

壓縮平板의 最終強度 解析

李 柱 成

造船工學科

(1984. 3. 7 접수)

〈요 약〉

船舶등 해양구조물은 주로 平板部材로 구성되어 있고, 이들은 引長과 壓縮荷重을 반복해서 받게된다. 선체구조물의 부재로써 평판은 薄板이기 때문에 압축하중에 의해 파괴되기 쉽다. 따라서 設計를 위하여 壓縮最終荷重의 결정이 요구된다.

本 論文에서는 Ritz法을 應用한 새로운 解析의인 方法을 利用하여 평판의 압축최종하중을 결정하였다. 本 方法을 利用하여 有限要素法 등의 數値解析法에 의한 것 보다 더 效果的으로 좋은 결과를 얻었다.

Ultimate Strength Analysis of Compressive Plates

Lee, Joo Sung

Dept. of Naval Architecture and Ship Building

(Received March 7, 1984)

〈Abstract〉

Offshore structures such as ship's structure are mainly composed of the plate members and the plates are subjected to the tensile and compressive load.

Since the plates as the member of ship's structure are the thin plate, they are likely to be collapsed under the compressive load. Therefore the compressive ultimate load must be determined for design.

In this paper, new analytical method applying the Ritz method is introduced to determine the ultimate compressive load of plates. Results of the present method are more accurate and the present method are more effective and economic than the numerical method such as the finite element method.

I. 緒 言

船舶 등 해양구조물의 대부분은 평판부재로 구성되어 있고 해상에서 운용 중에 평판부재는 휨하중은 물론 압축과 인장하중을 반복하여 받게된다. 해양구조물을 구성하는 평판은 薄板이기 때문에 휨하중과 인장하중 보다는 압축하중에 의해 파괴되기 쉽다. 따라서 평판부재의 설계를 위하여 壓縮最終荷重의 결정이 요구된다.

압축하중을 받는 평판에 관한 문제는 그 중요성이 널리 인식되어 많은 연구가 수행되어 왔다. 그 중에서 線形理論인 挫屈理論에 의한 挫屈荷重을 구하여 이를 설계에 적용하였는데, 이는 평판이 완전한 平面이라는 이상적인 假定에 따른 것으로써 실제 구조물은 제작과정과 운용 중에 필연적으로 유발되는 초기처짐 등의 초기결함을 고려하지 않았기 때문에, 그에 따라 설계하고 제작된 구조물은 構造的인 安全性을 부여할 수 없고, 이를 보완하기 위해 安全係數를 증가시킬 수 밖에 없는 데, 이는 最

適設計가 되지 못한다. 따라서 평판구조물의 最適設計을 위해서는 제작과정과 운용 중에 필연적으로 유발되는 초기결함을 고려한 非線形 解析을 수행하여 최종강도를 구하고, 이에 기초를 두어 설계를 폐해야 할 것이다. 이에 대한 필요성을 좀 더 부연하자면, 현재 많은 해양구조물의 설계를 船級協會의 規則에 따르고 있는 데, 그렇게 제작되는 구조물이 비록 구조적인 안전성은 보장할 수 있다 손 치더라도 그것이 곧 最適設計가 된다고 할 수는 없으므로, 보다 더 자세한 구조해석법의 결과로 부터 최적설계를 위한 자료가 제시되어야 하고, 또한 이에 따라 현존의 설계규칙에 수정을 가해야 할 것이다. 또한 화물선 등은 선급협회의 규칙에 따라 설계한다고 하지만, 군함등 설계규칙이 규정되어 있지 않는 특수한 선박 또는 해양구조물의 설계를 위해서는 나름대로의 자료가 요구된다.

平板의 壓縮最終強度에 관한 문제는 본질적으로 非線形 問題라는 점에서 많은 연구자들이 有限要素法 등의 數值解析法을 이용하여 수행하였다. [8], [9], [11~19] 유한요소법은 기하학적 형상과 경계조건 및 하중조건이 복잡한 문제이거나, 線形 또는 非線形 問題에 적용할 수 있다는 큰 매력에 있기는 하지만, 프로그램의 작성, 입력자료의 준비와 계산 결과의 정리에 많은 시간과 노력이 요구되며 또한 계산시간이 상당히 길다는 단점을 지적할 수 있다. 이러한 점에서 미루어 볼 때, 다루고자하는 문제의 성격상 기하학적 형상과 경계조건 및 하중조건이 간단하다면 유한요소법은 경제적인 측면에서 그 효용성이 결여된다고 할 수 있으며 따라서 해석결과의 精度가 유한요소법의 결과와 비교해서 더 좋은 정도의 결과를 보다 짧은 계산시간을 소요하여 구할 수 있는 방법이 있다면 이를 이용하는 것이 보다 더 효과적이고 경제적이다. 例로써 문헌 [10]에서는 Galerkin法을 이용하여 좋은 결과를 얻었다.

本論文에서는 Ritz法을 應用한 새로운 解析的인 方法을 導入하여 평판의 壓縮最終強度를 결정하였다. 本論文의 方法에서는 假想일의 原理를 적용하여 유도한 非線形 方程式에 [18] 경계조건을 만족하는 적절한 變位函數를 假定하고 Ritz法을 應用하여 彈塑性 大變形 解析을 수행하고, 그로부터 壓縮最終強度를 결정하였다. 평판의 두께 방향으로 塑性化되는 것을 고려하기 위해서 문헌 [18], [19]의 層要素 接近法을 導入하였다.

II. 理 論

1. 增分形 平衡方程式

탄소성 대변형 거동을 지배하는 평형방정식을 假想일의 原理를 적용하여 증분형으로 표현하면 식 (2.1)과 같다. [18], [19]

$$\int_v \left\{ \Delta\sigma_{ij} \delta\Delta e_{ij} + \sigma_{ij} \delta \left(\frac{1}{2} \Delta u_{k,i} \Delta u_{k,j} \right) \right\} dv - \int_s \Delta T_i \delta u_i ds + \left(\int_v \sigma_{ij} \delta\Delta e_{ij} dv - \int_s T_i \delta\Delta u_i ds \right) = 0 \quad (2.1)$$

여기에서 σ_{ij} , e_{ij} , u_i , T_i 는 각각 應力, 變形度, 變位, 外力이고, $\Delta\sigma_{ij}$, ... 등은 그들의 증분량이다. 변형도 증분 Δe_{ij} 를 변위의 항으로 표현하면, 그 항을 무시해서

$$\Delta e_{ij} = \frac{1}{2} (\Delta u_{i,j} + \Delta u_{j,i} + \Delta u_{k,i} u_{k,j} + \Delta u_{k,j} u_{k,i}) \quad (2.2)$$

일반적으로 응력과 변형도 증분 사이에는 다음의 관계가 있다.

$$\Delta\sigma_{ij} = C_{ijkl} \Delta e_{kl} \quad (2.3)$$

2. 彈塑性 大變形 解析

2.1 座標系와 假定

좌표계는 Fig. 2.1과 같이 정하고, 탄소성 대변형 해석을 위해 다음의 假定을 어용한다.

- (1) Kirchhoff의 假說이 成立한다.
- (2) 필의 두께, t 는 다른 치수에 비해 상당히 작다. 즉 박판이다.
- (3) 재료는 균질이고 등방성이다.
- (4) Baushinger 效果는 무시한다.
- (5) 변형도 경화는 등방변형도 경화로 가정한다.
- (6) Prandtl-Reuss의 假說과 흐름이론을 적용한다.
- (7) 변형은 有限變形이다.

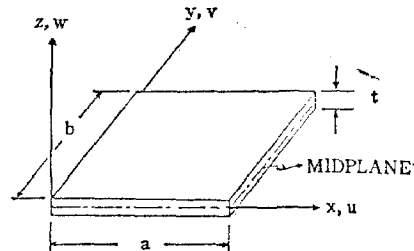


Fig. 2.1 Coordinate and Displacements

2.2 剛性方程式

평판의 임의의 점에서의 변위를 $\bar{u}(x, y, z)$, $\bar{v}(x, y, z)$, $\bar{w}(x, y, z)$ 라 하면 (Fig 2.1) 가정에 의해

$$\begin{aligned} \bar{u} &= u - z \frac{\partial w}{\partial x} \\ \bar{v} &= v - z \frac{\partial w}{\partial y} \\ \bar{w} &= w \end{aligned} \quad (2.4)$$

여기에서 u, v, w 는 中立面에서 x, y, z 방향의 변위이고 x 와 y 의 함수이다. §2.1의 假定으로 부터 z 방향의 변형도 $e_i = \gamma_{i, \dots} = \gamma_{\dots, i} = 0$ 이고, 식(2.2)의 변위 tensor $u_i (i=1, 3)$ 대신 식(2.4)의 $\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$ 를 이용하면 변형도 증분은

$$\begin{aligned} \Delta e_x &= \frac{\partial \Delta u}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial \Delta w}{\partial x} - z \frac{\partial^2 \Delta w}{\partial x^2} \\ \Delta e_y &= \frac{\partial \Delta v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial \Delta w}{\partial y} - z \frac{\partial^2 \Delta w}{\partial y^2} \\ \Delta \gamma_{xy} &= \frac{\partial \Delta v}{\partial x} + \frac{\partial \Delta u}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial \Delta w}{\partial y} \\ &\quad + \frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial \Delta w}{\partial x} - 2z \frac{\partial^2 \Delta w}{\partial x \partial y} \end{aligned} \quad (2.5)$$

이들 행렬형태로 다음 식과 같이 쓸 수 있다.

$$\{\Delta e_i\} = \{\Delta e_x\} + \{\Delta e_y\} + \{\Delta e_z\} \quad (2.6)$$

여기에서

$$\{\Delta e_i\} = [\Delta e_x, \Delta e_y, \Delta \gamma_{xy}]^T \quad (2.7-a)$$

이고

$$\{\Delta e_x\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial \Delta u}{\partial x} \\ \frac{\partial \Delta v}{\partial y} \\ \frac{\partial \Delta v}{\partial x} + \frac{\partial \Delta u}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad (2.7-b)$$

$$\{\Delta e_y\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial \Delta w}{\partial x} \\ \frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial \Delta w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial \Delta w}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial y} \frac{\partial \Delta w}{\partial x} \end{Bmatrix} \quad (2.7-c)$$

$$\{\Delta e_z\} = -z \begin{Bmatrix} \frac{\partial^2 \Delta w}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 \Delta w}{\partial y^2} \\ 2 \frac{\partial^2 \Delta w}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix} \quad (2.7-d)$$

또한 응력과 변형도 증분 관계는

$$\{\Delta \sigma\} = [D_{ij}] \{\Delta e_i\} \quad (2.8)$$

여기에서

$$\{\Delta \sigma\} = [\Delta \sigma_x, \Delta \sigma_y, \Delta \tau_{xy}]^T \quad (2.9-a)$$

이고, $[D_{ij}]$ 는 단소성 계수행렬로써 Prandtl-Reuss 의 假說과 흐름이론으로 부터

$$[D_{ij}] = [D_{ij}] - \frac{[D_{ij}]\{a\}^T\{a\}[D_{ij}]}{\{a\}^T[D_{ij}]\{a\}} \quad (2.9-b)$$

로 표현되며, $[D_{ij}]$ 는 다음과 같은 탄성계수행렬이 고, $\{a\}$ 는 흐름벡터이다.

$$[D_{ij}] = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (2.9-c)$$

E 는 Young 율, ν 는 Poisson 비이다.

식(2.6)과 (2.8)을 이용하여 식(2.1)을 다시 쓰면 강성방정식이 식(2.10)으로 구해진다.

$$\begin{aligned} &\int_S \{\Delta e_i\}^T [D_{ij}] \delta \{\Delta e_i\} dv + \int_V \{G\}^T [S_0] \delta \{G\} dv \\ &= \int_S \{\Delta T\}^T \delta \{\Delta q\} ds \\ &\quad - \left(\int_V \{\sigma\}^T \delta \{\Delta e_i\} dv - \int_S \{T\}^T \delta \{\Delta q\} ds \right) \end{aligned} \quad (2.10)$$

여기에서

$$\{G\} = \left[\frac{\partial \Delta w}{\partial x} \quad \frac{\partial \Delta w}{\partial y} \right]^T$$

$$\{\Delta T\} = [\Delta T_x, \Delta T_y, \Delta T_z]^T$$

$$\{\Delta q\} = [\Delta u, \Delta v, \Delta w]^T$$

$$[S_0] = \begin{bmatrix} S_x & S_{xy} \\ S_{xy} & S_y \end{bmatrix}$$

이고, $[S_0]$, $\{\Delta T\}$ 와 $\{\Delta q\}$ 는 각각 초기응력행렬, 하중증분과 변위증분이다.

2.3 變位函數

Fig. 2.2에 보인 4변이 단순지지된 一軸壓縮荷重을 받는 평판에서 變位函數를 다음과 같이 假定한다.

$$\begin{aligned} u &= U_1 \sin \frac{2\pi x}{a} + U_2 \sin \frac{2\pi x}{a} \cos \frac{2xy}{b} \\ &\quad + U_3 x + U_4 \\ v &= V_1 \sin \frac{2\pi y}{b} + V_2 \sin \frac{2\pi y}{b} \cos \frac{2\pi x}{a} \\ &\quad + V_3 y + V_4 \\ w &= W_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \end{aligned} \quad (2.11)$$

이 식을 이후의 수식전개를 편리하게 하기 위해 다음과 같이 표현한다.

$$\begin{aligned} u &= \Sigma U_{mn} P(x) Q(y) \\ x &= \Sigma V_{mn} R(x) S(y) \\ w &= \Sigma W_{mn} M(x) N(y) \end{aligned} \quad (2.12)$$

식(2.12)의 $P(x) \dots$ 등은 경계조건을 만족하는 함수이고 $U_{mn} \dots$ 등은 미지의 變位係數이다.

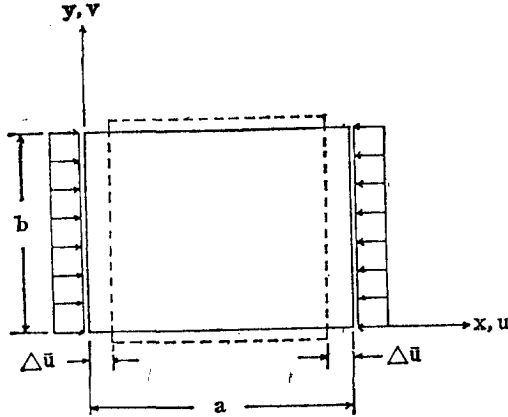


Fig. 2.2. Plate Under Uniaxial Compression

2.4 剛性方程式의 定式化

식(2.12)의 변위함수를 이용하면 변형도 증분과 미지의 변위계수 증분과의 관계는 식(2.6)과 (2.7)로부터

$$\{ \Delta e_p \} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} [P(x)Q(y)] & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} [R(x)S(y)] \\ \frac{\partial}{\partial y} [P(x)Q(y)] & \frac{\partial}{\partial x} [R(x)S(y)] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta u \\ \Delta v \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} \Delta U_{ps} \\ \Delta V_{rs} \end{Bmatrix} = [B_p] \{ \Delta q_s \} \quad (2.13-a)$$

$$\{ \Delta e_n \} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} [M(x)N(y)] \{W_{mn}\} \\ \frac{\partial}{\partial x} [M(x)N(y)] \\ \frac{\partial}{\partial y} [M(x)N(y)] \{W_{mn}\} \\ \frac{\partial}{\partial y} [M(x)N(y)] \\ \frac{\partial}{\partial x} [M(x)N(y)] \{W_{mn}\} \\ \frac{\partial}{\partial y} [M(x)N(y)] \\ \frac{\partial}{\partial x} [M(x)N(y)] \{W_{mn}\} \\ \frac{\partial}{\partial x} [M(x)N(y)] \end{bmatrix} \{ \Delta W_{mn} \}$$

$$\{ \Delta W_{mn} \} = [B_n] \{ \Delta q_s \} \quad (2.13-b)$$

$$\{ \Delta e_s \} = -z \begin{bmatrix} \frac{\partial^2}{\partial x^2} [M(x)N(y)] \\ \frac{\partial^2}{\partial y^2} [M(x)N(y)] \\ 2 \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} [M(x)N(y)] \end{bmatrix} \{ \Delta W_{mn} \}$$

$$= -z [B_s] \{ \Delta q_s \} \quad (2.13-c)$$

윗 식들에서 $\{ \Delta q_p \} = [\Delta U_{ps} \ \Delta V_{rs}]^T$, $\{ \Delta q_s \} = \{ \Delta W_{mn} \}$ 이고, 각각 面内變位와 面外變位의 미지계수이다. 식(2.6)으로부터 변형도 증분과 변위계수와의 관계는

$$\{ \Delta e \} = [B_p] \{ \Delta q_p \} + ([B_n] - z[B_s]) \{ \Delta q_s \} \quad (2.14)$$

또한 식(2.10)의 행렬 $\{G\}$ 는

$$\{G\} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} [M(x)N(y)] \\ \frac{\partial}{\partial y} [M(x)N(y)] \end{bmatrix} \{ \Delta W_{mn} \}$$

$$= [A] \{ \Delta q_s \} \quad (2.15)$$

식(2.8), (2.14)와 (2.15)를 이용하면 식(2.10)으로부터 剛性方程式은 다음의 식(2.16)과 같이 구해진다.

$$\begin{bmatrix} K_{pp} & K_{ps} \\ K_{sp} & (K_{ss} + K_c) \end{bmatrix} \{ \Delta q \} - \{ \Delta F \} = \{ \Delta R \} \quad (2.16)$$

또는

$$[K_T] \{ \Delta q \} - \{ \Delta F \} = \{ \Delta R \}$$

여기에서 $\{ \Delta F \}$ 와 $\{ \Delta R \}$ 은 外力과 잔류힘이고, $[K_T]$ 는 剛性行列로써 각 항은 다음과 같다.

$$[K_{pp}] = \int_v [B_p]^T [D_{ps}] [B_p] dv \quad (2.17-a)$$

$$[K_{ss}] = [K_{ss}]^T = \int_v ([B_n]^T [D_{sn}] [B_n] - z [B_p]^T [D_{ps}] [B_s]) dv \quad (2.17-b)$$

$$[K_{ss}] = \int_v \{ [B_n]^T [D_{sn}] [B_n] - z ([B_n]^T [D_{sn}] [B_s] + [B_s]^T [D_{sp}] [B_n]) + z^2 [B_p]^T [D_{ps}] [B_s] \} dv \quad (2.17-c)$$

또 초기응력의 강성행렬, $[K_c]$ 는

$$[K_c] = \int_v [A]^T [S_0] [A] dv \quad (2.17-d)$$

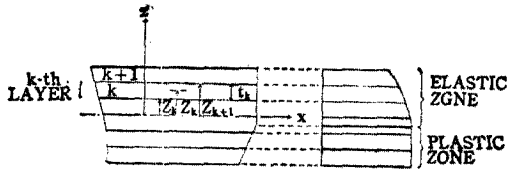
III. 平板의 彈塑性 大變形 解析

緒論에서 언급하였듯이 압축평판의 최종장도를 구하기 위해서는 탄소성 대변형 해석을 수행해야 하는 데, 판 부재의 용접과정과 운용 중에 유발되는 초기결함으로써 초기처짐의 형상은

$$w_0(x, y) = W_0 \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{b} \quad (3.1)$$

로 표현된다. (Fig. 2.2 참고)

초기처짐의 최대치 W_0 는 선급협회의 규정 등에서 판의 두께 정도 이내로 정하고 있지만, 구조물을 운용하면서 여러 원인에 의해 그보다 증가된다. 본 논문에서는 초기처짐의 크기를 변화시켜가면서, 초기처짐의 크기가 $a/b=1.0$ 인 正四角型 平板의 壓縮最終強度에 미치는 영향을 해석하였다. 프로그램에서 필요한 적분은 數値積分으로 구하였고, 應力은 각 積分點에서 구하였으며, 탄소성·해석에서 판의 두께 방향으로 소성이 진행되는 것을 고려해 주기 위하여 문헌 [18], [19]의 層要素 接近法을 導入하였다. (Fig. 3.1)



z_k, z_{k+1} : z-coor. of boundary of k-th layer
 \bar{z}_k : z-coor. of center of k-th layer
 t_k : thickness of k-th layer

Fig. 3.1 Layered Element Approach

1. 解析精度의 比較

본 논문의 방법의 정당성을 입증하기 위해 $a/b=1.0$, $b=1,000\text{mm}$, 항복응력 $\sigma_y=28\text{kg/mm}^2$, Young을 $E=21,000\text{kg/mm}^2$, Poisson比 $\nu=0.3$ 이고 변형도 경화는 없는 평판의 탄소성대변형 해석 결과를 참고문헌들의 결과와 비교하기 위해, 荷重比(평

균압축응력/좌굴응력, σ_w/σ_{cr})와 처짐비(최대처짐/두께, $(w_0+w)/t$)의 관계를 Fig. 3.2에 나타내었다. 보는 바와 같이 본 논문의 방법에 의한 결과는 본 著者가 유한요소법(FEM)으로 해석한 결과 [18], Coan의 결과 [20] 및 유한대판법(FSM)의 결과 [17]와 좋은 일치를 보이고 있다.

최종강도의 비교를 Fig. 3.3과 3.4에 나타내었는데, Fig. 3.3에서는 초기처짐이 $w_0/b=0.001, 0.005$ 일 때 본 논문의 방법과 유한요소법의 결과 [18]를 좌굴해석의 결과와 함께 최종강도곡선을 보여 주고 있다. σ_w 는 최종상태에서의 평균압축응력이고, η 는 $\frac{b}{t} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$ 로써 세장비이다. 유한요소법의 결과와 비교해서 좋은 일치를 보이고 있는데, η 가 약 2.0보다 클때, 유한요소법의 결과 보다는 본 방법의 결과가 조금 작고, η 가 약 2.0보다 작을 때는 조금 큰데, 이러한 차이는 유한요소법의 해석에서 응력을 要素의 中央點에서 구한 것 때문이라 생각된다. 또 다른 최종강도의 비교로써 초기처짐이 두께의 10% 즉, $w_0/t=0.1$ 이고, $\sigma_y=24\text{kg/mm}^2$ 일 때 Von Kármán [21], Winter [22], Ueda 등 [10]의 결과와 비교하여 Fig. 3.4에 나타내었다. 고전적인 방법의 결과인 문헌 [21], [22]의 결과와는 상당한 차이가 있고 Ueda 등이 Galerkin法을 이용한 결과와는 거의 완전히 일치하며 η 가 약 1.5 이상 즉, t/b 가 약 0.025 이하인 비교적 두꺼운 평판의 경우에서 약간의 차이가 생긴다. 이는 해석범위의 차이로 여겨진다.

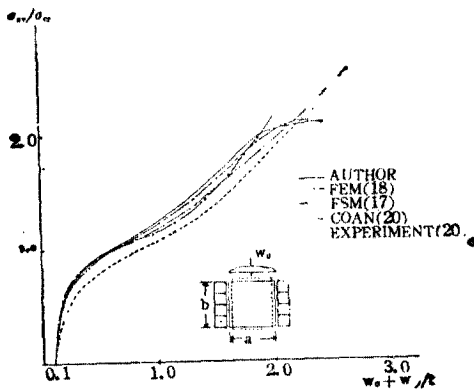


Fig. 3.2 Load-Deflection Curves of Plate ($a/b=1.0, t=10\text{mm}, w_0/b=0.001, \sigma_y=28\text{kg/mm}^2$)

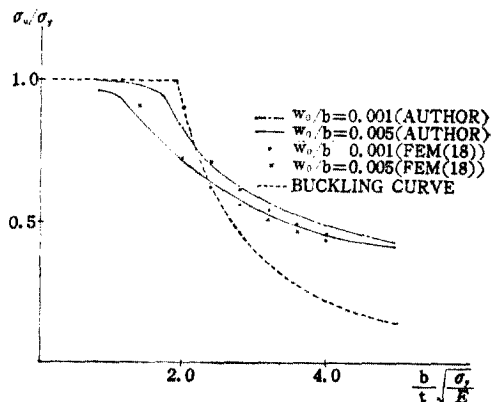


Fig. 3.3 Ultimate Strength Curves of Plates(1) ($\sigma_y=28\text{kg/mm}^2$)

Fig. 3.2, 3.3, 3.4에서 보는 바와 같이 유한요소법과 유한대판법 특히 복잡한 문제에도 적용가능

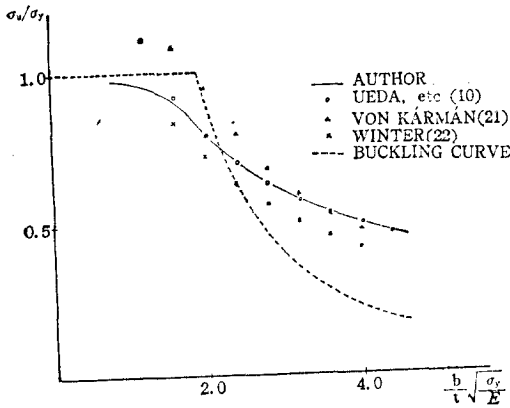


Fig. 3.4 Ultimate Strength Curves of Plates(2)
($w_0/t=0.1, \sigma_y=24\text{kg/mm}^2$)

한 가장 일반적인 近似解法인 유한요소법의 결과와 본 논문의 방법에 의한 결과 및 Ueda 등의 결과와 비교해 볼 때 만족할 만한 좋은 일치율을 보이고 있는 데, 이 사실로부터 경계조건과 하중조건이 비교적 간단하고 기하학적 형상이 단순한 경우라면 유한요소법 등의 수치해석법으로 해석하는 것 보다 본 논문의 해석적인 접근방법이 보다 더 효과적이고 이에 보다 큰 유용성을 부여할 수 있겠다.

참고로 剛性方程式의 解를 구하는 계산과정에서 소요되는 계산시간만을 비교해 보면 본 논문의 방법에 의한 계산시간은 유한요소법을 적용할 때의 계산시간의 약 0.2% 정도 밖에 소요되지 않았다.

2. 解析 結果

$a/b=1.0$ 인 정사각형 평판의 두께와 초기처짐의 크기를 변화시켜가면서 최종강도를 구하여 Fig. 3.5 와 3.6에 나타내었다. 항복응력은 $\sigma_y=24\text{kg/mm}^2$ 으로 하였다.

전반적으로 볼 때, 얇은 판 보다 두꺼운 판에서 초기처짐의 영향이 두드러지게 나타났다. Fig. 3.5 에서 η 가 약 2.0이하(t/b 가 약 0.016이상) 또는 η 가 약 3.0이상(t/b 가 약 0.01이하)인 경우에 각각 좌굴해석의 결과 보다 최종강도가 작거나 큰 데, 이로 부터 두꺼운 판의 경우에 좌굴이론에 의한 결과로서 설계한 판 구조물이 예상과피하중 보다 낮은 하중상태에서 파괴된다는 것을 알 수 있고, 반면 얇은 판의 경우는 보다 큰 하중상태에서 파괴된다는 것을 알 수 있다. 즉, 더 큰 하중을 견딜 수

있다.

선급규칙 등에서는 설계 시 초기처짐의 최대 허용치를 판의 두께 정도로 규정하고 있지만, 구조물을 제작 후 어느 정도 운용한 후에는 초기처짐이 여러 원인에 의해 그 이상으로 증가된다. η 가 약 2.4 이하(t/b 가 약 0.014이상)인 비교적 두꺼운 판에서 w_0/b 가 0.02, 0.03, 0.04일 때 초기처짐은 판의 두께 보다 큰 경우인 데, 이미 언급한 바와 같이 두꺼운 판에서는 초기처짐의 영향이 커서 최종강도는 초기처짐이 $w_0/b=0.01$ 로써 판의 두께 정도인 경우 보다 약 17% 내지 50% 정도 낮아진다. 이는 곧 운용 중에 유발되는 초기결함을 고려해서 설계하여야 함을 의미한다.

여러 두께를 갖는 평판에 초기처짐이 미치는 영향을 알아 보기 위해 $\eta=1.0, 2.0, 3.0, 4.0$ ($t/b=0.0338, 0.0169, 0.0112, 0.0084$)인 평판의 최종강도비(σ_u/σ_y)와 초기처짐비(w_0/b)의 관계를 Fig. 3.6에 도시하였다.

초기처짐이 얇은 판에 미치는 영향은 비교적 작아서 η 가 3.0, 4.0일 때 w_0/b 가 약 0.02 이상이면 최종강도는 거의 변화가 없으며, 이는 초기처짐비가 약 0.02이상일 때 초기처짐의 변화가 최종강도의 감소에 거의 영향이 없다는 것을 의미한다. 두꺼운 판의 경우는 그 영향이 두드러지게 나타나는 데, $\eta=1.0, 2.0$ 일 때 w_0/b 가 각각 0.06, 0.05가 될 때까지 최종강도는 현격히 감소함을 나타낸다. $\eta=1.0, 2.0$ 일 때 각각 w_0/b 가 약 0.07이상, 약 0.05 이상일 때 최종강도는 거의 일정하다.

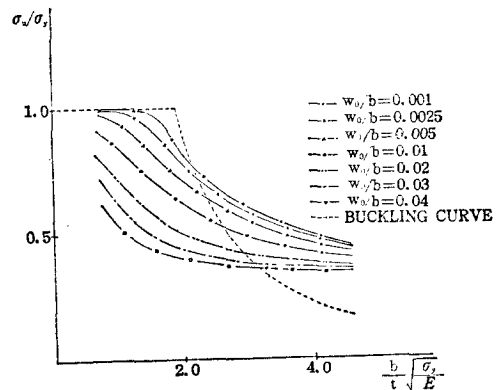


Fig. 3.5 Ultimate Strength Curves of Plates(3)
($\sigma_y=24\text{kg/mm}^2$)

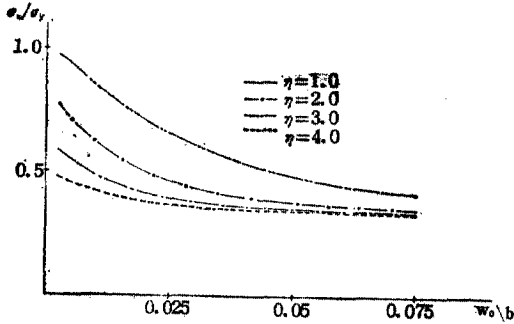


Fig. 3.6 Ultimate Strength-Initial Deflection Curves of Plates($\sigma_0=24\text{kg/mm}^2$)

전반적으로 두께에 관계없이 초기처짐이 큰 범위에서 보다 초기처짐이 작은 범위에서 최종강도의 감소에 미치는 영향이 현저히 나타난다.

以上の結果로부터 선박 등 해양구조물을 일정한 기간 동안만 사용하는 상품으로 취급한다면, 그 기간 동안 사용하면서 유발되는 초기처짐의 양을 예측하여 사용 중 그러한 초기처짐상태에서도 구조적으로 안전하고, 동시에 最適의 強度를 갖도록 본 논문에서와 같이 효율적인 방법으로 최종강도를 결정하고 이에 기초를 두어 설계하여야 最適設計를 꾀할 수 있다.

IV. 結 論

본 논문에서는 Ritz 法을 應用한 새로운 解析의 間接方法으로 板 部材의 彈塑性 大變形 解析을 수행하여 좋은 결과를 얻었다.

유한요소법 등의 수치해석법이 해석적인 방법 보다 적용범위가 넓다는 일반적이라는 측면에서 그 효용성이 강조되겠지만, 실제 구조물을 국부적으로 볼 때 경계조건과 하중조건 그리고 그 형상이 비교적 간단하기 때문에 본 논문의 解析의 方法으로도 구조해석의 수행이 충분히 가능하며, 유한요소법 등 수치해석법의 결과와 비교해서 동일한 정도 또는 그 이상의 좋은 정도를 갖는 결과를 얻을 수 있다면, 수치해석법이 갖는 장점은 상쇄되고, 오히려 프로그램이 장대하고, 입력자료의 준비와 결과의 정리에 많은 시간과 노력이 필요하고 또한 컴퓨터 계산 시간이 길다는 단점이 부각된다. 이러한 점에서 볼 때 본 논문의 방법이 보다 효과적이고 경제적이라는 점이 강조된다.

解析結果를 정리하면 다음과 같다.

- (1) 유한요소법 등 수치해석법의 결과와 비교해서 보다 짧은 계산시간을 소요하여 만족할 만한 결과를 얻었다.
- (2) 초기처짐이 최종강도에 미치는 영향은 얇은 판 보다 두꺼운 판에서 크다.
- (3) 얇은 판의 경우 과굴하중 보다 더 큰 하중을 받을 수 있고, 두꺼운 판의 경우는 보다 낮은 하중 상태에서 파괴된다. 즉 t/b 가 약 0.016 이상인 두꺼운 판에서 과굴하중에 기초를 두어 설계한 판 구조물에 構造的인 安全性을 보장할 수 없다.
- (4) 초기처짐의 작은 범위에서 그 변화가 최종강도에 미치는 영향이 크며, 초기처짐이 증가할 수록 그 영향이 감소되어 η 가 약 4.0 이상인 얇은 판에서는 w_0/b 가 약 0.02 이상이면 초기처짐의 증가가 최종강도의 감소에 거의 영향을 주지 않고, η 가 약 2.0 이하인 비교적 두꺼운 판에서는 w_0/b 가 약 0.05 정도로 증가할 때 까지 초기처짐이 최종강도의 감소에 미치는 영향이 현저하다.
- (5) 本 論文에서 제시한 방법은 초기응력 등 다른 초기결함을 갖거나 초기결함의 분포양상이 다른 여러 경우에 板 構造物의 壓縮最終強度를 결정하는데 適用할 수 있다.

參 考 文 獻

1. O. C. Zienkiewicz, "The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics", McGraw-Hill, Inc., 1977.
2. Shan Kuo, "Computer Application of Numerical Methods," Addison Wesley Pub., Co., Inc., 1972.
3. Alexander Chajes, "Principles of Structural Stability Theory", Prentice-Hall, Inc., 1974.
4. Y. C. Fung, "Foundation of Solid Mechanics," Prentice-Hall, Inc., 1965.
5. C. L. Dym, I. H. Shames, "Solid Mechanics, a variational approach", McGraw-Hill, Inc., 1973.
6. Rudolph Szilard, "Theory and Analysis of Plates, classical and numerical methods", Prentice-Hall, Inc., 1974.
7. 李載信, "船體構造力學" 韓國海軍問題研究所.

- 1981.
8. Y. Ueda, W. Yasukawa, T. Yao, H. Ikegami, R. Ominami, "Ultimate Strength of Square Plates Subjected to Compression (1st report)", Journal of Society of Naval Architects of Japan, 1975.
 9. Y. Ueda, W. Yasukawa, T. Yao, H. Ikegami, R. Ominami, "Ultimate Strength of Square Plates Subjected to Compression (2nd report)", Journal of Society of Naval Architects of Japan, 1976.
 10. Y. Ueda, T. Yao, K. Nakamura, "Compressive Ultimate Strength of Rectangular Plates with Initial Imperfections due to Welding (1st report)", Journal of Society of Naval Architects of Japan, 1980.
 11. Y. Fujita, "On the Non-linear Response of Ship Structural Elements", Univ. of Tokyo, 1977.
 12. G. J. Hancock, "Nonlinear Analysis of Thin Sections in Compression", ASCE, Vol.107, No.ST3, 1981.
 13. S. Komatsu, T. Kitada, "A Study on the Ultimate Strength of Compression Plates with Initial Imperfections", Journal of Society of Civil Engineering of Japan, 1979.
 14. Kuen Yaw Shye, James Colville, "Post-Buckling Finite Element Analysis of Flat Plates", ASCE, Vol.105, NO.ST2, 1979.
 15. R.G. Dawson, A.C. Walker: "Post Buckling of Geometrically Imperfect Plates", ASCE, Vol.98, NO.ST1, 1972.
 16. N. Rekshanandana, T. Usami, P. Karasudhi, "Ultimate Strength of Eccentrically Loaded Steel Plates and Box Sections", Computer and Structures, Vol.13, 1981.
 17. 李榕才, "壓縮을 받는 板 및 補剛板의 有限帶板法에 依한 幾何學的 非線形解析", 서울大學校 大學院 土木工學科 博士學位論文, 1978.
 18. 李柱成, 具鍾道, "船體構造物에 관한 非線形解析研究" 大韓造船學會誌, 제20권, 1호, 1983.
 19. 이주성, 김재복, "平板의 後挫屈 解析" 海軍士官學校 研究報告, 제17집, 1983.
 20. Coan, J.M., "Large Deflection Theory for Plates with Small Initial Curvature Loaded in Edge Compression", Journal of Applied Mechanics, Vol.18, 1951.
 21. T. Von Kármán, E.E. Sechler, L.H. Donnell, "The Strength of Thin Plates in Compression", Trans., ASME, Vol.54, 1932.
 22. G. Winter, "Strength of Thin Steel Compression Flanges", Trans., ASCE, Vol.112, 1947.