

論 文

大韓造船學會誌
第22卷 第1號 1985年 3月
Journal of the Society of
Naval Architects of Korea
Vol. 22, No.1, March 1985

初期缺陷을 갖는 平板의 壓縮最終強度解析

李 柱 成*

Compressive Ultimate Strength Analysis of Plates with Initial Imperfections

by

J.S. Lee*

Abstract

In ship's structure, deck and bottom plate are main strength member subjected to the inplane load due to longitudinal bending, i.e. tensile and/or compressive load. The deck and bottom plate are subdivided into many plate members by stiffeners and girders longitudinally and transversely. Since the plate members are thin, it is likely to be collapsed under compressive load, and when we consider the local strength of deck and bottom, the plate members play an important role in the longitudinal strength. Therefore the precise analysis of their compressive ultimate strength is required for the optimal design of ship's structures.

In this paper, the modified analytical method using the incremental form of principle of virtual displacement is introduced to determine the compressive ultimate load of plate members. The results by the present method is satisfactory, and the present method is more effective and economical than the finite element method.

1. 緒 言

과도 또는 정수 중에서 船體는 길이 방향으로의 굽힘으로 인해서 引張과 壓縮荷重을 반복해서 받는다. 船體構造 중에서 甲板과 船底는 縱強度에 기여하는 주요부재이고 이를 구성하는 판이 薄板이라는 점에서 引張荷重보다는 壓縮荷重에 의해 파괴가 일어나기 쉽다. 갑판과 선저는 壓縮에 의해 全體挫屈이 일어나는 것을 방지하기 위해 종횡방향으로 補剛材나 girder로 補剛되어 있고, 갑판이나 선저의 強度를 생각할 때 girder와 보강재로 나뉜 板部材가 종강도에 중요한 역할을 한다. 따라서 이 板部材에 대한 엄밀한 해석이 필요하다.

선박의 제작과정에서 갑판과 선저의 판부재에 初期저점등의 初期缺陷은 필연적으로 유발되며 또한 선박이 건조된 후 시간이 흐르면서 여러 원인들에 의해 초기결함이 증가된다. 이러한 이유로 압축 평판의 최종강도 문제를 좌굴이론에 의해 해석한 결과는 最適設計에 만족할만한 것이 아니라는 사실은 이미 밝혀져 있다. 따라서 초기결함을 고려한 보다 엄밀한 해석을 수행하여 壓縮最終強度를 결정해야 한다.

평판의 압축최종강도의 결정에 관한 문제는 본질적으로 材料的 및 幾何學的 非線形問題가 된다. 즉, 彈塑性 大變形 解析을 수행해야 한다. 이 문제는 有限要素法등의 數値解析法을 이용해서 좋은 연구결과들이 발표된 바 있다.〔4-16〕 특히 유한요소법은 다루는 문제

接受日字: 1984年 11月 23日, 再接受日字 1985年 2月 25日

* 正會員, 蔚山大學校 工科學 造船 및 海洋工學科

의 기하학적 형상, 경계조건 및 하중조건이 복잡한 선형 및 비선형 문제에 적용할 수 있는 장점이 있기 때문에 이 방법을 이용한 연구결과들이 많이 발표되었는데 컴퓨터프로그램의 작성, 입력자료의 준비와 계산결과와 정리에 많은 시간과 노력이 필요하다 또한 계산시간이 상당히 길다는 단점이 있다. 지금은 이러한 단점은 점차 해결되어 공학문제를 해결하는 가장 일반적인 방법으로서 널리 적용되고 있다. 그런데 계산시간의 측면에서 볼 때, 만일 다루는 문제의 기하학적 형상, 경계조건 및 하중조건이 간단하다면, 유한요소법을 이용할 경우에 비해서 소요되는 계산시간이 보다 짧고 解析精度도 좋은 다른 방법을 이용하는 것이 경제적인 측면에서 바람직할 것이다. 문헌[6]에서는 Ueda 등이 압축평판의 탄소성 대변형거동을 Galerkin법을 이용하여 좋은 결과를 얻었는데, 최종강도의 결정은 유한요소법을 적용하여 구하였다. 또한 문헌[17]에서는 Ritz법을 이용하여 평판의 압축최종강도의 결정에 관한 문제를 성공적으로 수행한 바 있다.

本論文에서는 平板의 壓縮最終強度의 결정을 위한 彈塑性 大變形解析에 있어서 계산상의 효율성을 높이고자 増分形假想의 原理를 이용한 變形된 解析의 方法을 소개하여 그 정당성을 입증하고 초기 결함으로서 初期變位の 크기가 평판의 壓縮最終強度에 미치는 영향을 규명하였다. 彈塑性解析에서 평판의 두께 방향으로 塑性이 진행되는 것을 고려해 주기 위하여 層要素接近法을 도입하였다. [14, 15]

본 논문의 방법이 계산상의 효율성은 있지만 앞서 기술한 바와 같이 해석 대상의 기하학적 형상과 경계조건이 간단한 경우에 단 제한되는 단점이 있다.

2. 彈塑性 大變形 解析理論

2-1. 増分形 平衡方程式

假想의 原理를 이용하여 탄소성 대변형거동을 지배하는 평형방정식은 다음의 식 (1)과 같다. [14, 15]

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

여기에서 u_i , T_i , e_{ij} , σ_{ij} 는 각각 변위, 하중, 변형도와 응력을 나타내고 Δ 은 그들의 증분량을 나타낸다. 변형도 증분 Δe_{ij} 는 Green strain tensor를 이용하면, 고차항을 무시해서

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

또한 Hooke의 법칙에서 응력과 변형도 증분 사이에는

$$\Delta \sigma_{ij} = C_{ijkl} \Delta e_{kl} \quad (3)$$

평판의 中立面에서 x, y, z 방향의 변위를 u, v, w 라 하여 변형도 증분을 변위로 나타내면, 식 (2)로부터 행렬의 형태로

$$\{\Delta e\} = \{\Delta e_p\} + \{\Delta e_n\} + \{\Delta e_s\} \quad (4)$$

여기에서, $\{\Delta e\} = [\Delta e_x \ \Delta e_y \ \Delta \gamma_{xy}]^T$ 이고, 우변의 각 항은 다음과 같다.

$$\{\Delta e_p\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial \Delta u}{\partial x} \\ \frac{\partial \Delta v}{\partial y} \\ \Delta u + \frac{\partial \Delta v}{\partial x} \end{Bmatrix} \quad (5-a)$$

$$\{\Delta e_n\} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial w}{\partial x} & \frac{\partial \Delta w}{\partial x} \\ \frac{\partial w}{\partial y} & \frac{\partial \Delta w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} & \frac{\partial \Delta w}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial y} & \frac{\partial \Delta w}{\partial x} \end{Bmatrix} \quad (5-b)$$

$$\{\Delta e_s\} = -z \begin{Bmatrix} \frac{\partial^2 \Delta w}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 \Delta w}{\partial y^2} \\ 2 \frac{\partial^2 \Delta w}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix} \quad (5-c)$$

식 (3)의 응력과 변형도 증분 사이의 관계는

$$\{\Delta \sigma\} = [D_{ep}] \{\Delta e\} \quad (6)$$

으로 표현된다. $\{\Delta \sigma\} = [\Delta \sigma_x \ \Delta \sigma_y \ \Delta \tau_{xy}]^T$ 이고 $[D_{ep}]$ 는 탄소성 계수행렬이다. [14, 15]

식 (4)와 (6)을 이용해서 평형방정식, 식 (1)을 다시 쓰면

$$\int_v \{\Delta e\}^T [D_{ep}] \delta \{\Delta e\} dv + \int_v \{G\}^T [S_0] \delta \{G\} dv = \int_s \{\Delta T\}^T \delta \{\Delta q\} ds - \left(\int_v \{s\}^T \delta \{\Delta e\} dv - \int_s \{T\}^T \delta \{\Delta q\} ds \right) \quad (7)$$

윗식에서 $\{G\} = \left[\frac{\partial \Delta w}{\partial x} \ \frac{\partial \Delta w}{\partial y} \right]^T$ 이고, $\{\Delta T\}$, $\{\Delta q\}$, $\{S_0\}$ 는 하중, 변위 그리고 초기응력이다.

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

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

$$\{S_0\} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{yx} & \sigma_y \end{bmatrix}$$

면내변형에 대한 경계조건은

1. $x=0, a$ 에서 균일 변위 $\Delta \bar{u}$ 를 갖는다.
2. y 방향으로의 구속은 없고, $y=0, b$ 인 변은 변형후에도 직선을 유지한다.

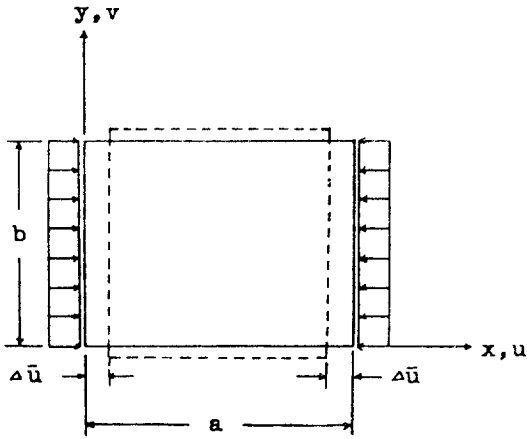


Fig. 1 Plate under uniaxial compression

2-2. 増分形 剛性方程式

감판이나 선지는 종·횡방향의 girder 보 강재로 분할되어 있으므로, 해석대상은 그림 1 과 같은 1 축압축 하중을 받는 4 변이 단순지지된 직사각형 평판이 된다. 모든 변에서 전단력 \$N_{xy}\$는 0 이다. 면외변형에 대한 경계조건은 단순지지 조건이므로 이를 만족하는 함수 \$w\$는

$$w = \sum W_{mn} \sin \frac{m\pi x}{a} \sin \frac{n\pi y}{b} \quad (8-a)$$

\$m\$ 과 \$n\$ 은 \$x, y\$ 방향으로 半波의 數이다. 면내변형의 경계조건을 만족하는 함수는

$$u = U_1 \sin \frac{2\pi x}{a} + U_2 \sin \frac{2\pi x}{a} \cos \frac{2\pi y}{b} + U_3 x + U_4 \quad (8-b)$$

$$v = V_1 \sin \frac{2\pi y}{b} + V_2 \sin \frac{2\pi y}{b} \cos \frac{2\pi x}{a} + V_3 x + V_4 \quad (8-c)$$

이후의 수식전개를 편리하게 하기 위해 변위의 식, 식 (8) 을 다음과 같이 표현한다.

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \\ \Delta q_b \\ \Delta q_p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} [\Phi_u(x, y)] \\ \vdots \\ [\Phi_v(x, y)] \\ \vdots \\ [\Phi_w(x, y)] \end{Bmatrix} \quad (9)$$

\$[\Phi_u], [\Phi_v], [\Phi_w]\$는 주어진 경계조건을 만족하는 함수의 집합으로 식 (8) 에서

$$[\Phi_u] = \begin{bmatrix} \sin \frac{2\pi x}{a} & \sin \frac{2\pi x}{a} \cos \frac{2\pi y}{b} & x & 1 \end{bmatrix}$$

$$[\Phi_v] = \begin{bmatrix} \sin \frac{2\pi y}{b} & \sin \frac{2\pi y}{b} \cos \frac{2\pi x}{a} & y & 1 \end{bmatrix}$$

$$[\Phi_w] = \left[\sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{b} \sin \frac{2\pi x}{a} \sin \frac{2\pi y}{b} \dots \right]$$

이고, \$\{\Delta q_p\}, \{\Delta q_b\}\$는 未知의 變位係數의 増分으로

$$\{\Delta q_p\} = [U_1 \dots U_4 \quad V_1 \dots V_4]^T$$

$$\{\Delta q_b\} = [W_{11} \quad W_{12} \quad W_{21} \quad W_{22} \dots]^T$$

여기에서 점자 \$p\$와 \$b\$는 면내변형과 면외변형에 관련됨을 나타낸다.

식 (9)의 變位函數를 이용해서 식 (5)로부터 변형도 증분과 변위계수 증분과의 관계식이 구해진다.

$$\begin{aligned} \{\Delta e_p\} &= \begin{bmatrix} \frac{\partial[\Phi_u]}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial[\Phi_v]}{\partial y} \\ \frac{\partial[\Phi_u]}{\partial y} & \frac{\partial[\Phi_v]}{\partial x} \end{bmatrix} \{\Delta q_p\} \\ &= [B_p] \{\Delta q_p\} \end{aligned} \quad (10-a)$$

$$\begin{aligned} \{\Delta e_n\} &= \begin{bmatrix} \frac{\partial[\Phi_w]}{\partial x} \{q_b\} & \frac{\partial[\Phi_w]}{\partial x} \\ \frac{\partial[\Phi_w]}{\partial y} \{q_b\} & \frac{\partial[\Phi_w]}{\partial y} \\ \frac{\partial[\Phi_w]}{\partial x} \{q_b\} & \frac{\partial[\Phi_w]}{\partial y} + \frac{\partial[\Phi_w]}{\partial y} \{q_b\} & \frac{\partial[\Phi_w]}{\partial x} \end{bmatrix} \{\Delta q_b\} \\ &= [B_n] \{\Delta q_b\} \end{aligned} \quad (10-b)$$

$$\begin{aligned} \{\Delta e_b\} &= -z \begin{bmatrix} \frac{\partial^2[\Phi_w]}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2[\Phi_w]}{\partial y^2} \\ 2 \frac{\partial^2[\Phi_w]}{\partial x \partial y} \end{bmatrix} \{\Delta q_b\} \\ &= -z [B_b] \{\Delta q_b\} \end{aligned} \quad (10-c)$$

식 (4)로부터 변형도 증분과 변위계수 증분의 관계식은

$$\{\Delta e\} = [B_p] \{\Delta q_p\} + ([B_n] - z[B_b]) \{\Delta q_b\} \quad (11)$$

또 식 (7)에 있는 \$\{G\}\$는

$$\begin{aligned} \{G\} &= \begin{bmatrix} \frac{\partial[\Phi_w]}{\partial x} \\ \frac{\partial[\Phi_w]}{\partial y} \end{bmatrix} \{\Delta q_b\} \\ &= [A] \{\Delta q_b\} \end{aligned} \quad (12)$$

식 (6), (11), (12)를 이용하면 식 (7)로부터 剛性方程式이 식 (13)과 같이 구해진다.

$$\begin{bmatrix} K_{pp} & \vdots & K_{pb} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{bp} & (K_{bb} + K_c) & \vdots \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta q_p \\ \vdots \\ \Delta q_b \end{Bmatrix} - \{\Delta F\} = \{R\} \quad (13-a)$$

또는

$$[K_T] \{\Delta q\} - \{\Delta F\} = \{R\} \quad (13-b)$$

여기에서 \$\{\Delta q\} = \{\Delta q_p, \Delta q_b\}\$이고 \$\{\Delta F\}\$와 \$\{R\}\$은 하중증분과 전류함이다. \$[K_T]\$는 강성행렬로서 각 항은 다음

과 같다.

$$[K_{pp}] = \int_v [B_p]^T [D_{ep}] [B_p] dv \quad (14-a)$$

$$[K_{pb}] = [K_{bp}]^T = \int_v [B_p]^T [D_{ep}] (-[B_n] - \alpha [B_b]) dv \quad (14-b)$$

$$[K_{bb}] = \int_v \{ [B_n]^T [D_{ep}] [B_n] - \alpha ([B_n]^T [D_{ep}] [B_b] + [B_b]^T [D_{ep}] [B_n]) + \alpha^2 [B_b]^T [D_{ep}] [B_b] \} dv \quad (14-c)$$

$$[K_G] = \int_s [A]^T [S_0] [A] dv \quad (14-d)$$

3. 平板의 壓縮最終強度解析

직사각형 평판이 갖는 초기처짐은

$$w_0(x, y) = W_0 \sin \frac{\pi x}{a} \sin \frac{\pi y}{b} \quad (15)$$

로 표현할 수 있다. 초기처짐의 최대치 W_0 는 선급협회의 규정등에 의하면 판의 두께 정도 이내로 정하고 있는데, 구조물의 사용을 거듭하면서 여러 원인들에 의해 이 보다 증가된다. 여기에서는 초기처짐이 식 (15)의 형태를 갖는다고 하고, 그 크기와 압축최종강도 사이의 관계를 규명하였다. 프로그램중에서 필요한 적분은 수치적분으로 구하였고, 응력은 각 적분점에서 구하였다.

3.1. 解析方法的 精度

본 논문에서 제시한 방법의 정당성을 입증하기 위해 $a/b=1.0$, $b=1,000$ mm, $t=10$ mm, Young을 $E=21,000$ kg/mm², Poisson비 $\nu=0.3$ 이고, 항복응력 $\sigma_y=28$ kg/mm²인 정사각형 평판에 대해 참고문헌들의 결과와 비교해서 그림 2와 같이 荷重比(평균압축응력/좌굴응력; σ_w/σ_{cr})와 처짐비(최대처짐/두께; $(W_0 + W_c)/t$)의 관계곡선을 나타내었다. 여기에서와 이후의 모든 해석에서 변형도 경화는 없다고 하였다.

보는 바와 같이 본 논문의 방법에 의한 결과 (8 Gauss points in x and y direction for whole plate)는 본著者が有限要素法으로 해석한 결과 (32 triangular elements for square plate)[14], coan의 결과[16] 및 유한대판법에 의한 결과 (5 strips for half plate)와 비교해서 좋은 일치율을 보여 주고 있다.

압축최종강도를 비교해 보기 위하여 그림 3과 4에서 壓縮最終強度比(average stress at ultimate state/yield-

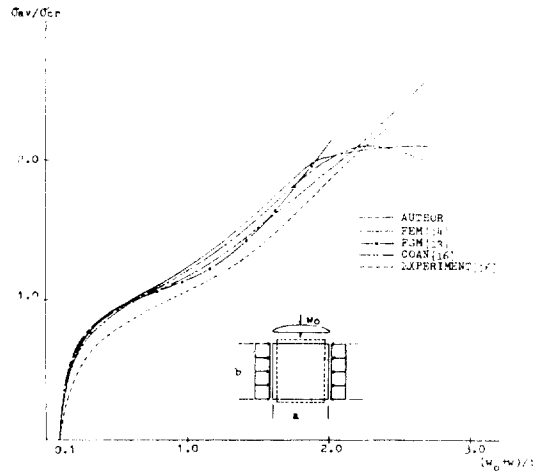


Fig. 2 Load-deflection curves of plates ($a/b=1.0$, $t=10$ mm, $W_0/b=0.001$, $\sigma_y=28$ kg/mm²)

ing stress; σ_w/σ_y)와 세장비 $\eta (= \frac{b}{t} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}})$ 의 관계를 나타내었다.

그림 3에서는 초기처짐비, W_0/b 가 0.001, 0.005일 때 본 논문의 방법과 유한요소법에 의한 결과 [14]를 좌굴이론에 의한 결과와 함께 나타내었는데, η 가 약 2.1 이상이면, 유한요소법의 결과가 본 방법의 결과보다 조금 작고, η 가 약 2.1 이하이면 조금 큰데, 이러한 차이는 유한요소법에서 응력을 요소의 中心에서 구하였고, 본 논문에서는 Gauss 적분점에서 구한 차이로 생각된다. 방법의 정당성이 이미 입증된 유한요소법에 의한 결과와 비교해 볼 때 만족할 만한 좋은 일치율을 보이고 있다.

표 1은 하나의 경우에 대해 유한요소법과 본 방법

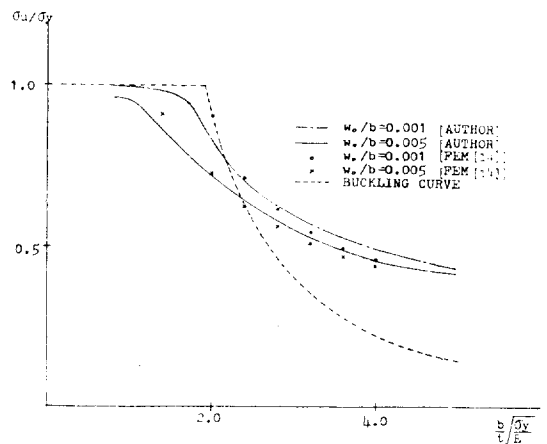


Fig. 3 Ultimate strength curves of plates [1] ($\sigma_y=28$ kg/mm²)

Table 1 CPU time per 1 problem

	finite element method	present method
CPU time	7 min 01 sec	52 sec
%	100 %	12.3 %
partition	32 elements for quarter plate	no. of half waves in x & y direction; 3 & 1 respectively no. of Gauss points; 64 points for whole plate
spec.	$a/b=1.0$, $b=1,000$ mm, $t=10$ mm $E=21,000$ kg/mm ² , $W_0/b=0.001$ $\sigma_y=24$ kg/mm ² ,	

(computed by PRIME 750)

에 의해 압축최종강도를 구하는데 소요되는 계산시간 (CPU time)을 비교한 것인데, 다루는 문제의 성격상 기하학적 형상등이 간단한 문제의 경우라면 본 논문의 방법이 보다 더 효율적이고 경제적임을 알 수 있다.

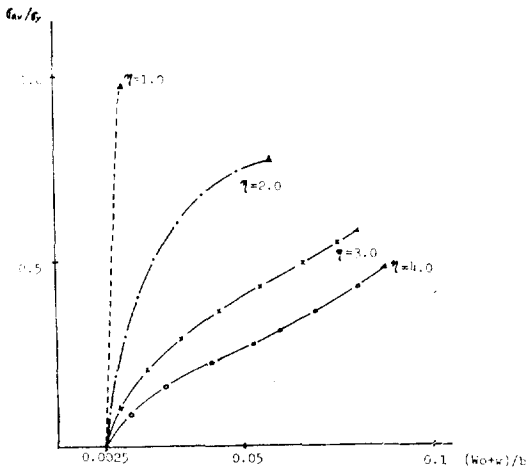
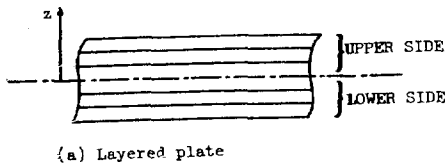
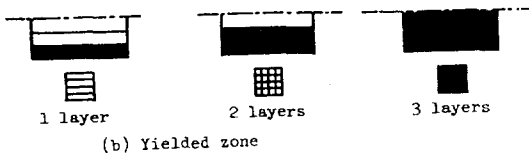


Fig. 4 Load-deflection curves of plates ($\sigma_y=24$ kg/mm²)



(a) Layered plate



(b) Yielded zone

Fig. 5 Layered plate and yielded state notation through the thickness

3-2. 解析結果

탄소성 대변형 해석결과에 의하면 얇은 판과 두꺼운 판의 파괴양상이 서로 다른데, 이를 보여주기 위해서 $\eta=3.0, 4.0$ ($t=11.269$ mm, 8.452 mm) 인 비교적 얇은 평판과 $\eta=1.0, 2.0$ ($t=33.806$ mm, 16.903 mm) 로 비교적 두꺼운 평판의 하중-처짐곡선과 최종상태에서 소성화된 상태를 그림 4와 6에 도시하였다.

그림 4에서 보듯이 $\eta=3.0, 4.0$ 의 경우 즉, 판의 두께가 작은 경우 최종상태에 이르기 위해서는 처짐변위가 $(W_c + W_0)/b=0.017$ 정도로 큰 반면, $\eta=2.0$ 일 때는 $(W_c + W_0)/b=0.011$ 로 작고, $\eta=1.0$ 인 상당히 두

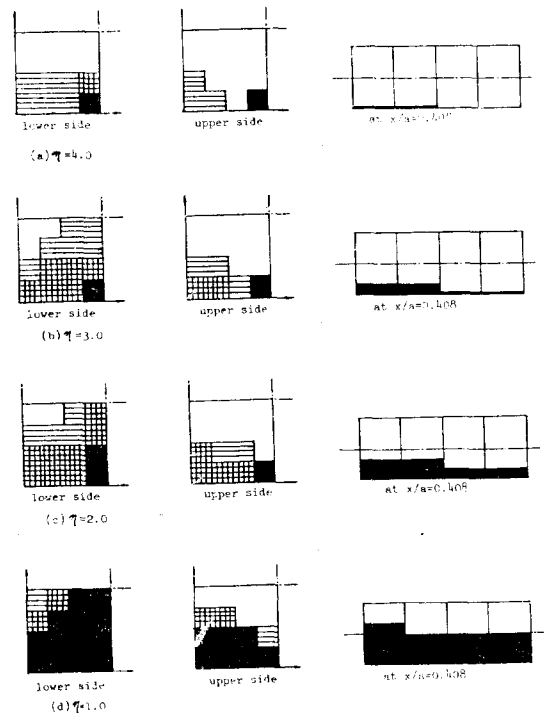


Fig. 6 Yielded state at ultimate state

꺼운판의 경우에는 $(W_c + W_0)/b = 0.003$ 으로 치짐변위가 다른 경우에 비해 매우 작다. 그림 5의 표현방법을 이용 최종상태에서 소성화된 상태를 그림 6에 판의 1/4 만 나타내었다. 응력은 Gauss 적분점에서 구하였으므로, 어느 Gauss 점의 응력이 항복응력보다 크면 그 점을 포함하는 4 각형 구획이 소성화된다고 하였다. 각 판의 경우에 대해 최종상태에서 판의 하부, 상부 및 길이의 中央에 가까운 $x/a = 0.408$ 의 위치에서 y 방향으로 소성화된 상태를 나타낸다. $\eta = 4.0$ 으로 t 가 작은 경우엔 소성화된 부분이 별로 없고 대부분이 탄성 범위에 있는 반면 η 가 작을수록 즉, t 가 증가할 수록 소성화된 부분이 늘어나서 $\eta = 1.0$ 인 경우엔 판의 대부분이 소성상태에 있다.

압축 평판이 후좌굴 강도를 갖는 것은 대변형에 의한 면내강성 때문인데 그림 4와 6으로 부터, 얇은 판의 파괴는 변위가 점점 증가함에 따라 판의 중앙부분에서 면내강성이 감소되는 대변형의 효과에 기인하는 반면, 두꺼운 판의 파괴는 대변형에 기인하는 면내강성의 감소효과에 의하는 것이 아니라 급변형에 의해 판의 일부가 항복되는 극부적 소성효과에 기인함을 알 수 있다.

그림 7은 $a/b = 1.0$ 인 정사각형 평판이 여러 초기치짐의 크기를 가질 때 압축최종강도 곡선이고 그림 8은 초기치짐의 크기와 두께가 다른 평판의 압축최종강도와의 관계를 나타내는 것인데 전반적으로 보아 얇은 판 보다는 두꺼운 판의 경우에 초기 치짐이 최종강도에 주는 영향이 크다. $\eta < \text{약 } 2.4$ 인 비교적 두꺼운 판

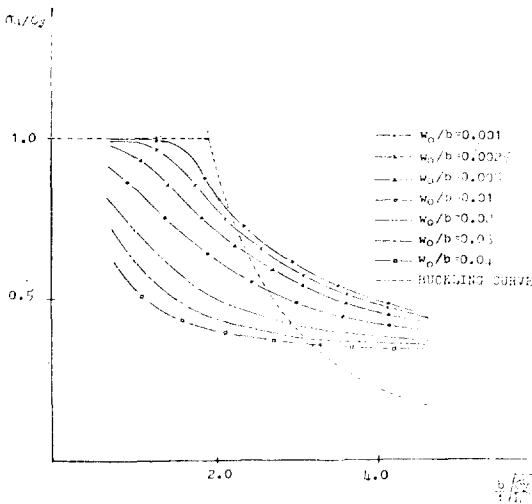


Fig. 7 Ultimate strength curves of plates [2] ($\sigma_y = 24 \text{ kg/mm}^2$)

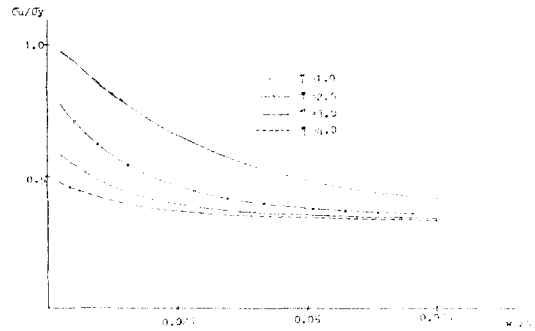


Fig. 8 Influence of initial deflection on the ultimate strength ($\sigma_y = 24 \text{ kg/mm}^2$)

의 경우, $W_0/b = 0.01$ 로써 초기치짐이 판의 두께 정도 일때의 최종강도 보다 $W_0/b = 0.02 \sim 0.04$ 로써 판의 두께보다 클 때의 최종강도가 약 17% 내지 45% 정도 감소한다. 선박의 설계 시 초기치짐의 최대 허용값을 판의 두께 정도로 제한하고 있는데 운용을 거듭하면서 여러 원인들에 의해 그 크기는 두께 이상으로 증가한다. 따라서 이를 고려하여 설계해야 함을 의미한다.

그림 8에서 보듯이 초기치짐이 얇은 판에 미치는 영향은 비교적 작아서 η 가 3.0, 4.0 일 때 W_0/b 가 약 0.02 이상이면 초기 치짐의 변화가 최종강도의 감소에 거의 영향이 없다. $\eta = 1.0, 2.0$ 일 때 W_0/b 가 각각 0.06, 0.05 가 될 때까지 최종강도는 초기치짐의 증가에 따라 현저히 감소하고, W_0/b 가 각각 약 0.07 이상, 약 0.05 이상이 될 때 최종강도가 거의 일정하다. 모든 판에 대해서 초기치짐이 클 경우 보다 작은 경우에 그 변화가 최종강도의 감소에 주는 영향이 크다.

이상의 결과로 부터 선박등 해양구조물을 일정 기간만 사용하는 상품으로 취급할 때, 용접등에 의해 유발되는 초기결함을 고려한 탄소성 대변형해석을 수행하여 압축최종강도를 결정하고 이를 기초로 설계해야最適設計를 피할 수 있을 것이다.

4. 結 論

本論文에서는 増分形 假想일의 原理를 이용한 變形된 解析的인 方法으로 彈塑性 大變形解析을 수행하여 平板의 壓縮最終強度를 구하였다.

有限要素法은 그 적용범위가 넓다는 점에서 큰 장점을 가지지만 다루는 문제의 성격상 기하학적 형상, 경계조건 및 하중조건등이 간단한 경우에는 본 논문에서 소개한 解析的인 方法을 이용하는 것이 보다 더 효과

적이고 경제적이다. 그러나 유한요소법이 갖는 범용성은 그대로 그 방법의 장점으로 갖는다.

본 논문에서 해석한 결과는 다음과 같다.

(1) 有限要素法에 의한 결과와 비교해서 만족할 만한 좋은 결과를 보다 더 짧은 계산시간을 소요해서 효과적으로 얻을 수 있었다.

(2) 얇은 판의 경우에는 그 파괴양상이 大變形에 의한 面內剛性的의 감소효과에 기인하고 반면에 두꺼운 판의 경우에는 局部的인 塑性의 효과에 기인한다.

(3) 초기처짐이 최종강도에 주는 영향은 초기처짐이 클때 보다 작을 때 그 변화가 最終強度의 감소에 주는 영향이 크며 또한 얇은 판에서 보다 두꺼운 판에서 그 영향이 크다.

본 논문에서 제시한 방법은 계산의 효율적 측면에서 매력적이 있지만 Ritz 방법 등 유한요소법 이외의 근사해법과 마찬가지로 해석하려는 구조물의 기하학적 형상과 경계조건 등이 간단한 경우에만 적용되는 한계가 있다.

그러나 선체의 갑판이나 선저를 구성하는 평판 부재는 기하학적 형상이 간단하고 경계조건 또한 단순지지 또는 고정된 것으로 이상화 할 수 있기 때문에 본 논문의 방법을 적용하여 초기결함으로써 초기처짐뿐만 아니라 초기 응력을 갖을 때, 또한 초기결함의 분포가 다른 여러 경우의 판에 대한 彈塑性 大變形 解析을 수행하여 壓縮最終強度를 결정할 수 있다.

參 考 文 獻

[1] O.C. Zienkiewicz, *The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics*, McGraw-Hill, Inc., 1977.
 [2] Y.C. Fung, *Foundation of Solid Mechanics*, Prentice-Hall, Inc., 1965.
 [3] Rudolf Szilard, *Theory and Analysis of Plates*, Prentice-Hall, Inc., 1974.
 [4] 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.
 [5] 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.
 [6] Y. Ueda, T. Yao, K. Nakamura, "Compressive Ultimate Strength of Rectangular with Initial Imperfections due to Welding (1st report)", *Journal of Society of Naval Architects of Japan*, 1980.
 [7] Y. Fujita, *On the Non-linear Response of ship Structural Elements*, Univ. of Tokyo, 1977.
 [8] G.J. Hancock, "Nonlinear Analysis of Thin Sections in Compression", *ASCE*, Vol. 107, No. ST 3, 1981.
 [9] 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.
 [10] Kuen Yaw Shye, James Colville, "Post-Buckling Finite Element Analysis of Flat Plates," *ASCE*, Vol. 105, No. ST 2, 1979.
 [11] R.G. Dawson, A.C. Walker, "Post Buckling of Geometrically Imperfect Plates", *ASCE*, Vol. 98, No. ST 1, 1972.
 [12] N. Rekshanadana, T. Usami, P. Karasudhi, "Ultimate Strength of Eccentrically Loaded Steel Plates and Box Sections", *Computer and Structures*, Vol. 13, 1981.
 [13] 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의 非線形解析", 서울大學校 大學院 土木工學科 博士學位論文, 1978.
 [14] 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.
 [15] 이주성, 김재복, "平板의 後挫屈 解析" 海軍士官學校 研究報告, 제17집, 1983.
 [16] Coan, J.M., "Large Deflection Theory for Plates with Small Initial Curvature Loaded in Edge Compression", *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 18, 1951.
 [17] T. Soreide and J. Czujko, "Load Carrying Capacities of Plates Under Combined Lateral Load and Axial/Biaxial Compression", *The 2nd Internl. Sympo. on Practical Design in Shipbuilding*, 1983, Tokyo & Seoul.