

각종 주름판 코어 샌드위치 패널의 강성 및 진동 해석

Analysis on Rigidities and Vibration of Various Corrugated Core Sandwich Panels

정 강[†]
Kang Jung[†]

(Received July 21, 2021 ; Revised August 24, 2021 ; Accepted August 25, 2021)

Key Words : Corrugated Plate(주름판), Core(심재), Sandwich Panel(샌드위치패널), Orthotropy(직교이방성), Waveform(파형), Flexural Rigidity(굽힘강성), Torsional Rigidity(비틀림강성), Minimum Total Energy Principle(최소에너지원리), Natural Frequency(고유진동수)

ABSTRACT

Corrugated core sandwich panels are relatively lightweight structure components compared to their large flexural rigidity, and are widely used in automotive, aerospace, ship, and plant industries. However, research on rigidity and vibration for these sandwich panels remains fairly poor. In this study, the optimal sandwich panel is determined by presenting the rigidities of corrugated core sandwich panels with sinusoidal, triangular, trapezoidal, and rectangular waves. Furthermore, by analyzing the vibration of the sandwich panels for arbitrary boundary conditions, a basic visual program for practical and efficient static and dynamic design data extraction of the sandwich panels is completed.

1. 서 론

주름판(corrugated plate)은 강성(rigidity)을 증대시키기 위하여 평판을 정현파형(sinusoidal waveform), 삼각파형(triangle waveform), 사다리꼴파형(trapezoidal waveform), 구형파형(rectangular waveform) 등으로 주름잡아준 판구조물이다. 특히 이러한 주름판을 심재(core)로 하는 샌드위치 패널은 큰 굽힘강성에 비해 비교적 가벼운 경량의 구조물 구성요소로서, 자동차, 항공우주, 선박 및 플랜트 산업분야에서 널리 사용되고 있다.

주름판 코어 샌드위치 패널(corrugated core sandwich panel)은 주름판 구조물의 기하학적 특성

상 등방성(isotropy)이 아닌 직교이방성(orthotropy) 구조물로서, 이에 대한 강성 및 진동 해석 시 어느 정도의 정확치를 도출하는데 한계가 있을 수 있으며 주름형상에 따라 큰 오차를 가져올 수 있다. 그러므로 주름판 샌드위치 패널의 진동해석을 하는데 있어서 주름판은 직교이방성판으로서 취급하여 엄밀 강성해석이 선행되어야 비교적 합리적인 진동해석 결과를 가져올 수 있다.

하지만 그 동안 발표된 연구논문들을 살펴보면, Seydel⁽¹⁾은 파형 주름판에 대하여 압축실험을 통하여 강성을 규명하고자 하였고, Fung⁽²⁾은 파형 주름판을 평판에 부착시킨 패널에 대하여, Kinloch⁽³⁾는 사다리꼴 주름판과 평판이 조립된 패널에 대하여, Perel⁽⁴⁾은 사다리꼴 주름판에 대하여 기하학적으로 강성을 구하

[†] Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical Design Engineering, Chonnam National University, Professor
E-mail : ckang@jnu.ac.kr

[‡] Recommended by Editor Jong Seok Oh
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

고자 하였으나, 실험적이거나 비교적 단순한 강성 해석으로 일반성 및 엄밀성이 떨어진다.

주름판을 비롯한 직교이방성판에 대하여 진동 해석한 논문을 살펴보면, Hoppmann 등⁽⁵⁾이 보강판에 대한 강성을 실험을 통하여 결정하고 4변이 단순지지인 경계조건에 대해 진동해석을 하였다. 또한 Hearmon 등⁽⁶⁻⁸⁾은 직교이방성판의 강성을 임의로 가정하고 특정 경계조건에 대해 고유진동수를 해석하였다. Chen 등⁽⁹⁾은 4변이 모두 자유인 경계조건의 사다리꼴 주름판과 평판이 조립된 패널에 대하여 유한요소법에 의한 진동해석을 하고 그 결과를 실험결과와 비교하였다. 이 밖에도 유한요소법에 의한 장방형 절곡판(folded plate)의 진동해석 논문⁽¹⁰⁻¹²⁾, 주름판에 대하여 등가의 개념에 의한 근사적 정적 및 동적 해석 논문 등⁽¹³⁻¹⁵⁾을 살펴볼 수 있다. 그러나 이들 논문들도 대부분 실험, 유한요소 및 특정 경계조건에 대하여 진동 해석한 것이다.

그 동안 이 저자 등은 한정된 길이의 주름판을 용접이나 볼트로 이어 결합할 때 이음부를 보강재 및 집중질량으로 고려한 사다리꼴 주름판에 대하여 진동 해석한 논문⁽¹⁶⁾, 적층복합 주름판을 균일 두께의 직교이방성판 균질화 모델로 취급하여 강성을 해석한 논문⁽¹⁷⁾, 사다리꼴 주름판에 대한 엄밀강성 및 자유진동을 해석한 논문 등^(18,19), 주름판의 강성 및 진동과 관련한 연구를 지속적으로 진행해왔다.

그러나 이들 논문의 대부분은 일반 주름판의 강성 및 진동 해석에 관한 것으로, 많은 산업분야에서 널리 사용되고 있는 중요한 구조물 구성요소임에도 불구하고 주름판을 심재로 하는 샌드위치 패널에 관하여 강성 및 진동 해석을 한 연구는 상당히 미진한 상태이다.

따라서 이 연구에서는 정현파형, 삼각파형, 사다리꼴파형, 구형파형 등으로 주름잡아준 주름판 코어 샌드위치 패널에 대한 강성을 제시함과 아울러 최적의 샌드위치 패널을 결정한다. 또한 임의의 경계조건에 대한 샌드위치 패널의 진동해석을 함으로써, 각종 주름판 코어 샌드위치 패널의 실용적이고 효율적인 정적 및 동적 설계데이터 추출을 위한 비주얼베이직(visual basic) 프로그램을 완성한다.

2. 주름판 코어 샌드위치 패널의 강성해석

이 연구에서의 해석모델은 정현파형, 삼각파형, 사

다리꼴파형, 구형파형 등의 주름판을 심재로 하는 샌드위치 패널로서 Fig. 1과 같으며, Fig. 2는 각종 파형 중 사다리꼴파형 주름판을 나타낸 것이다. 여기서, a 는 주름판 및 패널의 x 방향 길이, b 는 y 방향 길이, θ 는 주름각, t 는 면판 및 코어의 두께, $m_c(=l_1/l)$ 는 수평 및 경사 길이 비, h 는 주름높이, a_1 은 주름판 주름요소 하나의 길이, s 는 주름요소 하나의 전체길이를 나타낸 것이다.

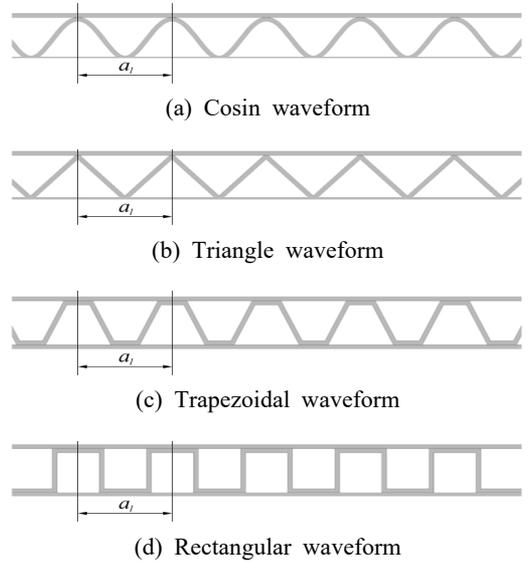


Fig. 1 Sandwich panels of various waveforms

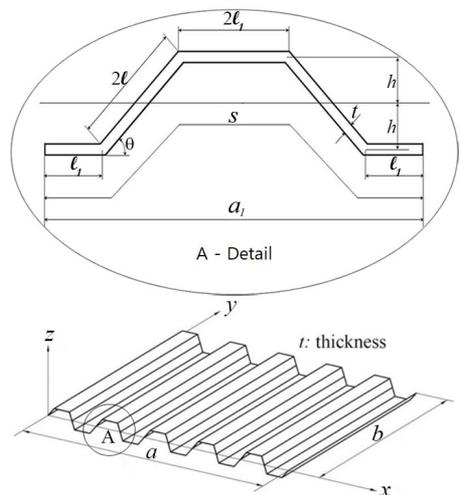


Fig. 2 Corrugated plate of trapezoidal waveform

2.1 정현파형 샌드위치 패널의 강성

샌드위치 패널의 x 축에 대하여 순수 굽힘모멘트가 작용하는 경우, 정현파형 주름판 코어 샌드위치 패널의 x 면에 대한 굽힘강성(flexural rigidity) D_x 는 식 (1)과 같다.

$$D_x = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \frac{a_1}{s} + D_{fr} \tag{1}$$

여기서, E 는 탄성계수, ν 는 푸아송비이고, 정현파형의 경우 $z = h \cos((2\pi/a_1)x)$ 로서, 주름요소의 전체길이 $s = \int_0^{a_1} \sqrt{1 + ((2h\pi/a_1)\sin(2\pi/a_1)x)^2} dx$ 이며 D_{fr} 은 면판의 굽힘강성으로 식 (2)와 같다.

$$D_{fr} = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \left\{ 2 + \frac{24}{t^2} (h+t)^2 \right\} \tag{2}$$

정현파형 주름판 코어 샌드위치 패널 하나의 주름 요소에 대한 y 면의 단위길이 당 면적관성모멘트를 중립축에 대하여 구하면, 샌드위치 패널의 y 면에 대한 굽힘강성 D_y 는 식 (3)으로 표현할 수 있다.

$$D_y = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \frac{6h^2}{t^2} + D_{fr} \tag{3}$$

정현파형 주름판 코어 샌드위치 패널의 x 면에 대한 비틀림모멘트는 정현파형을 x 축에 등가하고 면판의 비틀림각과 합하여 유도함으로써, x 면의 비틀림강성(torsional rigidity) $D_{xy}(=D_{yx})$ 는 식 (4)와 같이 구할 수 있다.

$$D_{xy} = D_{yx} = \frac{Et^3}{12(1+\nu)} \frac{s}{a_1} + D_{fr}(1-\nu) \tag{4}$$

2.2 삼각파형 샌드위치 패널의 강성

정현파형 주름판 코어 샌드위치 패널과 마찬가지로의 개념으로 유도하면, 삼각파형 주름판 코어 샌드위치 패널의 x 면에 대한 굽힘강성 D_x , y 면에 대한 굽힘강성 D_y , 각각 x 면 및 y 면의 비틀림강성 D_{xy} , D_{yx} 는 식 (6)~(8)과 같이 된다.

$$D_x = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \cos\theta + D_{fr} \tag{5}$$

$$D_y = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \frac{4h^2}{t^2 \cos\theta} + D_{fr} \tag{6}$$

$$D_{xy} = \frac{Et^3}{12(1+\nu)} \frac{1}{\cos^2\theta} + D_{fr}(1-\nu) \tag{7}$$

$$D_{yx} = \frac{Et^3}{12(1+\nu)} \frac{1}{\cos\theta} + D_{fr}(1-\nu) \tag{8}$$

2.3 사다리꼴파형 샌드위치 패널의 강성

마찬가지로 사다리꼴파형 주름판 코어 샌드위치 패널의 강성은 식 (9)~(12)와 같다.

$$D_x = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \frac{a_1}{s} + D_{fr} \tag{9}$$

$$D_y = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \frac{(4h^2 + 12mh^2 + m^2t^2)}{t^2(m_c + \cos\theta)} + D_{fr} \tag{10}$$

$$D_{xy} = \frac{Et^3}{12(1+\nu)} \frac{(m_c + \cos\theta)}{(m_c + \cos^3\theta)} + D_{fr}(1-\nu) \tag{11}$$

$$D_{yx} = \frac{Et^3}{12(1+\nu)} \frac{s}{a_1} + D_{fr}(1-\nu) \tag{12}$$

2.4 구형파형 샌드위치 패널의 강성

구형파형 주름판 코어 샌드위치 패널의 강성은 식 (13)~(16)과 같다.

$$D_x = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \frac{m_c}{(m_c + 1)} + D_{fr} \tag{13}$$

$$D_y = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \frac{(4h^2 + 12mh^2 + m^2t^2)}{t^2m_c} + D_{fr} \tag{14}$$

$$D_{xy} = \frac{Et^3}{12(1+\nu)} + D_{fr}(1-\nu) \tag{15}$$

$$D_{yx} = \frac{Et^3}{12(1+\nu)} \frac{(m_c + 1)}{m_c} + D_{fr}(1-\nu) \tag{16}$$

3. 주름판 코어 샌드위치 패널의 진동해석

주름판 코어 샌드위치 패널의 최대변형에너지 (V_{max})와 최대운동에너지(T_{max})는 식 (17), (18)과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_{\max} = \frac{1}{2} \int_0^b \int_0^a [D_x (\frac{\partial^2 W}{\partial x^2})^2 + D_y (\frac{\partial^2 W}{\partial y^2})^2 + D_1 \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + (D_{xy} + D_{yx}) (\frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y})^2] dx dy \quad (17)$$

$$T_{\max} = \frac{1}{2} \rho t \omega^2 \int_0^b \int_0^a W^2 dx dy \quad (18)$$

여기서, $D_1 = \nu_y D_x + \nu_x D_y$ 이고, ρ 는 밀도, ω 는 각진동수(angular frequency)이다. 그리고 Betti의 상반작용의 정리(Betti's reciprocal theorem)에 의하여 $\nu_y D_x = \nu_x D_y$ 로 나타낼 수 있고, 푸아송비 ν_x, ν_y 는 재료상수가 아닌 구조 시스템의 기하학적 형상에 따른 탄성상수이다.

주름판 코어 샌드위치 패널의 Ritz법에 의한 진동 해석을 함에 있어 도입되는 처짐함수는 식 (19)와 같이 가정한다.

$$W(x,y) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N A_{mn} X_m(x) Y_n(y) \quad (19)$$

여기서, $X_m(x)$ 과 $Y_n(y)$ 는 각각 x 및 y 방향의 직교성(orthogonality)을 만족시키는 함수로서, 이 연구에서는 보함수(beam function)를 도입한다.

식 (20)은 최소에너지원리(minimum total energy principle)를 나타낸 것이다.

$$\frac{\partial V}{\partial A_{kl}} - \frac{\partial T}{\partial A_{kl}} = 0, \quad (k=1,2,\dots,M, l=1,2,\dots,N) \quad (20)$$

따라서 식 (19)를 식 (17)과 식 (18)에 대입하고 최소에너지원리 식 (20)에 적용하면 식 (21)과 같은 고유치문제로 유도된다.

$$\sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N [S_{mn}^{kl} - \lambda^2 \delta_{mn}] A_{mn} = 0 \quad (k=1,2,\dots,M; l=1,2,\dots,N) \quad (21)$$

여기서, $\lambda^2 = \rho t \omega^2 a^4 / D$, $\omega = 2\pi f_{mn}$, $\delta_{mn} = 1$ ($m=k$ 와 $n=l$), $\delta_{mn} = 0$ ($m \neq k$ 또는 $n \neq l$)이다.

1) $m = k$ 와 $n = l$ 인 경우

$$S_{nn}^{kl} = \alpha \kappa_m^4 + \beta (a/b)^4 \kappa_n^4 + \delta (a/b)^2 E_{nm} F_{nm} + \gamma (a/b)^2 G_{nm} H_{nn} \quad (22)$$

2) $m \neq k$ 또는 $n \neq l$ 인 경우

$$S_{mn}^{kl} = \delta/2 (a/b)^2 (E_{km} F_{nl} + E_{mk} F_{ln}) + \gamma (a/b)^2 G_{mk} H_{nl} \quad (23)$$

여기서, $\alpha, \beta, \delta, \gamma$ 는 무차원 강성으로 식 (24)와 같다.

$$\alpha = \frac{D_x}{D}, \beta = \frac{D_y}{D}, \delta = \frac{D_1}{D}, \gamma = \frac{2(D_{xy})_a}{D} \quad (24)$$

D 는 코어와 면판이 모두 평판인 경우의 강성 즉, $D = E(3t)^3 / 12(1-\nu^2)$ 이고, $(D_{xy})_a = (D_{xy} + D_{yx})/2$ 이다.

$$\begin{aligned} E_{mm} &= a \int_0^a X_m''(x) X_m(x) dx \\ F_{nn} &= b \int_0^b Y_n''(y) Y_n(y) dy \\ G_{mm} &= a \int_0^a \{X_m'(x)\}^2 dx \\ H_{nn} &= b \int_0^b \{Y_n'(y)\}^2 dy \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} E_{mk} &= a \int_0^a X_m X_k'' dx, \quad E_{kn} = a \int_0^a X_n X_k'' dx \\ F_{nl} &= b \int_0^b Y_n Y_l'' dy, \quad F_{ln} = b \int_0^b Y_n'' Y_l dy \\ G_{mk} &= a \int_0^a X_m' X_k' dx, \quad H_{nl} = b \int_0^b Y_n' Y_l' dy \end{aligned} \quad (26)$$

또한 (a/b) 는 주름판 코어 샌드위치 패널의 형상비, κ_m, κ_n 은 각각 x, y 방향의 경계조건에 따른 보함수의 파수(wave numbers), f_{mn} 은 고유진동수(natural frequencies)를 나타낸 것이다.

4. 결과 및 고찰

4.1 주름판 코어 샌드위치 패널의 강성

앞서 언급한 바와 같이 주름판 코어 샌드위치 패널은 각각 정현파형, 삼각파형, 사다리꼴파형, 구형파형 등의 주름판을 심재로 하는 샌드위치 패널로 나눌 수 있다. 따라서 이 연구에서는 이러한 각종 샌드위치 패널에 대하여 동일중량 하에서의 주름판 형상에 따른 강성을 구하고 비교함으로써 최적의 샌드위치 패널을 결정한다.

Table 1은 정현파형의 주름판 높이 h 가 25 mm일 때와 동일중량의 크기인 각각 삼각파형, 사다리꼴과

형, 구형파형의 주름판 주름높이 h , 수평 및 경사 길이 비 $m_c(=l_1/l)$, 주름각 θ 를 나타낸 것이다.

Table 2와 Fig. 3은 Table 1의 정현파형의 주름판 높이 h 가 25 mm일 때와 동일중량의 크기인 삼각파형, 사다리꼴파형, 구형파형의 주름판 코어 샌드위치 패널에 대한 무차원 굽힘 및 비틀림 강성을 나타낸 것이다. 그 결과, 삼각파형 주름판 코어 샌드위치 패널의 굽힘 및 비틀림 강성이 전반적으로 다른 파형의 경우와 비교하여 크을 알 수 있고 특히, 삼각파형 주름판 코어 샌드위치 패널의 y 면 굽힘 강성 D_y 가 최대치임을 알 수 있다.

Table 1 Waveform sizes under same weight with cosine wave of $h = 25$ mm

Waveform	h	m_c	θ
Cosine wave	25	-	-
Triangle wave	26.7210	-	46.9058
Trapezoidal wave	17.0239	1	68.5062
Tectangular wave	11.5925	2.1566	-

Table 2 Rigidities of sandwich panels under same weight with cosine wave of $h = 25$ mm

Waveform	D_x/D	D_y/D	D_{xy}/D
Cosine wave	32.0994	37.6296	22.4898
Triangle wave	35.8761	42.0440	25.1423
Trapezoidal wave	17.3456	22.3750	12.1601
Rectangular wave	9.8882	12.6583	6.9360

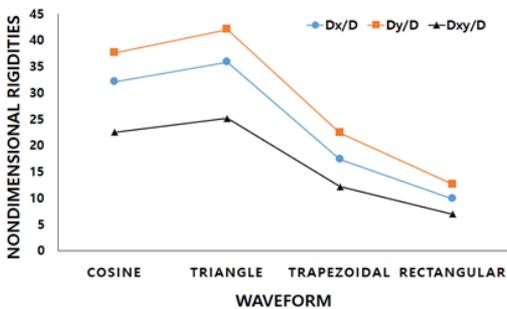


Fig. 3 Rigidities of sandwich panels under same weight with cosine wave of $h = 25$ mm

Table 3은 정현파형, 삼각파형, 사다리꼴파형, 구형파형의 주름판 높이 h 가 모두 25 mm일 때의 각각 주름판 주름요소 하나의 전체길이 s , 수평 및 경사 길이 비 $m_c(=l_1/l)$, 주름각 θ 를 나타낸 것이다.

Table 4와 Fig. 4는 Table 3과 같은 주름판 높이 h 가 모두 25 mm일 때의 정현파형, 삼각파형, 사다리꼴파형, 구형파형의 주름판 코어 샌드위치 패널에 대한 무차원 굽힘 및 비틀림 강성을 나타낸 것으로, 모든 파형의 샌드위치 패널에 대하여 x 면의 굽힘 강성 D_x 와 비틀림 강성 D_{xy} 의 크기가 거의 차이가 없음을 알 수 있으며, 이것은 같은 주름높이를 갖는 주름판의 경우 주름형상에 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 그러나 y 면의 굽힘 강성 D_y 는 주름형상 및 중량에 따

Table 3 Waveform sizes when $h = 25$ mm

Waveform	s	m_c	θ
Cosine wave	146.37	-	-
Triangle wave	141.4214	-	45
Trapezoidal wave	164.5613	0.5	65.7
Rectangular wave	200	1	-

Table 4 Rigidities of sandwich panels when $h = 25$ mm

Waveform	D_x/D	D_y/D	D_{xy}/D
Cosine wave	32.0994	37.6296	22.4898
Triangle wave	32.1003	37.3119	22.4961
Trapezoidal wave	32.0994	42.2435	22.4894
Rectangular wave	32.0926	46.9259	22.4907

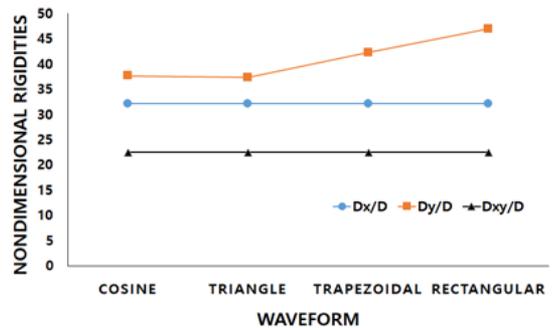


Fig. 4 Rigidities of sandwich panels when $h = 25$ mm

라 다소 차이 있음을 알 수 있다. 특히 정현파형과 삼각파형 주름판의 경우 강성 크기가 거의 같음을 알 수 있는데, 이것은 정현파형 주름판보다 삼각파형 주름판 코어 샌드위치 패널이 적은 중량으로 비교적 더 큰 강성을 나타냄을 알 수 있다.

4.2 주름판 코어 샌드위치 패널의 진동

이 연구에서는 각종 주름판 코어 샌드위치 패널에 대한 강성뿐만 아니라 진동해석을 하고 비주열 베이직 프로그래밍을 하였다. Fig. 5는 완성된 정현파형 주름판 코어 샌드위치 패널에 대한 진동해석 프로그램의 데이터 입력창을 나타낸 것이다.

Table 5는 $a/b = 1$, $a = 1000$ mm, 주름판 및 면판의 두께가 $t = 5$ mm이고, 주름수가 $n_c = 10$ 개, 주름판 및 면판의 밀도가 $\rho = 7850$ kg/m³, 탄성계수가 $E = 200000$ MPa, 푸아송비가 $\nu = 0.3$ 인 정현파형의 주름판 높이 h 가 25 mm일 때와 동일중량의 크기인 삼각파형, 사다리꼴파형, 구형파형의 주름판 코어 샌드위치 패널에 대하여, $x = 0$ 와 a 에서 자유와 자유, $y = 0$ 와 b 에서 고정과 자유의 경계조건, 즉 F-F&C-F에 대한 5차까지의 고유진동수를 나타낸 것으로서, 강성과 마찬가지로 삼각파형 주름판 코어 샌드위치 패널의 진동수가 전반적으로 크음을 알 수 있다. 여기서, F-F&C-F는 자유(free), 고정(clamp), 단순지지(simply support)의 경계조건을 이니셜로 표기한 것이다.

Table 6은 주름판 코어 샌드위치 패널에서 가능한 36개 경계조건 중 임의로 선택한 3가지 경계조건에 대

하여 파형별로 진동 해석한 기본진동수(fundamental frequency)를 나타낸 것이다.

Table 5 Natural frequencies of sandwich panels under same weight with cosine wave of $h = 25$ mm for boundary condition of F-F&C-F

Waveform	f_i	Frequencies [Hz]
Cosine wave	1	78.2027
	2	180.227
	3	478.074
	4	570.424
	5	671.796
Triangle wave	1	82.6624
	2	190.544
	3	505.347
	4	603.053
	5	710.197
Trapezoidal wave	1	60.3401
	2	134.351
	3	367.096
	4	422.765
	5	507.297
Rectangular wave	1	45.3824
	2	101.344
	3	276.239
	4	318.972
	5	382.233

Table 6 Fundamental frequencies of sandwich panels under same weight with cosine wave of $h = 25$ mm for various boundary conditions

Boundary condition	Waveform	Frequency [Hz]
C-C&C-C	Cosine wave	768.145
	Triangle wave	812.039
	Trapezoidal wave	576.648
	Rectangular wave	434.653
C-F&C-F	Cosine wave	147.024
	Triangle wave	155.433
	Trapezoidal wave	109.796
	Rectangular wave	82.8016
C-F&S-S	Cosine wave	276.626
	Triangle wave	292.430
	Trapezoidal wave	209.764
	Rectangular wave	157.991



Fig. 5 Data input window for vibration analysis

5. 결 론

이 연구에서는 정현파형, 삼각파형, 사다리꼴파형, 구형파형 등 각종 주름판 코어 샌드위치 패널들에 대한 강성 및 진동 해석을 한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 동일중량의 정현파형, 삼각파형, 사다리꼴파형, 구형파형의 주름판 코어 샌드위치 패널의 경우, 삼각파형 주름판 코어 샌드위치 패널이 최대치의 강성을 나타냄으로써 정량적 측면에서 최적의 샌드위치 패널이라고 할 수 있다.

(2) 동일 주름높이를 갖는 샌드위치 패널의 경우, 정현파형 주름판보다 삼각파형 주름판 코어 샌드위치 패널이 적은 중량으로 비교적 더 큰 강성을 나타낸다.

(3) 비주열베이지에 의한 각종 주름판 코어 샌드위치 패널의 강성 및 진동 해석 프로그램을 완성함으로써, 임의의 경계조건 및 형상에 대하여 실용적이고 효율적인 정적 및 동적 설계데이터를 쉽게 얻을 수 있다.

References

(1) Seydel, E. B., 1931, Schubknickversuche mit Wellblechtafeln(Tangential Stress Experiments on Corrugated Steel Panels), Jahrbuch d. Deutsch. Versuchsanstalt für Luftfahrt, E. V., München und Berlin, pp. 233~235.

(2) Fung, Y. C., 1962, On Corrugation-stiffened Panels, Air Force Office of Scientific Research, Washington, D.C.

(3) Kinloch, H., 1967, An Experimental and Theoretical Investigation of Orthotropic Plate Structure, Symposim at Swansea, pp. 213~299.

(4) Perel, D., 1976, The General Instability of Infinitely Long Trapezoidally Corrugated Plaes Under Shear, Requirment Thesis for the Degree of Ph.D. Syracuse University, New York.

(5) Hoppmann, W. H., Huffington, N. J. and Magness, L. S., 1956, A Study of Orthogonally Stiffened Plates, Journal of Applied Mechanics, Vol. 23, No. 3, pp. 343~350.

(6) Hearman, R. S. F., 1959, The Frequency of Flexural Vibration of Rectangular Orthotropic Plates with Clamped or Supported Edges, Journal of Applied Mechanics, Vol. 26, No. 4, pp. 537~540.

(7) Vijayakumar, K., 1974, Natural Frequencies of Rectangular Orthotropic Plates with a Pair of Parallel Edges Simply Supported, Journal of Sound and Vibration, Vol. 35, No. 3, pp. 379~394.

(8) Dickinson, S. M., 1978, The Buckling and Frequency of Flexural Vibration of Rectangular Isotropic and Orthotropic Plates Using Rayleigh's Method, Journal of Sound and Vibration, Vol. 61, No. 1, pp. 1~8.

(9) Chen, F. H. K. and Carne, T. G., 1979, Vibration Analysis of Corrugation-stiffened Panels, SAE Transactions, Vol. 87, No. 2, pp. 1705~1717.

(10) Samanta, A. and Mukhopadhyay, M., 1999, Finite Element Static and Dynamic Analyses of Folded Plates, Engineering Structures, Vol. 21, No. 3, pp. 277~287.

(11) Haldar, S. and Sheikh, A. H., 2011, Bending Analysis of Composite Folded Plates by Finite Element Method, Finite Elements in Analysis and Design, Vol. 47, No. 4, pp. 477~485.

(12) Lee, S. Y., Wooh, S. C. and Yhim, S. S., 2004, Dynamic Behavior of Folded Composite Plates Analyzed by the Third Order Plate Theory, International Journal of Solids and Structures, Vol. 41, No. 7, pp. 1879~1892.

(13) Briassoulis, D., 1986, Equivalent Orthotropic Properties of Corrugated Sheets, Computers & Structures, Vol. 23, No. 2, pp. 129~138.

(14) Peng, L. X., Liew, K. M. and Kitipornchai, S., 2007, Analysis of Stiffened Corrugated Plates Based on the FSDT Via the Mesh-free Method, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 49, No. 3, pp. 364~378.

(15) Liew, K. M., Peng, L. X. and Kitipornchai, S., 2009, Vibration Analysis of Corrugated Reissner-mindlin Plates Using a Mesh-free Galerkin Method, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 51, No. 9~10, pp. 642~652.

(16) Jung, K. and Kim, Y.-W., 2014, Vibration Analysis of Trapezoidal Corrugated Plates with Stiffeners and Lumped Masses, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering,

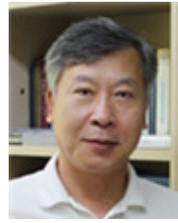
Vol. 24, No. 5, pp. 414-420.

(17) Park, K.-J., Jung, K. and Kim, Y.-W., 2016, Evaluation of Homogenized Effective Properties for Corrugated Composite Panels, *Composite Structures*, Vol. 140, pp. 644-654.

(18) Kim, Y.-W. and Jung, K., 2016, Analysis on Exact Rigidity and Free Vibration of Trapezoidal Corrugated Plates, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 26, No. 7, pp. 787-794.

(19) Kim, Y.-W. and Jung, K., 2018, A Study on Optimal Shape and Refined Vibration of Trapezoidal

Corrugated Plates, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 28, No. 6, pp. 735-741.



Kang Jung received his Ph.D. degree from Hongik University in 1990. He is a professor of department of mechanical design engineering, Chonnam National University. His research interest includes the structural vibration, material

behavior.