

## 지하공간의 공조설비 소음진동 대책

- 홍정완 / 한국방진방음(주), kvc1@choi.com
- 박수양 / 한국방진방음(주), sooang@nate.com
- 김동현 / 한국방진방음(주), kvc1@choi.com

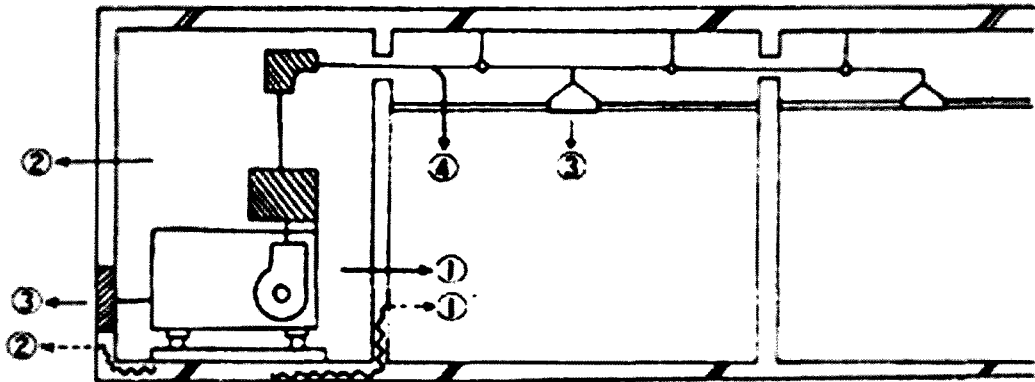
지하공간에 위치한 공조실, 기계실 내부의 공조장비 가동으로 인한 소음진동의 발생 과정, 전달 경로와 함께 이를 저감하기 위한 대책

기기의 작동에 의해서 발생하는 소음은 그림 1 과 같이 공조실내의 설비기기 자체에서의 발생 소음이고 ①기계실로부터 벽바닥을 직접 전달하여 다른 방으로 침입한다. 혹은 ②유리문 등의 개구부를 통해서 옥외에 전달되어 주위 또는 옆방에 소음으로 되는 것이다. 이런 경우 ①, ② 기계의 진동에 의하여 구체(軀體)가 진동하여 전달되어 소음을 방사하는 고체(固體)전달음의 경로도 포함된다. ③은 기계실에서 소음이 급배기구를 통하여 실내 또는 옥외로 전해지는 경로이고 ④는 ③

과 같은 경로이지만 도중 덕트, 파이프외벽 또는 천장등을 통하여 발생하는 경로이다. 이상의 네 가지가 공조설비 소음으로서의 주된 전달경로라고 고려되는 것들이고 설비기기에 의하여 발생하는 소음전달이다.

공기를 압축하여 필요한 곳으로 보내는 장치를 총칭하여 송풍기라 부르고 송풍기중 가압정도가 1 mAq 이하인 것을 통상 팬이라고 한다. 팬의 선정은 송풍량, 가압정도 및 설치공간 등에 따라 결정되지만 공조용의 경우 가압정도가 높고 송풍량을 크게 할 수 있는 원심 팬이 주로 사용된다.

팬소음은 유체역학적 소음과 기계소음으로 나눌 수 있다. 유체역학적 소음은 팬의 깃이 Casing내의 공간상의 한 지점을 순차적으로 통과하면서 공



[그림 1] 소음의 전달경로



기의 압력변동(pressure fluctuation)을 유발하여 발생하는 회전소음, 깃이 casing 내부에서 형상이 급격하는 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 유체역학적 소음은 발생정도가 높을 뿐만 아니라 발생 부위가 팬의 토출구에 집중되어 있어 주로 문제가 된다. 이들 소음의 발생기구는 그림 2에서 보인 바와 같다.

유체역학적 요인에 의하여 발생하는 소음은 그 양상이 아주 복잡하여 해석적으로 예측하기는 대단히 어렵다. 다만 이는 경험적으로 팬의 종류, 풍량, 가압정도에 크게 의존하는 것으로 알려져 있으며 400 ~ 500 Hz 사이의 주파수 범위에서 평균 파워레벨(sound power level)은 다음의 경험식으로 비교적 정확히 예측할 수 있다.

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

- 여기서,  $L_w$  : 평균 음압레벨 (dB)
- $Q$  : 체적유량 ( $m^3/s$ )
- $P_t$  : 토출정압력 (CmAq)
- $K$  : 팬의 형식 및 사용단위계에 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 400 ~ 500 Hz 사이의 주파수 범위에

들어가면 식 (1)로 구한 평균 음향파워레벨에 3 dB를 더한다.

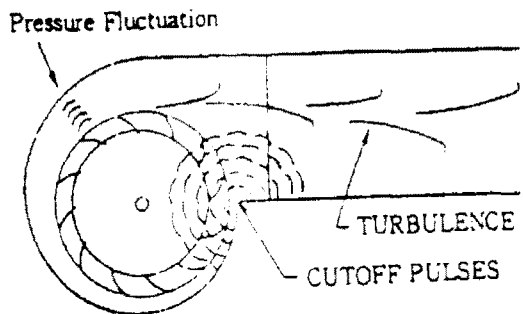
공기를 운반하는 통로인 덕트계는 송풍기에 대한 소음뿐만이 아니라 각종 덕트요소에서 발생하는 유동소음을 수반하게 된다. 특히, 유동소음이 덕트계를 통해서 실내로 전파되면 실내의 압소음레벨을 높게 하여 소음문제를 초래하게 된다. 공조시스템에서 소음의 전파경로 중 덕트계를 통한 소음의 전파는 덕트계의 유동저항과 관계가 있으므로 초기 설계시 대책을 마련해야한다.

덕트내에서 공기유동의 산란, 와류, 덕트벽면의 진동 등에 의해 직관덕트, 댐퍼, 분기부 등에서 소음이 발생하는데 덕트내 풍속이 빠르지 않으면 일반적으로 소음정도는 무시할 수 있다. 송출구, 흡입구에서의 발생소음은 즉시 실내로 나가게 되므로 발생소음은 작게 하는 것이 좋다. 송출구의 발생소음의 파워레벨(sound power level)은 다음과 같다.

$$PWL = 10 \log A + a \log V + b \quad (3)$$

여기서  $A$ 는 송출구 단면적( $m^2$ ),  $V$ 는 송출구면의 풍속( $m/s$ ),  $a$ ,  $b$ 는 실험상수를 나타낸다.

지금까지 설명한 팬과 덕트 이외에 고려되어야 할 소음원으로는 모터, 펌프, 보일러, 냉각탑, 냉동기 등의 설비를 들 수 있다. 이들은 일반적으로 건물의 기계실 등 특정 장소에 설치되어 있고 발생한 소음은 벽 또는 바닥을 직접 투과하여 인접방으로 전파된다. 그러나 15 cm 두께의 콘크리트



[그림 2] 팬의 소음 발생기구

벽은 50dB이상의 투과손실을 가지므로 소음 그 자체가 인접방에 영향을 주는 경우는 드물고 이들 회전기계가 건물을 진동시켜 발생하는 고체전달음(structure borne noise)이 주로 문제가 된다.

전기모터의 소음은 주로 회전불평형, 모터 구조체의 진동, 냉각용 공기유동 등에 의하여 발생한다. 발생소음의 크기는 주로 모터의 마력수와 회전속도에 의하여 결정되고 주파수 분포는 회전수나 모터의 형상에 의하여 결정된다.

펌프소음은 유체의 cavitation 및 압력변동, 기계 부품의 충돌, 회전 불평형, misalignment, 구조체의 진동등에 의하여 발생하고 일반적으로 유체에 의한 소음인 cavitation 및 압력변동에 의한 소음이 훨씬 큰 비중을 차지한다.

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

공조설비의 진동은 대부분 팬, 펌프, 모터 등의 회전기계에 의하여 발생하고, 회전기계의 진동은

회전체의 불평형, 구조체의 공진, 축정렬 불량, 베어링의 불안정, 조립시 설비의 헐거움, 회전요소의 접촉, 회전축의 크랙 등의 원인에 기인한다. 회전기계의 진동은 이들 원인중 회전체의 불평형에 기인한 진동이 대부분을 차지한다. 이렇게 하여 발생한 진동은 기계자체의 수명을 단축시키고 체결구의 풀림, 파이프 연결부위 이완 등 주변설비에 나쁜 영향을 미친다. 뿐만아니라 건물 구조체를 진동시켜 건물의 균열, 인접 정밀장비의 정상 작동 방해 등의 물리적 피해와 주변 근무인원에 불쾌감 유발 등의 인적피해를 유발한다.

공조기 소음 등과 같은 실내소음을 평가하기 위한 방법으로 NC 곡선을 이용한다. NC곡선은 소음을 1/1 옥타브밴드로 분석한 결과에 의해 평가하는 ISO 기준이다. 예를 들어 실내소음 권장치가 NC-40 이라면 실내 소음의 각 대역별 1/1 옥타브 밴드 음압레벨이 NC-40 곡선 이하가 되어야 함을 의미한다(그림 3 참조).

또 실내의 허용치에 있어서도 방의 성격과 사용 목적에 의하여 표 1에서와 같이 그 소음정도는 분명하게 다르다.

진동수 범위 1 ~ 80 [Hz] 사이에서 건물 용도별 진동 허용기준의 최대가속도 값을 보면 표 2와 같다.

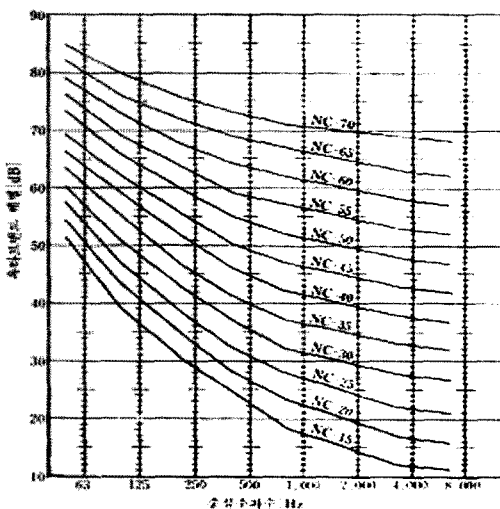
이 표의 RMS 가속도 진폭은 감각보정이 된 총합이며, n는 진동진폭시간(sec)으로 100초까지는 해당 폭로시간을 사용하고, 100초를 초과할 때는 100을 사용한다. n은 충격진동의 횟수로 100을 초과할 때는 100을 사용한다.

공조설비에서 발생한 소음과 진동은 위에서 설명한 경로를 통하여 건물 실내로 전파되어 문제를 야기한다. 소음·진동대책은 크게

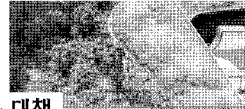
- (1) 소음·진동원 대책
- (2) 전파경로 대책
- (3) 수용·수진점 대책

으로 대별하여 생각할 수 있다(표 3 참조).

소음·진동원 대책은 소음·진동의 발생이 적은 설비의 선정, 주유등의 적절한 유지, 마모 베어링의 교환, 회전기계의 밸런싱 등 효과적인 정비등으로 설비의 소음·진동 발생을 원천적으로 줄이는 방법이다.



[그림 3] NC 곡선



<표 1> 실내 소음의 허용치

(Breanek)

실의 종류	NC값	dB(A)	종 류	NC값	dB(A)
방송 스튜디오	NC-15 ~ 20	25 ~ 30	가정(침실)	NC-30	40
콘서트홀(음악당)	NC-15 ~ 20	25 ~ 30	영화관	NC-30	40
극장(500석, 확장 장치없음)	NC-15 ~ 20	30 ~ 35	병 원	30 ~ 30	40
음악실	NC-25	35	교 회	NC-30	40
교실(확성장치 없음)	NC-25	35	도서관	NC-30	40
집합주택, 호텔	NC-25 ~ 30	35 ~ 40	상 점	NC-35 ~ 40	45 ~ 50
회의장(확성장치 없음)	NC-25 ~ 30	35 ~ 40	식 당	NC-45	55
재판소	NC-30		운동경기장(확성장치 있음)	NC-50	
TV 스튜디오	NC-25				

<표 2> 건물 용도별 진동허용기준의 최대가속도값(ISO)

지 역	시 간	연속 또는 간헐적 가속도 진폭의 실효치(rms)	충격 피크 가속도
병원수술실과 같은 중요한 지역	주간	0.0036(51dB)	0.005(54dB)
	야간	0.0036(51dB)	0.005(54dB)
주 거 지	주간	$\frac{0.072}{\sqrt{t}}$ (57dB)	$\frac{0.1}{\sqrt{nt}}$ (60dB)
	야간	0.005(54dB)	0.01(60dB)
사 무 실	상 시	$\frac{0.14}{\sqrt{t}}$ (63dB)	$\frac{0.2}{\sqrt{nt}}$ (66dB)
공장 · 작업장	상 시	$\frac{0.28}{\sqrt{t}}$ (69dB)	$\frac{0.4}{\sqrt{nt}}$ (72dB)

<표 3> 소음 · 진동방지 대책

구 분	대 책
소음원 대책	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 저소음제품 구매 대체</li> <li>- 기진력의 저감(충격력저감, 밸런싱, 윤활, 지지구조의 변경, 동흡진기)</li> <li>- 반음진폭의 저감(구조부재의 감쇠력 증가, 고유진동수 튜닝)</li> <li>- 음향반사 저감(판넬두께 조절, 구멍뚫린 판넬)</li> <li>- 운전 스케줄 변경(고소음장비 동시운전 회피, 야간운전회피)</li> </ul>
전달경로 대책	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 소음원의 위치변경(소음원과 수용자 거리감쇠 증가)</li> <li>- 차음벽, 차음상자, 흡음재 설치</li> <li>- 소음기, 덕트내 흡차음재, 공명기, ANC설치</li> <li>- 임피던스 부정합부 설치</li> <li>- 장비의 탄성지지 구조를 전달 감소</li> </ul>
수음지 대책	<ul style="list-style-type: none"> <li>- 귀마개등 청력보호장비 착용 의무화</li> <li>- 작업자, 주민들과의 교육등을 통해 유대관계 개선</li> <li>- 교대근무 등으로 소음노출시간 조절</li> <li>- 작업공간내 방음무스 설치, 작업실내 흡음재 시방</li> </ul>

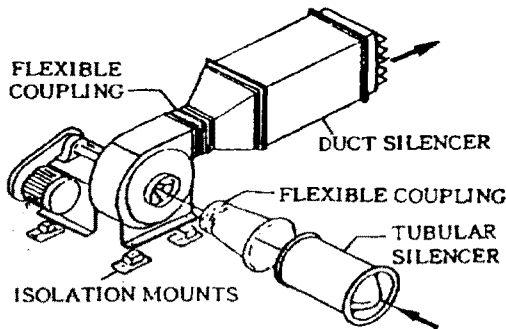
전파경로 대책은 발생한 소음과 진동이 주변으로 전달되는 전파경로를 효과적으로 차단하는 방법으로 탄성지지에 의한 설비의 방진, 덕트에 소음기 부착, 기계실 내부 흡음처리 등이 여기에 해당하며 방음·방진 대책의 대부분을 차지한다.

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 여타방법이 여의치 않을 때, 또는 특히 정숙을 요하는 방의 방음 방진에 적용된다.

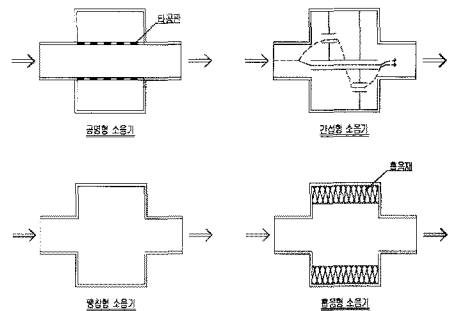
공조용으로 사용되는 팬은 일반적으로 저압이며 큰 유량을 갖는다. 그리고 발생소음은 주로 유체 역학적 소음으로 소음발생 부위가 공기유입구와 토출구에 집중되어 있다. 이중 토출구에서 발생한

소음이 더 큰 비중을 차지하며 이는 공조용 덕트를 따라 실내로 쉽게 전파된다. 따라서 공조설비의 방음은 팬 방음이 가장 큰 비중을 차지하고 토출구에 소음기를 장착하는 것이다. 일반적으로 흡음형 소음기는 압력손실을 최소화하면서 고주파 소음의 감음능력이 특히 우수하여 많이 사용된다. 그리고 팬 등의 회전기계 진동이 인접 덕트 및 구조물로 전달되어 건물의 벽 등을 진동시켜 발생하는 구조소음을 줄이기 위하여 팬과 덕트를 Flexible Coupling으로 연결하고 팬 자체를 방진 마운트로 지지한다. 그림 4는 원심 팬의 방음 대책을 개략적으로 보인 것이며 이는 여타 설비의 방음에도 동일하게 적용된다.

소음기 부착은 팬 소음방지에 있어서 가장 기본적인 직접적인 방안이다. 소음기의 형식은 그 감음기구에 따라 흡음형, 팽창형, 간섭형, 공명형



[그림 4] 팬의 방음·방진대책



[그림 5] 소음기의 형식별 기본구조

<표 4> 소음기 형식별 감음기구 및 주 구성품

종류	감음기구	주구성품	성능 영향요소
흡음형	- 흡음재의 흡음력에 의하여 음향에너지 흡수	- 흡음재 - 유공철판	- 흡음재 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 공진을 일으켜 공명관내의 공기 진동으로 에너지 소멸	- 소동 음향관 - 음향관 주변 동공	- 음향관 치수 - 소공 직경, 개수 - 동공용적
간섭형	- 음파의 경로차이에 의한 간섭으로 에너지 상쇄	- 주관 - 분기관	- 주관 통과경로 길이 - 분기관 통과경로 길이



등 4가지로 구분된다. 팽창형은 음파의 팽창, 수축 시 에너지 손실을 이용한 것이고 공명형은 관로에 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 관로의 벽에 흡음물질을 부착하여 흡음하는 형식이다. 이들 소음기의 형식별 기본구조는 그림 5와 같고 감음기구 및 주 구성품은 표 4와 같다.

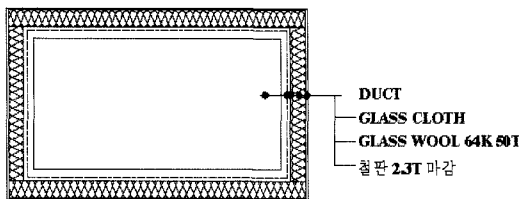
덕트에서의 발생소음은 주로 기류음으로 소음을 줄이기 위해 흡음재를 사용한다. 기류소음 저감 목적으로 Duct 내부 표면에 그림 6과 같이 Wool + Cloth + 타공판으로 설치하고 문제의 파장 보다 2~4 배의 길이로 하는 것이 바람직하다.

그림 7과 같이 팬 등의 회전기계 방진에는 기계를 고무패드, 스프링 등으로 탄성지지하여 기계 작동시 발생하는 가진력이 건물의 바닥으로 전달되는 것을 차단하는 방법이 보편적으로 사용된다. 회전기계가 작동할 때 발생하는 가진력이 스프링과 댐퍼를 통하여 건물의 바닥으로 전달된다. 기계가 발생한 가진력에 대하여 바닥으로 전달되는 전달력의 비를 전달율이라 부르고 다음과 같이 표현된다.

$$TR = \frac{\sqrt{1 + (2\xi\eta)^2}}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + (2\xi\eta)^2}}$$

여기서,  $\eta$  : 주파수비(=  $\omega_n / \omega$ )

$\omega$  : 기계의 회전 가속도 (=  $2\pi \times \text{rpm}$ )



[그림 6] 덕트의 Lagging

/60, rpm : 기계회전수)

$\omega_n$  : 방진 시스템 고유진동(=  $\sqrt{k/m}$ ,

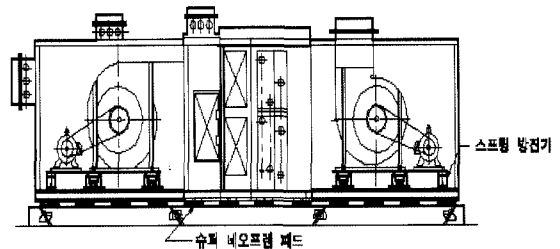
k : 스프링상수, m : 질량)

$\xi$  : 감쇠율

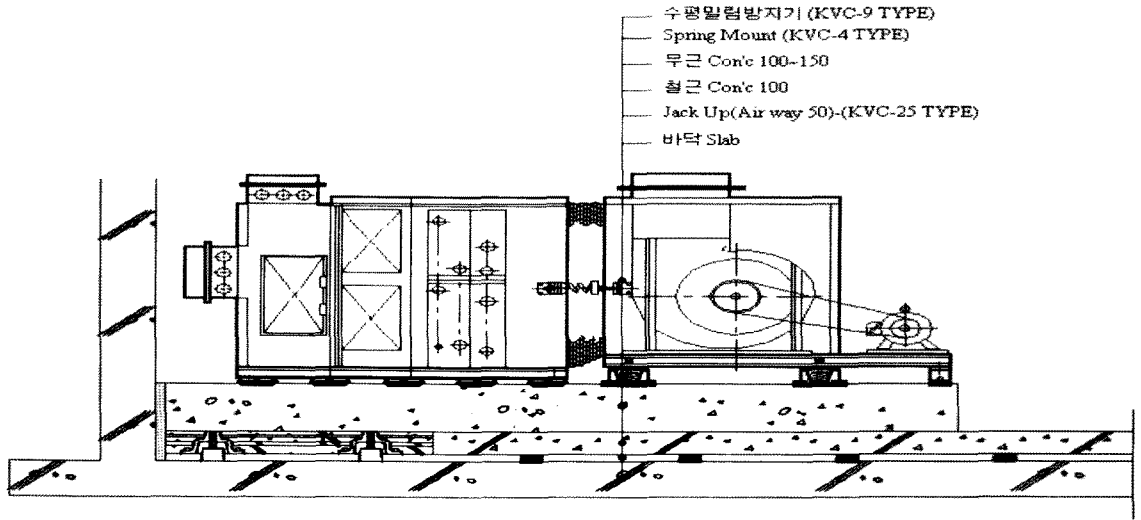
주파수비가  $\sqrt{2}$  이하이면 전달률이 항상 1보다 크게 되어 진동을 오히려 증폭시키게 되므로 주의할 요한다. 일반적인 방진의 경우 주파수비( $\eta$ )를 3 이상, 즉 방진시스템의 고유진동수를 방진 대상 기계의 회전주파수의 1/3 이하로 하는 것이 보편적이다.

공조실과 공조실 위층이나 아래층 같이 소음에 민감한 공간의 효과적인 소음감소를 위해 뜬 바닥 구조가 사용될 수 있다. 공조실에서 발생하는 진동이 건물에 가해져 생기는 피해를 사전에 예방하기 위해 진동 발생 장비가 설치될 바닥을 격리시킴으로써 건물의 수명연장 및 쾌적한 주위환경을 지속적으로 유지하고자 할 때 이 시스템을 적용한다. 또한 건물내의 소음으로부터 인접지역(사무실, 회의실)로 구조체를 타고 전달되는 고체전파음을 방지하고 고체전파음이 특정지역에 전달되는 것을 방지하며 바닥에 순간적인 충격, 연속적인 충격, 지속적인 충격이 가해져 주위환경등과 정적인 상태를 요구하는 지역에 충격음이 전달되지 않도록 건물 바닥을 Lifting 시킴으로써 쾌적한 분위기 조성, 육체적인 고통과 정신적인 고통을 방지할 수 있다(그림 8 참조).

소음 및 진동의 문제는 일상에서 흔히 찾아볼 수 있는 것이 되었다. 사람이 살아가는 여러 환경중에서 소음진동의 문제는 지금껏 일상에 늘 접해있으면서도 간과되었던 것으로 의식의 전환이 이루



[그림 7] 공조설비의 방진



[그림 8] Jack-up system

어지면서 큰 사회적 문제로 대두되기 시작하였다. 본 세미나에서는 공조설비에 대해서 논하였으나 개선이 필요한 소음진동의 문제는 어디에서나 산재되어 있다.

도시의 과밀화와 인구 증가 및 생활수준의 향상으로 대형건물이 증가하면서 공기조화 시스템이 아주 중요한 비중을 차지하게 되었다. 실내환경 조절을 위해 설치된 공조설비의 대부분은 소음과 진동을 유발하여 심각한 소음 및 진동문제를 야기한다. 그렇게 되면 쾌적한 온도, 청정한 공기 등 공조시스템 본래의 효과가 소음·진동에 의한 불쾌감으로 덮여 버릴 가능성이 있다. 앞서 제시한 대책을 강구하여 주변의 소음환경을 반드시 개선해야만 한다.

소음은 문제가 발생한 후 그에 대한 대책을 수립하려면 막대한 비용과 시간이 소요되는 만큼 건물의 계획단계에서 면밀한 검토를 통하여 사전에 문제점을 찾아내고 보완하여 주변 생활 환경을 쾌적

하고 정온하게 유지될 수 있도록 노력하여야 할 것이다.

### 참고 문헌

1. “공조설비의 소음진동” 한국소음진동공학회지, 김두훈, 1994.
2. “Industrial Noise Control, Fundamentals and Applications,” Lewis H. Bell외, Marcel Dekker Inc., 1982.
3. 공기조화·냉동·위생공학 편람, 사단법인 공기조화·냉동공학회, 1991.
4. 소음진동대책핸드북, 일본음향재료협회
5. 설비공학회 편람, 사단법인 대한설비공학회, 2001.
6. 최신 소음·진동 이론과 실무, 신광문화사, 2001, 정일록 외 3인
7. 한국방진방음(주) 방음·방진제품 카탈로그 