

# 고속전철용 주름판넬구조의 등가평판모델 및 방사소음

## Equivalent Plate Model and Acoustic Power Radiation of the Corrugated Panel Structures for High Speed Train

장준호<sup>1</sup>, 이상윤<sup>1</sup>, 홍성철<sup>2</sup>, 이우식<sup>3</sup>

Chang, Joonho, Lee, Sangyoon, Hong, Sungchul and Lee, Usik

### ABSTRACT

The acoustic power reduction method can be used to design a quiet structure. To calculate the acoustic power radiated from a vibrating structure, the dynamic responses have to be determined. It is not easy to analyse the structure composed of the corrugated panels because of the structural complexity and the long analysing time. To make up for these defects, the equivalent orthotropic panel is presented. Also the acoustic power prediction method of the vibrating structures is proposed. As examples, the equivalent material properties of the corrugated plates are obtained and the acoustic powers of the floor structure are calculated at several frequency regions for the Korean High Speed Train.

**Keywords** : Corrugated Panel(주름판재), High Speed Train(고속전철),  
Equivalent Plate Model(등가평판모델), Acoustic Power Radiation(방사소음)

### 1. 서론

차량실내소음은 외부로부터 유입되는 소음, 실내의 소음원으로부터 발생하는 소음, 그리고 차체구조의 진동에 의해 유발되는 소음 등으로 구별할 수 있다. 차체진동유발소음은 레일과 휠 사이의 충격력 등이 차체로 전달되면서 발생하는 차체진동에 기인하는 것으로 이해된다. 이 소음의 크기는 차체 진동특성과 진동면의 음향특성에 의해 결정된다. 차체 진동특성은 유한요소해석법을 통해 제공이 가능하다. 따라서, 차량 내벽의 음향특성을 파악하고 이 음향특성이 고려된 차체진동유발소음을 예측하기 위한 기법의

체계화가 필요하다. 차체진동유발소음을 저감시키기 위한 방법의 하나로써 방사되는 음향파위를 저감하는 방법을 선택할 수 있다. 또한 차체의 진동특성을 파악하는데 있어서, 차체가 이방성의 주름판넬(corrugated panel)로 이루어진 경우 상당히 복잡한 모델링 과정과 상당한 해석시간이 요구된다. 그러나 주름판재를 동등한 구조적 특성을 갖는 이방성 등가평판으로 모델링함으로써 이러한 번거로움을 해소할 수 있으며, 설계초기단계에서 보다 빠른 구조설계의 변경 등이 가능해진다.

따라서, 본 연구에서는 주름판넬 모델을 등가평판으로 변환하는 등가강성을 결정하기 위한 기법을 마련하여, 고속전철용 구조설계에 사용될 수 있는 주름판넬의 등가강성을 다양한 주름판

\*1 정회원, 인하대학교 기계공학과 교수

\*2 정회원, 인하대학교 기계공학과 명예교수

\*2 정회원, 인하대학교 기계공학과 명예교수

넬 구조변수에 따라 데이터베이스화 하였다. 구조진동에 의해 유발되는 음향파위를 계산하고 예측하기 위하여 음향이론을 정리하고 기존의 잘 알려진 LP(lumped parameter)모델을 적용하여 개발된 전산코드 SoundPOWER를 구축하여 한국형 고속전철 바닥구조의 음향파위 예측에 사용한다.

## 2. 주름판넬의 등가평판 모델링

강 재질의 구조를 알루미늄 재질로 바꾸는 것은 구조의 경량화를 위해서 가장 주목되고 있는 방법이다. 그러나 알루미늄의 강성은 강에 비해서 1/3정도이기 때문에 단면의 형상설계를 통해 강구조와 동등한 강성을 갖도록 할 수 있으며, 무게 또한 강구조 대비 2/3 정도의 수준으로 줄일 수 있다[1]. Fig. 1과 같은 주름판재가 그 대표적인 예이다. 주름판재와 같은 샌드위치 구조는 특성상 구조해석이 복잡하고 많은 시간을 요하게 된다. 이러한 구조의 초기 해석시간을 단축하기 위해, 복합샌드위치 구조를 동일한 구조적 특성을 갖는 이방성 등가평판으로 모델링하는 방법과 등가평판의 등가 물성치를 도출하기 위한 과정을 소개한다.

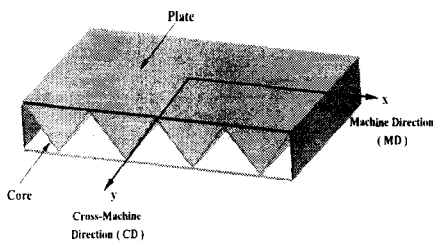


Fig. 1 Shape of Corrugated Panel

### 2.1 등가물성치 유도이론

Fig. 1과 같은 선형 이방성 평판에 대한 지배방정식은 식(1)과 같다.

$$p(x, y) = D_{11} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2(D_{12} + 2D_{66}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + D_{22} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \quad (1)$$

여기서,  $w$  는 평판의 처짐,  $h$  는 평판의 두께,  $p(x, y)$ 는 평판에 작용하는 하중이며,  $D_{ij}$ 는 이방성(orthotropic) 평판의 굽힘강성으로서, 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} D_{11} &= \frac{1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \left( \frac{h^3}{12S_{11}} \right) \\ D_{22} &= \frac{1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \left( \frac{h^3}{12S_{22}} \right) \\ D_{12} &= \frac{-\nu_{12}\nu_{21}}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \left( \frac{h^3}{12S_{12}} \right) \\ D_{66} &= \frac{h^3}{12S_{66}} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서,  $D_{66}$ 은 비틀림 강성(torsional rigidity)이고,  $S_{ij}$ 는 재료의 컴플라이언스(compliance)이다. 등가평판 모델[2]이란 복합 주름판재의 구조의 강성과 동일한 강성을 갖는 균질의 이방성 평판을 말한다. 주름판재구조를 등가평판으로 대체하여 나타내기 위해서는 아래와 같은 조건[3]이 요구된다.

- 1) 코어의 주기길이와 경계조건 사이 거리의 비가 강성의 균일성(homogeneity)을 보장할 정도로 작아야 한다.
- 2) 두 개의 방향( $x, y$ )에 대해서 강도가 균일하게 분포되어야 한다.
- 3) 굽힘 및 비틀림 강성은 경계조건이나, 힘의 분포에 따라서 변해서는 안된다.
- 4) 코어와 한 쌍의 평판은 완벽하게 고정되어 있어야 한다.

앞에서 얻어진 이론을 바탕으로 등가 물성치를 구하기 위한 방법은 다음과 같다. 등가평판의 강성계수와 포아송비는 4개의  $h^3/12S_{ij}$ 값을 4종류의 주름판넬 시편[4]에 대한 굽힘시험과 비틀림 시험으로부터 구한다. 굽힘시험의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다.

보에 적용되는 이론을 이용하여 단일 면의 이방성 평판의 주어진 힘에 대한 중앙에서의 처짐

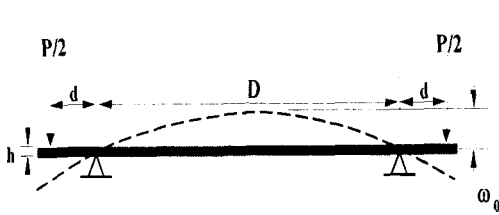


Fig. 2 Schematic Diagram of Bending Test

량과 하중 관계는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$P = \left( \frac{16b}{D^2d} \right) \left( \frac{h^3}{12S_{xx}} \right) w_0 \quad (3)$$

여기서,  $P/2$  는 양쪽 끝에 가해지는 힘이고,  $D$  는 지지점 사이의 거리,  $w_0$  는 중앙의 처짐,  $d$  는 지지점과 힘이 가해지고 있는 점 사이의 거리이고,  $b$  는 평판 시편의 폭이다.  $S_{xx}$  는 빔의 길이방향에 대한 재료의 컴플라이언스로서, 재료의 길이방향 탄성계수  $E_x$  와의 관계는 다음과 같다.

$$S_{xx} = \frac{1}{E_x} \quad (4)$$

주름판넬의 경우에는 두가지 종류의 시편이 필요한데, Fig. 1의 MD방향의 시편은 식(4)를 사용하여  $h^3/12S_{11}$ 를 구하는데 사용되며, Fig. 1의 CD방향의 시편도 역시 식(4)를 사용하여  $h^3/12S_{22}$ 를 구하는데 쓰인다.

비틀림 강성의 측정은 Fig. 3에 나타난 것과 같이 세 점을 단순지지하고, 나머지 한쪽에 수직력을 가하여 실험한다.

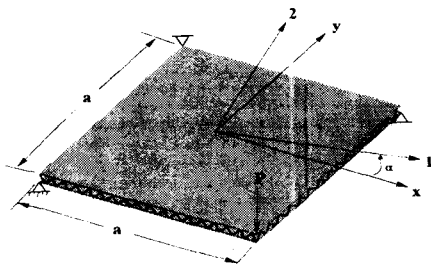


Fig. 3 Schematic Diagram of Torsion Test

수직력과 가운데 지점에서의 처짐 관계는 아래의 식으로써 나타낼 수 있다.

$$P = \frac{16}{a^2} \left( \frac{h^3}{12S_G} \right) w_0 \quad (5)$$

식(5)에서  $P$ 는 끝에 가해진 힘,  $a$ 는 정사각형 평판의 한쪽 면의 길이이고,  $w_0$ 는 중앙에서의 처짐량이다.  $S_G$ 는 주름판넬 코어부분의 방향에 영향을 받는 컴플라이언스로서, 아래 식과 같다.

$$S_G = 2mn(m+n)^2S_{11} - 8m^2n^2S_{12} - 2mn(m-n)^2S_{22} + (m^2-n^2)^2S_{66} \quad (6)$$

여기서,  $m = \cos \alpha$  이고,  $n = \sin \alpha$  이다. 그리고,  $\alpha$ 는 Fig. 3과 같이 기준 좌표축 x-y와 주름판넬의 코어 방향을 나타내는 축(1-2)이 이루는 사이 각이다. 실험시  $\alpha$ 의 각도로는 일반적으로  $0^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $-45^\circ$ 를 사용한다. 각도  $\alpha$ 를 조절함으로써 방향 컴플라이언스  $S_G$ 는 다른 강성계수들과 다음의 관계를 갖게된다.

$$\begin{aligned} S_G &= S_{66} & \text{at } \alpha &= 0^\circ \\ S_G &= 2(S_{11} - S_{12}) & \text{at } \alpha &= 45^\circ \\ S_G &= 2(S_{22} - S_{12}) & \text{at } \alpha &= -45^\circ \end{aligned} \quad (7)$$

식(6)의  $h^3/12S_{66}$ 와  $h^3/12(S_{22}-S_{12})$ 는 각도  $\alpha$ 를 각각  $0^\circ$ 와  $-45^\circ$ 로 설정하여 비틀림 강성 측정 시험을 통해서 구할 수 있다.

주름판넬구조를 동일한 강성을 갖는 등가평판으로 대체하기 위해 탄성등가법(elastic equivalence method)[2]을 적용하면 등가 이방성 평판으로 표현될 수 있다. 따라서 주름판넬구조의 등가굽힘강성은 힘과 처짐량과의 관계식(3)에서 구해진  $h^3/(12S_{11})$ ,  $h^3/(12S_{22})$ , 관계식(5)에서 구해진  $h^3/(12S_{12})$ ,  $h^3/(12S_{66})$ 를 식(2)에 대입하여 구할 수 있으며 등가 포아송비는 다음 식을 이용하여 얻을 수 있다.

$$\nu_{12} = -\frac{S_{12}}{S_{11}}, \quad \nu_{21} = -\frac{S_{12}}{S_{22}} \quad (8)$$

## 2.2 예제

등가물성치를 구하는데 있어서 실제의 시편으로 실험을 하는 방법과 유한요소해석을 사용하

는 방법이 있다. 본 연구에서는 후자의 방법으로 ANSYS를 사용한 해석실험을 수행하였고, 모델링시 시편에서 전체적인 강성의 균일성을 유지하기 위해서 전체 높이와 길이 및 폭의 비가 10 배 이상이 되도록 그리고, 코어 주기의 개수가 적으면 해석시 국부변형에 의해서 강성이 실제보다 높게 평가될 수 있으므로 이의 개수를 충분히 고려하였다. 앞에서 언급된 등가물성치 추출법에 따라 Fig. 4에 정의된 주름판재의 높이 ( $h$ ), 코어의 각도 ( $\theta$ ), 상하평판과 코어의 두께( $t_p$ ,  $t_c$ ) 변화에 따른 등가강성치와 포아송비의 변화를 구하였다. 이때 사용된 주름 판재의 물성치는 Table 1이며 그 결과는 Table 2, 3, 4와 같다. 등가물성치 중에서 포아송비는 다른 강성치( $E_{11}$ ,  $E_{22}$ ,  $G_{12}$ )들에 비해 유한요소모델의 정확도 및 경계조건에 대해서 상당히 민감하므로 이를 좀 더 정확하게 구할 수 있는 방법이 연구되어야 할 것이다.

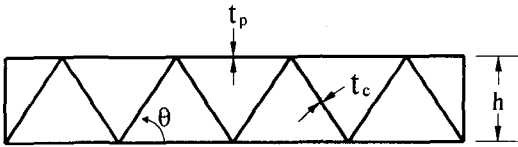


Fig. 4 Structure of Corrugated Panel Used for KHST

Table 1 Material Properties of Corrugated Panel

재료	밀도	탄성계수	포아송비
알루미늄	2710 kg/m <sup>3</sup>	69 GPa	0.33

### 3. 방사소음 예측기법

#### 3.1 해석이론

구조물의 음향방사는 작은 점음원을 구조물의 표면에 놓은 다음 체적속도 경계조건을 대응시킴으로서 계산될 수 있다[7]. 음원의 크기(strength)를 알고 있을 때, 전체 음향파위는 wave superposition(WS)에 의해 구할 수 있다.

이것이 연속적인 구조물을 LP모델로 단순화시킬 수 있도록 한다. LP모델은 구조물을 많은 미세한 구조요소로 나눈 다음 각 구조요소들이 마치 피스톤과 같이 균일한 표면속도를 가지고 진동한다는 가정에서 유도된다. 이와 같은 LP/WS 방법은 진동하는 구조물을 분석하는 대신 구조물의 표면에 단극자와 쌍극자 음원의 상호작용이 있는 것으로 분석할 수 있다. 이음원들은 구조물을 유한요소법으로부터 나눈 각 요소의 중심에 위치한다.

단극자와 쌍극자 음원의 상호작용에 의해 생성되는 음압장을 근사하게 나타내기 위해 모든 음원들로부터의 음장을 다음과 같이 더한다.

$$\hat{p}(x) \approx \sum_m^N \hat{s}_m P_m(x) \quad (9)$$

여기서, 부호( $\wedge$ )는 복소수를 나타내며,  $\hat{p}(x)$ 는  $x$  지점에서의 음압을 나타낸다.  $P_m(x)$ 는 한 개의 단위 음원의 음장을 나타내는 기저함수이다. 그리고,  $\hat{s}_m$ 은 각 음원의 크기를 나타내지는 계수이다. 이 음원의 크기  $\hat{s}_m$ 은 VVM법(volume velocity matching method)에 의하여 결정할 수 있다. 이 방법은 각 요소에서 음원에 의해 나타나는 체적속도(volume velocity)가 유한요소에서 얻어지는 체적속도와 같다는 가정하에서 얻어지며, 한 요소의 체적속도는 다음과 같이 정의된다.

$$\hat{u}_n = \int_{S_n} \hat{v} \cdot n dS \quad (10)$$

여기서,  $S_n$ 은 그 요소의 표면적이고,  $\hat{v}$ 는 음향학적 속도이다. 그리고,  $n$ 은 그 요소의 단위법선 벡터이다. 한 요소의 체적속도는 평균법선속도  $\hat{u}_{av}$ 에 그 요소 표면적의 곱으로 근사화할 수 있다. 이런 근사법이 정확성을 갖기 위해서는 요소 표면의 법선속도가 크게 변해서는 안된다. 즉, 속도가  $\hat{u}_{av}$ 인 피스톤이 진동하는 모델을 생각할 수 있다. 또한 정확한 값을 얻기 위해서는  $ka < 1$ 의 조건이 필요하다. 여기서  $k$ 는 파수( $\omega/c$ )이고,  $a$ 는 요소들 중의 가장 큰 특정치수(characteristic dimension)이다.

Table 2 Equivalent Material Properties of Corrugated Panel ( $\theta = 30^\circ$ )

Dimension (mm)			$E_{11}$ (GPa)			$E_{22}$ (GPa)			$G_{12}$ (GPa)			$\nu_{12}$			$\nu_{21}$			
$h$			76.5	80.5	84.5	76.5	80.5	84.5	76.5	80.5	84.5	76.5	80.5	84.5	76.5	80.5	84.5	
$t_p$	2.5	$t_c$	1.9	13.61	12.93	12.32	15.58	14.82	14.12	4.50	4.28	4.07	0.501	0.477	0.500	0.574	0.546	0.573
			2.2	13.62	12.94	12.33	15.90	15.12	14.41	4.54	4.31	4.10	0.478	0.454	0.477	0.558	0.530	0.558
			2.5	13.63	12.95	12.33	16.21	15.42	14.69	4.56	4.33	4.13	0.458	0.435	0.457	0.544	0.518	0.544
	2.8	$t_c$	2.2	15.25	14.49	13.80	17.53	16.67	15.89	5.09	4.83	4.60	0.496	0.472	0.494	0.570	0.542	0.569
			2.5	15.26	14.50	13.81	17.85	16.97	16.17	5.12	4.86	4.63	0.476	0.452	0.474	0.557	0.529	0.555
			2.8	15.26	14.50	13.81	18.16	17.27	16.46	5.15	4.89	4.66	0.458	0.434	0.457	0.545	0.517	0.545
	3.1	$t_c$	2.5	16.89	16.05	15.28	19.48	18.52	17.65	5.64	5.36	5.10	0.492	0.467	0.490	0.567	0.539	0.566
			2.8	16.90	16.05	15.29	19.79	18.82	17.94	5.67	5.39	5.13	0.474	0.450	0.473	0.555	0.527	0.555
			3.1	16.90	16.06	15.29	20.11	19.12	18.22	5.70	5.41	5.16	0.458	0.434	0.457	0.545	0.517	0.544

Table 3 Equivalent Material Properties of Corrugated Panel ( $\theta = 50^\circ$ )

Dimension (mm)			$E_{11}$ (GPa)			$E_{22}$ (GPa)			$G_{12}$ (GPa)			$\nu_{12}$			$\nu_{21}$			
$h$			76.5	80.5	84.5	76.5	80.5	84.5	76.5	80.5	84.5	76.5	80.5	84.5	76.5	80.5	84.5	
$t_p$	2.5	$t_c$	1.9	13.69	13.01	12.39	16.23	15.42	14.70	4.25	4.04	3.84	0.562	0.556	0.568	0.667	0.659	0.674
			2.2	13.71	13.02	12.40	16.65	15.82	15.08	4.30	4.08	3.88	0.527	0.519	0.532	0.640	0.630	0.647
			2.5	13.72	13.03	12.41	17.07	16.22	15.46	4.34	4.11	3.91	0.497	0.488	0.502	0.618	0.607	0.625
	2.8	$t_c$	2.2	15.34	14.58	13.88	18.27	17.37	16.55	4.90	4.66	4.44	0.533	0.547	0.560	0.660	0.652	0.607
			2.5	15.36	14.59	13.89	18.69	17.77	16.93	4.95	4.70	4.48	0.523	0.515	0.528	0.636	0.627	0.644
			2.8	15.37	14.60	13.90	19.12	18.17	17.31	4.99	4.74	4.52	0.497	0.488	0.501	0.618	0.607	0.624
	3.1	$t_c$	2.5	16.99	16.14	15.37	20.32	19.32	18.41	5.44	5.17	4.92	0.547	0.540	0.553	0.654	0.647	0.663
			2.8	17.00	16.15	15.38	20.75	19.72	18.79	5.49	5.21	4.97	0.520	0.512	0.525	0.635	0.625	0.642
			3.1	17.02	16.16	15.39	21.17	20.12	19.17	5.52	5.25	5.00	0.497	0.488	0.501	0.618	0.607	0.625

Table 4 Equivalent Material Properties of Corrugated Panel ( $\theta = 70^\circ$ )

Dimension (mm)			$E_{11}$ (GPa)			$E_{22}$ (GPa)			$G_{12}$ (GPa)			$\nu_{12}$			$\nu_{21}$			
$h$			76.5	80.5	84.5	76.5	80.5	84.5	76.5	80.5	84.5	76.5	80.5	84.5	76.5	80.5	84.5	
$t_p$	2.5	$t_c$	1.9	13.83	13.14	12.51	18.55	17.63	16.79	3.90	3.70	3.51	0.432	0.419	0.433	0.579	0.563	0.582
			2.2	13.86	13.16	12.53	19.34	18.38	17.51	3.97	3.76	3.57	0.399	0.386	0.400	0.557	0.540	0.559
			2.5	13.88	13.18	12.55	20.13	19.13	18.22	4.02	3.81	3.61	0.371	0.359	0.372	0.538	0.521	0.540
	2.8	$t_c$	2.2	15.50	14.72	14.01	20.97	19.92	18.98	4.65	4.42	4.21	0.424	0.411	0.425	0.574	0.556	0.576
			2.5	15.53	14.75	14.04	21.76	20.68	19.70	4.72	4.48	4.27	0.396	0.383	0.397	0.554	0.537	0.557
			2.8	15.55	14.77	14.06	22.55	21.43	20.41	4.78	4.54	4.32	0.371	0.359	0.372	0.538	0.521	0.540
	3.1	$t_c$	2.5	17.17	16.31	15.52	23.38	22.22	21.17	5.17	4.91	4.68	0.418	0.405	0.419	0.569	0.552	0.572
			2.8	17.20	16.33	15.54	24.18	22.97	21.89	5.24	4.97	4.74	0.393	0.380	0.394	0.552	0.535	0.555
			3.1	17.22	16.35	15.56	24.97	23.73	22.60	5.29	5.03	4.79	0.371	0.359	0.372	0.538	0.521	0.540

식(9)를 Euler방정식에 대해 다시 나타내면 다음과 같다.

$$\hat{v} \cdot n \approx \frac{1}{ik\rho_a c} \sum_m^N \hat{s}_m \nabla P_m(x) \cdot n \quad (11)$$

여기서,  $\rho_a$ 는 공기의 평균 밀도이고,  $c$ 는 공기중에서 소리의 속력이다. 식(11)을 식(10)에 대입하여 정리하면 한 요소의 표면에 대한 체적속도로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \hat{u}_n &= \int_{S_n} \hat{v} \cdot n dS \\ &\approx \frac{1}{ik\rho_a c} \sum_m^N \hat{s}_m \int_{S_n} \nabla P_m(x) \cdot n dS \end{aligned} \quad (12)$$

요소들 사이의 음향학적 커플링이 고려되어야 하므로, 식(12)의 기저함수로 다음을 선택한다[8].

$$P_m(x) = \alpha \hat{g}(x, q_m) + \beta \nabla \hat{g}(x, q_m) \cdot n \quad (13)$$

여기서,  $\hat{g}$ 는 자유음장에서의 Green 함수이고,  $q_m$ 는 음원의 위치이다. 그리고,  $n$ 은 음원에서의 법선 벡터이다. 식 (13)에서 첫번째 항은 단위 단극자에서의 음압을 나타낸다. 반면에 두번째 항은 쌍극자에서의 음압을 나타낸다. 커플링 상수  $\alpha$ 와  $\beta$ 는 단극자와 쌍극자 음원의 상대적 크기로 결정된다.

정의된 식(13)의 기저함수를 식(12)에 대입하여 정리하면 기저함수로 표현된 체적속도를 다음과 같이 얻게 된다.

$$\begin{aligned} \hat{u}_n &= \frac{1}{ik\rho_a c} \sum_m^N \hat{s}_m \int_{S_n} \nabla \{ \alpha m \hat{g}(x, q_m) \\ &+ \beta m \nabla \hat{g}(x, q_m) \cdot n_{q_m} \} \cdot n dS \end{aligned} \quad (14)$$

식(14)를 행렬식으로 나타내면 다음과 같다.

$$u = Us \quad (15)$$

여기서,  $s$ 는 음원크기의 벡터이다. 행렬  $U$ 에 대한 모든 항은 수치적분의 기법으로 계산될 수 있다.

한편, 진동하는 구조물에 의한 음향파위를 계산하기 위해 구조물 주위의 곡면을 통과하는 에너지 흐름의 평균비율인 음향세기(intensity)를 생각한다. 한 주기  $T$ 에 대한 시간평균된 음향세기는 다음과 같다.

$$I_{av} = \frac{1}{T} \int_0^T p v dt \quad (16)$$

여기서,  $T$ 는 주기이다. 따라서 곡면에 수직인 방

향으로 통과하는 조화음장에 대한 (시간평균) 음향세기는 다음 식으로 주어진다.

$$I_{av} \cdot n = \frac{1}{T} \int_0^T p v \cdot n dt = \frac{1}{2} \text{Re} \{ \hat{p} \hat{v}^* \cdot n \} \quad (17)$$

여기서,  $\hat{v}(x) = v_{pk}(x)e^{i\phi}$  이고,  $\hat{p}(x) = p_{pk}(x)e^{i\phi}$  이다.  $\phi_p$ 와  $\phi_v$ 는 각각 압력과 속도의 위상차이고, 윗 첨자 \*는 켈레복소수(complex conjugate)를 나타낸다.

시간평균된 음향파위는 음향세기를 면적  $S$ 에 대해 적분한 값이므로 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \Pi_{av} &= \int_S I_{av} \cdot n dS \\ &= \frac{1}{2} \int_S \int_S \text{Re} \{ \hat{p} \hat{v}^* \cdot n \} dS \end{aligned} \quad (18)$$

식(9)와 식(11)을 식(18)에 대입하고 면적에 대하여 적분하면, 단극자와 쌍극자 음원의 상호작용이 고려된 다음 식의 음향파위를 얻을 수 있다.

$$\Pi_{av} = \frac{1}{2} s^H S s \quad (19)$$

여기서, 윗 첨자  $H$ 는 Hermitian 전치를 나타내고, 행렬식  $S$ 는 Hermitian 행렬을 나타낸다. 즉 음향파위는 음원의 크기와 관련이 있다.

식(19)를 식(12)의 체적속도를 이용하여 나타내면 다음과 같다.

$$\Pi_{av} = \frac{1}{2} u^H R u \quad (20)$$

여기서,  $R$ 은 방사저항행렬(Radiation Resistance Matrix)로 다음과 같다.

$$R = U^{-H} S U^{-1} \quad (21)$$

따라서, 유한요소법의 해에서 주어진 노드에서의 속도들로부터 체적속도 벡터  $u$ 를 구하므로써 식 (20)을 이용한 음향파위의 계산이 가능해진다.

### 3.2 전산코드

구조진동 유발소음의 음향파위를 계산하기 위해 앞에서 소개한 음향파위 해석기법에 근거해 SoundPOWER 프로그램을 구축하였다. 이 프로그램은 이미 이론 식에서 보았던 수치해석 과정을 전산화 한 것이다. Fig. 5는 음향파위를 구하기 위한 절차를 나타낸 것이다. 첫 단계는 구조

해석으로 여기서 구조물의 기하학적 구조 데이터와 진동응답이 제공된다. 이들은 체적속도를 구하는 프로그램에 입력 데이터로 사용되어 체적속도를 구하는데 쓰이고, SoundPOWER 프로그램은 체적속도 데이터를 이용하여 방사저항 행렬과 음향파워를 구하는데 쓰인다. Koopmann 등[8]이 자신들이 소개한 음향파워 해석기법을 평가하기 위하여 다루었던 정사각형 평판의 소음방사 문제를 SoundPOWER코드를 활용하여 일차적으로 다루어 보았다. Fig. 6은 해당 평판의 진동모드를 나타내며, Fig. 7은 주파수 증가에 따른 진동모드별 음향파워의 변화추이를 나타낸다. 계산된 음향파워가 Koopmann 등[8]이 보고한 결과치와 일치함을 확인하였으며, 이로써 전산코드 SoundPOWER의 신뢰성을 일단 검증하였다. 또한, 실험적으로 방사저항행렬  $R$ 을 방사저항 측정기에 의해 구하고 가속도계를 이용하여 속도를 측정함으로써 구한 체적속도로 식 (20)를 이용하여 음향파워를 구할 수 있다.

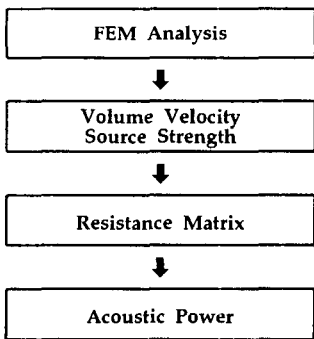


Fig. 5 Flow Chart of the Program

#### 4. 고속전철 바닥구조 유형에 따른 구조진동유발소음

구조물을 설계하는데 있어서 구조물의 적정강도 유지는 무엇보다도 중요하다고 할 수 있다. 그러나 강도를 유지하기 위하여 많이 사용되고 있는 강재는 구조물의 무게를 경감하려는 노력에 위배된다. 따라서 구조물의 강도를 그대로 유

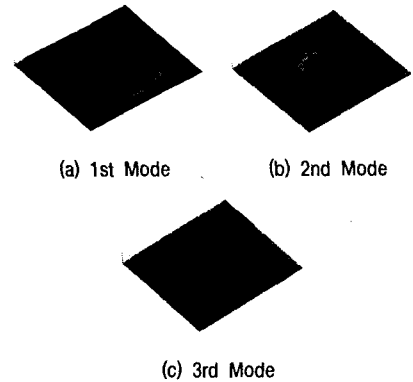


Fig. 6 Vibrating Mode Shapes of Square Plate

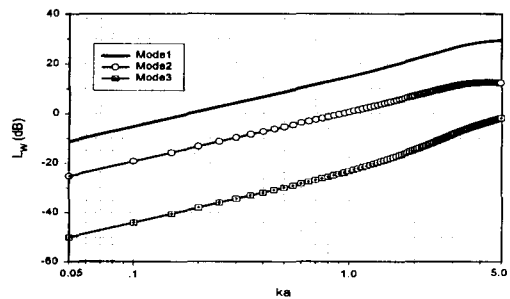


Fig. 7 Modal Acoustic Power of Baffled Square Plate

지하면서 그 무게는 줄이려는 노력이 많이 연구되어 왔다. 그래서 구조물을 주름판넬구조를 이용하여 무게는 경감시키면서 구조적 강도를 유지하는 방법이 도입되고 있다. 이러한 구조물은 정적 구조강도는 유지할 수 있지만 동적인 구조강도는 만족하고 있는지, 이점의 검토가 필요하다. 또한, 차량과 같은 구조물은 여러 진동을 수반하기 때문에 구조진동에 의한 소음의 평가는 보다 조용하고 안락한 차체구조의 설계에 필수적인 요소이다. 따라서 본 논문에서는 먼저 같은 정적 처짐을 갖는 동일한 크기의 평판들을 모델로 구조진동 방사소음을 비교하고, 현재 고속전철에 적용하고 있는 바닥구조의 유발소음을 예측 평가하고자 한다.

Table 5는 가로와 세로의 길이가 동일하고, 정적처짐이 같도록 각각의 두께를 정한 4번이 고

정된 세 가지 유형의 평판모델을 나타낸다. 여기서, 주름판넬의 소재는 알루미늄이며, 등가평판으로 모델링된 것이다. 동일한 정적처짐을 가질 때에 주름판넬(등가평판)이 가장 가벼운 반면에 가장 두껍다. Fig. 8은 앞에서 구축된 음향파워 예측법을 이용하여 계산한 방사소음의 주파수 대역별 크기를 나타낸 것이다. 세 가지 평판모델은 중앙부를 동일하게 가진하였다. Fig. 8에서 보는 바와 같이 알루미늄 주름판넬의 음향파워가 저주파수 대역을 제외한 전주파수 대역에서 크게 나타남을 해석결과로부터 알 수 있다. 따라서 알루미늄 주름판넬구조의 차체를 설계하려는 한국형 고속전철은 고주파수 대역에서 질량에 의한 소음감쇠의 영향이 강구조 보다 상대적으로 적으므로 구조진동에 의한 소음측면에서 상대적으로 불리한 결과를 낳게 되며, 이에 대한 대책이 요구된다.

Table 5 Data of Plate Models

	강재 평판	알루미늄 평판	주름판넬 (등가평판)
길이( $b$ )×폭( $w$ ) ( $mm \times mm$ )	500×1000	500×1000	500×1000
두께( $h$ ) (mm)	3	4	10
무게 (kg)	11.79	5.69	0.635

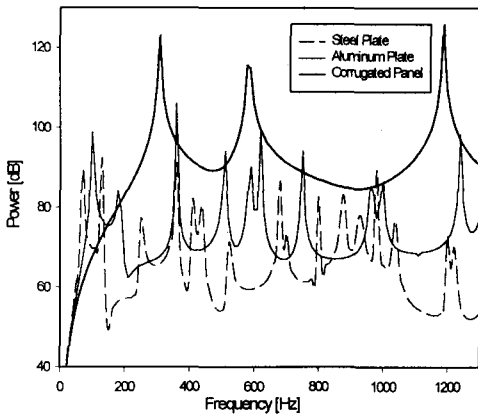


Fig. 8 Sound Power

한국형 고속철도 바닥구조의 유형에 따른 구조진동소음도를 비교하기 위해 Table 6에 나타난 바와 같이 동일한 길이와 폭( $18m \times 2.88m$ )을 갖는 세 가지 바닥구조를 생각하였다. 즉, 강구조인 TGV-K의 바닥구조, TGV-K와 동일한 정적처짐을 갖는 두께( $77.5mm$ )의 알루미늄 주름판넬 평판, 현재 고속전철 바닥구조로 설계되고 있는 주름판넬( $h=80.5\text{ mm}$ ,  $t_p=2.8\text{ mm}$ ,  $t_c=2.5\text{ mm}$ ,  $\theta=50^\circ$ )의 등가평판모델이다. 본 연구에서 다른 바닥구조 시편들은 TGV-K의 바닥구조를 염두해 두고 선정된 것이기 때문에, TGV-K의 바닥구조가 갖는 구조 특성과 가장 유사한 결과를 줄 수 있는 경계조건을 결정하여 시편에 적용하였다. 각 시편에 대한 가진점은 TGV-K의 대차와의 연결부 3점으로 하였고, 가진력은 일정한 힘의 크기를 정하여 모든 시편에 동일하게 주었다. 그리고 가진 주파수는 바퀴와 레일로부터 전달되어 오는 주요 가진원 주파수인 65 Hz, 160 Hz, 1 kHz로 설정하였다. Table 7은 TGV-K와 주름판넬 바닥구조 모델에 대한 음향파워이다. 이때 구조감쇠가 없는 경우와 구조감쇠가 있는 경우로 나누어 분석했다. 손실계수는 강철의 경우 0.004이고, 알루미늄의 경우는 0.001이다. Table 7에서 보면 비교적 두께가 두꺼운 주름판넬이 저주파수 영역에서는 작은 음향파워를 내고 있으나, 고주파로 갈수록 상당히 불리해 지는 것을 볼 수 있다. 이는 고주파 영역에서 소음에 지배적인 영향을 미치는 요인은 질량인데 상대적으로 가벼운 주름판넬의 경우 고주파수 영역에서는 강구조의 바닥 면보다 불리하다고 할 수 있다.

Table 6 Structural Characteristics of Floor Panels

바닥 구조 유형	TGV-K 바닥구조	주름판넬 평판구조	등가평판 모델
두께 (mm)	-	77.5	80.5
중앙 처짐	1	1	0.82
고유진동수 (Hz)	16.81	12.37	17.70



Table 7 Acoustic Powers of Floor Panels

바닥구조 유형	구조감쇠 미고려시의 음향파워 (dB)			구조감쇠 고려시의 음향파워 (dB)		
	65Hz	160Hz	1kHz	65Hz	160Hz	1kHz
TGV-K 구조	181.5	173.7	161.8	181.5	173.7	153.6
주름판넬 평판구조	188.1	189.3	207.5	188.1	189.3	181.3
등가평판 모델	168.1	173.1	183.1	168.1	173.1	174.9

5. 결론

본 연구에서는 (1) 주름판넬 구조(일명 하니콤 구조)에 대한 등가 이방성 평판모델의 개발, (2) 구조진동유발소음의 음향파워를 예측하기 위한 전산코드의 구축 및 실험적 기법의 마련, 및 (3) 다양한 주름판넬 구조변수를 파라미터로 하는 등가평판 물성치에 대한 데이터베이스화가 이루어졌다.

본 연구결과는 설계된 차체구조가 진동으로 인하여 방사하는 소음의 크기를 상대적으로 비교·평가하는데 응용될 수 있으며 나아가 보다 조용한 차체구조, 특히 주름판넬 구조의 바닥구조를 설계하는데 보다 손쉬운 가이드라인을 제시하는 효과를 기대할 수 있을 것이다. 강구조에 비해 상대적으로 두꺼워진 주름판넬 구조의 고속전철 바닥 면은 소음측면에서 볼 때 저주파 영역에서는 강구조보다 유리한 양상을 보이고 있으나 경량화로 인한 중량의 감소는 고주파수 영역을 취약하게 하므로 이에 대한 보완책이 필요하다고 본다.

후기

본 연구는 1997년도 및 1998년도 건설교통부/산업자원부/과학기술부의 선도기술개발사업인 "고속전철기술 개발사업"의 일환으로 수행된 연구결과의 일부본임.

참고문헌

- Overbagh, W. H., 1995, "Aluminum Applications for Automotive Design-Use of Aluminum in Automotive Space Frames", SAE International, pp59-66
- Luo, S., Suhling, J. C., and Laufenberg, T. L., 1995, "Bending and Twisting Tests for Measurement of the Stiffnesses of Corrugated Board", Mechanics of Cellulosic Materials, MD-Vol.60, pp91-109
- Troitsky, M. S., 1976, "Stiffened Plates: Bending, Stability and Vibrations", Elsevier Scientific Publishing Co.
- Tsai, S. W., 1965, "Experimental Determination of the Elastic Behavior of Orthotropic Plates", Journal of Engineering for Industry, Vol. 87, No. 3, pp315-318
- 한국생산기술연구원, 1998, "고속전철기술개발사업 차량분야 상반기 연구결과 발표자료집 : Vol. I."
- ANSYS, 1997, "Structural Analysis Guide, Release 5.4", 3rd Edition, ANSYS
- Fahline, J. B., and Koopmann, G. H., 1996, "A Lumped Parameter Model for the Acoustic Power Output from a Vibrating Structure", Journal of Acoustical Society of America, Vol. 100, pp3539-3547
- Fahline, J. B., and Koopmann, G. H., 1997, "Numerical Implementation of the Lumped Parameter Model for the Acoustic Power Output of a Vibrating Structure", Journal of Acoustical Society of America, Vol. 102, pp179-191

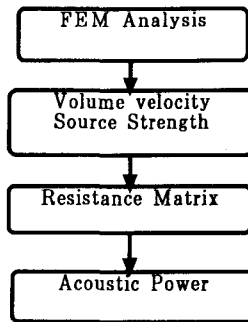


Fig. 5 프로그램흐름도