

< 논 문 >

소음제어용 탄성다공물질이 대어진 원형덕트 내의 음파전달

Sound Propagation in Circular Duct Lined
with Elastic Porous Noise Control Materials.

정 인 화* · 강 연 준**

In-hwa Jung and Yeon June Kang

(1998년 10월 8일 접수 ; 1998년 11월 28일 심사완료)

Key Words : Bulk Reacting, Locally Reacting, Elastic Porous Materials(탄성다공물질), Axisymmetric Finite Element(축대칭 유한요소), Sound Attenuation(음압감쇠량)

ABSTRACT

In this paper, a circular lined-duct is modeled by using an axisymmetric foam finite element, which is based on elastic porous material theory of Biot. For various thicknesses of three kinds of lining materials, finite element predictions are compared with measurement results and Morse's analytical results. While the analytical model has larger error as the lining becomes thicker, results of the present model have a good agreement with experimental results for all the thicknesses considered here. It has also been found that constraining the axial motion on the circumferential surface of the lining enhances sound attenuation at low frequencies.

1. 서 론

덕트 내부에서 전파되는 소음을 줄이는 대표적인 방법에는 공명기를 부착하거나 또는 다공물질의 흡음재를 덕트 벽면에 대는 것이 있다. 전자의 방법은 소음을 크게 줄일 수 있으나 특정한 주파수 대역으로 제한된다는 단점이 있고, 후자의 방법은 효과적인 주파수 대역폭은 넓으나 일반적으로 그 감소의 정도가 낮으며 원하는 대역과 감소 정도를 제어하기 어렵다는 단점이 있다⁽¹⁾.

흡음재를 낸 덕트 내에서의 음파전달현상은 많은

사람들이 관심을 가지고 있는 분야로서 지금까지 여러 연구들이 수행되었다. Morse⁽²⁾는 덕트에 라이닝(lining) 된 흡음재 표면을 locally reacting으로 가정하고 수직음향입피던스를 경계조건으로 적용하여 특성방정식을 유도함으로써 덕트 내부에서의 음압감쇠량을 예측할 수 있는 식을 제시하였다. 이어 Scott⁽³⁾는 흡음재를 bulk reacting의 다공성 물질로 모델하고 흡음재 내부의 음장을 덕트 통로의 음장과 결합하여 보다 발전된 형태의 특성방정식을 제시하였다. 그리고, 그 해석 결과가 Morse의 해석 결과보다 실험결과와 잘 일치함을 보였다. 또한 덕트 통로에서의 음파전달이 우세하게 될 때 Scott의 해는 Morse의 해에 수렴함을 해석적으로 보였다. 이 모델은 흡음재 내부에서 전파되는 1개의 파동만을 고려함으로써 흡음재 부분을 하나의 파동방정식으로

* 서울대학교 대학원 기계설계학과 대학원

** 정회원, 서울대학교 공과대학 기계항공공학부

간단히 나타내었고 전파상수(propagation constant)와 특성임피던스(characteristic impedance)를 측정하여 흡음재의 모델에서 사용하였다. 그 후 Astely와 Cummings⁽⁴⁾는 이 모델을 유한요소화하여 임의의 단면 형상을 갖는 덕트에 적용하였다.

Zwikker와 Kosten은 유리섬유와 같이 강체다공물질(rigid porous material) 또는 유연다공물질(limp porous material)로 모델링 될 수 있는 섬유물질(fibrous material)의 내부에는 1 개의 파동이 전파될 수 있지만, 폴리우레탄 폼(polyurethane foam)과 같은 탄성다공물질(elastic porous material)의 내부에는 2 개의 종파가 동시에 존재할 수 있음을 밝혀 내었다⁽⁵⁾. 최근의 연구 결과에 따르면 탄성다공물질 내에는 2 개의 종파 외에 1 개의 횡파가 동시에 전파될 수 있다. 또한 이와 같은 탄성다공물질 내의 다양한 파동의 상호작용은 섬유성 다공물질에 비해 탄성다공물질의 음향학적 거동을 예측하기 더 어렵게 만들며 탄성다공물질이 설치되는 경계조건에 따라 그 음향학적 거동을 크게 변화시킬 수 있다⁽⁶⁾.

탄성다공물질 내에서의 파동전파에 대한 Biot 이론⁽⁷⁾에 기초하여 흡음재가 라이닝된 이중패널시스템의 음투과손실에 대한 연구가 있었다⁽⁶⁾. 그 후 소음제어용으로 사용되는 탄성 다공물질의 유한요소모델링에 대한 여러가지 연구가 수행되었다. 먼저, 직교좌표계에서 탄성다공물질의 유한요소를 개발하여 일반 음향 유한요소와 연성시킴으로써 이차원으로 가정된 정현파 관에 설치된 유한한 크기의 흡음재의 구속 및 비구속 경계조건에 대한 흡음률을 구하였다⁽⁸⁾. 그리고 일정한 두께의 평면 흡음재가 부착된 패널시스템에서 패널, 공기층, 흡음재 사이의 부착 방식에 따른 여러 경계조건에 대한 투과손실도 계산하였다⁽⁹⁾. 그 후 탄성다공물질이 주위의 음장과 임의의 형상의 경계면을 가지고 연성될 수 있는 경계조건을 개발하여 쉼기모양의 흡음재가 특정 주파수대역에서 같은 부피의 평면 흡음재보다 높은 투과손실을 보임을 밝혔다⁽¹⁰⁾. 또한, 쉼기형 흡음재가 뒤쪽표면이 강체로 막힌 정현파관에 있을 때 최대의 흡음률을 갖도록 쉼기의 중심각을 최적화하는 문제에서도 유사한 효과를 발견할 수 있었다⁽¹¹⁾. 최근에는 탄성다공물질의 축대칭유한요소가 개발되어 원형덕트 내의 흡음재의 투과손실을 효율적으로 계산하고 그 결과를 실험결과와 비교하였다⁽¹²⁾.

본 연구에서는 축대칭유한요소 모델을 이용하여 원형덕트의 내부면에 탄성다공물질층이 라이닝된 경

우에 덕트 통로에서의 음압감쇠량을 계산하고 덕트 통로에서의 음파전달 현상을 규명하고자 한다. 이를 위해 다양한 두께를 가진 3가지 종류의 흡음재로 대어진 원형덕트에 대한 유한요소해석 결과와 실험 결과를 비교 검증하여 흡음재의 두께와 종류가 음압감쇠량에 미치는 영향을 조사한다. 특히, 구속 및 비구속 경계조건에 영향을 살펴본다. 그리고, 기존의 locally reacting 모델의 결과와 비교함으로써 폴리우레탄과 같은 탄성다공 흡음재의 음향학적 거동을 보다 정확하게 설명하기 위해서는 본 연구에서 사용된 이론이 적합함을 보인다.

2. 축대칭유한요소 모델링

탄성다공물질을 이루고 있는 고체상(구조)과 유체상(공기)에 대한 응력-변형률 관계식과 거동을 나타내는 힘 관계식을 결합함으로써 다음과 같은 두 개의 파동방정식을 얻을 수 있다⁽⁶⁾.

$$N\nabla^2 \mathbf{u} + \nabla[(A+N)e_s + Q\epsilon] = -\omega^2(\rho_{11}\mathbf{u} + \rho_{12}\mathbf{U}) + j\omega b(\mathbf{u} - \mathbf{U}) \quad (1)$$

$$\nabla[Qe_s + R\epsilon] = -\omega^2(\rho_{12}\mathbf{u} + \rho_{22}\mathbf{U}) - j\omega b(\mathbf{u} - \mathbf{U}) \quad (2)$$

여기서 $e_s = \nabla \cdot \mathbf{u}$ 는 고체 체적변화율, $\epsilon = \nabla \cdot \mathbf{U}$ 는 유체 체적변화율, \mathbf{u} 는 고체의 변위벡터, \mathbf{U} 는 유체의 변위벡터, N 은 전단응력계수(shear modulus), A 는 제 1 라메상수(first Lamé constant)이다. 계수 Q 와 R 은 흡음재의 고체상과 유체상 사이의 부피변화와 관련된 계수이다. ρ_{11}, ρ_{12} 와 ρ_{22} 는 공극꼬임(pore tortuosity)에 기인하는 고체상과 유체상 사이의 운동량 전달의 효과를 설명하기 위한 질량계수이다. 공극꼬임은 구조인자(structure factor)라고 알려진 매개변수에 의해 정량화 될 수 있다. 식 (1)과 (2)의 마지막 항은 두 상의 상대속도에 비례하여 연성되는 감쇠력을 나타낸다. 매개변수 b 는 다공물질의 유동저항계수(flow resistivity)와 관련된 등가 감쇠연성인자이다. 강체 또는 유연다공물질의 경우 하나의 이차 파동방정식만이 유도되고 이는 하나의 종파만이 존재함을 의미하는 반면에, 탄성다공물질의 경우 이 두 파동방정식은 4차와 2차의 방정식으로 간략화되고 이로부터 우리는 고체상과 유체상에서의 2 개의 종파와 고체상에서의 횡파가 존재하여 3 개의 음파가 동시에 전파 가능함을 알 수 있다. 보다 자세한 설명은 참고문헌 (6)에 있다.

위의 파동방정식을 원통좌표계에서 유한요소화하

기 위해서는 (r, θ, z) 의 세가지 좌표계가 필요하다. 축대칭의 형상을 가정한다면 r 과 z 의 2차원으로 줄일 수 있다. 위의 파동방정식에 대해 일련의 유한요소기법을 적용하면, 다음과 같은 흡음재 시스템방정식을 얻는다⁽¹⁰⁾.

$$[K_f] \{ \{u_r\} \{u_z\} \{U_r\} \{U_z\} \}^T = \{ \{F^1\} \{F^2\} \{F^3\} \{F^4\} \}^T \quad (3)$$

여기서 u_r, u_z, U_r, U_z 는 각각 고체상과 유체상의 변위의 r 과 z 방향 성분이다. $[K_f]$ 는 흡음재 동강성행렬이고 $\{F^i\}$ 는 고체상과 유체상에 작용하는 응력을 나타내는 힘 벡터이다.

덕트 통로내의 공기에서는 다음과 같은 헬름홀츠 방정식(Helmholtz equation)이 성립한다.

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (4)$$

공기와 같이 음향학적으로 이상적인 유체에 대해서는 유한요소모델이 이미 개발되어 있고, 다음과 같은 음향 시스템방정식을 얻을 수 있다.

$$[K_a] \{p\}^T = \{Q\}^T \quad (5)$$

여기서 $[K_a]$ 는 공기 동강성행렬, $\{p\}$ 는 음압을 나타내는 벡터, $\{Q\}$ 는 체적속도벡터이다.

식 (3)과 (5)를 결합하면 흡음재와 공기가 음향학적으로 연성된 문제를 풀 수 있는데, 본 연구에서는 Fig. 1에 보인 바와 같이 탄성다공물질이 라이닝된 원형덕트 문제에 적용하고자 한다. 만일 덕트의 벽을 강체로 가정하면 단지 흡음재 바깥 원주에서의 경계조건만을 고려해 주어 시스템을 해석할 수 있다. 여기서 흡음재와 벽과의 부착방식에 따라 구속(constrained) 및 비구속(lubricated)의 두 가지의 경계조건을 생각할 수 있다. 비구속 경계조건의 경우에는 덕트에 부착된 흡음재의 고체상과 유체상의 반경방향 운동이 구속되므로 다음의 경계조건이 성립한다

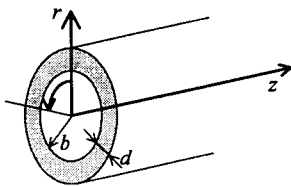


Fig. 1 Coordinates of lined circular duct

$$u_r = 0 \quad (6)$$

$$U_r = 0 \quad (7)$$

구속 경계조건인 경우에는 흡음재 고체상이 덕트 길이 방향으로도 구속되므로 다음의 경계조건을 추가로 고려해 주어야 한다.

$$u_z = 0 \quad (8)$$

위의 경계조건을 고려하여 흡음재 부분과 공기 부분을 결합하면 다음과 같은 전체시스템방정식을 얻는다.

$$\begin{bmatrix} [K_a] & [K_{af1}] \\ [K_{af2}] & [K_f] \end{bmatrix} \{ \{p\} \{u_r\} \{u_z\} \{U_r\} \{U_z\} \}^T = \{ \{Q\} \{F^1\} \{F^2\} \{F^3\} \{F^4\} \}^T \quad (9)$$

여기서 $[K_{af1}]$ 과 $[K_{af2}]$ 는 흡음재 유한요소와 공기 유한요소를 연성함으로써 결과적으로 나타나는 연성행렬이다.

3. 파라미터 추출

강체 또는 유연 다공물질은 전파상수 또는 특성임피던스만으로 흡음재를 음향학적으로 모델링할 수 있으나, 본 연구에서 이용되는 탄성다공물질의 음향학적 모델에서는 유동저항계수(flow resistivity), 공극률(porosity), 구조인자(structure factor), 벌크영률(bulk Young's modulus)과 손실인자(loss factor), 푸아송 비(Poisson's ratio) 그리고 고체상의 벌크밀도(bulk density)등의 거시적 물리적 성질이 필요하다. 이 중 감도해석을 통하여 유동저항계수, 구조인자, 영률과 밀도 등은 흡음재의 음향특성에 결정적인 영향을 주는 성질로 알려져 있다^(6,13). 이러한 성질을 측정하는 방법에 대하여 여러 연구가 수행되었는데 탄성다공물질의 벌크영률은 가진기와 가속도계를 이용하여 기계임피던스를 측정함으로써 산출될 수 있고⁽¹³⁾, 구조인자는 전기적인 전도성의 차이 또는 초음파를 이용하여 간접적으로 측정될 수 있다⁽¹⁴⁾. 본 연구에서는 폴리우레탄 폼의 벌크밀도와 유동저항계수는 실제 실험을 통하여 측정하였고, 구조인자와 벌크영률은 시편의 흡음계수의 실험값과 계산값의 차이를 최소로 하는 최적화 과정을 거쳐 결정되었다. 그리고, 그 밖의 감쇠인자, 공극률, 푸아송 비는 흡음재에 따라 편차도 작을 뿐 아니라 음향특성에도 큰 영향을 끼치지 않는다고 알려져 있

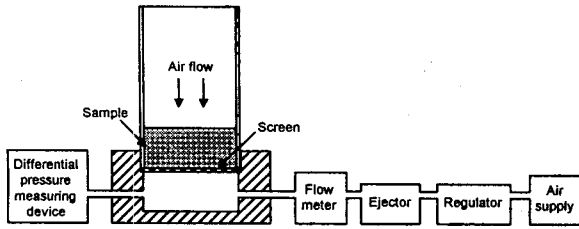


Fig. 2 Setup for flow resistivity measurement

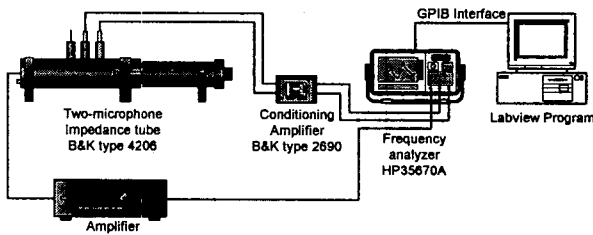


Fig. 3 Setup for measurements of absorption of elastic porous materials using a tube and two microphones

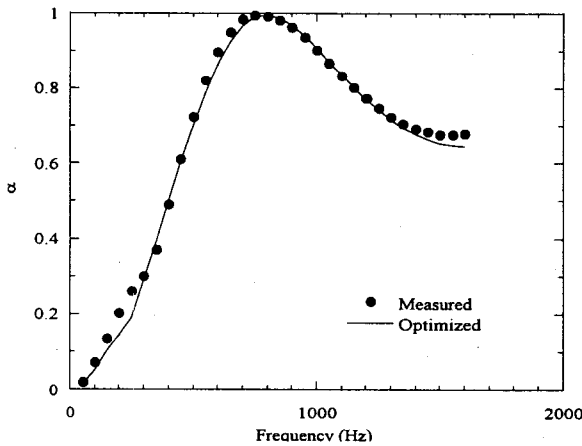


Fig. 4 Measured and optimized absorption coefficient of JUES32N foam

으므로⁽¹³⁾ 일반적인 값으로 가정하였다. 폴리우레탄 폼 시편의 유동저항계수는 시편 당 5~6개의 샘플을 채취하여 ASTM Standards C552-587에 제시된 방법으로 Fig. 2에 보인 실험장치를 이용하여 측정하고 그 평균값을 택하였다⁽¹⁵⁾. 흡음계수는 Fig. 3과 같은 임피던스 관(impedance tube)에서 2개의 마이크로폰을 이용한 관내법에 의해 측정되었다⁽¹⁶⁾. Fig. 4는 실험에 사용한 한 샘플의 측정결과와 최적화 과정으로 찾은 물리적 성질에 의한 예측결과가 그래프로 제시되어 있다. Table 1에는 본 연구에서

Table 1 Measured and optimized macroscopic physical properties of polyurethane foams

Foam type parameter	JUES32N (Polyester)	JUET29N (Polyester)	JUESF32 (Polyester)
Flow resistivity (mks Rays/m)	13000	31000	46000
Structure factor	3.58	4.28	6.13
Bulk young's modulus (Pa)	30000	25000	86000
Density(kg/m ³)	32	29	32
Loss factor	0.3	0.3	0.3
Porosity	0.96	0.96	0.96
Poisson's ratio	0.4	0.4	0.4

사용된 폴리우레탄 폼의 종류와 각각의 물리적 성질을 정리하였다. 시편 중 JUES32N과 JUESF32는 폴리에스테르(polyester)를 원료로 한 폴리우레탄 폼이고, JUET29N은 폴리에테르(polyether)를 원료로 한 폴리우레탄 폼이다. 표를 보면 JUES32N, JUET29N, JUESF32의 순서로 유동저항계수와 구조인자가 높아짐을 알 수 있다.

4. 해석 및 실험

4.1 해석

축대칭 유한요소로 흡음재 층을 모델링하기에 앞서 적절한 엘리먼트의 크기를 예측하는 것이 필요하다. 엘리먼트의 크기를 작게 할수록 높은 주파수까지 정확한 결과를 얻을 수 있지만 모델의 크기가 커지고 계산시간이 많이 소요되므로 주파수 범위를 100 Hz에서 6.3 kHz로 제한하고 이 주파수 범위에 적합한 엘리먼트의 크기를 정하였다. 일반 공기 중에서 6.3 kHz의 파장의 길이가 5.4 cm이고 흡음재 안에서 파동전파 속도가 더 느려지는 것을 고려하여 엘리먼트 크기를 줄여가면서 6.3 kHz까지의 유한요소해석결과가 수렴하는 의 엘리먼트로 정하였다. 지름이 10 cm이고 길이가 1 m인 원형 덕트 내부에 폴리우레탄 폼이 대어져 있고, 그 덕트의 한 쪽 끝에는 평면파를 발생시키는 강제 피스톤이 조화운동을 하고 있으며, 다른 쪽 끝은 무반사끝단(anechoic termination)이라고 가정하였다. 이를 위해서 모델의 강제 피스톤에는 1 m/s의 속도경계조건을 적용하고 무반사끝단에는 공기의 특성 임피던스 415 MKS

Rayls를 적용하였다. 또한 흡음재가 덕트 벽면에 부착되는 방식에 따라 그 경계면에 구속 또는 비구속의 경계조건을 적용하였다.

흡음재 층의 두께에 따른 특성을 파악하기 위하여 덕트의 공기통로의 지름을 덕트의 지름으로 나눈 값을 공간인자(space factor)로 정의하였다. (Fig. 1에서 $b/(b+d)$ 로 계산된다.) 라이닝의 두께에 따라 50%, 60%, 70%, 80%의 네 가지 공간인자에 대하여 해석을 수행하였다. 전체 유한요소모델에서 1 m의 폴리우레탄 폼이 대어진 덕트 통로의 입구로부터 10 cm 떨어진 지점부터 출구전의 10 cm 지점까지 10 cm간격으로 9개의 지점에서의 음압에 대해 그래프를 그리고 이를 선형회귀(regression)하여 그 기울기로부터 음압감쇠량을 계산하였다.

한편, 유한요소해석결과와 비교하기 위하여 다공물질이 대어진 원형 덕트의 locally reacting 모델링은 앞에서 기술한 바와 같이 Morse에 의해 제시된 방법을 이용하였다. 덕트의 통로에서의 음파방정식에 흡음재 표면에서의 표면수직 임피던스를 경계조건으로 적용함으로써 다음과 같은 특성방정식을 유도할 수 있다⁽²⁾.

$$\frac{J_1(bk_r)}{J_0(bk_r)} = -i \frac{k}{k_r} \frac{1}{z'} \quad (10)$$

$$k_z = \sqrt{k^2 - k_r^2} \quad (11)$$

여기서 b 는 덕트 통로의 반지름이고 z' 는 흡음재의 표면수직임피던스이다. 식 (10)의 k_r 로부터 식 (11)에서 z 방향으로의 전파상수 k_z 를 구할 때 단위 길이당의 음압감쇠량(sound attenuation)은 $8.6858 \text{ Im}(k_z)$ [dB/m]로 계산된다.

4.2 실험

유한요소모델을 검증하기 위해 Fig. 5와 같이 실험장치를 만들었다. 구체적인 치수는 유한요소모델과 동일하게 하였으며 임피던스 튜브의 음원을 사용하기 위하여 연결관을 제작하였다.

유한요소모델에서 덕트의 한 쪽 끝에 적용하였던 무반사끝단을 실제적으로 구현하기 위해 60 cm의 덕트의 내부에 여러 가지 방식으로 흡음재를 채워 넣고 흡음률이 가장 높게 나오는 경우를 찾았다. 무반사끝단에 대해 측정된 흡음률과 임피던스의 결과는 Fig. 6에 있다.

음압감쇠량의 측정에서 음원은 1/3옥타브 밴드의

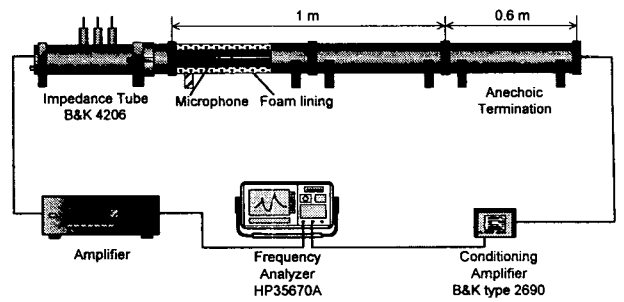


Fig. 5 Setup for measurement of sound attenuation in circular duct lined with elastic porous materials

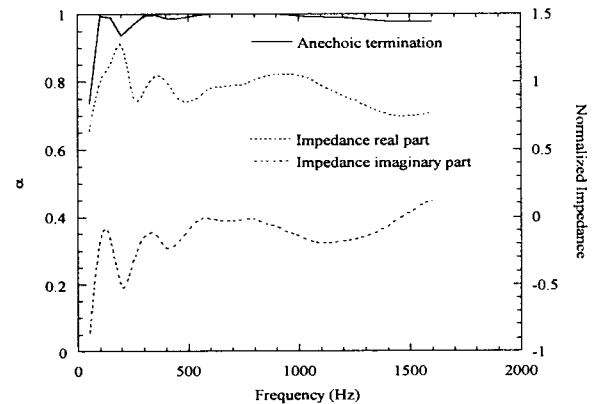


Fig. 6 Measured absorption coefficient and impedance of anechoic termination

중심주파수를 사용하였으며 마이크로폰 가이드를 이용하여 1 m의 덕트 통로 중앙에서의 음압을 측정하였다. 측정위치는 유한요소해석에서의 지점과 일치하도록 하였고, 해석에서와 같은 방법으로 음압감쇠량을 계산하였다.

5. 결과 및 토론

세 가지 종류의 시편에 대한 음압감쇠량을 구하기 위하여 축대칭 유한요소모델을 이용한 수치적 방법과 Morse에 의해서 제시된 해석적인 방법이 이용되었다. 또한 두 가지 방법에 의한 결과를 비교 검증하기 위해 실제 덕트에서의 실험이 실시되었다.

Fig. 7에 JUES32N 폼의 네 가지 공간인자에 대한 유한요소해석 결과를 실험 결과와 함께 제시하였다. 전체적으로 음압감쇠량은 주파수에 비례하여 증가하다가 특정한 주파수를 기점으로 급격히 감소하는 형태를 나타내고 있는데, 이러한 음압감쇠량의 피크는 공간인자가 커질수록 고주파수로 이동하는

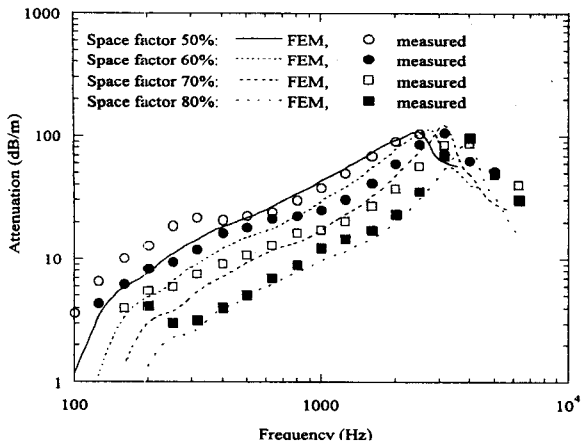


Fig. 7 Sound attenuation of JUES32N foam. (space factor 50%, 60%, 70%, 80%)

경향을 보이고 있다. 유한요소해석 결과와 실험 결과 모두 공간인자가 커질수록 음압감쇠량이 작아지는 경향을 보이고 있으나, 음압감쇠파크 부근에서는 공간인자가 큰 경우에도 높은 음압감쇠량을 나타내고 있다. 이는 라이닝이 얇은 경우에도 특정 주파수에서는 덕트 내에서 우수한 흡음성을 얻을 수 있다는 것을 의미한다.

Fig. 8에는 JUESF32 포움에 대한 유한요소해석 결과 및 Morse의 해석 결과를 실험 결과와 함께 제시하였다. 공간인자 50%인 경우에 Morse의 해석 결과는 유한요소해석 결과 및 실험 결과와 큰 차이를 보이는데 실제의 경우와 비교해 볼 때 비정상적으로 큰 음압감쇠량을 보이고 있다. 그러나 공간인

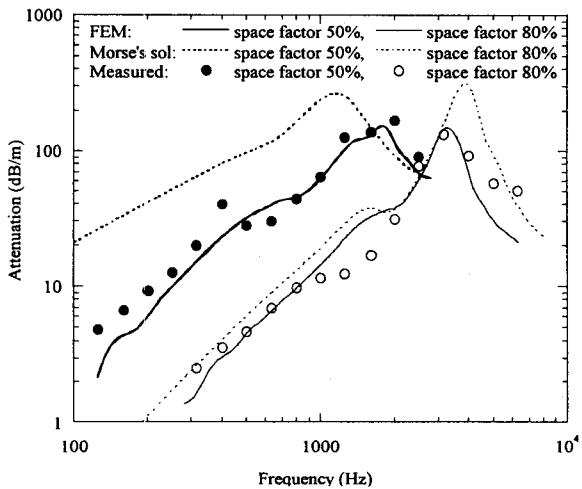


Fig. 8 Comparisons of results by Morse's model and present model (JUESF32 foam: space factor 50%, 80%)

자가 커짐에 따라 이러한 Morse의 해석 결과는 유한요소해석 결과에 점차 수렴하여 공간인자 80%의 경우에는 두 해가 거의 일치하게 된다. 음압감쇠파크의 위치는 공간인자 50%의 경우에는 Morse의 해석 결과가 유한요소해석 결과보다 100 Hz 낮고 반면에 공간인자 80%인 경우에는 100 Hz 정도 높게 나타났다. 이와 같은 오차가 발생하는 이유는 Morse가 덕트의 라이닝을 locally reacting가정하여 해석하였기 때문이다. 덕트의 locally reacting모델은 흡음재 내의 파동전파에 대한 직접적인 모델링 없이 단순히 흡음재 벽에서의 수직음향임피던스로 경계조건을 적용한 것으로 이를 음파의 입사와 반사의 관점에서 본다면 이는 덕트 통로로 전파되는 파동이 흡음재 라이닝 표면에 수직입사(normal incidence)하는 것으로 가정한 것이다. 그런데 실제로 덕트 통로로 전파되는 파동은 임의의 방향으로 입사(random incidence)하므로 실제의 경우와 차이가 존재한다. 따라서 만일 덕트 통로로 전파되는 파동이 흡음재의 경계면과 평행하게 입사(grazing incidence)하는 경향이 지배적이라면 이로 인해 오차가 발생할 것이다. 덕트 통로의 지름은 작고 덕트 라이닝은 두꺼운 공간인자 50%인 경우에는, 음파의 파장에 비해 덕트 통로의 지름이 작아지므로 평행하게 입사하는 음파들이 많아질 것이고, 덕트 라이닝이 두꺼우므로 흡음재 내의 축방향으로의 음파전달이 보다 지배적이므로, 이러한 두 가지 원인에 의한 오차가 복합적으로 발생하였을 것으로 생각된다.

Fig. 9에는 흡음재의 물리적 성질이 음압감쇠량에

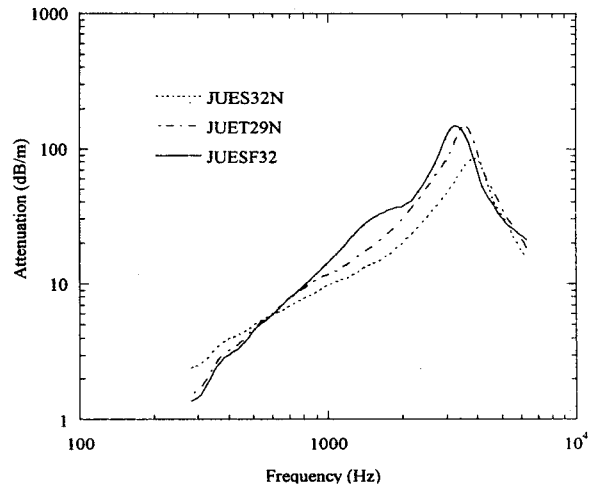


Fig. 9 Effect of foam's properties on sound attenuation (space factor 80%)

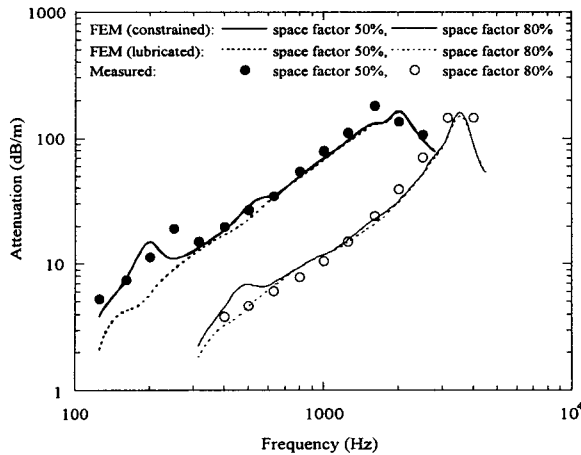


Fig. 10 Effect of boundary conditions on sound attenuation (JUET29N foam: space factor 50%)

미치는 영향을 살펴보기 위하여 세 가지 시편의 음압감쇠량의 유한요소해석 결과를 제시하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 흡음재의 구조인자와 유동저항계수가 클수록 저주파수에서는 낮은 음압감쇠량을, 그리고 고주파수에서는 높은 음압감쇠량을 보인다. 이는 흡음재의 구조인자와 유동저항계수가 큰 경우에 저주파수의 음파는 흡음재의 내부로 잘 투과하지 못하고 반사하는 비율이 커지므로 음압감쇠량이 낮게 나타났고, 고주파수의 음파는 흡음재 내부에서의 충분한 감쇠작용으로 음압감쇠량이 높게 나타난 것으로 생각할 수 있다. 특히 고주파수의 경우에는 흡음재가 더 두꺼워지는 효과를 보여서 음압감쇠량이 높아짐과 동시에 음압감쇠피크의 위치도 저주파수로 이동한 것을 볼 수 있다.

Fig. 10에서는 유한요소해석 결과를 두 가지 경계조건에 대해 제시하였고 이를 실험과 비교하였다. 이 경우 구속 경계조건의 유한요소해석 결과에서는 저주파수에서 음압감쇠의 피크가 나타나는데 이러한 현상은 실험결과에서도 확인된다. 그림에 나타난 JUET29N 시편의 공간인자 50%인 경우 유한요소해석 결과에서는 200 Hz 부근에서 포음의 구조공진에 의한 이러한 피크가 나타났고 실험결과에서는 이보다 50 Hz 정도 높게 나타났다. 공간인자 80%의 경우에는 유한요소해석 결과에서는 그 크기가 작지만 유사한 피크를 확인할 수 있었지만 실험 결과에서는 피크가 나타나지 않았다. 이러한 결과는 본 연구의 실제 실험에서 공간인자가 작은 흡음재 라이닝은 덕트에 심하게 압착될 정도로 끼워진 반면에 공간인자가 큰 라이닝은 덕트의

벽면에 단순히 접촉될 정도로만 끼워졌기 때문이다. 또한, 이러한 피크의 위치는 공간인자가 커짐에 따라 고주파수로 이동하며, 전단응력계수와 벌크밀도에도 밀접한 관련이 있음을 확인할 수 있었다. 따라서 이러한 현상은 라이닝의 덕트의 축 또는 원주방향의 공진에 의한 것으로 추정된다.

유한요소해석 결과와 실험 결과는 대체적으로 일치하였으나 400 Hz 이하의 저주파수 대역과 4 kHz 이상의 고주파수 대역에서는 오차가 있었다. 특히 저주파수에서는 오차가 컸는데 이는 저주파수는 파장이 길고 음압감쇠량이 작기 때문에 길이 1 m의 덕트로선 정확한 측정이 어려웠고, 무반사끝단이 저주파수에서는 불완전하였기 때문일 것으로 생각된다. 무반사끝단이 완전하지 못한 저주파수에서는 덕트 끝단에서 반사파가 존재하여 정상파의 음장이 나타났는데 이로 인해 음압감쇠가 직선으로 나타나지 않았다. 고주파수에서의 오차는 음압감쇠피크의 위치의 불일치로 인한 것으로 생각되는데, 이는 Fig. 7과 Fig. 9에서 확인할 수 있었듯이 음압감쇠피크의 위치가 덕트 라이닝의 두께와 흡음재 파라미터에 민감하기 때문이다.

6. 결 론

탄성다공성물질이론을 토대로 해서 개발된 축대칭 유한요소를 이용하여 다양한 종류와 두께의 흡음재에 대해 원형흡음덕트를 모델링하였다. 그리고 그 결과를 Morse에 의한 해석해 및 실험 결과와 비교하였다. Morse에 의해 제시된 방법은 덕트의 라이닝이 아주 얇은 경우에만 실험 결과와 일치했으나, 유한요소해석 결과는 모든 경우에 실험과 잘 일치하였다. 특히 덕트 라이닝이 덕트 안쪽 벽면에 구속되게 끼워질 때 저주파에서의 음압감쇠량이 증가함을 확인하였다.

후 기

본 연구의 실험용 장치 덕트 제작에 많은 도움을 주신 (주)한일항공기계의 정홍기 대표이사과 흡음재 재료제공 및 시편 가공에 많은 도움을 주신 (주)제일우레탄의 고연중 대표이사께도 감사의 말씀을 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) L.E. Kinsler, A.R. Frey, A.B. Coppens and

- J.V. Sanders, 1984, *Fundamentals of Acoustics*, New York: Wiley.
- (2) P. M. Morse, 1939, The Transmission of Sound Inside Pipes, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 11, pp. 205~210.
- (3) R. A. Scott, 1946, The Propagation of Sound Between Walls of Porous Material. *Proceedings of the Physical Society*, Vol. 58, pp. 358~368.
- (4) R. J. Astley, A Cummings, 1987, A Finite Element Scheme for Attenuation in Ducts Lined with Porous Material: Comparison with Experiment, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 116, pp. 239~263.
- (5) C. Zwikker and C. W. Kosten, 1949, *Sound Absorbing Materials Elsevier*, New York.
- (6) J. S. Bolton, N.-M. Shiau, and Y.J. Kang, 1996, Sound Transmission Through Multi-Panel Structures Lined with Elastic Porous Materials, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 191(3), pp. 317~347.
- (7) M. A. Biot, 1956, Theory of Propagation of Elastic Waves in a Fluid-Saturated Porous Solid I. Low-Frequency Range. II. Higher Frequency Range, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 28, pp. 168~191.
- (8) Y. J. Kang and J. S. Bolton, 1995, Finite Element Modeling of Isotropic Elastic Porous Materials Coupled with Acoustical Finite Elements, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 98, pp. 635~643.
- (9) Y. J. Kang and J. S. Bolton, 1996, A Finite Element Model for Sound Transmission Through Foam-Lined Double Panel Structures, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 99, pp. 2755~2765.
- (10) Y. J. Kang and J. S. Bolton, 1997, Sound Transmission Through Elastic Porous Wedges and Foam Layers Having Spatially Graded Properties, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 102, pp. 3319~3332.
- (11) Y. J. Kang and J. S. Bolton, 1996, Optimal Design of Acoustical Foam Treatments, *Asme Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 118, pp. 498~504.
- (12) Y. J. Kang, B. K. Gardner and J. S. Bolton, 1998, An Axisymmetrical Poroelastic Finite Element Formulation, Submitted for Publication in the *Journal of the Acoustical Society of America*.
- (13) Tsoi W. 1992 M.S. Thesis, School of Mechanical Engineering, Purdue University. Acoustical Modeling of Polyimide Foams.
- (14) Y. Champoux and M.R. Stinson, 1990, *Journal of the Acoustical Society of America* 88 Suppl. 1, S121. Experimental Investigation of Models of Sound Wave Propagation in Air-Saturated Porous Media.
- (15) ASTM Standards C552-87. Standard Test Methods for Airflow Resistance of Acoustical Material.
- (16) ASTM Standard E1050-90. Standard Test Method for Impedance and Absorption of Acoustical Material Using a Tube, Two Microphones and a Digital Frequency Analysis System.