동 → 건물 구조진동 → 소음방사 → 실내소음

그림 1은 공조설비의 주요 소음 발생원 및 전파경로를 도식적으로 보인 것이다. 상기 전파경로중 (1) 항의 소음원은 환인 경우가 대부분이고 전파경로인 덕트의 경우 소음의 감쇠가 비교적 적고 실내로 직접 연결되어 있을 뿐만아니라 덕트 자체에서 기류에 의하여 직접 소음이 발생하기도 하기때문에 소음정도가 높고 피해범위 또한 광범위하다.

2. 환의 소음발생

2.1 일반사항

공기를 압축하여 필요한 곳으로 보내는 장치를 총칭하여 송풍기라 부르며 송풍기중 가압정도가 1 mAq 이하인 것을 통상 환이라고 한다. 환은 회전차내의 공기 유동

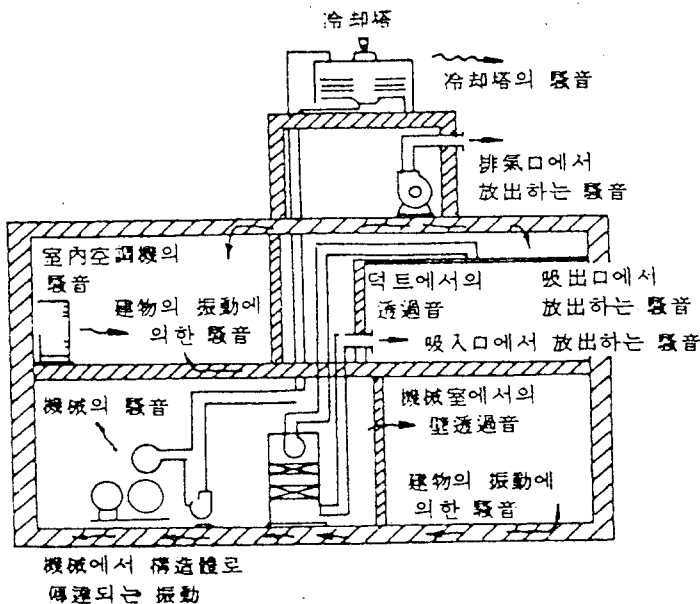


그림 1 공조설비의 소음·진동 발생 및 전파

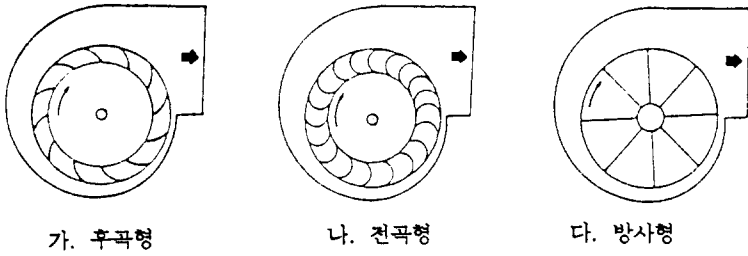


그림 2 원심 팬 형태별 깃의 형상

방향에 따라 원심형, 축류형, 횡류형, 사류형 등으로 분류된다. 원심형은 공기가 회전차 깃(blade)의 반경방향으로, 축류형은 회전차의 축방향으로, 그리고 횡류형은 회전차의 원주 일부에서 반대편 원주 일부로 공기가 흐른다. 그리고 원심형과 축류형의 중간에 속하는 것이 사류형이다. 팬의 선정은 송풍량, 가압정도 및 설치공간 등에 따라 결정되지만 공조용의 경우 가압정도가 높고 송풍량을 크게 할 수 있는 원심 팬이 주로 사용된다. 원심 팬은 깃의 모양에 따라 vane형과 air foil형으로 구분되고 회전방향에 대한 깃의 설치방향에 따라 방사형, 전곡형, 후곡형 등으로 구분된다. 깃의 모양과 설치방향은 효율, 가압정도, 풍량 등을 결정하는 중요한 인자이지만 이는 또한 소음발생 정도와 밀접한 관련이 있으므로 선정시 세심한 주의가 요구된다. 원심 팬의 형태별 깃의 설치방향은 그림 2에서 보인 바와 같다.

2.2 원심 팬의 소음발생

팬 소음은 크게 공기역학적 소음(aerodynamic noise)과 기계적 소음(machanical noise)으로 대별된다. 공기역학적 소음은 팬의 깃이 casing내의 공간상의 한 지점을 순차적으로 통과하면서 공기의 압력변동(pressure fluctuation)을 유발하여 발생하는 회전소음, 깃이 casing 내부에서 형상이 급격하게

변하는 부위(cut off point)를 통과할 때 발생하는 급격한 압력변화에 기인하는 간섭음, 그리고 깃 주변이나 토출구 등에서 발생하는 난류에 의한 소용돌이음 등이 있다. 기계적 소음으로는 베어링마모 등에 의한 소음, 팬 구조물의 일부가 진동하여 발생하는 고체음 등을 들 수 있다.

공조용 팬의 경우 여타 송풍기에 비하여 비교적 저속, 저압으로 운용되기 때문에 기계적 소음은 공기역학적 소음에 비하여 비교적 낮다. 반면 공기역학적 소음은 발생정도가 높을 뿐만 아니라 발생 부위가 팬의 토출구에 집중되어 있어 주로 문제가 된다. 이들 소음의 발생기구는 그림 3에서 보인 바와 같다.

공기역학적 요인에 의하여 발생하는 소음은 그 양상이 아주 복잡하여 해석적으로 예측하기는 대단히 어렵다. 다만 이는 경험적으로 팬의 종류, 풍량, 가압정도에 크게 의존하는 것으로 알려져 있으며 500~4000 Hz 사이의 주파수 범위에서 평균 파워레벨(sound power

level)은 다음의 경험식으로 비교적 정확히 예측할 수 있다.

$$L_w = 10 \log Q + 20 \log P_t + K \text{ (dB)} \quad (1)$$

여기서, L_w : 평균 음압레벨 (dB)
 Q : 체적유량 (m³/s)
 P_t : 토출정압력 (CmAq)
 K : 팬의 형식 및 사용 단위계에 따른 기본 소음레벨 (반사형 깃의 경우 72, 에어포일, 전곡형, 후곡형의 경우 59)

팬 소음에 비교적 큰 영향을 주는 인자로는 깃의 통과 주파수(blade passing frequency)가 있다. 깃의 통과 주파수 B_f 는 다음 식으로 구해진다.

$$B_f = \frac{N \times RPM}{60} \quad (2)$$

여기서, N : 깃의 수
 RPM : 회전차 분당 회전수

만약 B_f 가 500~400 Hz 사이의 주파수 범위에 들어가면 식 (1)로 구한 평균 음향파워레벨에 3dB를 더한다. 그리고 방음시설 설계 등의 목적으로 좀더 자세한 주파수별 소음정도를 구할 필요가 있으면 상기 식 (1)로 구한 평균 음향파워레벨에 각 주파수별로 표 1의 주파수별 보정값을 더하고 깃통과 주파수가 포함되는 주파수 대역에 표의 BPF값을 더하여 발생소음의 주파수 성분을 구한다.

2.3 팬 소음의 측정

송풍기의 발생소음 측정법에는 여러 가지가 있으나 일본 공기조화·위생공학회 규격 HASS-110 “송풍기의 소음출력 측정규격”의 측정법이 주로 이용된다. 측정방법에는 관내측정법과 자유공간측정법이 있다.

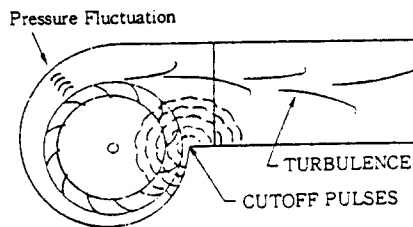


그림 3 팬의 소음 발생기구

표 1 웬 소음 파워 레벨 주파수별 보정값

깃형상	Octave band 중심주파수								BPRI
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
전곡형	15	10	5	0	-5	-8	-10	-13	3
후곡형	4	4	3	1	0	-5	-13	-20	2
방사형	10	7	5	5	0	5	-8	-9	7

대형 송풍기는 관내 측정법을 채택하며 송풍기의 흡입측과 토출측에 시험용 덕트를 설치하고 덕트내에 microphone을 삽입하여 개구단에서 250 mm 간격으로 6지점의 음압레벨을 측정하여 다음 식으로 음향파워레벨을 구한다.

$$L_w = L_{pm} + 10 \log S$$

$$= L_{pm} + 20 \log D - 1$$

여기서, L_w : 웬에서 덕트로 방출되는 소음 파워레벨 (dB)

L_{pm} : 덕트내 6개 측정점의 평균음압레벨 (dB)

S : 덕트 단면적

D : 덕트 직경

자유공간측정법에 의한 웬의 소

음파워레벨은 토출단에서 원주상으로 6개 측정점에서 음압레벨을 측정하여 다음식으로 파워레벨을 구한다.

$$L_w = L_{pm} + 20 \log R + 11 + L$$

여기서, L_w : 송풍기의 소음파워레벨

L_{pm} : 6개 측정점의 평균음압레벨

R : 개구단 중심에서 측정점까지의 거리

L : 개구단 반사에 의한 감음량 (dB)

개구단 반사에 의한 감음량 (L)은 그림 4로 구한다.

이상의 관내측정법 및 자유공간

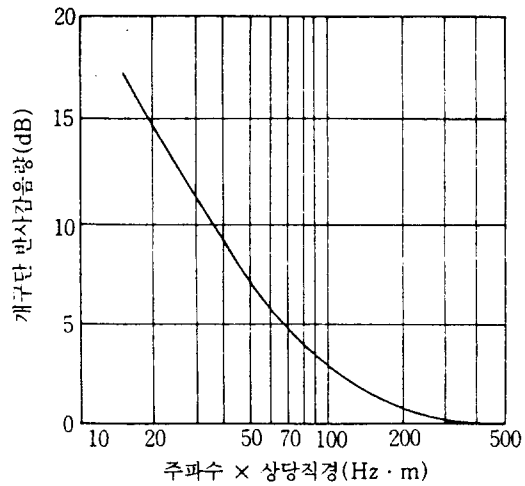
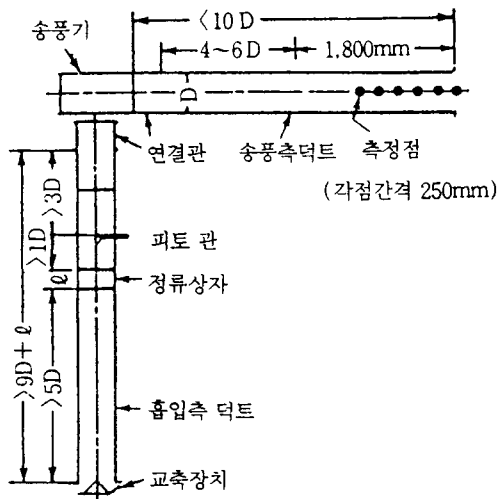
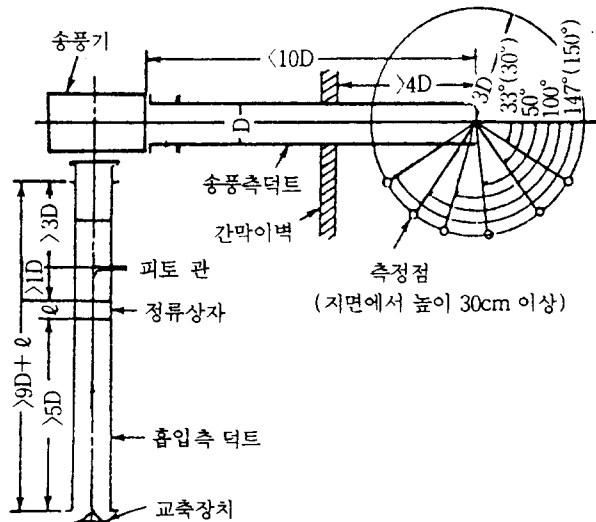


그림 4 개구단 반사감음량



가. 관내 측정법



나. 자유공간 측정법

그림 5 송풍기 음향파워 측정방법

측정법에 의한 송풍기의 음향파위 레벨 측정방법은 그림 5에 보인 바와 같다.

이상의 음향파위레벨 측정법 외에도 JIS B 8326에 운전 조건에서의 송풍기 주변 소음레벨 측정법 등이 규정되어 있다. 특히 현장 소음대책 수립을 위한 환의 소음측정은 필요에 따라 즉,

- (1) 현장 작업자에 대한 고려
- (2) 근처 사무실에 대한 고려
- (3) 주변 민가에 대한 고려

등의 목표에 따라 각각의 상황에 가장 적합한 측정방법을 선정하여 측정하여야 한다.

3. 덕트내의 기류음 발생

덕트내의 기류음은 기류의 압력 변동에 의하여 덕트벽이 진동하여 발생한다. 기류음은 직관부에서도 발생하지만 주로 엘보우, 분지부, 단면 확대부 등 기류의 변화가 심한 곳에서 크게 발생하고 덕트의

형상, 구조 및 풍속 등에 따라 발생 정도 및 주파수가 결정된다. 엘보우 및 분지부의 발생소음 L_w 는 다음식으로 대략적으로 추정할 수 있다.

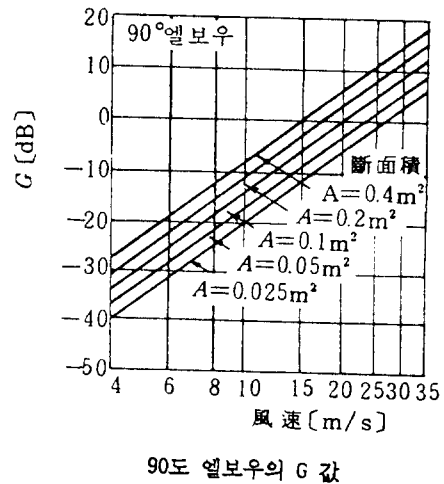
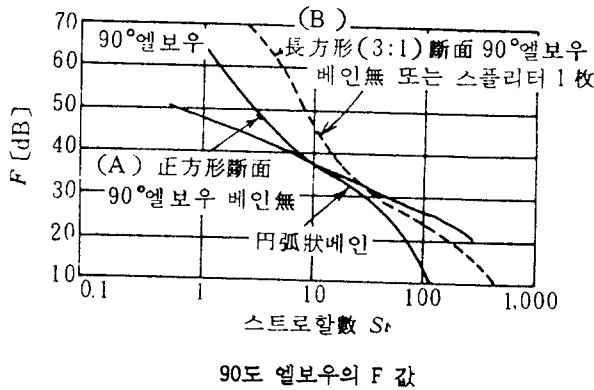
$$L_w = F + G + H \text{ (dB)}$$

여기서, F : 주파수 분포 계수 (dB)

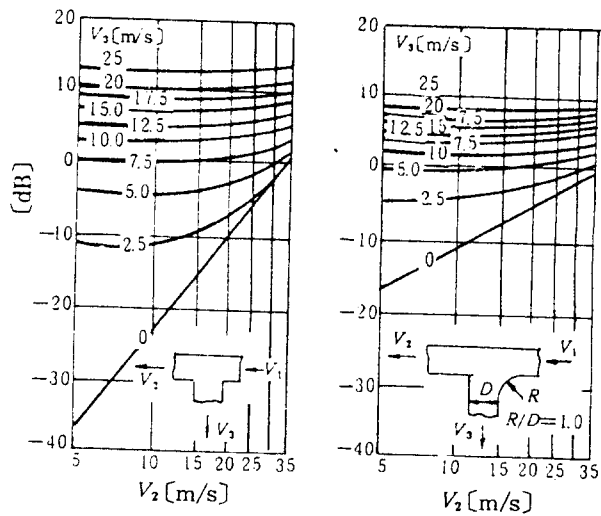
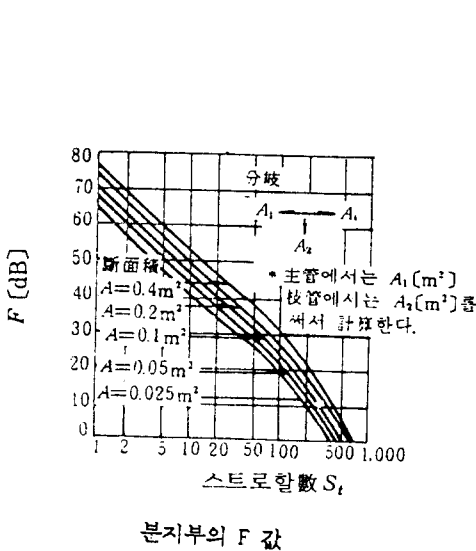
G : 속도계수

H : 옥타브 대역 계수

엘보우 및 분지부의 F 및 G 값은 그림 6과 같고 H 값은 표 2에



가. 엘보우의 F 및 G 값



나. 분지부의 F 및 G 값

그림 6 엘보우 및 분지부의 F 및 G 값

표 2 옥타브대역 계수 H

중심주파수 (Hz)	H (dB)
125	19
250	22
500	25
1,000	28
2,000	31
4,000	34
8,000	37

보인 바와 같다. 그림에서 S_i 는 Strouhal수(No.)를 나타내며 다음 식으로 구한다.

$$S_i = \frac{fD}{V}$$

여기서, f : 발생음 주파수(Hz)
 D : 덕트 직경(m, 4각 덕트의 경우 $D=(4/\pi)A$,
 A : 덕트 단면적)
 V : 풍속(m/s)

4. 기타 공조설비의 소음발생

지금까지 설명한 환과 덕트 이외에 고려되어야 할 소음원으로는 모터, 펌프, 보일러, 냉각탑, 냉동기 등의 설비를 들 수 있다. 이들은 일반적으로 건물의 기계실 등 특정 장소에 설치되어 있고 발생된 소음은 벽 또는 바닥을 직접 투과하여 인접 방으로 전파된다. 그러나 15cm 두께의 콘크리트 벽은 50dB 이상의 투과손실을 가지므로 소음 그 자체가 인접방에 영향을 주는 경우는 드물고 이들 회전기계가 건물을 진동시켜 발생하는 구조소음(structure borne noise)이 주로 문제가 된다.

보일러, 냉각탑, 냉동기 등의 경우 주된 소음원은 여기에 공기를 순환시키는 환인 경우가 많으므로 이들의 소음발생은 전술한 환 소음과 동일한 방법으로 구할 수 있으

므로 생략하고 본장에서는 모터 및 펌프의 소음에 대해서 살펴본다.

전기모터의 소음은 주로 회전 불평형, rotor와 stator의 간섭, 모터 구조체의 진동, 냉각용 공기유동 등에 의하여 발생한다. 발생소음의 크기는 주로 모터의 마력수와 회전속도에 의하여 결정되고 주파수 분포는 회전수와 모터의 형상에 의하여 결정된다. 전기모터의 경우 500~4000 Hz 사이의 주파수 범위에서 전체 음향파워 레벨은 대략적으로 다음식을 구할 수 있다.

$$L_w = 20 \log HP + 15 \log (\text{rpm}) + 13 (\text{dB})$$

여기서, L_w : 음향파워레벨
 HP : 모터 마력수
 rpm : 모터 분당회전수

펌프소음은 유체의 cavitation 및 압력변동, 기계 부품의 충돌, 회전 불평형, misalignment, 구조체의 진동 등에 의하여 발생하고 일반적으로 유체에 의한 소음인 cavitation 및 압력변동에 의한 소음이 훨씬 큰 비중을 차지한다. 펌프의 소음도 모터의 소음과 유사하게 대략적으로 다음 식으로 구할 수 있다.

$$L_w = 10 \log HP + K_p$$

여기서, L_w : 음향파워레벨
 K_p : 펌프상수(원심펌프 : 95, 스크류펌프 = 100, 왕복펌프 : 105 등)

이상의 모터 및 펌프의 소음은 이들이 정상적으로 작동할 때의 소음이며 베어링이 마모, 윤활 부족, 작동압력 및 유량변화, 회전수 변동 등 비정상적인 상태에서는 소음과 진동이 급격히 증가하는 것이 보통이다. 따라서 이들은 최적의 운전상태에서 운전될 수 있도록 세심한 주의가 요구된다.

5. 공조설비의 진동

공조설비의 진동은 대부분 환, 펌프, 모터 등의 회전기계에 의하여 발생하고, 회전기계의 진동은 회전체의 불평형, 구조체의 공진, 축정렬 불량, 베어링의 불안정, 조립시 설비의 헐거움, 회전요소 상의 접촉, 회전축의 크랙 등의 원인에 기인한다. 회전기계의 진동은 이들 원인중 회전체의 불평형에 기인한 진동이 대부분을 차지한다. 이렇게하여 발생한 진동은 기계 자체의 수명을 단축시키고 체결구의 풀림, 파이프 연결부위 이완 등 주변설비에 나쁜 영향을 미친다. 뿐만아니라 건물 구조체를 진동시켜 건물의 균열, 인접 정밀장비의 정상작동 방해 등의 물리적 피해와 주변 근무인원에 불쾌감 유발 등의 인적피해를 유발한다.

회전체의 불평형에 기인한 진동의 발생은 다음과 같다.

그림 7과 같이 전체질량 m_i , 회전 각속도 ω 인 회전체에 회전중심에서 e 만큼 떨어진 거리에 편심질량 m 이 있을 경우 몸통의 위치가 x 일때 편심질량의 수직위치는 $x + e \sin \omega t$ 이다.

몸통($mt - m$)의 수직방향 운동에 대한 운동방정식은

$$(m_i - m) \ddot{x} + m \frac{d^2}{dt^2} (x + e \sin \omega t) = -kx - c\dot{x}$$

가 된다. 이 식을 정리하면 다음과 같은 운동방정식이 구해진다.

$$m_i \ddot{x} + c\dot{x} + kx = me\omega^2 \sin \omega t = Feq \sin \omega t$$

상기식은 스프링상수 k 인 스프링과 댐핑계수 C 인 댐퍼로 지지된 질량 m_i 가 외력의 진폭이 $me\omega^2 (= Feq)$, 각속도가 ω 인 정현파 가진력을 받는 경우의 운동방정식

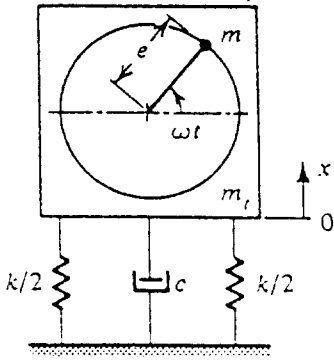


그림 7 회전체의 불평형 질량에 의한 진동발생

과 동일하다. 즉, 편심 e , 편심 질량 m 이 존재하는 회전체가 각속도 ω 로 회전하면 진폭 $me\omega^2$ 의 정현파 진동력을 몸통에 가하게 된다. 이 힘이 회전기계가 발생하는 진동력이며 편심량(me)이 클수록, 고회전하는 기계일수록 심한 진동을 유발한다.

6. 공조설비의 방음·방진

6.1 일반사항

지금까지 설명한 바와같이 발생한 소음과 진동은 1장에서 설명한 경로를 통하여 건물 실내로 전파되어 문제를 야기한다. 소음·진동 대책은 크게

- (1) 소음·진동원 대책
- (2) 전파경로 대책
- (3) 수음·수진점 대책

으로 대별하여 생각할 수 있다.

소음·진동원 대책은 소음·진동의 발생이 적은 설비의 선정, 주유 등의 적절한 유지, 마모베어링의 교환, 회전기계의 벨런싱 등 효과적인 정비 등으로 설비의 소음·진동 발생을 원천적으로 줄이는 방법이다.

전파경로 대책은 발생한 소음과 진동이 주변으로 전달되는 전파 경로를 효과적으로 차단하는 방법으로 탄성지지에 의한 설비의 방진,

덕트에 소음기 부착, 기계실 내부 흡음처리 등이 여기에 해당하며 방음·방진 대책의 대부분을 차지한다.

수음·수진점 대책은 상기 두 방법이 여의치 않을 경우 피해가 예상되는 방을 이중벽, 탄성지지 등으로 주변의 소음·진동 환경으로부터 분리하는 방법이다. 이 방법은 소음·진동원이 광범위하게 분포하고 전파경로가 복잡하여 여타 방법이 여의치 않을때, 또는 특히 정숙을 요하는 방의 방음 방진에 적용된다.

일반적인 방음 방진 업무 절차는 그림 8과 같다.

그림 8의 업무절차 중 대책입안은 실현성, 효과, 경제성, 압력손실 공사기간 그리고 일조, 채광 등 기타사항을 면밀히 검토하여 운전 방법 결정, 용량감소, 기종변경, 방음레깅, 방음커버, 소음기 장착, 수음측 방음, 차음벽 설치, 기계 배치 변경 등의 방안 중 택일하거나 몇가지 방안을 병행하여 고려한다.

본장에서는 상기한 종합적인 대책방안중 공조설비 방음·방진의 대중을 이루는 환의 방음과 회전기계의 방진에 대하여 설명한다.

6.2 공조설비의 방음대책

공조용으로 사용되는 환은 일반적으로 저압이며 큰 유량을 갖는다. 그리고 발생소음은 주로 공기 역학적 소음으로 소음발생 부위가 공기유입구와 토출구에 집중되어 있다. 이중 토출구에서 발생한 소음이 더 큰 비중을 차지하며 이는 공조용 덕트를 따라 실내로 쉽게 전파된다. 따라서 공조설비의 방음은 환 방음이 가장 큰 비중을 차지하고, 환 방음의 기본은 환의 유입구와 토출구에 소음기를 장착하는 것이다. 일반적으로 흡음형 소음기는 압력손실을 최소화하면서 고주파 소음의 감음성능이 특히 우수하여 많이 사용된다. 그리고 환 등의 회전기계의 진동이 인접 덕트 및 구조물로 전달되어 건물의 벽 등을 진동시켜 발생하는 구조소음을 줄이기 위하여 환과 덕트를 flexible coupling으로 연결하고 환 자체를 방진 마운트(vibration isolation mount)로 지지한다. 그림 9는 원심 환의 방음대책을 개략적으로 보인 것이며 이는 여타 설비의 방음에도 동일하게 적용된다.

환의 방음을 위하여 소음기(silencer)를 사용할 때는 공기유입구와 토출구의 압력손실을 면밀

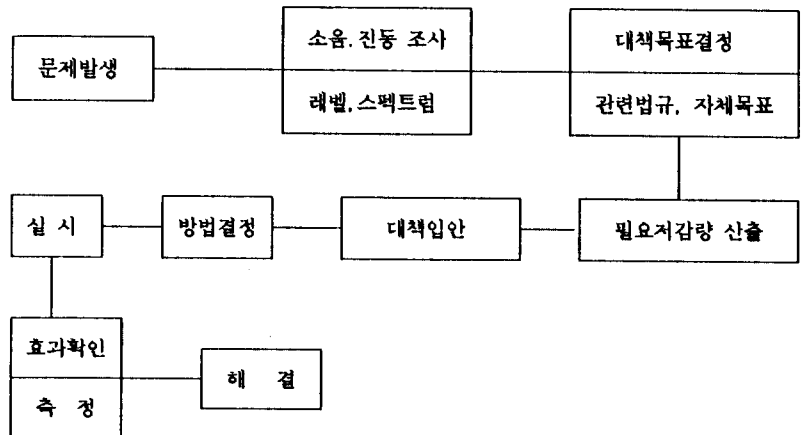


그림 8 공조설비의 방음·방진 대책 절차

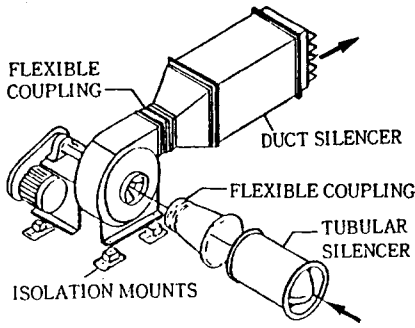


그림 9 팬의 방음·방진 대책

히 체크하여야 한다. 특히 원심 팬의 성능은 토출부의 공기흐름에 대단히 민감하다.

6.3 소음기 선정

소음기 부착은 진절에서 설명한 바와 같이 팬 소음방지에 있어서 가장 기본적이고도 직접적인 방안이다. 본절에서는 소음기의 종류와 그 특성에 대해서 간단히 설명한다.

소음기의 형식은 그 감음기구에 따라 흡음형, 팽창형, 간섭형, 공명형 등 4가지로 구분된다. 팽창형은 음파와 팽창, 수축시 에너지 손실을 이용한 것이고 공명형은 판로에 목부분을 설치하고 여기에 공동을 연결하여 공명을 일으켜 음파의 에너지를 공동부의 공기 진동으로

흡수하는 형식이고 간섭형은 음파가 전파되는 경로를 둘로 나누어 각각의 경로 차이를 해당 음파의 1/2 파장으로 하여 간섭에 의하여 음을 감쇄시키는 것이고 흡음형은 판로의 벽에 흡음물질을 부착하여 흡음하는 형식이다.

이들 소음기의 형식별 개략도와 감음특성은 그림 10과 같고 감음기구 및 주 구성품은 표 3과 같다.

6.4 회전기계의 방진

회전기계의 방진에는 기계를 고무패드, 스프링 등으로 탄성지지하여 기계 작동시 발생하는 가진력이 건물의 바닥으로 전달되는 것을 차단하는 방법이 보편적으로 사용된다.

회전기계가 작동할 때 발생하는 가진력은 5장에서 설명한 바와같이 이 가진력이 스프링과 댐퍼를 통하여 건물의 바닥으로 전달된다. 기계가 발생한 가진력에 대하여 바닥으로 전달되는 전달력의 비를 전달율(transmission ratio)이라 부르고 다음과 같이 표현된다.

$$TR = \frac{kx + c\dot{x}}{m\ddot{x} + c\dot{x} + kx}$$

상기 식은 다음과 같이 변형되어 실용적으로 사용된다.

종 류	기본구조	감음특성
흡음형		감음량 [dB] 주파수 [Hz]
팽창형		감음량 [dB] 주파수 [Hz]
공명형		감음량 [dB] 주파수 [Hz]
간섭형		감음량 [dB] 주파수 [Hz]

그림 10 소음기 형식별 기본구조 및 감음특성

$$TR = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta r)^2}}{\sqrt{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}$$

여기서, r : 주파수비 ($= \omega / \omega_n$)
 ω : 기계의 회전 가속도 ($= 2\pi \times \text{rpm} / 60$, rpm : 기계 회전수)
 ω_n : 방진 시스템 고유진동 ($= \sqrt{k/m}$, k : 스프링상수, m : 질량)
 ζ : 감쇠율

표 3 소음기 형식별 감음기구 및 주 구성품

종 류	감음기구	주 구성품	성능 영향요소
흡음형	-흡음제의 흡음력에 의하여 음향 에너지 흡수	-흡음제 -유공철판	-흡음제 흡음율 -마감 천의 통기성 -유공철판의 구멍치수
팽창형	-음파의 팽창, 수축시 에너지 손실 -진행파와 단면반사파의 간섭에 의한 에너지 소멸	-단면변화가 큰 동공	-동공의 치수 -입출구 단면변화 비율
공명형	-음파와 공명관내의 공기가 공동을 일으켜 공명관내의 공기 진동으로 에너지 소멸	-소공 음향관 -음향관 주변 동공	-음향관 치수 -소공 직경, 갯수 -동공 용적
간섭형	-음파의 경로차이에 의한 간섭으로 에너지 상쇄	-주관 -분기관	-주관 통과경로 길이 -분기관 통과경로 길이

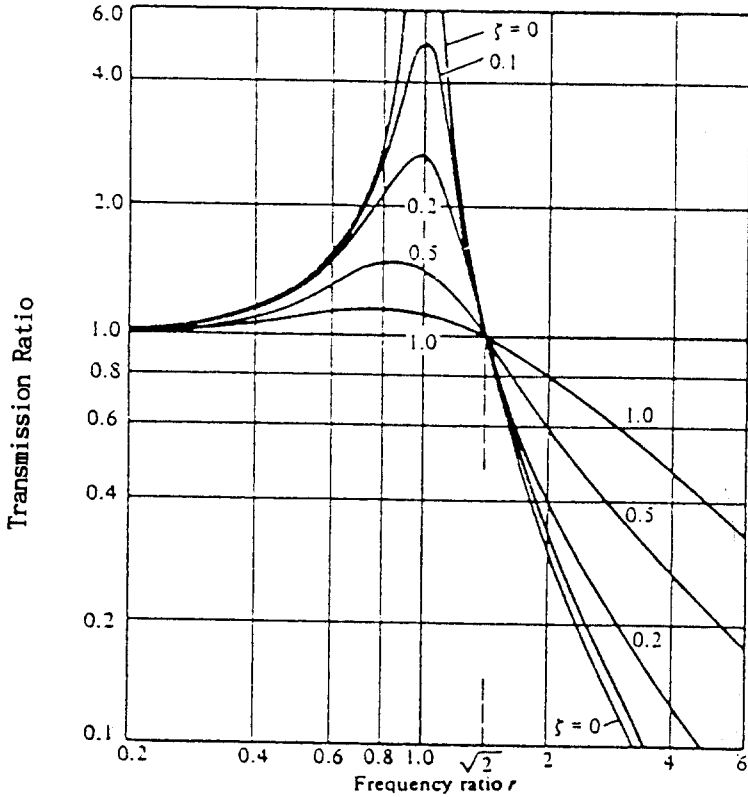


그림 11 전달률-주파수 선도

상기식의 전달율을 그래프로 나타내면 그림 11과 같다. 그림에서 알 수 있듯이 주파수비가 $\sqrt{2}$ 이하이면 전달률이 항상 1보다 크게 되어 진동을 오히려 증폭시키게 되므로 주의를 요한다. 일반적인 방진의 경우 주파수비(r)를 3 이상, 즉, 방진시스템의 고유진동수를 방진 대상기계의 회전주파수의 1/3 이하로 하는 것이 보편적이다.

7. 맺음말

근래에 들어 도시의 과밀화와 이

에 따른 지가의 상승으로 모든 건물들이 급격히 대형화되고 있으며 생활수준의 향상 등으로 건물이 점점더 고급화 되어가고 있다. 이에 따라 건물의 공기조화 시스템이 아주 중요한 비중을 차지하게 되었다. 특히 초대형 건물의 경우 인위적인 공조시스템이 없는 경우는 상상조차 할 수 없다. 따라서 실내환경 조절을 위하여 엄청난 규모의 각종 공조설비가 설치된다. 이들 공조설비들은 대부분이 소음과 진동을 유발하여 심각한 소음 및 진동문제를 야기한다. 그렇게 되면

쾌적한 온도, 청정한 공기 등 공조시스템 본래의 효과가 소음·진동에 의한 불쾌감으로 덮혀 버릴 가능성이 있다. 특히 대형빌딩에 있는 사무실의 경우 고도의 정신노동에 종사하는 계층이 많아 이들에게 소음 및 진동은 주의력을 산만하게 하여 작업능률을 크게 떨어뜨리는 요인이 된다. 따라서 공조시스템의 설계시 방음·방진에 대한 충분한 고려가 있어야만 공조시스템 본래의 효과가 십분 발휘될 수 있다.

참고 문헌

- (1) "Industrial Noise Control, Fundamentals and Applications," Lewis H. Bell 외, Marcel Dekker Inc., 1982.
- (2) "Industrial Noise and Vibration Control," J. D. Irwin외, Prentice-Hall INC., 1979.
- (3) "Mechanical Vibrations," Francis S. Tse 외, Allyn and Bacon Inc., 1978.
- (4) 공기조화·냉동·위생공학 편람, 사단법인 공기조화·냉동공학회, 1991.
- (5) 소음진동대책핸드북, 일본 음향재료협회.
- (6) "송풍기 소음의 원인과 대책," 월간 냉동공조기술 '93년 10월호, 박상규.
- (7) 유니슨산업(주) 방음·방진제품 카타로그.