

# 집중질량을 고려한 보강된 사다리꼴 주름판의 진동해석

## Vibration Analysis of Trapezoidal Corrugated Plates with Stiffeners and Lumped Masses

정 강\* · 김 영 완†

Kang Jung and Young-Wann Kim

(Received March 28, 2014 ; Revised May 9, 2014 ; Accepted May 9, 2014)

**Key Words** : Trapezoidal Corrugated Plate(사다리꼴 주름판), Equivalent Orthotropic Plate(등가 직교이방성판), Discrete Stiffener Theory(이산보강이론), Stiffener(보강재), Lumped Mass(집중질량)

### ABSTRACT

In this paper, the vibration characteristics of the trapezoidal corrugated plate with axial stiffeners and lumped masses are investigated by the analytical method. The corrugated plate can be treated as an equivalent orthotropic plate as this plate has different flexure properties in two perpendicular directions; flexible in the corrugation direction and stiff in the transverse direction. The effective extensional and flexural stiffness of the equivalent plate are considered to obtain the precise solution in the analysis. The plate is stiffened by concentric stiffeners horizontally to the corrugation direction. The discrete stiffener theory is adopted to consider the position of stiffener. To demonstrate the validity of the proposed approach, the comparison is made with the results of 3D ANSYS finite element solutions. Some numerical results are presented to check the effect of the geometric properties.

### 1. 서 론

일반적으로 주름판은 한 방향으로 주름을 잡기 때문에 주름방향으로는 유연하고 횡방향으로는 고강성을 갖는 구조적 특성을 갖고 있기 때문에 한 방향으로 하중이 작용하는 경우에 유용하게 사용할 수 있다. 최근에는 비행기의 모핑 날개 및 유연 터빈 블레이드 등과 같은 유연 구조물에 적용되고 있는 실정이다<sup>(1-4)</sup>.

한편 샌드위치 패널의 코어로 사용할 경우 하니컴 코어 등과는 달리 수직방향 전단변형에 대해서도

지지할 수 있다는 장점이 있다<sup>(4-6)</sup>. 주름판의 구조적 특성을 파악하기 위해 많이 이용되고 있는 방법은 주름판을 직교 이방성판으로 간주하여 해석하는 것이다. 이 방법은 주름판의 직교방향에 대해 서로 다른 성질을 이용한 것으로 직교이방성판으로 취급하기 위해서는 주름판의 등가 강성계수를 먼저 구하여야 한다. 이를 위해 많은 연구자들이 주름요소에 대해 등가 재료물성을 이론 및 해석적 방법으로 유도하였다<sup>(7-10)</sup>.

질량 대비 큰 강성이 요구되는 비행기, 선박 및 철도차량 등의 바닥, 수직 칸막이 등과 같은 길이가 긴 구조물에 주름판이 사용되고 있다. 주름판

† Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical Design Engineering, Chonnam National University  
E-mail : wannkim@jnu.ac.kr  
Tel : +82-61-659-7285, Fax : +82-61-659-7289

\* Member, Department of Mechanical Design Engineering, Chonnam National University

‡ Recommended by Editor Hyung-Jo Jung

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

을 주름 횡방향으로 길이가 긴 구조물에 적용할 경우 이 방향에 대해 고강성이기 때문에 하중부하 능력이 우수하지만 주름방향으로는 유연하기 때문에 이 방향에 대한 하중부하능력이 작으며, 비틀림에 대해서도 매우 취약하다. 따라서 주름 횡 방향으로 길이를 크게할 수 없다는 단점이 있다. 이를 극복하기 위해서는 중간에 지지구조물을 설치하거나 Fig. 1(a)에서처럼 한정된 길이를 갖는 주름판을 제작하여 용접이나 볼트 등으로 결합시켜 사용할 수 있다. 체결을 위해 사용되는 연결용 보조판은 주름판을 보강하는 역할을 하게 되며, 해석에서 이를 보강재로 취급할 수 있다. 또한 이들 구조물의 용이한 수리 등을 위해 볼트 등으로 연결시킬 수 있다. 이 경우 볼트의 질량을 해석에 고려하여야 한다. 이와 같이 주름판에 대해 보강재와 집중 질량을 고려하여 해석을 수행한 연구는 찾아볼 수 없다.

따라서 이 연구에서는 연결판을 보강재로, 연결 볼트를 집중질량으로 취급하여 주름판에 대한 진동 해석을 수행하였다. 주름판을 직교이방성판으로 등가시켜 해석하였으며, 신장 강성계수 및 굽힘 강성계수를 동시에 고려하였다. 해의 타당성을 검증하기 위해 ANSYS를 이용한 3D 유한요소 해석 결과와 비교/검토하였다. 또한 주름판의 각종 기하형상에 따른 영향도 검토하였다.

## 2. 수식화

### 2.1 주름판의 고유치 해석

Fig. 1은 사다리꼴 주름판, 단위 주름의 형상 및 등가판을 나타낸 것이다. 주름판의  $x, y$ 방향 길이는  $a, b$ , 두께는  $t$ 이다. 직교이방성판으로 등가시킬 때 판의 길이는 변하지 않으며, 두께  $t_e$ 는 일정하다. 중립면에서의 각 방향 변위를  $u, v$  및  $w$ 라 하였다. 단위 주름에 대한 축방향 길이를  $l$ , 이에 대한 주름 길이를  $s$ , 주름높이를  $h$ , 주름각을  $\theta$ 로 하였다.

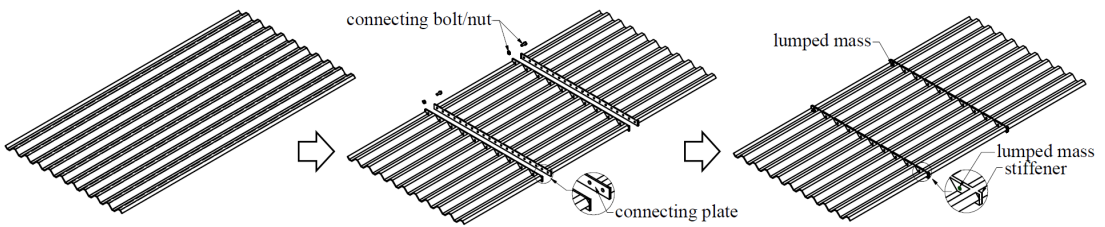
직교이방성판에 대한 운동 및 변형에너지는 다음과 같다.

$$T = \frac{1}{2} \int_A \rho_e t_e [\dot{u}^2 + \dot{v}^2 + \dot{w}^2] dA \tag{1}$$

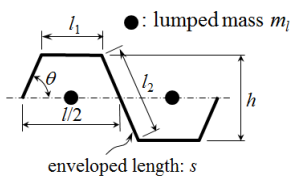
$$U = \frac{1}{2} \int_A [A_x \epsilon_{x0}^2 + 2A_1 \epsilon_{x0} \epsilon_{y0} + A_y \epsilon_{y0}^2 + A_{xy} \epsilon_{xy0}^2 + D_x \kappa_x^2 + 2D_1 \kappa_x \kappa_y + D_y \kappa_y^2 + 4D_{xy} \kappa_{xy}^2] dA \tag{2}$$

식 (1)에서  $(\cdot)$ 는 시간미분을 나타낸다. 식 (2)에서  $\epsilon_{i0}$  및  $\kappa_i$  ( $i = x, y, xy$ )는 판의 중립면에 대한 내평면 변형률 및 곡률로 다음과 같이 표현할 수 있다.

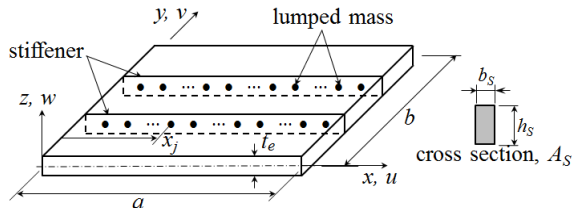
$$\begin{aligned} \{\epsilon_{x0} \epsilon_{y0} \epsilon_{xy0}\} &= \{u_{,x} v_{,y} (v_{,x} + u_{,y})/2\} \\ \{\kappa_x \kappa_y \kappa_{xy}\} &= \{w_{,xx} w_{,yy} w_{,xy}\} \end{aligned} \tag{3}$$



(a) Trapezoidal corrugated plate with stiffeners and lumped masses



(b) Corrugation unit



(c) Equivalent plate

Fig. 1 Trapezoidal corrugated plate, its corrugation unit and its equivalent plate

여기서 (,)는 공간미분을 나타낸다.

식 (2)에서 계수  $A_i, D_i$  ( $i = x, y, 1, xy$ )는 각각 신장 및 굽힘 강성계수이다. 이들 강성계수는 단위 주름 요소에 대해 각각 신장 및 굽힘을 받는 상태에서 유도된다. 이 때 신장 강성계수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A_x &= \frac{E_x h}{1 - \nu_x \nu_y} \\ A_1 &= \nu_x A_y = \nu_y A_x \\ A_y &= \frac{E_y h}{1 - \nu_x \nu_y} \\ A_{xy} &= G_{xy} h \end{aligned} \tag{4}$$

여기서 신장상태에서의 각 방향 재료물성은 이전 연구에서 다음과 같이 유도하였다<sup>(10)</sup>.

$$\begin{aligned} E_x &= \frac{Et^3(l_1 + l_2 \cos\theta)}{h^3(6l_1 + 4l_2) + ht^2(l_1 + l_2 \cos^2\theta)} \\ E_y &= \frac{Est}{lh} \\ G_{xy} &= G \frac{st}{lh} \\ \nu_y &= \nu(1 + \cos\theta) \frac{st}{lh} = \nu_x \frac{E_y}{E_x} \end{aligned} \tag{5}$$

그리고 굽힘강성계수는 다음과 같다<sup>(10)</sup>.

$$\begin{aligned} D_x &= \frac{Et^3}{12(1 - \nu^2)} \frac{l}{s} \\ D_y &= \frac{E[(3l_1 + l_2)th^2 + (l_1 + l_2 \cos^2\theta)t^3]}{12(1 - \nu^2)(l_1 + l_2 \cos\theta)} \\ D_{xy} &= \frac{Gt^3}{12} \frac{s}{l} \\ D_1 &= \nu D_x \end{aligned} \tag{6}$$

등가판의 두께를 주름높이와 같게 하였으며, 이 때 판의 질량은 변화가 없어야 하므로 밀도를  $\rho_e = \rho st/(hl)$ 로 증가시켰다.

연결 보조판을 보로 가정하여 보강재로 취급할 수 있다. 따라서 등가판의 중립면에 대해 수직방향으로  $z$ 만큼 떨어진 지점에서의 보강재에 대한 변위  $u_s, v_s$  및  $w_s$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$u_s = u - zw_{,x}; \quad v_s = 0; \quad w_s = w \tag{7}$$

보강재의 변형률-변위 관계는 다음과 같다.

$$\epsilon_{sx} = u_{s,x}; \quad \epsilon_{sxy} = w_{s,xy} \tag{8}$$

진동특성에서 보강재의 위치를 고려하기 위해 이산보강이론이 고려되었으며 디락 델타(Dirac delta) 함수  $\delta$ 가 이용되었다. 이 때 보강재는 폭이  $b_s$ , 높이가  $h_s$ 인 사각단면으로 가정하였으며, 등가판의 중립면에 대해 대칭으로 분포한다. 이 때 보강재는  $y$  방향으로 등간격으로 위치한다. 보강재에 대한 변형 및 운동에너지는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$U_{st} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{N_s} \int \delta(y - y_i) (E \epsilon_{sx}^2 dV + G J_s \epsilon_{sxy}^2 dy) \tag{9}$$

$$T_{st} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{N_s} \int \rho A_s \delta(y - y_i) \dot{w}_s^2 dy dx \tag{10}$$

여기서  $y_i$ 는  $i$ 번째 보강재의  $y$ 방향 위치를 나타내며,  $N_s$ 는 보강재 수이다. 그리고  $GJ_s$  및  $A_s$ 는 보강재의 비틀림 강성 및 단면이다.

또한 각각의 주름판을 연결하기 위해 사용되는 볼트를 집중질량으로 취급하여 해석에 적용하였다. 이 때 질량이  $m_i$ 인 집중질량은 Fig. 1(b)에서처럼 단위 주름에 두 개의 볼트가 사용되었다고 가정하여 해석하였다. 이 때 집중질량은  $(x_i, y_i)$ 에 위치하며 운동에너지는 다음과 같다.

$$T_{lm} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{N_s} \sum_{j=1}^{2N_s} \int m_i \delta(x - x_j) \delta(y - y_i) \dot{w}_s^2 dy dx \tag{11}$$

고려된 경계조건은 4변이 모두 고정된 고정 경계 조건이며, 다음과 같은 조건을 만족한다.

$$\begin{aligned} u = v = w = w_{,x} = 0 & \quad \text{at } x = 0, a \\ u = v = w = w_{,y} = 0 & \quad \text{at } y = 0, b \end{aligned} \tag{12}$$

판의 중립면에 대한 변위를 다음과 같이 일반적인 형태로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} u(x,y) &= \sum_m \sum_n \left\{ U_{mn}(\omega_{mn}t) X_m^u(x) Y_n(y) \right\} \\ v(x,y) &= \sum_m \sum_n \left\{ V_{mn}(\omega_{mn}t) X_m(x) Y_n^v(y) \right\} \\ w(x,y) &= \sum_m \sum_n \left\{ W_{mn}(\omega_{mn}t) X_m(x) Y_n(y) \right\} \end{aligned} \tag{13}$$

식에서 첨자  $m, n$ 은 진동모드를 나타내는 각 방향 반파수이다.  $X_m(x), Y_n(y)$ 는 경계조건을 만족

하는 함수로 보합수를 이용하였으며,  $\omega_{mn}$ 은 모드  $(m,n)$ 에서의 각진동수,  $U_{mn}$ ,  $V_{mn}$  및  $W_{mn}$ 는 진폭을 나타낸다.

가정된 변위식을 각각의 에너지식에 대입한 다음 적분을 수행한 후 식 (14)와 같은 Rayleigh-Ritz 정리에 적용하면 식 (15)와 같은 진동수 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial X_{mn}} [U - T + U_{st} - T_{st} - T_{lm}] = 0 \tag{14}$$

$$X_{mn} = [U_{mn} \ V_{mn} \ W_{mn}]$$

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})\{\mathbf{X}\} = 0 \tag{15}$$

여기서  $\mathbf{M}, \mathbf{K}$ 는 질량 및 강성행렬이다. 식 (15)로부터 구조물의 고유진동수와 각 진동모드에 대한 고유벡터를 얻을 수 있다.

### 3. 수치결과

해석에 고려된 주름판은 다음과 같은 재료물성을 갖으며, 특별한 언급이 없는 경우에는 다음과 같은 기하형상을 갖는다.

$$E=72 \text{ GPa}, \nu=0.33, \rho=2700 \text{ kg/m}^3$$

$$b/a=2, a/t=200, N_c=10, \theta=45^\circ, h=6t$$

$$b_s=2t, h_s=h$$

제안된 해석 방법의 타당성을 검증하기 위해 ANSYS를 이용한 3차원 유한요소 해석 결과를 Table 1에 제시하였다. 유한요소 해석에서 주름판에 대해서는 8절점을 갖는 SHELL281 요소가, 집중질량에 대해서는 MASS21 요소가 이용되었다. 고려된 보강재수  $N_s=2$ 이다. 그리고  $m_l=0.045 \text{ kg}$ 의 집중질량이 각 보강재에 20개씩 총 40개가 존재한다. 이때 유한요소 모델을 Fig. 2에 제시하였다. 사용된 셸 요소의 수는 3940개, 집중질량 요소는 40개이다. 표에 나타난 것처럼 ANSYS를 이용한 유한요소 해와 최대 5%의 차이를 보이고 있으나, 전반적으로 잘 일치한다.

Table 1에서 사용된 주름판에 대해 형상비만을  $b/a=3$ 로 변경한 주름판에 대해 보강재수에 따른 진동수를 Table 2에 나타냈다. 이 때 주요 모드에 대한 진동형상을 Fig. 3 및 Fig. 4에 제시하였다. 진동

**Table 1** Frequency comparison of corrugated plate with two stiffeners

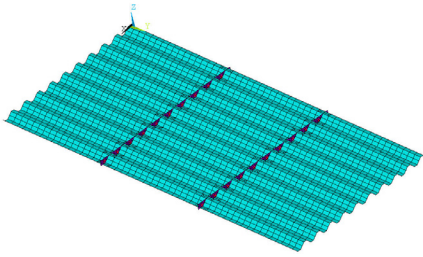
Mode	Analytic, $f_1$	3D ANSYS, $f_2$	r.e.*
(a) Not consider lumped mass			
1	71.941(1,1)	72.565(1,1)	-0.86
2	141.24(2,1)	148.25(2,1)	-4.73
3	153.38(1,2)	148.84(1,2)	3.05
4	205.47(2,2)	212.71(2,2)	-3.40
5	249.71(3,1)	257.76(3,1)	-3.12
6	291.84(1,3)	278.47(1,3)	4.80
7	315.33(2,3)	303.76(2,3)	3.81
8	307.68(3,2)	322.40(3,2)	-4.57
9	359.83(3,3)	354.86(3,3)	1.40
10	367.44(4,1)	368.85(4,1)	-0.38
(b) Consider lumped mass			
1	69.366(1,1)	69.997(1,1)	-0.90
2	136.47(2,1)	141.97(1,2)	-4.92
3	146.21(1,2)	143.53(2,1)	2.99
4	196.40(2,2)	203.82(2,2)	-3.64
5	243.09(3,1)	252.09(3,1)	-3.57
6	290.52(1,3)	277.49(1,3)	4.70
7	314.25(2,3)	302.56(2,3)	3.86
8	297.11(3,2)	312.82(3,2)	-5.02
9	358.25(3,3)	352.55(3,3)	1.62
10	363.00(4,1)	365.92(4,1)	-0.80

\* relative error =  $\frac{f_1 - f_2}{f_2} \times 100$

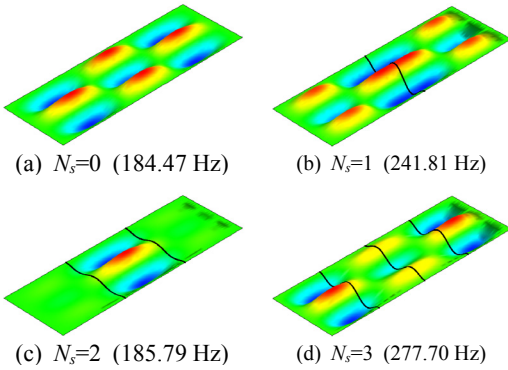
**Table 2** Natural frequency of corrugated plates with-out/with stiffener

Mode	No. of stiffener, $N_s$			
	0	1	2	3
(1,1)	33.525	44.031	46.634	49.848
(1,2)	71.154	72.567	77.067	78.292
(1,3)	133.42	132.07	135.90	130.27
(1,4)	217.91	219.33	214.88	219.99
(2,1)	67.550	95.685	109.21	121.47
(2,2)	93.583	97.316	133.49	138.98
(2,3)	147.97	164.65	158.94	182.46
(2,4)	228.33	233.40	238.53	243.66
(3,1)	125.15	153.69	209.89	223.75
(3,2)	142.33	147.08	208.82	233.37
(3,3)	184.47	241.81	185.79	277.70
(3,4)	255.22	264.49	311.30	292.09
(4,1)	203.76	225.90	285.32	332.84
(4,2)	216.01	220.73	280.97	325.46
(4,3)	247.59	324.47	260.81	373.22
(4,4)	305.94	318.54	439.54	371.78

형상에서 굵은 실선은 보강재를 나타낸다. 표에서처럼 보강재가 존재함으로써 같은 진동모드에서의 진동수는 보강재수 증가와 함께 증가하는 것을 볼 수 있다. 그러나 몇몇 모드에서는 이와 같은 현상이 나타



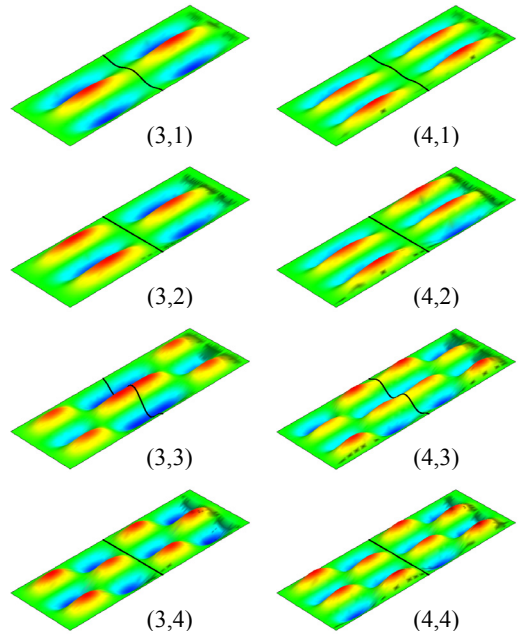
**Fig. 2** Finite element model of corrugated plate with 2 stiffeners and 40 lumped masses



**Fig. 3** Mode shapes of (3,3) mode for the corrugated plates in Table 2

나지 않는다. 한 예로  $(m,n)=(3,3)$  모드에서 진동수가 보강재수의 증가에 따라 증가-감소 현상이 되풀이되는 것을 볼 수 있다. 이는 보강재의 위치가 진동형상에 영향을 주기 때문에 나타나는 현상으로 이 모드에서 보강재가 없는 경우는 진동수가 184.47 Hz로 전형적인 (3,3) 진동형상(Fig.3 참조)을 갖지만 보강재가 하나인 경우에는 보강재가 변형되는 진동형상을 갖기 때문에 진동수가 241.81 Hz로 급격히 증가한다. 그러나 보강재가 두 개인 경우에는 다시 진동수가 185.79 Hz로 급격히 감소를 한다. 이는 진동형상에서처럼 보강재보다는 판의 변형이 지배적이기 때문이다. 보강재가 세 개인 경우에는 진동형상에서 보강재 변형이 크게 나타나기 때문에 진동수가 다시 277.70 Hz로 증가를 한다.

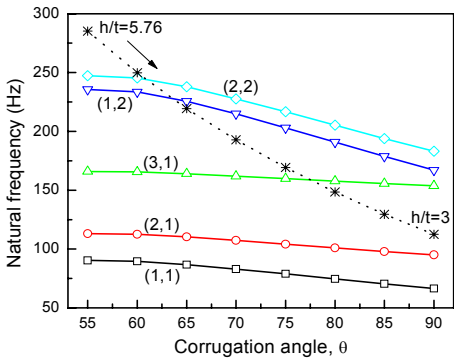
일반적으로 보강이 되지 않은 사각 평판의 경우 반파 수( $m$  또는  $n$ )가 커질수록 진동수는 증가를 한다. 이와 같은 현상은 보강되지 않은 주름판에서도 나타난다. 그러나 보강재로 인해 이와 같은 현상이 나타나지 않을 수도 있다. 표에서 밑줄 친 부분



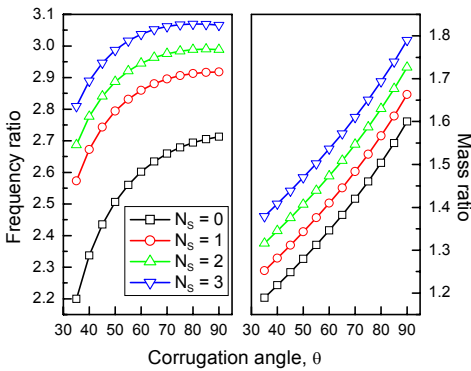
**Fig. 4** Mode shapes for the corrugated plate with one stiffener in Table 2

에서 볼 수 있는 것처럼  $N_s=1$ 인 경우 (3,1)모드의 진동수가 (3,2)모드 진동수보다, (4,1) 모드 진동수가 (4,2) 모드 진동수보다 큰 값을 갖는다. 진동수 크기가 역전되는 현상은  $N_s=2, 3$ 에서도 나타난다. 이와 같은 현상이 나타나는 이유는  $N_s=1$ 인 보강판에 대해 진동형상을 제시한 Fig. 4를 통해 설명할 수 있다. 그림에서처럼 (3,2) 진동형상은 판에서만 변형되지만 (3,1) 진동형상은 보강재에서도 변형이 나타난다. 이처럼 보강재가 변형되는 진동형상을 갖는 모드의 경우에는 진동수가 크게 증가를 한다. 보강이 됨으로써 (3,1)모드에서 진동수가 125.15 Hz에서 153.69 Hz로 약 20 %, (3,3)모드는 30 %, (4,1)모드는 10 %, (4,3)은 30 % 증가를 하지만, 보강재가 변형되지 않는 (3,2)모드의 경우는 3 %, (4,2)는 2 %, (4,4)는 4 %정도 밖에 증가하지 않는다.

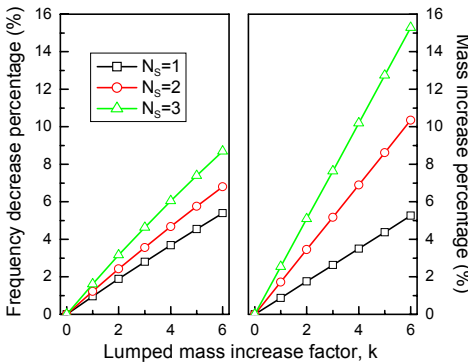
동일 중량을 갖는 주름판에 대해 주름각 변화에 따른 진동수 변화를 Fig. 5에 제시하였다. 그림에 나타난 것처럼 동일중량을 갖는 판에 대해 주름각을 증가시키면 주름높이가  $h=5.76t$ 에서  $3t$ 로 감소한다. 결과적으로 주름높이가 낮아짐에 따라 진동수가 감소를 한다. 이와 같은 현상은 사다리꼴 주름판의 진동수에 미치는 영향이 주름높이에 매우 민감하다는



**Fig. 5** Effect of corrugation angle for the stiffened/corrugated plates with same weight



**Fig. 6** Effect of corrugation angle for the corrugated plates with same corrugation height



**Fig. 7** Effect of lumped mass for the stiffened/corrugated plates

이전 연구의 결과와 부합된다.

일정한 주름 높이( $h/t=6$ )를 갖는 주름판에 대해 주름각 변화에 따른 진동수 거동을 Fig. 6에 제시하

였다. 그림에서 기본 진동수비(또는 질량비)는 주름판의 기본진동수(질량)를 평판의 기본진동수(질량)로 나눈 값이다. 그림에서처럼 같은 주름높이를 갖는 경우 주름각이 클수록 진동수는 증가를 한다. 이때 질량도 함께 증가한다. 그러나 진동수 증가는 어느 일정각 이상이 되면 거의 증가하지 않는 것을 볼 수 있다. 특히 보강판의 경우 주름각이  $70^\circ$  이상이 되면 진동수는 증가하지 않지만 질량은 증가를 한다. 따라서 고려된 보강 주름판에 대한 최적의 주름각은  $70^\circ$ 라 할 수 있다. 주름각에 대한 영향은 보강판보다는 보강되지 않은 판이 더 큰 영향을 받아 주름각에 민감하게 작용하는 것을 볼 수 있으며 보강재 수가 많아질수록 주름각의 영향은 줄어든다.

집중질량이 기본진동수에 미치는 영향을 알아보기 위해 Fig. 7이 제시되었다. 하나의 보강재 부분에 사용되는 체결부품의 집중질량의 합을  $M_i$ (기준질량)이라 할 때 집중질량의 변화를 주기 위해 계수  $k$ 를 이용하여 하나의 보강재에 사용되는 총 집중질량은  $kM_i$ 에 따라 선형적으로 증가시켰다. 그림에서 집중질량에 의한 진동수 감소율 및 질량 증가율은 집중질량을 고려하지 않았을 때 주름판의 진동수 및 질량에 대한 변화율이다. 그림에서처럼 집중질량이 증가함에 따라 진동수는 선형적으로 감소를 한다. 이는 체결부품을 집중질량으로 취급할 경우 강성증가는 없고 질량증가효과만 있기 때문에 나타나는 현상이다. 그리고 보강재 수가 적은 경우에는 진동수 감소율이나 질량 증가율이 거의 같지만 보강재수가 증가할수록 질량 증가율은 진동수 감소율에 비해 더욱 커진다. 이와 같이 집중질량을 고려함에 따라 진동수 변화가 크기 때문에 진동해석에서 체결부품의 질량을 반드시 고려하여야 한다.

#### 4. 결 론

집중질량을 갖고 보강된 사다리꼴 주름판에 대해 일정 두께를 갖는 직교이방성판으로 등가시켜 진동해석을 수행하였다. 3차원 유한요소 해석을 추가로 수행하였으며 그 결과를 비교/검토하여 해석방법의 타당성을 검증하였다. 여러 가지 수치 예를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 보강재가 존재함으로써 같은 진동모드에서의 진동수는 증가하지만 보강재의 위치가 진동형상에

영향을 주어 특정 모드에서는 보강재 수의 증가에 따라 진동수가 증가-감소 현상이 되풀이된다.

(2) 각 방향의 모드 반과 수가 커질수록 진동수는 증가하지만, 보강재가 존재함으로써 이와 같은 일반적인 현상이 나타나지 않는다.

(3) 동일 중량을 갖는 주름판에 대해 주름각이 커질수록 주름높이가 낮아져 진동수는 감소를 한다.

(4) 일정한 주름 높이를 갖는 주름판에 대해 주름각이 커질수록 진동수는 증가하며, 보강재 수가 많아질수록 주름각의 영향은 줄어든다.

(5) 집중질량을 고려할 경우 집중질량에 의한 진동수 감소율보다 질량 증가율이 더 크다.

## References

- (1) Yokozeki, T., Takeda, S., Ogasawara, T. and Ishikawa, T., 2006, Mechanical Properties of Corrugated Composites for Candidate Materials of Flexible Wing Structures, *Composites: Part A*, Vol. 37, No. 10, pp. 1578~1586.
- (2) Norman, A. D., Seffen, K. A. and Guest, S. D., 2009, Morphing of Curved Corrugated Shells, *Int. J. of Solids and Structures*, Vol. 46, No. 7-8, pp. 1624~1633.
- (3) Ghabezi, P. and Golzar, M., 2013, Mechanical Analysis of Trapezoidal Corrugated Composite Skins, *Applied Composite Materials*, Vol. 20, No. 4, pp. 341~353.
- (4) Dayyani, I., Friswell, M. I., Ziaei-Rad, S. and Saavedra Flores, E. I., 2013, Equivalent Models of Composite Corrugated Cores with Elastomeric Coatings for Morphing Structures, *Composite Structures*, Vol. 104, pp. 281~292.
- (5) Zhang, J., Supernak, P., Mueller-Alander, S. and Wang, C. H., 2013, Improving the Bending Strength and Energy Absorption of Corrugated Sandwich Composite Structure, *Materials and Design*, Vol. 52, pp. 767~773.
- (6) Bartolozzi, G., Pierini, M., Orrenius, U. and Baldanzini, N., 2013, An Equivalent Material Formulation for Sinusoidal Corrugated Cores of Structural Sandwich Panels, *Composite Structures*, Vol. 100, pp. 173~185.
- (7) Briassoulis, D., 1986, Equivalent Orthotropic Properties of Corrugated Sheets, *Computers & Structures*, Vol. 23, No. 2, pp. 129~138.
- (8) Liew, K. M., Peng, L. X. and Kitipornchai, S., 2009, Vibration Analysis of Corrugated Reissner-Mindlin Plates Using a Mesh-free Galerkin Method, *Int. J. of Mechanical Sciences*, Vol. 51, No. 9-10, pp. 642~652.
- (9) Samanta, A. and Mukhopadhyay, M., 1999, Finite Element Static and Dynamic Analyses of Folded Plates, *Engineering Structures*, Vol. 21, No. 3, pp. 277~287.
- (10) Kim, Y. W., 2013, Vibration Analysis of Trapezoidally Corrugated Plates, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 23, No. 10, pp. 928~934.



**Young-Wann Kim** received his Ph.D. degree from Chungnam National University in 1997. He is a professor of department of mechanical design engineering, Chonnam National University. His research interest includes the structural dynamics & vibration, FSI problems.



**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, fracture behavior.