

한국형 고속전철의 에어컨 덕트 설계를 위한 연구

A Study for the Design of the Air-Conditioning Duct of Korean High Speed Train

이승민* 박철휘** 이우식**
Lee, Seungmin Pak, Chul-Hui Lee, Usik

ABSTRACT

The noises generated from the air-conditioning duct are known to strongly affect the indoor-noises of high speed trains. The acoustic characteristics of an air-conditioning duct should depend on the geometry and shape of the duct. The structural material for Korean high speed train is supposed to be changed from Steel, which was used for TGV, to Aluminum in order to reduce the total train weight. Accordingly, the shape and layout of the air-conditioning duct of Korean high speed train will be different from that of TGV. Thus, this paper introduces a analytical method to predict the noise attenuation through the air-conditioning duct, based on the ISO 7235. In this method, the whole duct is divided into several pieces and the noise attenuations predicted for each duct piece are integrated to get the noise attenuation for the whole duct system. The validity of the method introduced herein is discussed through some numerical tests.

1. 서 론

TGV-K와는 달리 차세대 한국형 고속전철에는 터널주행시의 원활한 흡/배기를 위해 여압장치를 설치하고 추가적인 팬이 장치될 것으로 알려져 있다. 객차의 경우, 차체구조의 변경으로 인해 에어컨 덕트의 형상결정과 배치변경이 새로운 중요한 이슈로 제시되고 있다. 에어컨 덕트로부터 차실내로 유입되는 소음은 차실내소음의 증가에 직접적인 영향을 주기 때문에, 덕트구조와 배치변경에 따른 소음영향 평가가 이루어져야 한다.

이를 위해, 본 연구에서는 에어컨 덕트의 소음특성을 평가하기 위한 해석적인 기법을 ISO 시험 규격에 준하여 SYSNOISE를 활용하여 구축하고자 하였다. 여기에서는 에어컨 덕트 전체를 한꺼번에 해석하여 소음특성을 평가하는 방법과 여러 부분으로 나누어 해석한 후 평가하는 방법을 다루고 이들의 경과를 상호 비교검토 하였다. 또한, 덕트에서 실내로 유입되는 출구에서의 유동속도를 계산하고, 유동소음을 최소화하기 위한 덕트단면의 크기를 조절하는 과정을 체계화하였다.

2. 본 론

2.1 덕트시스템의 소음특성

* 인하대학교 기계공학과 대학원

** 인하대학교 기계공학과 교수

일반적으로 공조시스템이나 실외에서 들어오는 소음은 대부분 공조장치로부터 실내로 연결되는 덕트구조물을 타고 실내로 전파된다. 공기 자체의 소음뿐만 아니라 덕트내의 유동속도가 증가함에 따라 마찰음이나 와류에 의한 소음이 증가하며, 유동이 덕트내의 날카로운 부분이나 덕트의 급격한 굴절로 인하여 유체가 빠른 속도로 덕트 내부에 부딪혀 난류를 생성시키면서 만들어지는 소음도 발생한다. 실내로 전파되는 소음을 줄이기 위해서는 소음원 자체를 줄이는 것도 필요하지만, 주된 소음전달경로의 역할을 하는 덕트구조물이 충분한 소음저감효과를 갖도록 하는 것이 필요하다. 소음저감효과를 알기 위하여 덕트 구조물의 형태를 바꾸는 것은 공간상의 이유 등으로 거의 불가능하므로 주로 덕트 내에 흡음처리를 하여 원하는 부위의 소음저감효과를 얻을 수 있다.

(1) 덕트구조물 내에서의 소음감쇠효과 [2]

가) 덕트 내 공기분자의 소음감쇠효과 : 덕트 내에서 공기분자의 소음감쇠효과는 매우 작을 때, 덕트 구조물이 아주 길다 하더라도 이 값은 매우 작은 값이다.

나) 덕트 벽면의 진동에 의한 에너지의 분산 : 대부분의 소음감쇠효과는 덕트 안팎의 압력차로 인하여 금속판으로 되어 있는 덕트 벽면이 진동하기 때문에 일어나는 것이다. 이러한 진동에 의한 소음은 덕트의 외부로 전파되어 간다(breakout noise).

다) 반사에 의한 소음감쇠효과 : 덕트 단면적의 급격한 변화나 굴곡에 의하여 소음의 일부분이 소음원 방향으로 반사되어 감소된다.

(2) 덕트 내 유동소음의 영향

유동소음은 일차적으로 덕트 내의 물체 등에 의해 발생하는 유동속도증가의 크기에 의해 결정된다. 일반적으로 고속전철 객실내의 유동속도를 6~10 m/s 이하로 낮추어야 승객에게 불쾌감을 주지 않는다고 알려져 있다. 유동소음은 특정부분에 집중적으로 발생하는 난류 때문이며, 덕트 내 난류의 발생원인은 다음과 같다 [2].

- 회전하는 팬 날개와 같이 움직이는 물체의 뒤쪽에 생기는 반류(wake)
- 공기가 덕트 내의 지지대(tie bar), 댐퍼(damper), 격자(grille)와 같은 물체를 통과
- 오리피스 판(orifice plate), 단면의 변화, 감쇠기(attenuator)내의 분할기(splitter)와 같은 곳에서 발생하는 수축 소음
- 덕트의 흡입구나 출구단에서 생기는 제트소음
- 공기가 덕트벽과 같은 명백하게 부드러운 면을 통과할 때 생기는 경계층 난류(boundary layer turbulence)
- 공기가 곡관이나 분지(take off)등과 같은 모서리를 통과

(3) 덕트 내 흡음재의 영향

덕트의 내벽에 흡음재를 취부하면 음파의 전파는 모든 면에 영향을 받게 되며, 덕트모드의 형태와 차단현상이 바뀐다. 충분히 낮은 주파수에서는 흡음재가 취부된 덕트의 0차 모드만이 소리에너지 전달에 유효한데 이는 고차모드가 차단주파수 아래 있고, 또 본질적으로 소실(evanescent)되어 가는 특성을 갖기 때문이다. 이러한 주파수에서 덕트벽면이 모두 흡음처리된 직사각덕트에서의 감쇠에 대해 Sabine에 의해 경험적으로 유도된 식이 자주 사용된다. 이는 저속의 유동이 있는 덕트에 적합하고 덕트길이와 유로치수의 중요성을 잘 보여주고 있으며, 덕트감쇠는 길이, 흡음재의 두께 등이 증가하면 증가하고 단면적이 증가하면 감소된다는 것을 나타내 준다. 하나의 유로를 갖는 덕트의 유로내에 흡음처리된 분할기(lined splitter)를 설치하여 똑같은 유로 단면적에 여러개의 작은 유로를 갖는 덕트로 바꾸면 덕트를 통한 유동에는 거의 영향을 주지 않으면서 둘레/단면적 비를 증가시키는데 유리하다.

2.2 KHST 덕트시스템의 유량분포와 유속계산

(1) KHST 덕트시스템의 구조와 공기의 흐름도

한국형 고속전철의 객실내 처리공기의 확산은 공기분배기를 통하여 이루어진다. 공기처리단위(Air Conditioning Unit)로부터 공기분배기에 들어온 공기 중 일부는 바닥면으로 직접 분사되고 나머지는 공기분배기 내의 노즐(nozzle)을 통과하여 공기분배기 측면에 위치한 격자를 통해 실내 공기가 유인(induce)되게 된다. 이렇게 유인된 실내공기인 유인공기(induced air)와 혼합된 처리공기는 창문 하단의 격자를 통하여 실내로 분사된다. 유량이 3300 m³/h일 때에는 공기처리단위의 양쪽으로 1650 m³/h씩 흐르게 되고 다시 각각의 급기덕트 분기점에서 그 절반의 유량이 양쪽의 창문쪽으로 흐르게 된다. 이렇게 분배된 공기는 창문과 실내 하단의 격자를 통해 실내로 들어가게 된다. 그림 1은 한국형 고속전철 덕트시스템의 구조와 공기의 흐름도를 나타내고 있다.

(2) KHST 덕트시스템의 각 부위에 대한 유속

덕트내에서의 빠른 기류로 인하여 유동소음이 발생하면 추가적인 소음저감책이 필요하게 된다. KHST의 경우 덕트 자체를 설치할 수 있는 공간이 제한되어 있기 때문에, 덕트내에 흡음재를 취부하는 방법이 적당하다고 할 수 있는데 유동소음을 충분히 감소시키기 위해 필요한 흡음재 취부면적을 확보하기 어렵고, 흡음재 두께로 인하여 덕트 내부에 유체가 흐를 수 있는 단면적이 감소되어 유속이 증가하므로, 추가로 유동소음이 발생 할 수 있다. 따라서 덕트내의 유속을 너무 빠르지 않게 제한하는 것이 중요하다.

일반적으로 유동소음 발생을 막기 위해서는 덕트내의 유속을 6~10 m/s이하로 유지하는 것이 필요하다. 그림 1에 급기덕트의 주요 부위에 대한 단면(A)을 표시하였고, 표 1에는 급기덕트의 주요 부위에서 구한 유량의 분포와 덕트 내 평균유속을 나타내었다. 여기서 계산된 유속은 평균값에 지나지 않으며, 국부적으로 유속이 더 빠른 곳도 존재할 것이다. KHST의 급기덕트에서 A3와 A6 단면의 크기를 조금만 더 크게 해 주면 좋은 소음저감효과가 있을 것으로 기대된다.

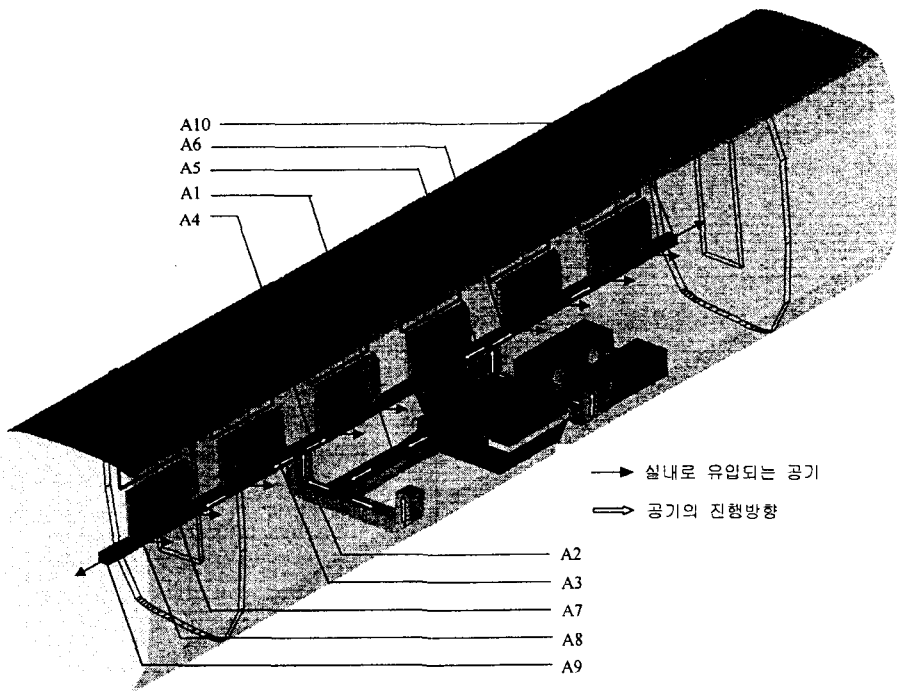


그림 1. 한국형 고속전철 덕트시스템의 구조와 공기의 흐름도

표 1. 급기덕트의 각 부위에 대한 유량과 유속

단면	유 량	면 적		유 속
	Q (m ³ /h)	a×b (m)	A (m ²)	V (m/s)
A1	1650	0.3×0.28	0.084	5.5
A2	825	0.3×0.28	0.084	2.7
A3	555	0.1×0.2	0.02	7.7
A4	270	0.1×0.2	0.02	3.8
A5	200	0.1×0.2	0.02	2.8
A6	625	0.1×0.2	0.02	8.7
A7	200	0.015×1.5	0.025	2.5
A8	35	0.1×0.15	0.01(67%)	1.0
A9	50	0.1×0.2	0.0134(67%)	1.1
A10	85	0.1×0.2	0.0134(67%)	1.7

2.3 KHST 덕트시스템의 소음감쇠량 예측

(1) 소음감쇠량의 정의

소음감쇠량은 상류 및 하류에서의 음향파위레벨의 차이값으로 표시된다. 소음감쇠량은 덕트구조물만으로 측정이 가능하지만 고속철도 차량에 들어가는 덕트설비는 공간의 제약으로 인하여 필요에 따라 그 모양이 다양하게 변형된다. 따라서 이러한 덕트구조물의 소음감쇠량을 예측하기 위해서는 실제 고속전철에 쓰이는 덕트요소를 가지고 실험을 하거나 이론적으로 해석할 필요가 있다.

(2) 소음감쇠량의 측정

덕트요소의 소음특성을 측정하는 실험방법으로는 국제규격인 ISO 7235를 들 수 있다. 이것은 소음기, 덕트요소 등에 대하여 평면파 범위 뿐만 아니라 전 주파수 영역(63~10000 Hz)에 걸쳐 유동이 있을 경우와 없을 경우에 주파수 대역에 따른 삽입손실, 소음기(silencer)에 의해 발생된 유동소음의 주파수 대역에 따른 음향파위 레벨, 유동이 있을 경우의 소음기의 총 압력손실 (pressure loss), 소음감쇠량 혹은 소음저감량 등의 값들이 측정 가능하다.

측정방법은 측정하고자 하는 값에 따라서 여러 가지가 있다. 소음감쇠량이나 소음저감량 측정을 위한 장치의 구성은 그림 2와 같다. 장치는 스피커(loudspeaker), 측정덕트(test/measuring duct), 끝단의 무반사 조건(anechoic end condition), 팬(유동소음 측정시), 소음댐퍼(팬으로부터의 소음이 측정장비로 가는 것을 차단) 등과 같은 기본적인 요소들로 구성되어 있다. 테스트하고자 하는 덕트요소 앞뒤로 붙어 있는 측정덕트(test duct) 안쪽에 설치된 마이크를 사용하여 덕트 내 임의의 점에서 음압(sound pressure)을 측정한다. 음압은 3~5점 정도에서 측정되며 음압레벨(sound pressure level: SPL)로 환산된 값을 평균하여 사용한다. 경우에 따라서는 대각선을 따라 마이크로 폰을 움직이면서 연속으로 측정하여 평균을 내기도 한다. 측정덕트 안의 마이크 배열은 그림 3과 같이 원형 또는 사각단면으로 된 측정덕트의 중간부분에 대각선(diagonal)으로 배치된다. 측정덕트의 길이는 측정하고자 하는 최저 중심 주파수 파장길이의 절반 이상이어야 하며, 적어도 덕트단면의 가장 긴 변의 4배 길이가 되어야 한다.

소음감쇠량은 다음의 식으로 구해진다.

$$Attenuation = L_w (upstream) - L_w (downstream) \quad (1)$$

여기서, $L_w (upstream)$ 는 상류쪽 음향파위 레벨을 나타내고, $L_w (downstream)$ 는 하류쪽 음향파위 레벨을 나타낸다.

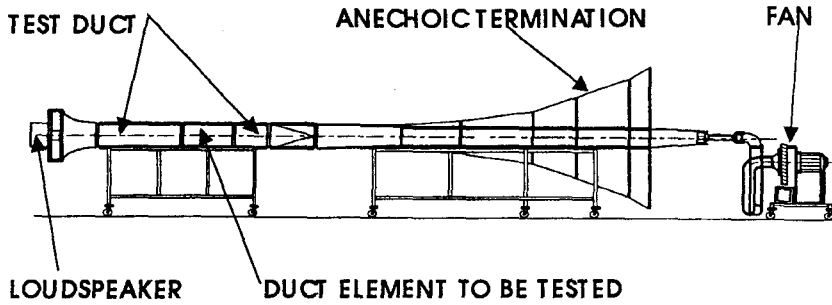


그림 2. 덕트요소의 소음감쇠량/유동소음을 측정하기 위한실험세트 [1]

(3) 소음감쇠량 해석

소음감쇠량의 측정시 상·하류쪽의 측정덕트의 단면과 길이가 동일하다면 음향파워 레벨의 차를 구하는 대신에 음압 레벨의 차를 구하면 된다. KHST 덕트의 모델에서는 상·하류의 측정덕트의 길이는 같으나 그 단면이 다르므로 단순히 음압 레벨의 차로써 소음감쇠량을 정의할 수 없게 된다. 따라서 계산된 상류와 하류에서의 평균음압 레벨 차이에 측정덕트의 크기에 따른 보정을 해주어야 상·하류에서의 음향파워 레벨 차이와 같아진다. 측정덕트내의 여러점에서 측정된 음압은 식 (2)와 같이 평균음압 레벨(average sound pressure level) \overline{L}_P 로 계산된다 [1].

$$\overline{L}_P = 10 \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0.1L_{P_i}} \right] \quad (2)$$

여기서, L_{P_i} 는 측정위치에서의 음압 레벨이고, \overline{L}_P 는 평균음압 레벨을 나타낸다.

평면파의 경우 음향파워 레벨은 식 (3)과 같이 나타내어진다.

$$P = I \cdot S = \frac{p_{rms}^2 \cdot S}{\rho_0 c} \quad (3)$$

여기서, P 는 음향파워 레벨, I 는 음향인텐시티, ρ_0 는 공기의 밀도, c 는 음속, S 는 측정덕트 직선부의 표면적을 나타낸다.

덕트의 상류와 하류에서의 음향파워 레벨의 차이는 식 (4)와 같이 나타내어진다.

$$L_{Win} - L_{Wout} = 10 \log \frac{P_{in}}{P_{out}} = L_{Pin} - L_{Pout} + 10 \log \frac{S_{in}}{S_{out}} \quad (4)$$

여기서, L_{Win} 와 L_{Wout} 는 덕트 상류와 하류에서의 음향파워 레벨, 그리고 L_{Pin} 와 L_{Pout} 는 덕트 상류와 하류에서의 음압 레벨, S_{in} 와 S_{out} 는 상류와 하류 측정덕트 직선부의 표면적을 나타낸다.

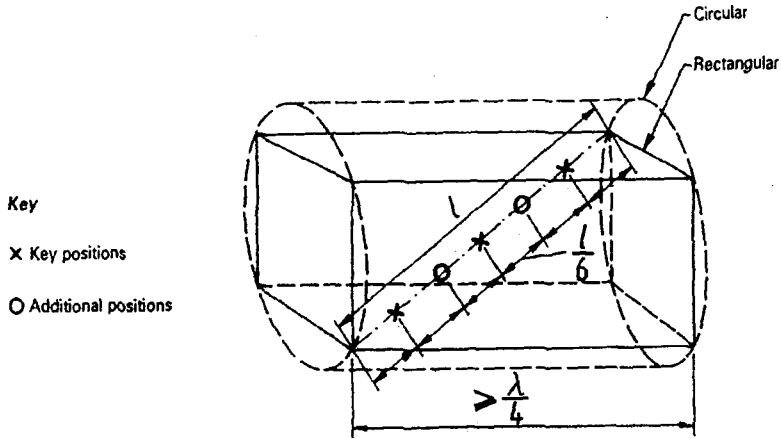


그림 3. 측정덕트 내의 마이크로폰 배치 [1]

따라서 식 (4)와 같이 상·하류의 측정덕트에서 구해진 음압 레벨의 차에 상·하류 측정덕트의 직선부 표면적에 따른 보정값을 합산하면 측정하고자 하는 덕트요소의 상·하류에서의 음향파워 레벨의 차를 구할 수 있게 된다. 이식은 평면파의 경우에 대해서 유도 되었으나, 음향파워 레벨은 면적에 선형적으로 비례하기 때문에 평면파 이외의 경우에도 식 (4)와 같은 관계가 성립한다고 가정하여 덕트 요소의 소음감쇠량을 계산하였다.

가) 덕트시스템의 해석방법과 결과

위에서 제시한 방법대로 SYSNOISE를 이용하여 소음감쇠량을 구하였다. 컴퓨터 용량의 한계로 고속전철의 덕트시스템을 한번에 해석하기가 어려우므로 부분적으로 나누어서 해석할 수 있는 기법도 마련하였다. 여기서 덕트시스템 전체를 한번에 해석하는 방법을 “통합해석법”이라 명하였고, 여러 부분으로 나누어 각각을 해석한 후 종합하는 방법을 “분할해석법”이라 명하였다.

통합해석법은 전체덕트의 입구단과 출구단에 측정덕트를 달고 측정점으로부터 압력분포를 구하고 식 (2)에 대입하여 평균음압레벨을 구한 후 식 (4)를 이용하여 소음감쇠량을 구한다. 경계조건으로는 입구단에는 단위압력(Pressure=1)을, 출구단에는 무반사조건을 준다.

이에 반해 분할해석법은 덕트를 적절히 여러 부분으로 나눈 후 첫 번째 덕트는 통합해석법과 같은 경계조건을 주고 해석하나, 두 번째 덕트를 해석할 때 입구단의 경계조건으로는 첫 번째 덕트 출구단의 음압분포를 준 후 해석한다. 세 번째 덕트도 두 번째 덕트와 마찬가지로 출구단 음압분포를 경계조건으로 준다. 이런 식으로 계속 진행한 후 최종적으로 계산된 마지막 덕트 출구단의 음압분포와 첫 번째 덕트 입구단의 음압분포를 식 (2)와 식 (4)에 대입하여 소음감쇠량을 구한다.

그림 4와 그림 5는 간단한 곡관덕트모형을 통합해석법과 분할해석법으로 각각 구한 결과이다. 소음감소량이 떨어지는 부분의 Acoustic Mode와 음압 분포를 비교해 보면 유사한 경향을 볼 수 있으므로 공진현상은 Acoustic Mode의 영향인 것으로 보인다.

그림 6와 그림 7은 한국형 고속전철의 급기덕트를 통합해석법으로 구한 결과이다. 형상이 복잡하기 때문에 여러 주파수영역에서 소음감쇠량이 떨어지는 것을 볼 수 있으며 전체적으로 소음감쇠량이 0 이하로 떨어지는 부분은 거의 없으므로 대체적으로 급기덕트의 전 영역에서 소음특성이 나쁜 주파수대역은 없다고 할 수 있다.

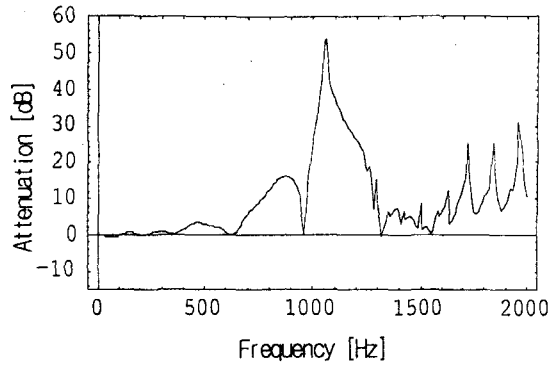
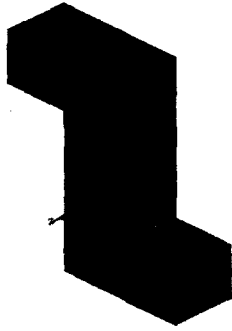


그림 4. 간단한 곡관덕트모델과 통합해석법으로 구한 소음감쇠량

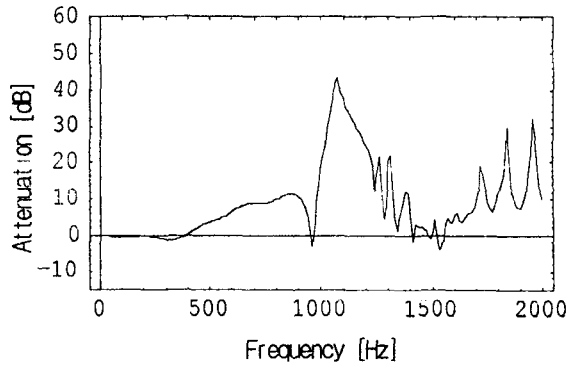
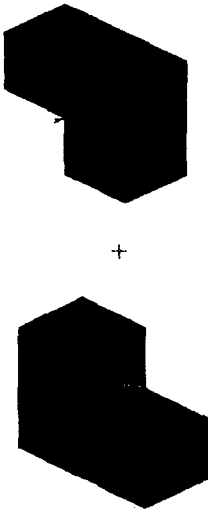


그림 5. 두 조각으로 나눈 곡관덕트모델과 분할해석법으로 구한 소음감쇠량

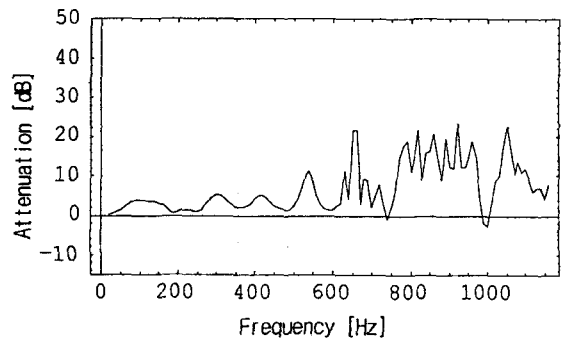
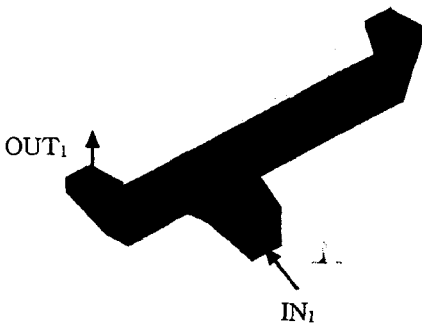


그림 6. 한국형 고속전철의 급기덕트와 통합해석법으로 구한 IN₁-OUT₁ 구간의 소음감쇠량

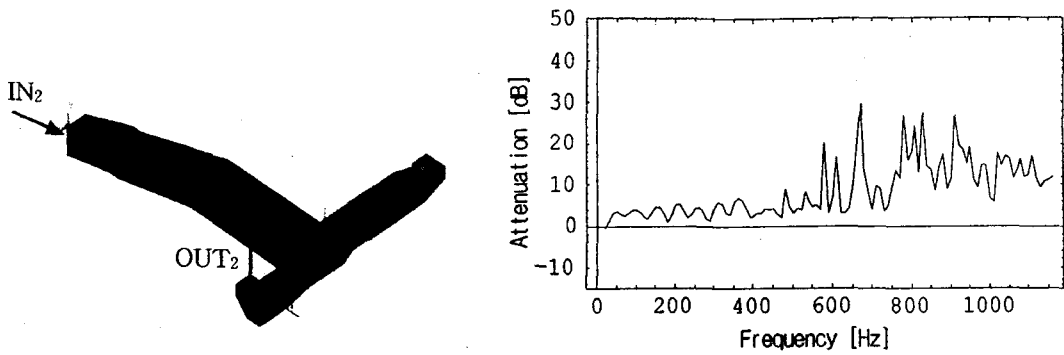


그림 7. 한국형 고속전철의 급기덕트와 통합해석법으로 구한 IN₂-OUT₂ 구간의 소음감쇠량

3. 결 론

한국형 고속전철의 실내소음에 영향을 미치는 주된 요인 중 하나는 공조시스템의 소음이며, 이 공조시스템의 소음원은 주로 실내와 연결되어 있는 덕트구조를 타고서 직접 실내로 유입된다. 이를 최소화하기 위해서는 주요 소음전달경로인 덕트구조의 소음감쇠량을 충분히 확보하는 것이 중요하다. 덕트구조물의 소음저감특성을 알아내기 위한 실험방법에는 여러 가지 제약이 따르므로 실험방법에 준한 유한요소법을 활용하여 덕트시스템의 소음특성을 해석하였다. 주요 덕트구조물의 소음특성을 파악하기 위해 통합해석법과 분할해석법을 서로 비교하여 각 방법의 신뢰성을 검증하였다. 또한 유한요소법에 의한 해석만으로는 유동소음측면을 충분히 고려할 수 없는 어려움이 있는데 일차적으로 덕트설계시 덕트내 유속을 6~10 m/s 이하로 유지하여 유동소음의 발생을 막는 것이 필요하며 유량이 3300 m³/s 일 경우의 KHST 급기덕트의 각 부위에 대한 유속도 계산하였다. 이를 토대로 실내 덕트구조물의 설계변경시 많은 도움이 되리라 생각된다.

후 기

본 논문의 연구는 건설교통부, 산업자원부, 과학기술부 공동주관 아래 선도기술개발사업으로 시행되는 고속전철기술개발사업에 의해 지원을 받아 수행되었으며, 이에 관계자께 감사드립니다.

참고문헌

- 1 ISO, 7235, Acoustics-Measurement Procedures for Ducted Silencers- Insertion Loss, Flow Noise and Total Pressure Loss, 1991, ISO.
- 2 ASHRAE, 1995, "Sound and Vibration Control," ASHRAE Handbook-HVAC Applications, Atlanta, GA: Chapter 43.
- 3 HVAC Duct System Design, 1980, SMACNA.
- 4 하인수, 1999, 한국형 고속전철 공조시스템 소음에 관한 연구, 공학석사 학위논문, 인하대학교 기계공학과.
- 5 Munjal, M. L., 1987, Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley & Sons, New York.
- 6 Fry, A., 1988, Noise Control in Building Services, 1st ed., Pergamon Press, Elmsford, NY.
- 7 HVAC Duct System Design: Tables and Charts, 1980, SMACNA.
- 8 김정태 외 4, 1996, 소음과 진동 I & II, 반도출판사