

<논 문>

# 공기층을 갖는 공조덕트 구조물에서 흡음재의 흡음특성에 관한 연구

## A Study on the Absorption Characteristics of Absorbents in Duct System with the Air Cavity

김 찬 목\* · 김 도 연\*\* · 방 극 호\*\*\*

Chan-Mook Kim, Do-Youn Kim and Keuk-Ho Bahng

(2000년 7월 25일 접수 : 2000년 9월 7일 심사완료)

**Key Words :** Acoustic Characteristics(음향특성), Absorbent(흡음재), Air Cavity(공기층), In-lined Treated Absorbent(덕트면과 평행하게 처리된 흡음재), Absorption Coefficient(흡음계수)

### ABSTRACT

In this paper, experimental methods to find acoustic characteristics of acoustically treated air-conditioning duct system are proposed. Existing methods to analyze acoustic properties of duct with absorbent material have a dilemma which has to assume the wave in duct to be a plane wave. Under this assumption, applicable frequency limitation makes accurate analysis of practical air-conditioning system impossible. In order to analyze the properties of in-lined treated absorbent with high degree of accuracy, in this experiments the range of exciting frequency of sound source is broadband, which means that source speaker excites higher mode of in-duct sound field. Also, to define the relations of air cavity to the acoustic characteristics, acoustic experiments on ducts with air cavity of different depth are operated. In conclusion, air-cavity makes the absorbing ability of duct improved in low frequency range. Due to the interactions between the air cavity depth and the depth of absorbents, according to depth of cavity, the magnitude of absorption coefficients vs frequencies in specific range is changed. In lower frequency range, the absorption of sound energy by air cavity is more dominant than by absorbent itself, in higher range, the inversion is true.

### 1. 서 론

덕트 내의 유동에 의해 발생하는 소음을 저감시키기 위해 여러 방법이 제안되고 있으나, 고전적이기는 하나 널리 사용되고 있는 방법이 흡음재를 이용하는 방법이다. 흡음재의 음향학적 특성을 규명하기 위하여 여러 가지 방법이 제안되어 왔다.

일정한 직경을 갖는 임피던스 튜브를 이용한 정상파비(standing wave ratio) 방법과 두 개의 마이크로폰을 이용하여 두 마이크로폰에서 채집된 신호의 자기 스펙트럼과 상호 스펙트럼을 이용하여 음파를 입사파와 반사파로 분리하여 음향특성을 분석하는 방법<sup>(1)</sup> 등이 널리 사용되어 왔다. 그러나 상기 방법들은 수직입사와 1차원 평면파 조건이므로 1차원 해석에 적용할 수 있는 주파수 범위가 매우 제한적이고 덕트의 크기가 한정되어야 한다. 자동차 머플러 등과 같이 출구, 입구부분의 단면적이 평면파조건을 만족시킬 수 있을 만큼 충분히 작은 경우에는 유효하나, 공조설비 덕트 구조물과 같이 출구와 입구의 단면적이 비교적 큰 구조물의 경우 적용할 수 있는 주파수 범위가 낮아

\* 정회원, 국민대학교 자동차공학 전문대학원  
\*\* 정회원, 국민대학교 자동차공학 전문대학원 박사과정  
\*\*\* 정회원, 대림대학 건축설비과

질 수 밖에 없고, 이러한 경우 평면파 조건을 만족하는 주파수 범위는 수백 Hz에 지나지 않는다. 실제로 공조설비의 소음은 웬소음 등의 영향으로 전 주파수 범위에 걸쳐 있기 때문에 1차원 평면파 해석에 의한 방법은 공조설비 덕트 시스템에 적용하기에는 다소 무리가 있다고 판단되고 또한 공조 설비에 사용되는 흡음덕트의 흡음재 부착 방법은 입사파에 대해서 평행한 방향인 덕트 벽면에 부착되고 있다. 따라서 기존의 1차원 평면파 조건 하에서 구하여진 값들은 실제 계의 값들과는 차이가 있을 것으로 판단된다. 따라서 실제 크기의 덕트와 입사파에 대해서 평행한 상태로 부착된 흡음재의 흡음 특성을 만족시키는 새로운 실험 방법의 제안이 필요하다고 생각되어 덕트내의 음에너지 분포를 고려하여 흡음재 미 부착시를 입사파로, 흡음재 부착시를 투과파로 ISO 7235<sup>(2)</sup> 규정에 따라 일정 간격으로 3~5개의 마이크로폰을 장착하여 흡음성능과 같은 음향학적 특성을 구하는 실험적 방법을 제안하고자 한다. 또한, 저주파 대역의 흡음성능을 향상시키기 위해 덕트 벽면과 흡음재 사이에 공기층을 둔 경우 흡음재의 재질과 밀도, 두께에 따른 영향과 공기층 두께 변화에 따른 흡음효과를 고찰하고 흡음형 소음기 설계를 위한 자료를 제공하고자 한다.

## 2. 실험장치의 구성

본 논문의 실험에 사용된 덕트 시스템은 대형 건축물 공조 시스템에서 일반 사용자에게 노출되어 민감한 소음문제를 유발하는 공조 시스템의 말단부 치수에 해당하며, 실제 사용되고 있는 4각 덕트의 표준치수에 해당된다.

### 2.1 지지대 설치

Fig. 1에서 볼 수 있듯이 총 길이가 약 8m에 해당하고, 덕트를 구성하는 합석의 두께가 1mm 이므로 소음원에 의한 구조소음의 발생이 문제가 될 수 있고 실제 스피커에 의한 가진시 상당한 진폭을 갖고 덕트 표면이 진동하여 구조진동으로 인한 소음이 덕트 내의 스피커의 입사음과 연성하여 정확한 흡음재의 음향특성 분석이 어려워지므로,

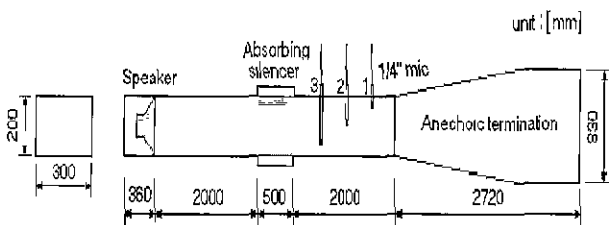


Fig. 1 Dimension of duct system

덕트의 4면에 충분한 감쇠효과를 부과하기 위하여 두께 5 mm의 고무판을 부착하였다. 또, 구조진동에 의한 소음을 최소화하기 위해 스틱어(stinger)가 장착된 가진기와 단축 가속도계를 길이 방향에 수직하게 부착하여 덕트의 진동형을 분석한 후 최대 진폭이 나타나는 반절점(anti-node)에 지지대를 설치하였다.

### 2.2 무향단(Anechoic Chamber)

본 실험은 무향덕트의 가정을 충족하기 위하여 Fig. 2와 같이 ISO 7235 규정에 따라 무향단을 설치하였다.

실험에 사용된 무향단 내부는 지수함수의 변화를 갖고 일단 입사된 음이 다시 덕트 내부로의 반사를 막는 형태로 제작되었고 무향단 외부는 60%의 다공판 위에 밀도 24 kg/m<sup>3</sup>와 48 kg/m<sup>3</sup>의 글라스울로 마감하였다.

### 2.3 소음원 및 측정장치

본 실험에서 사용된 음원발생 장치로는 고주파음 발생장치인 트위터(tweeter)와 저주파음 방사를 위한 우퍼(woofer)가 일체형인 원형 스피커(speaker)를 사용하였고 스피커 특성곡선을 고려하여 관심주파수 영역에서 주파수별 음압차가 10 dB가 넘지 않도록 250 Hz~4 kHz의 대역에서 수행되었다.

가진 신호는 신호발생기 B&K 3107 장치를 이용하여 랜덤신호(random signal)를 덕트 끝단의 음원실에 설치된 스피커로 전송하였고 스피커 자체 진동에 의한 구조소음을 최소화하기 위해 스피커 주변을 절연체로 감싸 음원을 덕트와 고립(isolation)시켰다. 음압신호 채집은 1/4" ICP 타입의 마이크로폰을 이용하였다.

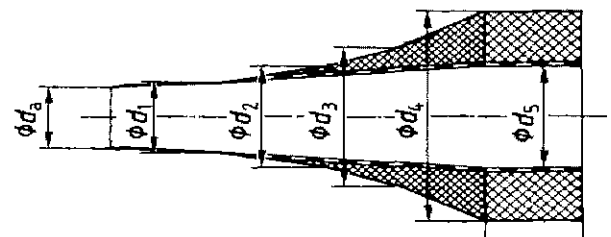


Fig. 2 Anechoic chamber

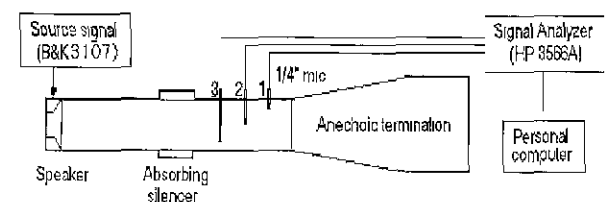


Fig. 3 Block diagram of experiment set-up

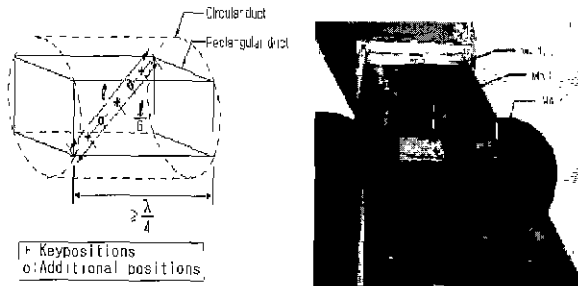


Fig. 4 Microphone positions

Table 1 Properties of test specimens

종류	유리섬유 (glass wool)			폴리우레탄 폼 (polyurethane foam)		
	A	B	C	A(White)	B(IR)	C(RA)
밀도 (kg/m <sup>3</sup> )	24	40	48	15.8	26.4	38.0



Fig. 5 The shape of duct with air-cavity depth

본 실험에서는 1차원 평면파 조건이 아닌 고차모드에서의 흡음재의 물성치를 측정하기 위해 마이크론의 위치를 Fig. 4와 같이 ISO 7235 규정에 따라 무향단과 시편 사이에 3지점을 선정하였고, 마이크론(microphone) 사이의 간격은 최저관심주파수의 1/4파장 보다 크게 설정하여 마이크론(microphone)간의 음압차가 최고 6 dB를 초과할 경우에는 3개의 마이크론사이에 2개를 더 추가하도록 되어 있으나 본 실험에서는 3개의 마이크론으로도 충분한 것을 확인하였다. 각 마이크론에서 측정된 신호는 HP 3566 a 신호분석기로 전송되어 처리하였다.

#### 2.4 흡음재의 선정 및 공기층의 형상

일반적으로 건축설비에서 많이 사용되는 흡음재를 선택하였다. 먼저, 고가의 흡음재인 폴리우레탄 폼(polyurethane foam) 계열의 흡음재와 저가의 범용 단열제인 유리섬유(glass wool)를 밀도별로 3종류를 선택하고, 각 종류별로 두께를 5 mm부터 30 mm 까지 5 mm 간격으로 증가시켜 실험을 하였다. 또, 흡음재와 덕트표면 사이에 공기

층(air cavity)을 두어 배후 공기층의 영향에 따른 흡음재의 음향특성 변화를 관찰하기 위하여 공기층을 갖는 덕트를 Fig 5와 같이 제작하였다. 공기층의 두께는 25, 50, 100 mm이며, 흡음재의 종류와 두께는 공기층이 없는 경우의 실험과 같다.

### 3. 실험

스피커의 주파수 성능특성을 고려한 주파수 영역의 랜덤 신호는 신호발생기에서 전송되며 시편이 부착된 시험덕트(test duct)를 통과한 음압신호는 3개의 마이크론에 의하여 측정되게 된다. 이때, 신호분석기는 각 마이크론의 신호를 100회 평균하여 안정된 신호를 얻으려 했으며, 이와 같은 실험을 하나의 흡음재에 대해 3회 실시하여 평균하였다. 본 실험에서는 흡음재의 음향특성 중 주파수별 흡음성능 분석하기 위하여 덕트표면의 구조진동으로 인한 음에너지 방사와 무향단에서 반사되는 음에너지를 무시해도 좋을 정도라고 가정하면 덕트실내의 음에너지 분포는 Fig. 6과 같다.

Fig. 6에서 알 수 있듯이 음향특성 파악이 요구되는 미지의 계(unknown system)인 시험덕트를 중심으로 전 덕트(pre-duct)에는 반사파가, 후 덕트(post-duct)에는 투과파가 존재하게 되며, 일부의 음에너지가 흡음재에 흡수되게 된다. 음원에서 방사되는 총 에너지를 1(unty)이라 하면 다음과 같은 관계로 Fig. 6을 정리할 수 있다.<sup>(3)</sup>

$$1 = |R|^2 + \alpha + \tau \tag{1}$$

여기서,  $|R|^2$  은 반사율,  $\alpha$ 는 흡음을 이며  $\tau$ 는 투과율이다. 덕트 내의 음에너지 분포에서 반사에너지의 영향을 고려하기 위한 실험을 실시하였으며, 그 결과는 Fig. 7과 같다.

Fig. 7을 보면 주파수별 반사계수가 저 주파수 영역에서도 최고 3 %를 넘지 않아 Fig. 6에서 나타난 덕트실의 음에너지 분포에서 반사음 에너지를 무시해도 좋다고 판단되어, 식 (1)을 다음과 같이 정리 할 수 있다.

$$\alpha = 1 - \tau \tag{2}$$

흡음계수를 산출하기 위하여, 흡음재를 부착하지 않은 상태에서 후덕트(post-duct)에서의 음압을 입사음으로 흡음재 부착 후의 측정음압을 투과음압으로하여 흡음계수가 구해진다. 공기층의 영향을 검토하기 위한 실험도 동일한 절차에 따라 실험이 진행, 분석되었다.

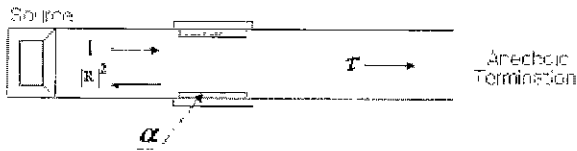


Fig. 6 Sound energy distribution in the duct

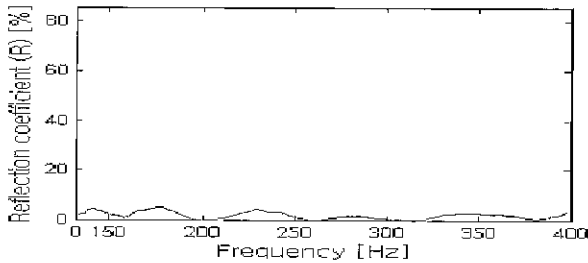


Fig. 7 Reflection coefficient vs frequency

#### 4. 실험결과 및 고찰

현장에서 범용으로 사용되고 있는 흡음재의 종류별, 두께별 실험이 이루어 졌으며, 공기층을 갖는 경우의 흡음성능 실험이 진행되었다.

##### 4.1 글라스 울 (Glass Wool)

###### (1) 공기층 변화에 따른 흡음성능 분석

Fig. 8~10은 밀도 48 kg/m<sup>3</sup>, 두께 10 mm 글라스 울에 대하여 공기층의 깊이를 변화시켰을 경우 주파수별 흡음계수를 보이고 있다.

Fig. 8은 공기층이 25 mm인 경우와 공기층이 없는 경우의 주파수별 흡음계수를 비교한 그림이다. 공기층 깊이가 비교적 얇은 경우에는 전 주파수 영역에서 오히려, 공기층이 없는 경우보다 흡음성능이 떨어짐을 볼 수 있다. Fig. 9는 공기층이 50 mm인 경우이며, 1.9 kHz 이하의 영역에서 공기층이 50 mm인 경우가 25 mm보다 흡음성능이 향상됨을 보여주고 있다. 400~1600 Hz에서는 공기층이 없는 경우와 거의 같거나 약간 낮게됨을 알 수 있다. Fig. 10은 100 mm의 공기층을 갖는 경우의 흡음성능을 분석한 경우인데, 1.6 kHz 이하의 영역에서 공기층이 없는 경우보다 흡음성능이 두드러짐을 볼 수 있으며, 고주파 영역에서는 공기층 50 mm와 같이, 공기층이 없는 경우에 비해 흡음성능이 떨어진다.

###### (2) 공기층 두께와 흡음재 두께의 관계

Fig. 11~12는 밀도 48 kg/m<sup>3</sup>, 글라스 울의 두께가 각각 10 mm인 경우와 30 mm인 경우의 주파수별 흡음계수를 보여주고 있다

먼저, Fig. 11을 보면, 공기층이 100 mm인 경우가 공기층이 없는 경우에 비해 흡음성능이 우수한 주파수 영역은

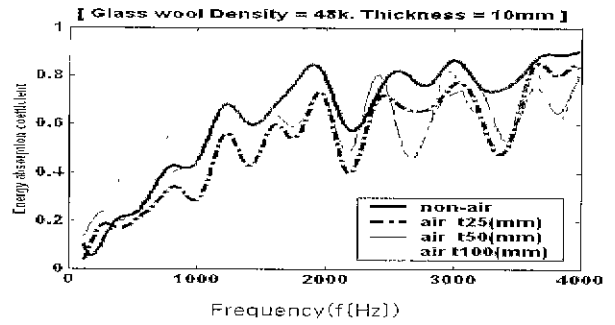


Fig. 8 Absorption coefficient vs frequency(air-cavity depth: 25 mm)

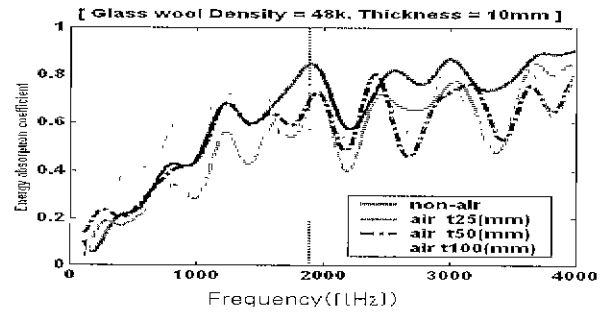


Fig. 9 Absorption coefficient vs frequency(air-cavity depth: 50 mm)

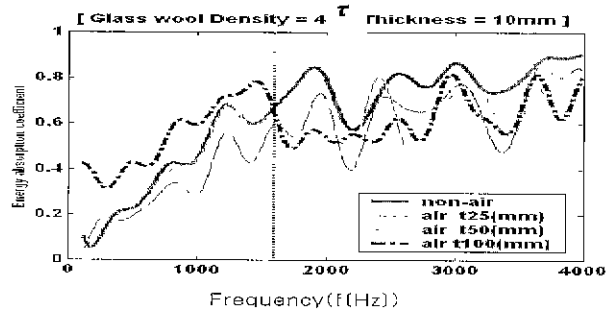


Fig. 10 Absorption coefficient vs frequency(air-cavity depth : 100 mm)

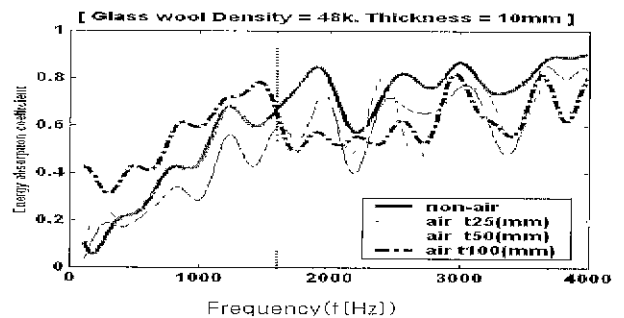


Fig. 11 Absorption coefficient vs frequency(glass wool thickness : 10 mm)

최저 관심주파수에서 약 1.6 kHz 인데 반하여, Fig. 12에서 보면, 그와 같은 주파수 영역이 최저 관심주파수에서 약 450 Hz로 줄어들을 볼 수 있다.

(3) 흡음재 밀도와 흡음재 두께의 관계

Fig. 13, 14는 공기층 두께가 100 mm로 일정한 조건에서 흡음재 두께 변화와 밀도 변화에 따른 흡음재의 흡음 성능에 대한 영향을 보여준다.

두 그림에서 보면, 흡음재가 얇은 10 mm의 경우에는 밀도에 대한 흡음 성능의 차이는 거의 없고, 두께가 30 mm인 경우에서 밀도가 증가할수록 흡음 효과가 크게 나타남을 알 수 있다. 본 실험에서는 흡음재 두께가 25 mm 이상에서부터 밀도에 의한 흡음 성능의 효과가 나타났다.

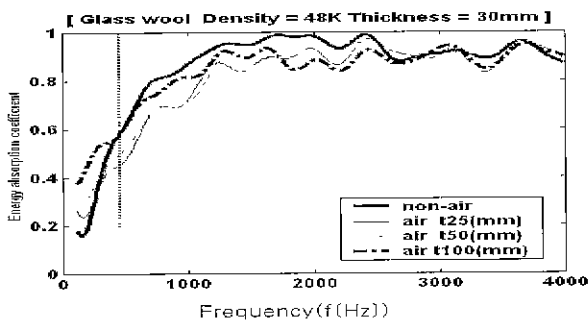


Fig. 12 Absorption coefficient vs frequency (glass wool thickness : 30 mm)

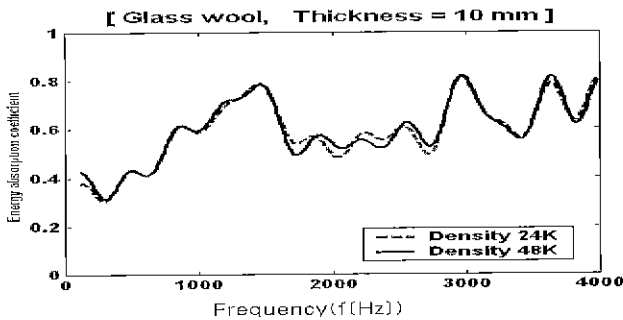


Fig. 13 Absorption coefficient vs frequency (glass wool thickness : 10 mm)

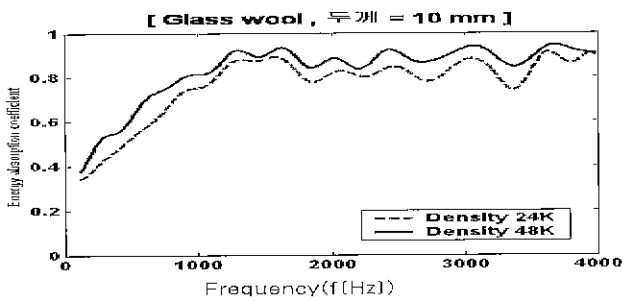


Fig. 14 Absorption coefficient vs frequency (glass wool thickness : 30 mm)

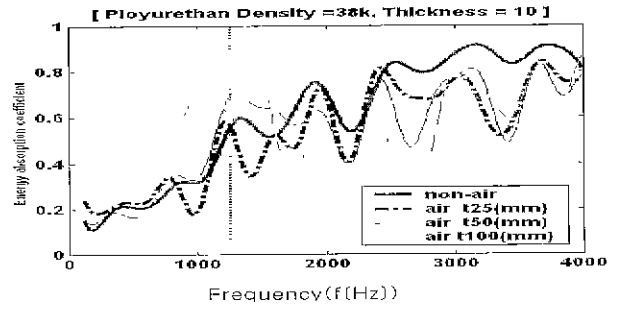


Fig. 15 Absorption coefficient vs frequency (air-cavity depth: 25 mm)

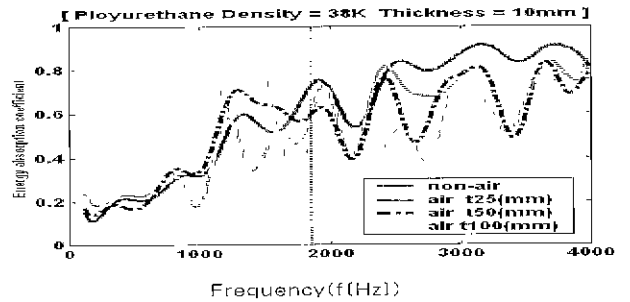


Fig. 16 Absorption coefficient vs frequency (air-cavity depth: 50 mm)

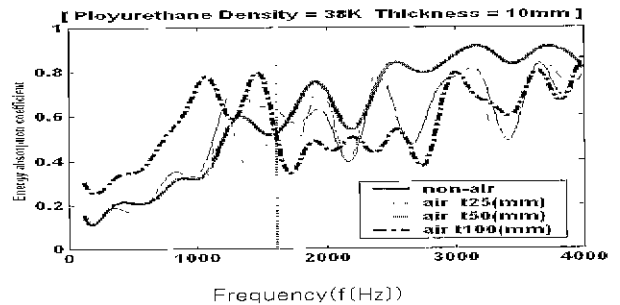


Fig. 17 Absorption coefficient vs frequency (air-cavity depth: 100 mm)

4.2 폴리우레탄 (Poly-Urethane)

(1) 공기층 변화에 따른 흡음 성능 분석

Fig. 15~17은 밀도 38 kg/m<sup>3</sup>, 흡음재 두께 10 mm인 폴리우레탄에 대하여 공기층 깊이 변화에 따른 주파수별 흡음 성능을 보이고 있다. 폴리우레탄의 경우는 이전의 글라스울과 같은 경향을 보이고 있음을 알 수 있다. 즉, 공기층 깊이가 25 mm인 경우는 오히려 공기층이 없는 경우와 비교하여 관심 주파수영역에서 흡음 성능이 떨어진다. 또, 공기층 50 mm의 경우는 600~1900 Hz 이하의 영역에서 공기층이 없는 경우와 공기층 25 mm인 경우보다 흡음 성능이 우수함을 볼 수 있고, 공기층 100 mm의 경우는 1.6 kHz 이하 저주파수 영역에서 공기층 영향으로 공기층이 없는 경우보다 흡음 효과가 크게 나타남을 알 수 있다.

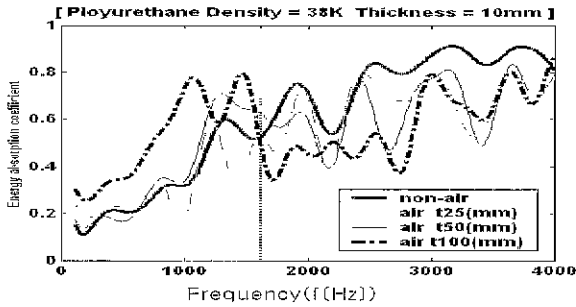


Fig. 18 Absorption coefficient vs frequency (polyurethane thickness : 10 mm)

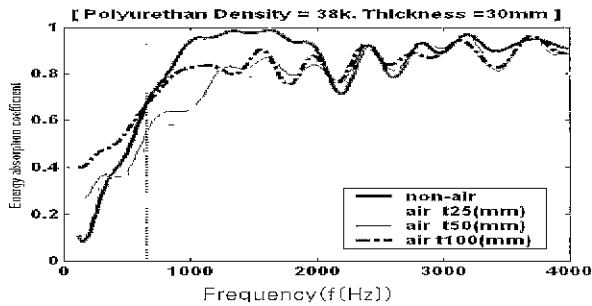


Fig. 19 Absorption coefficient vs frequency (polyurethane thickness : 30 mm)

(2) 공기층 두께와 흡음재 두께의 관계

Fig. 18~19는 밀도 38 kg/m<sup>3</sup>의 폴리우레탄에서 흡음재 두께가 각각 10 mm와 30 mm일 경우 주파수별 흡음계수를 보이고 있다. 글라스울의 경우와 마찬가지로 흡음재의 두께가 두꺼워 질수록 공기층의 효과가 나타나는 주파수 영역이 좁아짐을 알 수 있다.

5. 결 론

평면과 조건이 아닌 광대역 주파수 영역에서 ISO 7235 규정에 따라 흡음재가 부착된 공기층이 있는 공조덕트 구조물에서 흡음재 재질, 밀도와 두께 및 공기층 두께변화에 대해서 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 흡음재 두께가 10 mm로 일정한 조건에서 공기층 두께에 대한 특성을 살펴보면, 공기층 두께가 25 mm인 경우 흡음 효과는 두 시험재료 모두 전체 주파수 영역에서 공기층이 없는 경우보다 저하하는 경향을 보였다.

(2) 공기층 두께가 50 mm인 경우에는 흡음효과는 공기층 두께 25 mm와 비교하여 보면 1.9 kHz이하에서 향상되었고 공기층이 없는 경우에 비하면 같거나 약간 낮음을 볼 수 있었다.

(3) 공기층 두께가 100 mm인 경우, 공기층이 없는 경우에 비해 저주파에서 흡음효과의 향상을 나타냈고 특히 글라스울의 경우(두께 10 mm, 48 kg/m<sup>3</sup>) 1.6 kHz 부근에서 약 18%의 흡음효과 상승을 가져왔다. 따라서 실제 공조계에서도 적절한 공기층 두께가 저주파 소음저감에 효과를 보임을 확인할 수 있었다.

(4) 공기층과 흡음재를 동시에 사용한 덕트에서 흡음재의 두께가 증가할수록, 공기층 자체의 영향은 감소하고 공기층의 효과가 나타나는 주파수 영역도 낮아진다.

(5) 폴리우레탄과 글라스울의 두 재료에서 공기층의 효과가 나타나는 주파수 영역(1.6 kHz)은 거의 비슷하나 폴리우레탄의 효과가 다소 우수하다.

(6) 공기층의 두께(100 mm)가 동일한 글라스울 흡음재에서, 흡음재의 밀도의 영향은 흡음재가 얇은 경우는 같고, 두꺼운 경우는 밀도가 클수록 흡음효과도 크게 된다. 따라서 흡음재 밀도에 따른 흡음률 효과를 기대하기 위해서는 흡음재의 두께가 적정치 이상이 되어야 한다.

참 고 문 헌

(1) Seybert, A. F., Ross, D. F. 1997, "Experimental Determination of Acoustical Properties Using a Two Microphone Random-Excitation Technique". J. Acoust. Soc. Am., Vol.61, pp. 1362~1370.

(2) ISO 7235, 1991, "Acoustics-Measurement Procedures for Ducted, Silencers Insertion Loss, Flow Noise and Pressure Loss, International Organization for Standardization".

(3) 白木万博, 昭和 62. "騒音防止設計 とシミュレーション" 応用技術出版. pp. 89~90.

(4) 木村翔. 1993, "건축음향과 소음방지계획" 國社刊, pp. 139~172.

(5) Lawrence E. Kinsler, 1982, "Fundamentals of Acoustics", John Wiley & Sons, pp. 98~162.

(6) Munjal, M. L. 1987, "Acoustics of Ducts and Mufflers", John Wiley & Sons, pp. 55~59.

(7) ASTM E 1050-90, 1990, "Standard Test Method for Impedance and Absorption of Acoustical Microphone, and a Digital Frequency Analysis System", American Society of Testing and Materials.

(8) 金子憲一, 白翰秀樹, 藤井昭一. 1994, "흡음덕트에 의한 환소음의 저주파역 저감", 일본기계학회논문집(B편), 제 60권, 제 580호, pp. 141~146.