

〈論 文〉

주름판의 강성해석 및 진동해석

한병기* · 정 강** · 유서열***

(1990년 8월 20일 접수)

Analysis of the Rigidity and the Vibration of Flat Corrugated Plates

B.K. Han, K. Chung and S.Y. Yoo

Key Words : Corrugated Plate(주름판), Corrugation(주름), Bending Rigidity(굽힘강성), Torsional Rigidity(비틀림 강성)

Abstract

Stiffened plate structure, which is generally used in the various structural design to develop the load carrying capacity, is classified in two groups; one is the plate stiffened with stiffeners, the other is corrugated plate. In the studies on those structures, the studies on the stiffened plates with stiffeners have been much studied with both quantities and qualities according to requirements of the minimum-weight structural design and the development in many industrial fields, especially automobile, ship and aerospace fields, but the studies on the corrugated plates are undeveloped in comparison with the stiffened plates, and also the analytical stiffness on the corrugated plates remains as the imperfect. In the present studies, the analytical method on the stiffness of corrugated plates made by folding is proposed, and the stiffness equation of corrugated plates with some angle is derived and generalized. The purpose of the present study is to contribute to the design of corrugated plates and to determine the optimum aspect ratio for parameters that decide the aspect of corrugated plates.

1. 서 론

판 구조물에서는 하중지탱능력과 경제성을 극대화 하기 위하여, 보강재를 부착시키거나 평판에 변형을 주어, 판에 주름을 잡아 주는 방법등이 일반화 되어있다. 이러한 구조물은 일반산업 분야에서 그 활용성이 요구됨에 따라 20세기 초부터 많은 연구가 시작되었다. 국내에서도 자동차 산업, 항공기 및 선박 산업등이 발전됨에 따라, 이 분야에 대한 많은 연구가 행해지고 있다. 특히, 보강재를 부착

하여 보강된 평판에 관한 연구는 그동안 많이 이루어져 왔으며, 선박 및 항공기등의 경량화 설계에 많이 활용되고 있다. 반면에 주름판구조에 관한 연구는 미미한 상태에 머무르고 있다. 주름판은, 등방성재료로 제작되지만 평판을 산형, 파형 또는 사다리꼴로 주름잡아 줌으로서 주름진 방향에 따라 역학적 성질이 달라지게 되므로, 구조적 이방성 판으로 취급되어 진다.

이에 관한 연구로서, 1931년 Seydel⁽¹⁾은 주름판 해석에서, 주름의 방향이 일정하고 주름의 수가 충분히 많으며 주름의 길이가 판의 측면 길이에 비하여 매우 작다면, 직교이방성으로 간주하여 취급할 수 있다는 가정을 전제로, 파형으로 주름잡힌 판에 대한 압축실험을 통하여 등가강성을 산정하는 식을

* 정회원, 홍익대학교 공과대학 기계공학과

** 정회원, 홍익대학교 대학원

*** 홍익대학교 대학원

제시하였다. 그 후 Gruder는, 강성해석의 오차가 연결부의 강성을 극한으로 가정하므로서 비롯 된다고 보고, 연결부의 강성을 고려하여 줌으로서 더욱 효과적인 설명을 하였다. 그리고 Gaafar는 연결부의 변위를 고려한 간단한 해석 방법을 제시하였으며, Simpson은 이를 더욱 발전시켰다⁽²⁾. 한편, 주름판과 평판을 조합한 판넬구조는 1962년 Fung⁽³⁾에 의해 유한차분법을 사용하여 해석되었다. 그는, 평판에 파형주름판을 조합한 판넬구조에서의 비틀림 모멘트는 $M_{xy} = M_{yx}$ 관계가 성립하지 않으므로, 평판의 일반이론을 주름 보강판에 적용할 수 없음을 지적하였으며, 이러한 판넬에 대한 편미분방정식을 직교이방성판의 방정식과 같은 편미분방정식으로 유도하므로써 기하학적 해석 방법을 제시하였다. 그리고 Asher⁽⁴⁾는 장방형 주름판의 등가강성을 비틀림 실험에 의하여 구하였다. 1967년 Kinloch⁽⁵⁾는 사다리꼴로 각이 지게 주름잡힌 판넬구조의 합리적인 설계방법을 찾고자 하였고, 1977년 Hussain과 Libove⁽⁶⁾는 불연속적 사다리꼴 모양의 주름판의 강도에 대해서, 1978년 Perel과 Libove⁽⁷⁾는, 연결부의 각도는 변하지 않는다는 가정하에, 사다리꼴로 주름진 평판의 좌굴에 관해서 연구하였다.

직교이방성판에 대한 진동해석은 1951년 Hidak, 1955년 Abramowitz등은 FDM을 이용하여 해석하였고, 1947년 Galin, 1952년 Munahata, 1957년 Stanistic, 1963년 Aynola등은 Galerkin방법을 이용하여 평판의 진동해석을 하였으며, 1950년 Young⁽⁸⁾, 1953년 Nagaraja,⁽⁹⁾ 1954년 Warburton⁽¹⁰⁾ 등은 Rayleigh 또는 Rayleigh-Ritz 방법을 이용하여 진동해석하였다. 또한, 1958년 Huffinton⁽¹¹⁾등은 Levy의 해석방법을 이용하여 해석하였고, 1959년 Hearmon^(12,13)은 Rayleigh방법을 이용하여 등방성 평판의 진동해석을 한 Warburton⁽¹⁰⁾의 논문에 기초하여 직교이방성판의 진동해석을 하였으며, 1967년 Durvasula⁽¹⁴⁾와 1978년 Dickinson⁽¹⁵⁾등은 직교이방성판의 좌굴에 대하여 해석하였다. 최근의 연구로는, 1985년 Nakhira등의 판구조물에 대하여 Newmark방법을 이용한 수치적 해석과 1987년 Irie⁽¹⁶⁾등의 Ritz방법을 이용한 일정 두께의 외팔 주름판의 자유진동 해석이 있다.

본 논문에서의 각이 지게 주름잡힌 주름판 구조물(산형, 사다리꼴형, 장방형 주름판)의 강성을 해

석 하고, 이 강성식들을 일원화하여 한개의 식으로 표현하여 주고자 한다. 이론 해석은, 연결부에서의 각도가 변형중에 변하지 않는다는 가정하에, 등가의 직교이방성판의 강성식을 유도하였다. 또한, 이론적으로 얻어진 강성치를 진동해석에 적용시킴으로서, 직교이방성판으로서의 주름판의 고유진동수를 구하였다. 그리고 이를 진동실험에서 얻은 결과 및 PC용 슈퍼 SAP에서 얻은 수치결과와 비교함으로서 이론의 신뢰성을 입증하였다.

2. 이 론

등방성재질인 평판을 각이 지게 주름잡아준 주름 평판을 이론적으로 해석하기 위하여, 주름판의 연결부의 각도(모서리각)는 변형중에 변하지 않는다는 가정을 한다. 그리고 기하학적인 관계를 고려하여, 주름판 단위요소의 힘과 변위의 관계를 구하고, 이들로부터 합응력과 변형률의 관계식을 구한다. 그리고 이식을 평형방정식에 대입하여 Huber형의 지배방정식을 얻으므로써 등가강성치를 얻는다. 주름판의 좌표축 설정은 Fig.1에서와 같이 주름판의 대칭면에 원점을 위치하고, 주름의 진행 방향을 x 축으로 하고 주름판의 대칭면에 수직한 방향을 z 축이 되도록 하였다.

2.1 주름판의 굽힘이론

주름판의 합응력과 주름판 대칭면의 변형률과의 관계는 Fig.2에서와 같이 경사면(inclined plane)과 수평면(horizontal plane)에 대하여 힘과 변위와의 관계를 고려함으로써 구하여진다.

따라서, 합응력과 대칭면의 변형률의 관계는 다

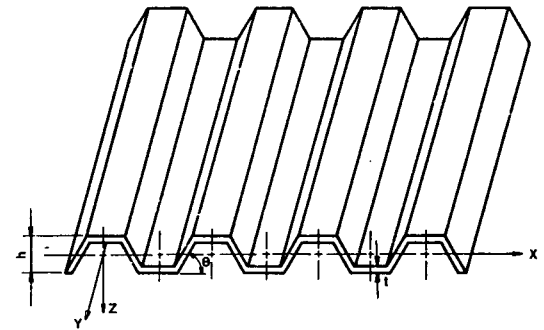


Fig. 1 Geometry and coordinates of the corrugation plate

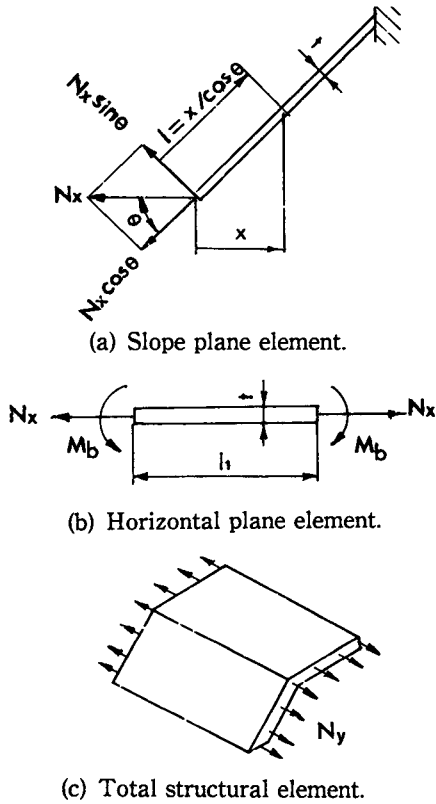


Fig. 2 Structural elements of the flat corrugated plate

음과 같다.

$$N_x = \frac{E t^3 (m + \cos \theta)}{(1 - \nu^2) t^2 (m + \cos^2 \theta) + 4h^2 (1 + 3m)} \times (\epsilon_x + \nu \epsilon_y) \quad (1)$$

$$N_y = Et(1+m) \left[\{t^2(m + \cos^2 \theta)\nu \epsilon_x + \{t^2(m + \cos^2 \theta) + 4h(1+3m)\}\epsilon_y\} / [(m + \cos \theta)\{(1 - \nu^2) t^2(m + \cos^2 \theta) + 4h^2(1+3m)\}] \right] \quad (2)$$

여기서 m 은 경사면의 길이에 대한 수평면의 길이비 (l/l)이며, h 는 경사면의 길이를 $y-z$ 평면에 투사한 길이로서 $h = l \sin \theta$ 의 관계를 갖는다. 한편, Fig.3 에서와 같이 주름판 합전단응력과 대칭면의 전단변형률과의 관계 $\tau = G_e \gamma'$ 는 경사면의 전단변형을 대칭면에 등가시켜 줌으로서 구한다.

즉, Fig. 3으로 부터, 다음과 같은 기하학적 관계식을 얻음으로써, 등가전단강성을 얻을 수 있다.

$$\cos^2 \alpha (1 - \cos \beta) = 1 \quad (3)$$

$$(1 + \epsilon^2) \cos^2 \alpha - (1 - \epsilon^2) \cos^2 \alpha \cos \beta = 1 \quad (4)$$

$$\cos \phi = 1 / (\sqrt{2} \cos \alpha) \quad (5)$$

$$\cos(\phi - \gamma/2) = (1 + 2\epsilon \cos^2 \alpha) / \{\sqrt{2}(1 + \epsilon) \cos \alpha\} \quad (6)$$

따라서, 이 관계식들로부터, 경사면에 작용하는

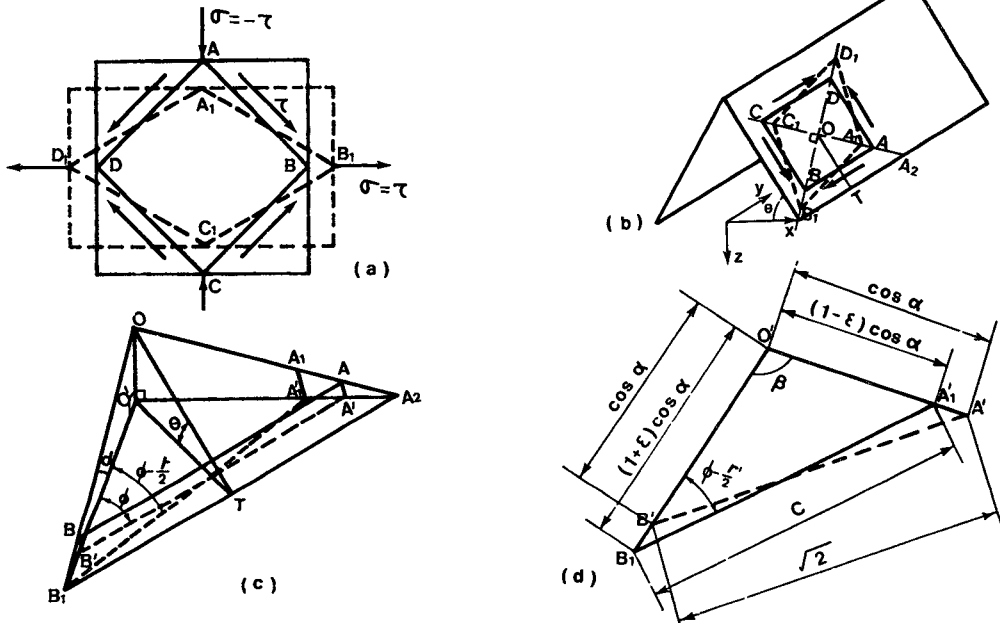


Fig. 3 Relationship of shear stress resultant and shear strain

전단응력과 대칭면의 등가전단변형률과의 관계식은 $\gamma = 2(1+\nu) \tau \cos \theta / E$ 이고, 주름판의 수평면과 경사면의 비율(m)을 고려하면, 등가 전단 탄성계수는 다음과 같이 얻어진다.

$$G_e = Gm / (m + \cos \theta) \quad (7)$$

2.2 합모멘트와 곡률의 관계

(1) 굽힘모멘트와 곡률의 관계

변형중에 주름판의 각이진 부분의 각도가 변하지 않는다는 가정하에서, Fig. 4에서와 같이 순수 굽힘 모멘트가 가해 질때, 다음과 같은 관계식을 얻는다.

$$\theta_4 = 1/2 (\theta_1 + 2\theta_2 + \theta_3) \quad (8)$$

따라서, Fig. 4로부터 기하학적인 관계를 고려하면, 주름판 대칭면의 곡률반경 R_4 는 R_1, R_2, R_3 와 다음과 같은 관계식을 갖는다.

$$R_4 = \frac{2(m + \cos \theta)}{m/R_1 + 2/R_2 + m/R_3} \quad (9)$$

그리고, x 방향 즉, 주름에 수직방향의 등가관성 2차모멘트(I_{xe})는 평판의 굽힘이론에 의하여 다음과 같다. 또한, y 방향의 등가관성 2차 모멘트(I_{ye})는 보로 보아 다음과 같이 얻어진다.

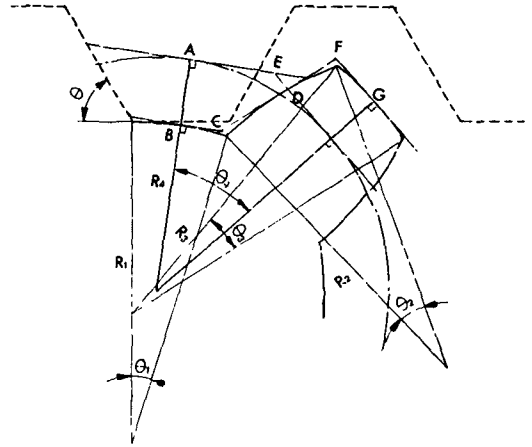


Fig. 4 Geometric relationship of curvature change to moment

$$I_{xe} = \frac{t^3}{12(1-\nu^2)} \frac{(m + \cos \theta)}{(m + 1)} \quad (10)$$

$$I_{ye} = \frac{t^3 (m + \cos^2 \theta) + 4th^2 (1 + 3m)}{11(m + \cos \theta)} \quad (11)$$

(2) 비틀림모멘트와 곡률변화의 관계

비틀림모멘트와 곡률변화의 관계는, 수평면에 대해서는 평판의 관계식을, 경사면에 대해서는 등가 전단탄성계수를 고려하여 씬으로서 다음과 같이 얻

Table 1 Coefficients of Constitutive equation ($m=0$ for triangular type)

C_{11}	$\frac{E t^3 (m + \cos \theta)}{(1-\nu^2) t^2 (m + \cos^2 \theta) + 4h^2 (1+3m)}$
C_{12}	$\frac{\nu E t^3 (m + \cos \theta)}{(1-\nu^2) t^2 (m + \cos^2 \theta) + 4h^2 (1+3m)}$
C_{21}	$\frac{E t^3 (1+m) (m + \cos^2 \theta)}{(m + \cos \theta) \{ (1-\nu^2) t^2 (m + \cos^2 \theta) + 4h^2 (1+3m) \}}$
C_{22}	$\frac{E t (1+m) \{ t^2 (m + \cos^2 \theta) + 4h^2 (1+3m) \}}{(m + \cos \theta) \{ (1-\nu^2) t^2 (m + \cos^2 \theta) + 4h^2 (1+3m) \}}$
C_{33}	$\frac{E t (1+m)}{2(1+\nu) (m + \cos \theta)}$
C_{44}	$\frac{E t^3 (m + \cos \theta)}{12 (1-\nu^2) (1+m)}$
C_{55}	$\frac{E t \{ t^2 (m + \cos^2 \theta) + 4h^2 (1+m) \}}{12 (1-\nu^2) (m + \cos \theta)}$
C_{66}	$\frac{E t^3 (m + \cos \theta)}{12 (1+\nu) (m + \cos^3 \theta)}$
C_{76}	$\frac{E t^3 (1+m)}{12 (1+\nu) (m + \cos \theta)}$

어진다.

$$M_{yx} = \frac{E t^3}{12(1+\nu)} \frac{(m+1)}{(m+\cos\theta)} w_{,xy} \quad (12)$$

$$M_{xy} = \frac{E t^3}{12(1+\nu)} \frac{(m+\cos\theta)}{(m+\cos^3\theta)} w_{,xy} \quad (13)$$

2.3 주름판의 구성방정식

앞에서 구한 합응력과 변형률의 관계 및 합모멘트와 곡률변화율의 관계를 행렬식으로 표시하면, 다음과 같다. 여기서, ϵ_{ij} 는 주름판을 직교이방성판으로 등가시켰을 때에 중립면의 변형률을 나타내며, 미소변위이론에 따라 중립면의 변위 (u & v)는 $\epsilon_{ij} = 1/2(u_{i,j} + u_{j,i})$ 의 관계가 성립한다. 또한, $\chi_{xx} = -\partial^2 w / \partial x^2$, $\chi_{yy} = -\partial^2 w / \partial y^2$, $\chi_{xy} = \chi_{yx} = \partial^2 w / \partial x \partial y$ 이다. 그리고, C_{ij} 는 강성 계수(stiffness coefficient)로서 Table 1에 정리하였다.

$$\begin{Bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \\ M_{yx} \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ C_{21} & C_{22} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{76} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x^* \\ \epsilon_y^* \\ \epsilon_{xy}^* \\ \chi_{xx} \\ \chi_{yy} \\ \chi_{xy} \end{Bmatrix} \quad (14)$$

3. 진 동 해 석

3.1 이론해석

주름판의 진동해석에, 앞에서 구한 등가이론강성값을 대입하여 줌으로서 등가시킨 직교이방성판의 진동해석을 하여 그 타당성을 검토하고자, Rayleigh-Ritz방법을 이용하였다. 직교이방성판의 최대변형에너지 (V_{max})와 최대운동에너지 (T_{max})는 Love의 이론에 의하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} V_{max} &= 1/2 \int_0^a \int_0^b [D_x \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2}\right)^2 + D_y \left(\frac{\partial^2 W}{\partial y^2}\right)^2 \\ &\quad + D_1 \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \frac{\partial^2 W}{\partial y^2} + (D_{xy} + D_{yx}) \\ &\quad \times \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y}\right)^2] dx dy \\ &= 1/2 D_x \int_0^a \int_0^b \left[\left(\frac{\partial^2 W}{\partial x^2}\right)^2 + \alpha \left(\frac{\partial^2 W}{\partial y^2}\right)^2 \right. \\ &\quad \left. + \beta \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} \frac{\partial^2 W}{\partial x^2} + \delta \left(\frac{\partial^2 W}{\partial x \partial y}\right)^2 \right] dx dy \quad (15) \end{aligned}$$

$$T_{max} = 1/2 \rho t \omega^2 \int_0^a \int_0^b W^2 dx dy \quad (16)$$

여기서, $D_1 = \nu_x D_y + \nu_y D_x$ 이고, ω 는 각 진동수(angular frequency), t 는 판두께, ρ 는 밀도이다. 그리고, $\alpha = D_y/D_x$, $\beta = D_1/D_x$, $\delta = (D_{xy} + D_{yx})/D_x$ 이다. 한편, 주름판의 횡방향변위함수 $W(x,y)$ 는 다음과 같이 조정할 수 있으며, $X_m(x)$ 와 $Y_n(y)$ 는 경계조건을 만족하는 변위함수이다.

$$W(x,y) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N A_{mn} X_m(x) Y_n(y) \quad (17)$$

그리고 최소에너지원리에 의하면 다음의 관계가 성립한다.

$$\frac{\partial V}{\partial A_{kl}} - \frac{\partial T}{\partial A_{kl}} = 0 \quad (k=1,2,3,\dots,M, \quad l=1,2,3,\dots,N) \quad (18)$$

이 식에 변형에너지식과 운동에너지식을 대입하고, 변위함수를 적용하면 다음식을 얻는다.

$$\begin{aligned} D_x \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N A_{mn} \int_0^a \int_0^b [X_m'' X_k'' Y_n Y_1 + X_m X_k \\ Y_n'' Y_1 + 1/2 \beta (X_m'' X_k Y_n Y_1'' + X_m X_k'' Y_n'' Y_1) \\ + X_m' X_k' Y_n' Y_1'] dx dy - \rho t \omega^2 \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N \\ A_{mn} \int_0^a \int_0^b (X_m X_k Y_n Y_1) dx dy = 0 \quad (19) \end{aligned}$$

윗 식의 적분과정에서, 함수 $X(x)$ 와 $Y(y)$ 의 직교성으로부터 다음과 관계식을 얻는다.

$$\begin{aligned} \int_0^a X_m X_k dx &= \begin{cases} a & (\text{for } m=k), \\ 0 & (\text{for } m \neq k). \end{cases} \\ \int_0^a X_n'' X_k'' dx &= \begin{cases} k_n^4/a^3 & (\text{for } m=k), \\ 0 & (\text{for } m \neq k). \end{cases} \\ \int_0^a Y_n Y_1 dx &= \begin{cases} b & (\text{for } n=1), \\ 0 & (\text{for } n \neq 1). \end{cases} \\ \int_0^a Y_n'' Y_1'' dx &= \begin{cases} k_n^4 b^3 & (\text{for } n=1), \\ 0 & (\text{for } n \neq 1). \end{cases} \end{aligned}$$

그리고,

$$\begin{aligned} E_{mk} &= a \int_0^a X_n X_1'' dx, \\ F_{n1} &= a \int_0^a Y_n Y_1'' dy \\ G_{mk} &= a \int_0^a X_n' X_1' dx, \\ D_{n1} &= a \int_0^a Y_n' Y_1' dy \quad (20) \end{aligned}$$

라 놓으면, 식 (19)로부터 다음과 같은 두개의 식

을 얻는다.

i) $n=k$, 그리고 $n=l$ 인 경우

$$\sum_{n=1}^M \sum_{n=1}^N A_{nn} \left(\frac{k_n^3}{a^3} b + \alpha \frac{k_n^3}{b^3} a + \frac{\beta}{2ab} E_{kn} F_{ni} \right) + \frac{\delta}{ab} G_{mn} A_{mn} - \frac{\rho t w^2}{n_x} ab$$

ii) $m \neq k$, 그리고 $n \neq l$ 인 경우

$$\sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N A_{mn} \left\{ \frac{\beta}{2ab} (E_{km} F_{ni} + E_{mk} F_{in}) + \frac{\delta}{ab} G_{mk} D_{ni} \right\} \quad (22)$$

따라서, 위 식으로 부터 다음식과 같은 고유치문제를 얻는다.

$$\sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N C_{mn}^{kl} - \lambda^2 \delta_{mn} A_{mn} = 0 \quad (k=1,2,3,\dots,M, l=1,2,3,\dots,N) \quad (23)$$

여기서,

$$\lambda^2 = \omega^2 \rho t a^3 b / D_x$$

$\delta_{mn} = 1$ (for $m=k$, & $n=l$), or 0 (for $m \neq k$, & $n \neq l$), 그리고, C_{mn}^{kl} 는 다음과 같다.

(i) $m=k$, $n=l$ 인 경우 :

$$C_{mn}^{kl} = \frac{b}{a} k_m^4 + \alpha \frac{a^3}{b^3} k_n^4 + \beta \frac{a}{b} E_{mn} F_{nn} + \delta \frac{a}{b} G_{nn} D_{nn}$$

(ii) $m=k$, $n \neq l$ 인 경우 :

$$C_{mn}^{kl} = \beta \frac{a}{2b} E_{mm} (F_{ni} + F_{in}) + \delta \frac{a}{b} G_{mn} D_{ni}$$

(iii) $m \neq k$, $n=l$ 인 경우 :

$$C_{mn}^{kl} = \beta \frac{a}{2b} F_{nn} (E_{km} + E_{mk}) + \delta \frac{a}{b} G_{mk} D_{nn}$$

(iv) $m \neq k$, $n \neq l$ 인 경우 :

$$C_{mn}^{kl} = \beta \frac{a}{2b} (E_{km} F_{ni} + E_{mk} F_{in}) + \delta \frac{a}{b} G_{mk} D_{ni} \quad (24)$$

4. 진동실험 및 수치해석 결과의 검토

4.1 진동실험

주름판을 직교이방성평판으로 등가시켜주는, 등가강성값을 구하는, 식을 일원화하여, 각이진 주름판의 강성해석에 유용하도록 하였다. 이 결과식의 타당성을 검토하기 위하여 외팔주름판의 진동실험을 하여 실험치를 얻었다. 시험편은 구조용 알루미늄 (Al 5052P)으로 제작하였으며, 기계적 성질은 탄성계수 $E=7100 \text{ kg/mm}^2$, 프와송 비 $\nu=0.333$, 비중량 $\gamma=2.699 \text{ g/cm}^3$ 이다. 측정은 시험편에 부착된 스트레인 게이지와 가속도계를 사용하여, 충격하중을 줄 때, 감지된 신호를 동적 스트레인미터

Table 2 Dimensions of specimens and comparing analytical results with experimental ones

Type	Specimen. Np.	a	b	h	θ (deg.)	m	Frequency		Deviation (%)
							Exper.	Theory	
Triangular	X-1	142.5	109.0	7.35	54.50	0.0	23.77	23.77	3.07
	X-2	203.0	205.0	7.60	52.00	0.0	13.00	12.85	1.17
	X-3	217.0	217.0	6.65	44.00	0.0	13.50	13.07	3.28
	X-4	161.7	164.0	5.65	41.00	0.0	24.38	24.76	1.55
	Y-1	186.0	185.5	6.50	39.25	0.0	288.75	303.00	4.70
	Y-2	172.0	174.5	8.38	56.50	0.0	428.75	421.25	1.78
	Y-3	181.0	179.0	5.20	29.00	0.0	246.25	237.90	3.50
	Y-4	157.0	158.0	8.00	51.00	0.0	475.00	493.91	3.83
Trap-ezoidal	X-1	171.0	170.0	7.00	57.00	0.5	19.25	19.85	3.00
	X-2	213.0	215.5	5.50	62.00	0.88	13.13	12.86	2.01
	X-3	224.0	224.0	4.80	60.60	1.3	12.86	13.36	3.63
	X-4	165.5	165.5	3.85	60.50	1.0	23.00	21.84	5.31
	Y-1	173.0	173.0	5.30	66.00	1.21	352.50	335.58	5.04
	Y-2	164.0	164.0	6.00	66.50	1.0	438.75	421.89	3.99
	Y-3	135.5	135.0	4.60	70.00	1.56	492.50	501.70	1.84
	Y-4	165.5	166.0	3.70	60.00	1.0	302.50	298.70	1.42

Table 3 Comparing results of present with one of SAP

$m(l/l)$		Nuber of mode					
		1	2	3	4	5	
0.0	Present	108.7070	109.5446	120.7518	148.5262	195.0091	263.0356
	S.A.P.	108.2900	109.0800	122.2500	146.0600	187.2200	223.6800
1.0	Present	106.4213	107.0938	118.1969	145.8724	192.4157	260.5416
	S.A.P.	104.7300	105.9400	118.1100	142.4500	184.8600	233.3100

(amplifier)에서 증폭하고, 이를 FFT 해석기에서 스펙트럼 분석으로 고유진동수의 실험치를 얻는다. 시험편은 산형 및 사다리꼴로 절곡하였으며, 주름을 최대한으로 균일하게 되도록하여 제작하였다. 또한, 주름판을 외팔판으로 고정할때, 주름과 평행한 변을 고정할 경우에는 시험편 번호에 X 를, 주름에 수직된 변을 고정하는 경우에는 Y 를 명시하였다. 주름판의 진동실험에 사용된 시험편의 형상과 치수는 Table 2에 나타낸다. 여기서, a 는 주름판의 x 방향의 길이를, b 는 y 방향의 길이를 나타낸다.

4.2 실험결과 및 수치해석 결과의 검토

주름판의 고유진동수를 구하는 수치해석의 결과를 얻기 위하여서는 다음의 과정을 거친다.

(1) 직교이방성판으로 주름판을 등가시켜 주기 위하여, 본 연구에서 제시한 일원화된 강성식에 Table 2에서 주어진 시험편의 치수를 대입하여 주므로서, 이론적인 등가 강성치를 구한다.

(2) 이 결과를 식 (15)에 대입하여 주고, 변위함수는 경계조건을 만족하는 보함수로 설정한다.

(3) 변위함수를 적분수행할때 해의 오차를 줄이기 위하여 Felgar가 제시한 공식 (18)을 사용한다. 위의 과정을 거쳐서 얻어진 식의 수치해석결과를 얻기 위하여 프로그래밍을 하였다. 프로그램과 얻어진 수치결과의 신뢰성은, 본 저자들이 발표한 진동해석논문⁽²⁰⁾에서, 다른 결과들과 비교하여 줌으로서 보여준다. 또한, 얻어진 결과의 신뢰성을 위하여, PC용 SAP을 사용하여 얻어진 결과와도 Table 3에서 비교 하였다.

진동실험의 결과는 수치해석결과와 비교할 수 있도록 Table 2에 같이 정리하였다. 여기서, 저자는 본 연구에서 제시한 등가강성식을 이용하여 얻어진 수치해석 결과와 실험결과가 약 5%정도의 오차를

보이고 있어, 실험결과는 우리가 주관심을 갖는 저차 모드에서 만족스럽게 부합되고 있음을 알 수 있다. 또한, Table 3에서는 양단고정 양단자유(CFCF경계조건)에서 평판의 치수비 $a/b=1$ 이고, 산형($m=0, \theta=26.62^\circ, h=2.29$)과 사다리꼴형($m=1, \theta=35^\circ, h=1.58$)으로 주름잡힌 평판의 고유치를 SAP프로그램과 본 연구의 진동이론으로 구한 결과를 비교하였다. 그 결과도 약 2% 정도의 오차를 보이고 있어, 매우 잘 부합되고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서의 임의의 형상비(m)를 갖는 각이 지게 주름잡힌 판에 적용할 수 있도록, 일반적으로 표시된 이론강성식을 제시하였다. 이 결과는 강성식을 일원화하여 줌으로서 설계 및 최적화문제에서 유용하도록 하였다. 그리고 이 강성식을 이용하여 진동실험에 사용될 시험편의 등가강성을 구하여 진동이론식에 대입하여 줌으로서, 직교이방성판으로 등가된 주름판의 고유진동수에 관한 수치해석을 하였다. 얻어진 수치결과와 F.F.T.를 사용하여 측정된 진동실험 결과를 비교 하였다. 또한, SAP을 이용하여 얻어진 결과와도 비교하여 줌으로서 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 평판을 대칭되게 절곡하여 만든 주름판의 강성식을 일원화하여 표시하였다. (즉, $m=0$ 인 경우는 산형으로 주름 잡아준 주름판의 강성식이 된다.)

(2) 주름판의 진동실험 결과는 본 연구에서 제시된 등가강성식을 이용하여 얻어진 수치해석 결과와 약 5%정도의 오차로서 이론과 잘 부합되고 있다. 또한, SAP의 결과와 비교에서도 약 2% 정도의 오차로 잘 부합되고 있다. 따라서, 본 연구에서 제시

된 등가강성식이 타당함을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 1987년도 연구비지원으로 이루어 졌으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Seydel, E.B., 1931, "Schubknickversuch mit Wellblechtafeln", Jahrbuc d. Deutsch. Versuchsanstalt fur Luftfahrt, E. V. Munchenund Berlin, p. 233.
- (2) Ramawamy, G.S., 1975, Design and Construction of Concrete Shell Roofs, McGraw-Hill Book Co.
- (3) Fung, Y.C., 1962, "On Corrugation-Stiffened Panels", GALCIT SM 62-83 (CFSTI No, AD 429770), Calif. Inst. Tech..
- (4) Asher, G.W., McMeen, D.J., 1969, "Static and Vibration Tests of a Corrugated Square Panel Todetermine Applicability of Orthotropic Plate Theory", SDL Rrport, No. 156. The Boeing Company, Aerospace Division.
- (5) Kinloch, H., 1967, "An Experimental and Theoretical Inverstigation of Orthotropic Plate Structure, thin Walled Steel Structures", Symposium at Swansea, pp. 213~235.
- (6) Hussian, H., 1977., "Stiffness Tests of Trapezoidally Corrugated Shear Webs.", J. of the Structural Division, ASCE, pp. 971~987.
- (7) Perel, D., Libove C., 1987, "Elastic Buckling of Infinitely Long Trapezoidally Corrugated Plate in Shear", J. of Appl. Mech., Trans. ASME, pp. 579~582.
- (8) Young, D., 1950, "Vibration of Rectangular Plate by the Ritz Method", J. of Appl. Mech., Vol. 17, No. 4, pp. 448~453.
- (9) Nagaraja, J. and Rao, S. S., 1953, "Vibration of Rectangular Plates", J. of Aeron. Sci., Vol. 20, No.12, pp. 855~856.
- (10) Warburton, G.B., 1954, "The Vibration of Rectangular Plates", Proc. Inst. Mech., Ser. A, Vol. 168, No. 12, pp. 371~384.
- (11) Huffington, Jr., N. J. and Hoppman II, W. H., 1958, "On the Transverse Vibration of Rectangular Orthotropic Plates", J. of Appl. Mech., Vol. 25, pp. 389~395.
- (12) Hearmon, R. F. S., 1959, "The Frequency of Flexural Vibrations of Rectangular of Orthotropic Plates with Clamped Supported Edges", J. of Appl. Mech., Vol. 26, pp. 537~540.
- (13) Herarmon. R. F. S., 1959, "On the Transverse Vibrations of Rectangular Orthotropic Plates.", J. of Appl. Mech., Vol.26, pp. 307~308.
- (14) Durvasula, S. and Srinivasan, S., 1967, "Vibration and Buckling of Orthotropic Rectangular Plates", J. of Aeron. Soc. Ind., Vol. 19, pp. 65~80.
- (15) Dickinson, S. M., 1978, "The Buckling and Frequency of Flexural Vibration of Rectangular, Isotropic and Orthotropic Plates Using Rayleigh's Method", J. Sound and Vib., Vol. 61, pp. 1~8.
- (16) Irie, T., Yamada, G. and Kobayashi, Y., 1984, "Free Vibration of a Cantilever Folded Plates", J. of Acoust. Soc. Am., Vol. 76, No. 6, pp. 1743~1748.
- (17) Nakahira, N., Natsuaki, Y., Ozawa, K. and Naruoka, M., 1985, "Numerical Analysis of Plate Structures by Newmark's for Integrals Containing Characteristic Functions of a Vibrating Beam", Univ. of Texas Circular No. 14, Bureau of Eng. Research, Austin, Texas.
- (19) Leissa, A. W., 1973, "The Free Vibration of Rectangular Plates.", J. Sound. and Vib., Vol. 31, pp. 257~293.
- (20) Byoungkee Han, Kang Chung and Daesik Han, 1989, "Vibration Analysis on Plates by Orthogonal Polynomials", KSME J., Vol. 3, No. 2, pp. 95~102.