한국형 고속전철 하니콤 바닥구조의 등가평판모델 및 방사소음평가

The Floor Structure of Korean High Speed Train : Equivalent Plate Model and Acoustic Power Radiation

장준호* 이상윤* 홍성철** 이우식*** 박철희***
Chang, Jun-Ho Lee, Sang-Yun Hong, Sung-Chul Lee, Usik Pak, Chol-Hui

ABSTRACT

The acoustic power reduction methods of the vibrating structures are valid to design the quite structure. To calculate the acoustic power, 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 many analysing times. To make up for these defects, the equivalent orthogonal 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 KHST.

1. 서 론

차량실내소음은 외부로부터 유입되는 소음, 실내의 소음원으로부터 발생하는 소음, 그리고 차체 구조의 진동에 의해 유발되는 소음 등으로 구별할 수 있다. 차체진동유발소음은 레일과 휠사이의 충격력 등이 차체로 전달되면서 발생하는 차체진동에 기인하는 것으로 이해된다. 이 소음의 크기는 차체 진동특성과 진동면의 음향특성에 의해 결정된다. 차체 진동특성은 유한요소법해석을 통해 제공이 가능하다. 따라서, 차량 내벽의 음향특성을 파악하고 이 음향특성이 고려된 차체진동유발 소음을 예측하기 위한 기법의 체계화가 필요하다. 차체진동유발소음을 저감시키기 위한 방법의 하나로써 방사되는 음향파워를 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 변환하고 변환된 등가평판의 이방성 구조물성치를 결정하기 위한 기법을 마련하여, 고속전철용 구조설계에 사용될 수 있는 주름판넬의 등가강성을 다양한 주름판넬 구조변수에 따라 데이터베이스화 하였다. 구조진동에 의해 유발되는 음향파워를 계산하고 예측하기 위하여 음향이론을 정리하고 기존의 잘 알려진 LP 모델(lumped parameter model)을 적용하여 개발된 전산코드 SoundPOWER를 구축하여 음향파워 예측에 사용한다.

2. 주름판넬의 등가평판 모델링

강 재질의 구조를 알루미늄 재질로 바꾸는 것은 구조의 경량화를 위해서 가장 주목되고 있는

* 인하대학교 대학원
** 한라대학교 교수
*** 인하대학교 교수

방법이다. 그러나 알루미늄의 강성은 강에 비해서 1/3정도 수준이기 때문에 같은 강성을 갖도록 압출공정을 이용한 자유로운 단면의 설계로 1/3정도의 경량화[1]를 가져올 수 있다. 그림 1과 같은 주름판재가 그 대표적인 예이다. 주름판재와 같은 샌드위치 구조는 특성상 구조해석이 복잡하고 많은 시간을 요하게된다. 이를 보다 용이하게 활용하기 위해, 복합샌드위치 구조를 동일한 구조적 특성을 갖는 이방성 등가평판으로 모델링하는 방법과 등가평판의 등가 물성치를 도출하기 위한 과정을 소개한다.

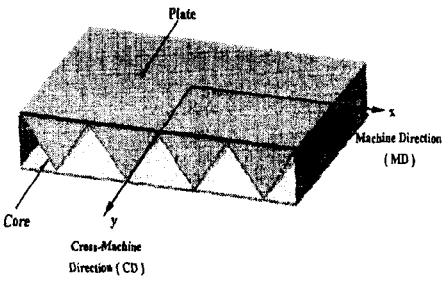

그림 1. 주름판넬의 형상

2-1. 이론적 배경

그림 1과 같은 선형 이방성 평판에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

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

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

$$D_{11} = \frac{1}{1-\nu_{12}\nu_{21}}\left(\frac{h^3}{12S_{11}}\right) \qquad D_{22} = \frac{1}{1-\nu_{12}\nu_{21}}\left(\frac{h^3}{12S_{22}}\right) \tag{2}$$

$$D_{12} = \frac{-\nu_{12}\nu_{21}}{1-\nu_{12}\nu_{21}}\left(\frac{h^3}{12S_{12}}\right) \qquad D_{66} = \left(\frac{h^3}{12S_{66}}\right)$$

여기서 D_{66}은 비틀림강성(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 경계조건사이 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 한쌍의 평판은 완벽하게 고정되어 있어야 한다.

주름판넬구조를 동일한 강성을 갖는 등가평판으로 대체하기 위해 탄성등가법(elastic equivalence method)[2]을 적용하면 등가 이방성 평판으로 표현될 수 있다.

주름판넬구조의 등가굽힘강성은 식(2)의 $h^3/12S_{11}$, $h^3/12S_{22}$, $h^3/12S_{12}$와 $h^3/12S_{66}$를 강성을 측정함으로써 구할 수 있으며 등가 포아송비는 다음식을 이용하여 얻을수 있다.

$$\nu_{12} = -\frac{S_{12}}{S_{11}} = -\frac{(h^3/12S_{11})}{(h^3/12S_{12})}, \qquad \nu_{21} = -\frac{S_{12}}{S_{22}} = -\frac{(h^3/12S_{22})}{(h^3/12S_{12})} \tag{3}$$

2-2. 등가물성치의 산출

등가평판의 강성계수와 포아송비는 4개의 $h^3/12S_{ij}$값을 4종류의 주름판넬 시편[4]에 대한 굽힘시험과 비틀림시험으로 부터 구할 수 있다. 일반적인 보의 굽힘시험의 개략도를 그림 2에 나타내었다. 보에 적용되는 이론을 이용하여 단일면의 이방성 평판의 주어진 힘에 대한 중앙부위에서의 처짐량은 다음식으로 나타낼 수 있다

$$P = \left(\frac{16b}{dD^2}\right)\left(\frac{h^3}{12S_{xx}}\right)w_o \tag{4}$$

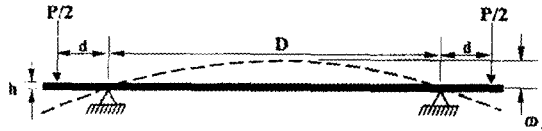

그림 2. 굽힘시험의 개략도

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

$$S_{xx} = \frac{1}{E_x} \tag{5}$$

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

비틀림강성의 측정은 그림 3에 나타난 것과 같이 세점을 단순지지 하고, 나머지 한쪽에서 수직력을 가하여 실험한다. 수직력과 가운데 지점에서의 처짐 관계는 아래의 식으로 나타내어진다.

$$P = \frac{16}{a^2}\left(\frac{h^3}{12S_G}\right)w_o \tag{6}$$

식(6)에서 P 는 끝단에 가해진 힘, a 는 정사각형 평판의 한쪽면의 길이이고, w_o 는 중앙에서의 처짐량이다. S_G 는 방향성에 영향을 받는 컴플라이언스로 아래 식과 같다.

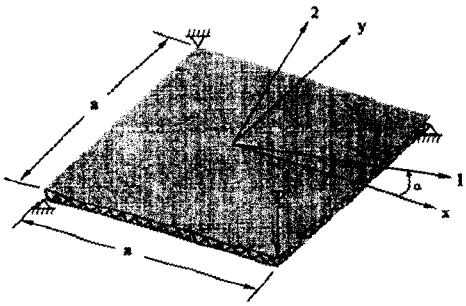

그림 3. 비틀림 시험의 개략도

$$\begin{aligned} S_G = {} & 2mn(m+n)^2S_{11} - 8m^2n^2S_{12} \\ & - 2mn(m-n)^2S_{22} + (m^2-n^2)^2S_{66} \end{aligned} \tag{7}$$

여기서 $m = \cos\alpha$ 이고 $n = \sin\alpha$ 이다. 그리고 α 는 그림 3과 같이 기준 좌표축 x-y와 주름판재의 코어 방향을 나타내는 축(1-2)가 이루는 사이각이다. 실험시 α 의 각도로는 일반적으로 $0°$, $45°$, $-45°$를 사용한다. 각도 α 를 조절함으로써 방향 컴플라이언스 S_G는 다른 강성계수들과 다음의 관계를 갖게된다.

$$\begin{aligned} S_G &= S_{66} && at \quad \alpha = 0° \\ S_G &= 2(S_{11} - S_{12}) && at \quad \alpha = 45° \\ S_G &= 2(S_{22} - S_{12}) && at \quad \alpha = -45° \end{aligned} \tag{8}$$

식(6)의 $h^3/12S_{66}$와 $h^3/12(S_{22}-S_{12})$는 각도 α 를 각각 $0°$와 $-45°$로 설정하여 비틀림강성 측정시험을 통해서 구할 수 있으며 $h^3/12S_{12}$값은 굽힘강성 측정시험으로부터 구한 $h^3/12S_{22}$를 이용하여 비틀림강성 측정시험으로부터 구한 $h^3/12(S_{22}-S_{12})$으로부터 얻을수 있다.

실제의 시편으로 실험을 하는 방법과 유한요소 해석을 사용하는 방법이 있는데, 이 연구에서는 후자의 방법으로 ANSYS를 사용한 해석실험을 수행하였고, 모델링시 시편에서 전체적인 강성의 균일성을 유지하기 위해서 전체 높이와 길이 및 폭의 비가 10배 이상 되도록 그리고 코어의 주기개수가 적으면 해석시 국부변형에 의해서 강성이 실제 보다 높게 평가될 수 있으므로 이의 개수를 충분히 고려하였다.

앞에서 언급된 등가 물성치 추출법에 따라, 그림 4에 정의된 주름판재의 높이 (h), 코어의 각도 (θ), 상하평판과 코어의 두께 (t_p , t_c) 변화에 따른 등가 강성치와 포아송 비의 변화를 구하여 도표 2에 정리하였으며 이때 사용된 주름판재의 물성치는 도표 1과 같다.

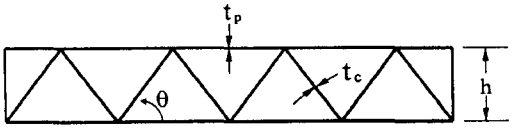

그림 4. KHST에 사용된 주름판넬 ($\theta=50°$)

도표 1. 주름판넬의 물성치

재 료	밀 도	탄성계수	포아송 비
알루미늄	2710 kg/m^3	69 GPa	0.33

도표 2. 주름판넬의 등가물성치 ($\theta=50°$)

Dimension (mm)				E_{11}(GPa)			E_{22}(GPa)			G_{12}(GPa)			ν_{12}			ν_{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

3. 음향파워 예측기법

구조물의 음향 방사는 작은 점음원을 구조물의 표면에 놓은 다음 체적속도 경계조건을 대응시킴으로서 계산될 수 있다[7]. 작은 음원의 크기(strength)를 알고있을 때, 전체 음향 파워는 wave superposition(WS)에 의해 구할 수 있다. 이것이 연속적인 구조물을 LP 모델로 단순화 시킬 수 있도록한다. LP 모델은 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. 이 음원들은 구조물을 유한요소법으로부터 나눈 각 요소의 중심에 위치한다.

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

$$\hat{p}(x)\approx\sum_{m}^{M}\hat{s}_m P_m(x) \tag{9}$$

여기서 탈자부호(∧)는 복소수의 크기를 나타낸다. $\hat{p}(x)$는 x지점의 음압을 나타낸다. $P_m(x)$는 한 개의 단위 음원의 음압장을 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 체적속도는 유한요소에서 얻어지는 체적속도와 같다는 것이다. 한 요소의 체적속도는 다음과 같이 정의된다.

$$\hat{u}_n=\int_{S_n}\hat{v}\cdot n dS \tag{10}$$

여기서 S_n은 그 요소의 표면적이고, $\hat{v}$는 음향학적 속도이다. 그리고 n은 그 요소의 단위 법선벡터이다. 한 요소의 체적속도는 평균 법선 속도 $\hat{v}_{av}$에 그 요소 표면적의 곱으로 근사화할 수 있다. 이런

근사법이 정확성을 갖기위해서는 요소표면의 법선 속도가 크게 변해서는 안된다. 즉 속도가 $\hat{v}_{av}$인 피스톤이 진동하는 것은 모델은 생각할 수 있다. 또한 정확한 값을 얻기 위해서는 $ka<1$의 조건이 필요하다. 여기서 k는 파수(ω/c)이고, a는 요소들 중의 가장 큰 특정치수(characteristic dimension)이다. 식 (9)을 Euler 방정식에 대해 다시 나타내면 다음과 같다.

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

여기서 ρ_a는 공기의 평균 밀도이고 c는 공기에서 소리의 속력이다. 요소의 표면에 대한 적분을 음원의 크기와 기저함수에 의해 요소의 체적속도로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\hat{u}_n = \int_{S_n} \hat{\boldsymbol{v}} \cdot \boldsymbol{n} dS \approx \frac{1}{ik\rho_a c} \sum_{m}^{N} \hat{s}_m \int_{S_n} \nabla P_m(\boldsymbol{x}) \cdot \boldsymbol{n} dS \tag{12}$$

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

$$P_m(x) = \alpha \hat{g}(\boldsymbol{x}, \boldsymbol{q}_m) + \beta \nabla \hat{g}(\boldsymbol{x}, \boldsymbol{q}_m) \cdot \boldsymbol{n} \tag{13}$$

$\hat{g}$는 자유음장에서의 Green 함수이고, $\boldsymbol{q}_m$는 음원의 위치이다. 그리고 $\boldsymbol{n}$은 음원에서의 법선 벡터이다. 식 (13)에서 첫 번째 항은 단위 단극자에서의 음압을 나타낸다. 반면에 두 번째 항은 쌍극자에서의 음압을 나타낸다. 커플링 상수 α와 β는 단극자와 쌍극자 음원의 상대 크기로 결정된다.

기저함수를 식 (12)의 체적속도에 대한 표현으로 대체시키면 다음과 같다.

$$\hat{u}_n = \frac{1}{ik\rho_a c} \sum_{m=1}^{N} \hat{s}_m \int_{S_n} \nabla \{\alpha_m \hat{g}(\boldsymbol{x}, \boldsymbol{q}_m) + \beta_m \nabla \hat{g}(\boldsymbol{x}, \boldsymbol{q}_m) \cdot \boldsymbol{n}_{q_m}\} \cdot \boldsymbol{n} dS \tag{14}$$

이것을 행렬식으로 나타내면 다음과 같다.

$$u = Us \tag{15}$$

여기서 s는 음원의 크기의 벡터이다. 행렬 U에 대한 모든 항은 수치적분 기법으로 계산될 수 있다. 체적속도 벡터 u는 유한요소의 해로서 주어진 노드에서의 속도들로부터 식 (10)로부터 계산된다. 단극자와 쌍극자 음원의 상호작용을 이용하여 음향파워를 나타내면 다음과 같다.

$$\Pi_{av} = \frac{1}{2} s^H S s \tag{16}$$

여기서 윗 첨자 H는 Hermitian 전치를 나타내고 행렬식 S는 Hermitian 행렬을 나타낸다. 즉 음향파워는 음원의 크기와 관련있다. 식 (16)를 체적속도에 대해 나타내면 다음과 같다.

$$\Pi_{av} = \frac{1}{2} u^H R u \tag{17}$$

여기서 R은 방사저항행렬(Radiation Resistance Matrix)로 다음과 같다.

$$R = U^{-H} S U^{-1} \tag{18}$$

만약 방사저항행렬 R을 방사저항 측정기에 의해 구하고 가속도계를 이용하여 속도를 측정함으로서 구한 체적속도로 식 (17)를 이용하여 음향파워를 구할 수 있다.

4. 고속전철 바닥구조 유형에 따른 구조진동 유발소음

바닥구조의 재질로서는 TGV-K에 사용된 재질인 강과 한국형 고속전철에 사용될 알루미늄을 생각해 보았다. 시편의 형상은 TGV-K 바닥 형상과 유사하도록 길이와 폭의 크기를 18 m, 3 m로 하였고, 두께는 자중에 의한 처짐량이 TGV-K와 같도록 정하였다. 이와 더불어 강재평판의 소음특성과 동일한 형상과 크기를 갖는 알루미늄평판 I 의 소음특성을 비교함으로서 단순히 재질이 변할 때의 음향파워와 TGV-K의 정적특성을 갖는 알루미늄평판 II 의 음향파워를 비교하였다.

구조변화를 고려하기 위한 시편으로 재질이 알루미늄인 주름판넬 평판을 시편으로 택하였다. 이 주름판넬의 길이와 폭은 각각 18 m, 2.88 m이고 두께는 TGV-K의 정적특성을 만족하도록 정했다. 또 TGV-K 바닥구조의 치수와 형상이 같도록 h=80.5mm, $\theta = 50^\circ$, t_b=2.8mm이고 t_c=2.5mm인 등가

주름판넬을 바닥구조 모델로 제안하고 이것의 음향파워를 TGV-K의 음향파워와 비교했다.

도표 3 바닥구조 유형에 따른 주요 구조특성

바닥구조 유형	강재 평판	알루미늄 평판I	알루미늄 평판II	TGV-K 구조	주름판넬 평판구조	바닥구조 모델
두께 (mm)	130.3	130.3	135.1	-	77.5	80.5
중앙처짐	1	1.07	1	1	1	0.82
고유진동수(Hz)	13.58	12.95	13.19	16.81	12.37	17.70

본 연구에서 다룬 바닥구조 시편은 TGV-K의 바닥구조를 염두해 두고 선정한 것이기 때문에 TGV-K의 바닥구조가 갖는 구조특성과 가장 유사한 결과를 줄 수 있는 경계조건을 결정하여 시편에 적용하였다. 각 시편에 대한 가진점은 TGV-K의 대차와 연결되는 부분으로 하였고, 가진력은 강재평판 바닥구조의 구조응답이 1mm정도가 되는 힘의 크기를 정하여 모든 시편에 동일하게 주었다. 그리고 가진주파수는 바퀴와 레일로부터 전달되어오는 주요 가진원 주파수인 65 Hz, 160 Hz, 1 kHz로 설정하였다. 도표 3은 바닥구조 유형에 따른 주요구조특성을 나타낸다. 각 평판형의 바닥구조의 두께는 TGV-K 바닥구조와 동일한 정적처짐을 갖도록 정하였다. 즉, TGV-K 바닥구조에 대해 대차가 연결되는 세 위치에 3점지지를 하고 자중에 의한 처짐을 구한 후 동일한 지지조건하에서 강재 평판, 알루미늄 평판 그리고 주름판넬의 자중처짐이 TGV-K 바닥구조의 자중처짐과 일치하도록 하였다. 도표 4에 각 바닥구조 유형에 대한 첫번째 고유진동수를 나타내었다. 도표 4는 재질과 구조변화를 고려한 시편에 대한 음향파워이고 도표 5은 TGV-K와 주름판넬 바닥구조 모델에 대한 음향파워이다. 이때 구조감쇠가 없는 경우와 구조감쇠가 있는 경우로 나누어 분석했다. 손실계수는 강의 경우 0.004이고 알루미늄의 경우 0.001이다.

도표 4 재질과 구조변화를 고려한 시편의 음향파워

바닥구조 유형	구조감쇠 미고려시 음향파워 (dB)			구조감쇠 고려시 음향파워 (dB)		
	65Hz	160Hz	1kHz	65Hz	160Hz	1kHz
강재 평판	149.2	150.2	142.8	149.1	150.1	140.2
알루미늄 평판I	155.3	152.2	170.9	155.3	152.2	169.6
알루미늄 평판II	155.4	174.8	145.3	155.4	172.2	146.3

도표 5 TGV-K와 바닥구조 모델의 음향파워

바닥구조 유형	구조감쇠 미고려시 음향파워 (dB)			구조감쇠 고려시 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
바닥구조 모델	168.1	173.1	183.1	168.1	173.1	174.9

5. 결 론

본 연구에서는 (1)주름판넬 구조(일명 하니콤구조)에 대한 등가 이방성 평판 모델의 개발 (2) 구조진동 유발소음의 음향파워를 예측하기 위한 전산코드의 구축 및 실험적 기법의 마련 (3) 다양한 주름판넬 구조변수를 파라메터로 하는 등가평판 물성치에 대한 데이터베이스화가 이루어졌다. 이 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.

후기 : 본 연구는 1997년도 과학기술처/건설교통부/통상산업부 선도기술사업인 "고속전철기술 개발사업"의 일환으로 수행된 연구결과의 일부분이다.

참고문헌

1. Overbagh, W.H. (1995), "Aluminum Applications for Automotive Design-Use of Aluminumin Automotive Space Frames," SAE International, pp. 59-66.
2. Luo,S. ,Suhling, J.C. ,and Laufenberg, T.L.(1995),"Bending and Twisting Tests for Measurement of the Stiffnesses of Corrugated Board," Mechanics of Celluosic Materials, MD-Vol.60, pp. 91-109.
3. Troitsky, M. S.(1976), "Stiffened Plates: Bending, Stability and Vibrations", Elsevier Scientific Publishing Co.
4. Tsai, S. W.(1965), "Experimental Determination of the Elastic Behavior of Orthotropic Plates," Journal of Engineering for Industry, Vol. 87, No. 3, pp. 315-318.
5. 한국생산기술연구원(1998), 고속전철기술개발사업 차량분야 상반기 연구결과 발표자료집, Vol. I.
6. ANSYS(1997),"Structural Analysis Guide, Release 5.4, 3rd Edition", ANSYS.
7. Fahnline, J. B., and Koopmann, G. H.(1996), "A Lumped Parameter Model for the Acoustic Power Output from a Vibrating Structure," Journal of Acousitical Society of America, Vol. 100, pp. 3539-3547.
8. Fahnline, J. B., and Koopmann, G. H.(1997), "Numerical Implementation of the Lumped Parameter Model for the Acousic Power Output of a Vibrating Structure," Journal of Acousitical Society of America, Vol. 102, pp. 179-191.