
 論 文

大韓造船學會論文集
 第29卷 第2號 1992年 5月
 Transactions of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 29, No. 2, May 1992

충돌시 선수구조의 손상추정에 관한 연구

양 박달치*

Prediction of Ships' Bow Structural Damage during Collisions
by

P.D.C. Yang*

요 약

선박의 충돌사고시 선수구조의 충격에너지 흡수능력의 추정은 피충돌선박 또는 해양구조물의 충돌에 대응하는 구조설계에 중요하게 이용될 수 있다. 본 연구에서는 복잡한 선수구조의 충돌에 대한 파손량의 추정을 위하여 선수구조를 에너지흡수 단위구조인 기본 요소들로 구분하고 각각의 요소에 대한 압괴 강도를 추정할 수 있는 이론식을 제안하였고, 이를 실험 결과들과 비교하여 유용성을 검증하였다. 또한, 이 단위 구조요소들의 에너지흡수 추정식을 조합하여 선수구조와 같이 복잡한 구조에 적용할 수 있는 간단한 식을 유도하였다. 한편, 이러한 과정을 복잡한 구조의 파손해석을 수행할 수 있는 컴퓨터 코드를 개발하였고, 이를 선수구조 모델의 압괴실험 결과에 적용하여 만족할 만한 결과를 얻었다.

Abstract

Prediction of energy absorption for bow structure is important for a design of protective structures against collision. For the crushing behaviour of basic element of energy absorption, the plastic mechanism method is applied. The ship's crushing strength of bow section is obtained by summing the energy dissipated in all individual elements. The theoretical predictions are compared with experimental results for ship's bow models published with experimental results for ship's bow models published in the references, and it is observed that the present prediction method of crushing strength correlates well with the experimental results.

 발 표 : 1991년도 대한조선학회 춘계연구발표회('91. 4. 13.)

접수일자 : 1991년 4월 29일, 재접수일자 : 1991년 7월 16일

* 정회원, 울산대학교 조선 및 해양공학과

1. 서 론

1950년대 말 핵추진선의 효율적인 방어구조개발의 필요로부터 시작된 선박의 충돌에 대한 문제는 근래에 이르러 해난사고로 인한 해양환경오염방지를 위하여 원유운반선, 천연가스운반선 등의 구조설계 등으로 그 범위가 확장되어 왔다.

이 분야에 대한 이제까지의 연구는 충돌을 받는 선박의 파손추정과 그에 대한 방어구조의 설계에 대한 것으로 대별될 수 있다. 선박충돌의 구조적 문제는 다루기에 대단히 복잡한 문제로서 이 분야의 이제까지의 많은 연구들은 주로 실험에 의존하여 왔다. 선박의 충돌시 에너지의 대부분이 충돌선박과 피충돌선박의 구조적 변형, 파손에 의하여 흡수된다[1]. 그러므로 효율적인 방어구조의 설계에 있어서 충돌선박의 구조파손량과 에너지 흡수량의 추정은 필요하다.

선박이 다른 구조물과 충돌할 때 선수구조의 손상에는 박관구조가 쭈글쭈글하게 접혀지는 현상이 많이 나타난다. 선수와 같은 복잡한 구조의 압괴거동을 추정하기 위해서는 그 구조를 구성하고 압괴현상을 좌우하는 구조요소의 에너지 흡수 특성에 대한 이해가 필요하다. 선수구조의 충돌시, 변형에 대하여 저항하는 주용 구조요소는 판요소로 볼 수 있다. 이러한 구조요소는 변형 초기단계에서 판요소의 좌굴에 의한 파괴가 일어난다. 그후 하중의 증가에 따라 압괴가 일어날 때 판요소의 지지단이라고 볼 수 있는 판요소들의 교차부가 주로 파괴와 에너지흡수의 양식을 지배하므로 구조의 축방향의 변형은 판요소의 길이방향의 지지단의 변형에 의해서 저항된다고 볼 수 있다. 이러한 점에서 Wierzbicki는 판요소의 교차부에 대한 에너지 흡수의 연구를 수행하였다[2].

튜브와 같이 단순한 구조의 축방향의 압괴에 대해서는 지난 20여년간 많은 연구가 되어 왔는데, 이들은 주로 압괴거동에 대하여 에너지 흡수량이 적은 단성변형은 무시하고 완전소성으로 이상화하여 다루었다[3-5]. 선수와 같은 복잡함 구조의 에너지 흡수에 대해서는 Lee [6]가 선수모델의 압괴실험 결과로부터 에너지 흡수 추정식을 제안하였고, Wierzbicki[3], Amdahl[7], Nagasawa[8] 등에 의하여 이론적, 실험적 연구가 발표되었다.

본 연구에서는 복잡한 선수구조의 충돌에 대한 구조파손량을 추정하기 위하여 선수구조를 에너지흡수 단위구조인 기본요소들로 구분하고, 각각의 요소에 대한 압괴거동을 소성변형의 운동학적인 방법을 이용하여 해석하였고, 그 결과로부터 간단한 추정식을 제안하였다.

또한 이 단위구조요소들의 에너지 흡수 추정식을 조합하여 선수구조와 같이 복잡한 구조에 적용할 수 있는 식을 유도하였고, 이를 실험 결과들과 비교하여 그 유용성을 확인하였다.

2. 구조요소의 압괴

얇은 판들로 구성된 구조물이 축하중에 의해 붕괴될 때, 일반적으로 소성변형이 좁은 부분에 집중되는 현상을 볼 수 있는데, 이 소성변형이 일어나는 부분을 소성힌지선이라 부른다. 그리고 대부분의 경우 하중이 증가함에 따라 소성힌지선이라 부른다. 그리고 대부분의 경우 하중의 증가함에 따라 소성힌지선을 중심으로 쭈글쭈글한 접힘이 반복하여 일어난다[2]. 이러한 실험적 관찰로부터 소성 붕괴기구의 형태를 가정하는 소성변형의 운동학적인 방법을 이용하여 구조의 압괴거동을 다룬다.

2.1 에너지 흡수의 기본요소

구조물의 압괴거동을 살펴보기 위하여 그림 1에서 보인 것과 같이 두판이 결합된 앵글요소의 소성변형에 대하여 고려한다. 구조물을 이루는 단위로 볼 수 있는 앵글요소의 변형형상은 인접요소와의 대칭조건 또는 지지조건 등에 의하여 결정된다. 이 앵글요소가 상하방향의 압축을 받을 때 그림 1에서 보인 4가지 종류의 변형기구(deformation mechanism)가 고려될 수 있다. 즉, 첫번째 변형기구[mechanism-(a)]는 재료를 따라 움직이는 이동 소성힌지선을 가지고 있는 데 반하여, 나머지 3가지 변형기구는 [mechanism-(b), (c), (d)]는 고정된 소성힌지선(공간상으로는 움직일 수 있음) 주위에서 변형이 일어난다. 복잡한 구조의 압축에 의한 붕괴과정은 여기서 보인 mechanism (a) ~ (d)의 조합으로 모델링이 될 수 있다.

그림 1의 오른쪽에는 각 변형기구에 대한 평면도를 보였다. 이 그림에서 실선은 변형전의 형상이고, 점선은 변형후의 형상이다. 그리고 정사각형으로 표시된 부분은 변형후 두판의 접합선의 중앙점의 이동을 표시한다. 이와 같은 붕괴기구의 평면묘사에서 알 수 있는 것은 여러 형태의 붕괴기구를 접합선 중앙점의 변형후 이동위치로 특징지을 수 있다는 것이다. 즉, 이동힌지선을 포함하는 Mechanism-(a), (a')에서는 접합선의 중앙이 하나의 실선상에서 이동되고 변형된 중앙선(점선)과의 연결되는 부분(그림에서는 원과 사각형의 연결부)에서 곡률의 발전이 일어난다. 한편, Mechanism-(b), (c), (d)에서와 같이 접합선의 중앙이 변형전의 실선(또는 그의 연장선)

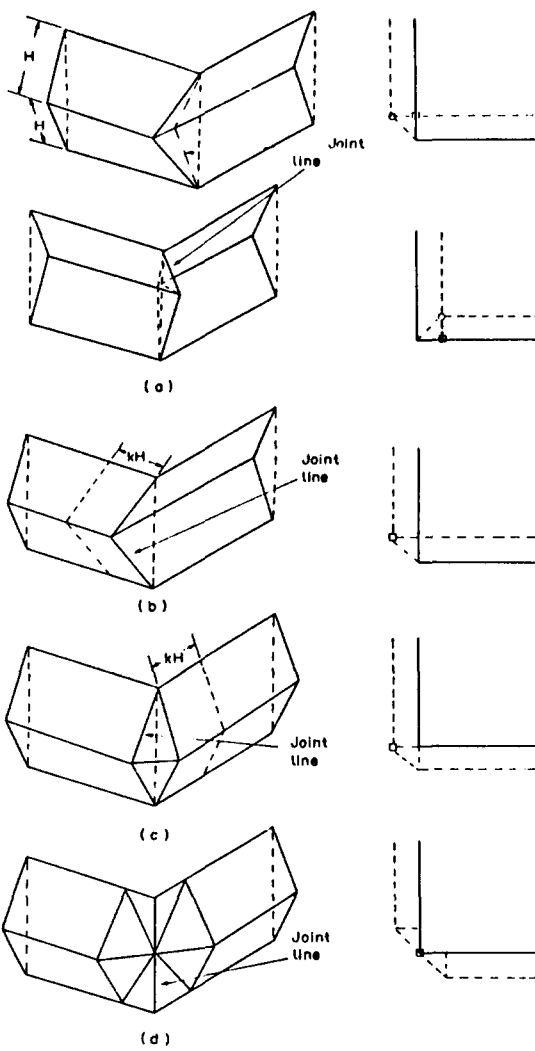


Fig.1 Basic folding mechanisms of angle element

에서 벗어나거나, 초기의 위치에 그대로 있는 경우는 접합선 근처에서 평면신장변형이 일어난다.

2.2 기본 요소의 압괴해석

2.2.1 mechanism-(a)

그림 2에서 보인 것과 같은 앵글요소가 축하중을 받을 때 판의 교차선을 인접구조와의 지지상태에 따라 변형 양식은 달라지게 되는데, 교차선이 자유인 경우, 즉 사각튜브의 앵글요소 부분의 붕괴는 그림 2에 보인 양식으로 실험 결과들이 나타난다[3, 4]. 그림 2에 보인 앵글의 변형은 경사된 힌지선 AB', CB'이 변형이 진전됨에 따라 변형의 적합성을 유지하기 위하여 연속적으로 이

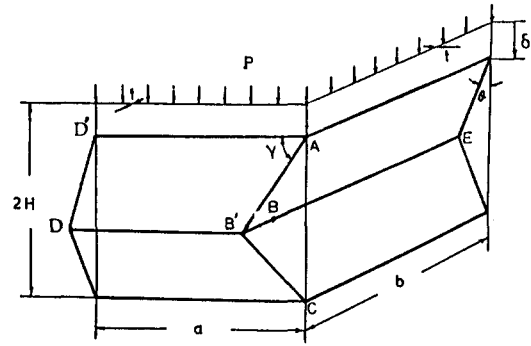


Fig.2 Basic folding mechanism-(a), (b)

동하게 된다. 문헌[12]에 의하면 앵글요소의 붕괴시 에너지 흡수는 다음과 같은 부분으로 나뉘어 진다.

- 수평 힌지선에 대한 판 요소의 굽힘
 - 이동 경사 힌지선에 대한 판요소의 회전
 - 수평, 경사 힌지선의 교차부 힌지선 곡률의 반전
- 그림 2의 앵글요소가 완전 붕괴될 때까지 수평 힌지선에 흡수된 에너지 E_1 은 다음과 같다.

$$E_1 = \pi M_0 c \tag{1}$$

여기서 $M_0 = \sigma_0 t^2 / 4$

c : 앵글요소 단면의 변의 길이, 즉 $c = a + b$ 이고
 t : 판요소의 두께이다.

이동 경사 힌지선과 교차점에서 곡률 반전으로 인한 에너지 흡수량은 다음과 같다[12].

$$E_2 = 4I_2 M_0 H^2 / r \tag{2}$$

$$E_3 = 16I_3 M_0 r H / t \tag{3}$$

윗 식(2), (3)에서 H 는 판요소의 접힌 길이의 반이고, r 은 교차점에 곡률이 반전되는 toroidal shell 요소의 반경이다 [10]. 한편 I_2, I_3 는 기본 앵글요소를 이루는 두판의 사잇각에 따라 결정되는 값으로 두판의 사잇각이 직각인 경우, $I_2 = 1.1478, I_3 = 0.5779$ 로 된다[11].

2.2.2 Mechanism-(b)

그림 1에서 보인 Mechanism-(b)의 붕괴기구는 그림 2에서 보인 모델과 같으나 AB'선이 집합선이고, 재료를 따라 움직이지 않는다. 사각형 AB'DD'은 붕괴가 증가됨에 따라 사다리꼴로 변형이 된다. 이와 같은 변형에서는 집합선 AB'주위에 신장변형이 주로 일어난다[10]. 이 변형의 모형은 그림 3에서 보였다. 이 그림에서 점 B에서의 신장은

$$\Delta = H \cot \gamma \tag{4}$$

이므로 상부 사다리꼴에서 흡수되는 에너지는 다음 식으로 근사시킬 수 있다.

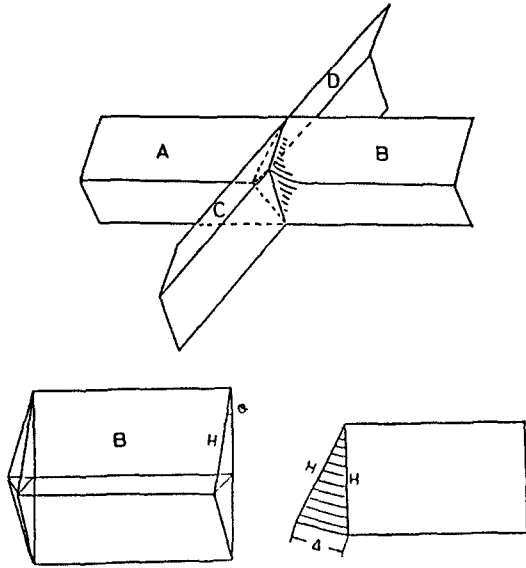


Fig.3 A collapse model of cruciform joint

$1/2 E_4 = \sigma_o H t (0.5H \operatorname{cosec}^2 \gamma) \dot{\gamma}$ (5)
 전 압괴과정에 대하여 적분하면 앵글요소의 한개의 플랜지에서 흡수되는 에너지 E_4 는 다음과 같다.

$$E_4 = \int_{\pi/2}^{\pi/4} \sigma_o H^2 t \operatorname{cosec}^2 \gamma d\gamma = \sigma_o H^2 t$$
 (6)

수평힌지선에서 흡수되는 에너지는 Mechanism-(a)의 (1)식과 같다. 경사된 고정힌지선 AB를 연하여 앵글요소 상부의 두판이 좌우로 접히는 것으로 인하여 흡수되는 에너지는 다음과 같다.

$$1/2 E_5 = M_o (H/\sin\gamma) \theta^*$$
 (7)

여기서는 AB'를 연하여 접히는 두판사이의 각으로 다음과 같이 표시된다.

$$\cos \theta^* = \sin^2 \theta$$
 (8)

한편, 그림 2에서

$$\cos \gamma = \sin \theta / \sqrt{1 + \sin^2 \theta} \text{ 이므로}$$

(7)식을 전 붕괴과정에 대하여 적분하면 E_5 는 다음과 같이 된다.

$$E_5 = \int_{\pi/2}^0 2M_o H / \sin \gamma d\theta^* = 4M_o H = \sigma_o t^2 H$$
 (9)

2.2.3 Mechanism-(c)

이 변형기구에서는 접합선이 어느 한 판 플랜지의 평면으로 이동되는 것이 제한되는 경우에 나타날 수 있는 것으로 그림 3에서 보인 것과 같이 십자형 판의 접합부에서 발생할 수 있다. 요소 A는 Mechanism-(a)로, 요소

C와 D는 단순굽힘으로 붕괴되는 것에 유의할 필요가 있다. 여기서는 그림 3의 판 요소 B에 대한 에너지흡수를 고려한다. 판요소 B의 삼각형(그림 3-c) 주위 신장에 대하여 $\Delta = \sqrt{2} H \sin \theta$ 를 이용하고, 앞질의 유도과정과 비슷한 방법으로 전 압괴과정에 대하여 적분하여 다음 식을 얻을 수 있다.

$$E_6 = \int_0^{\pi/2} \sqrt{2} \sigma_o H^2 t \cos \theta d\theta = \sqrt{2} \sigma_o H^2 t$$
 (10)

접합선을 중심으로 판이 접히는 것에 대한 에너지 흡수량은 다음과 같다.

$$E_7 = \pi M_o H$$
 (11)

2.2.4 Mechanism-(d)

앵글요소의 그림 4과 같은 붕괴는 접합선이 수직상태로 유지되며 축방향의 수축에 의해 접합선 주위의 압축항복을 수반하는 변형기구이다. 이러한 붕괴기구는 Amdahl[7]에 의해 처음으로 다루어졌다. Amdahl의 결과에 의하면 접합선 주위의 영역-I와 영역-II에서의 에너지흡수의 2배, 즉 기본요소의 한개의 판 플랜지에서 흡수하는 에너지는

$$E_8 = 1.29 \sigma_o H^2 t$$
 (12)

으로 주어지고, 영역-I, II를 구분하는 경사선 주위로 판이 접히는 데에 대한 에너지 흡수는 다음과 같다.

$$E_9 = \pi M_o H / 2$$
 (13)

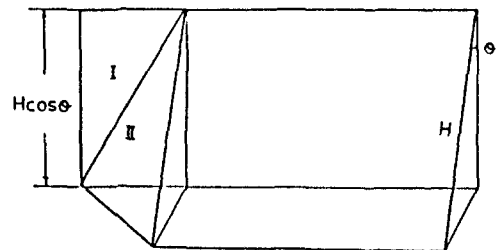


Fig.4 Model of collapse mechanism-(d)

2.3 평균 압괴 강도

박판구조물이 압축하중에 의하여 붕괴될 때 압괴저항력은 압괴가 진행되는 동안 변형초기의 최종압축강도에 비하여 크게 감소되고 일정한 변형길이에 대하여 반복되는 특성을 지닌다. 그러므로 구조물이 변형되는 과정에 대한 평균압괴저항력은 그 구조의 손상량을 추정하는데 유용하다. 구조의 평균압괴강도, P_m 을 다음 식과 같이 정의한다.

$$P_m \sigma_{eff} = E_{int} \quad (14)$$

이 식에서 E_{int} 는 구조에 흡수되는 에너지이고, σ_{eff} 는 구조의 유효압괴거리로서 이는 압괴과정에서 구조물이 완전히 압괴될수 없다는 데에 기인한다. 앞절에서 다른 기본요소의 유효압괴거리는 기본요소의 높이, $2H$, 보다는 적을 것이다. Wierabicki[2]는 많은 실험결과에 근거하여 유효압괴거리를 기본요소 높이의 2/3로, 즉 $\sigma_{eff}/2H = 2/3$ 로 가정하였다. 한편, Abramowicz[12]는 판의 소성접합에 대한 이론적인 해석을 수행하여 보강재가 없는 사각튜브의 경우 유효압괴거리가 초기 부재높이의 70%이고 보강재가 있는 경우는 60%가 된다는 결과를 발표하였다. 그러나 실제 구조의 압괴에 있어서는 판부재의 두께와 길이가 서로 다를 것이고 압괴기구가 각 기본요소마다 다를 것이므로 이에 대한 압괴 가능거리의 추정은 매우 어렵다. 그러므로 본 연구에서는 해석의 편의상 유효압괴거리를 2/3로 사용하였다.

구조요소가 압괴되는 과정에서의 변형으로 인한 소성변형도는 상당히 클 것이므로 이에 대응하는 소성변형응력이 사용되어야 한다. 연강과 같은 재료는 변형경화의 효과로 인해 소성변형응력이 초기 항복응력보다는 크다. 본 연구에서는 기본요소의 에너지 흡수량 계산을 위한 평균 소성변형응력을 재료의 항복응력 σ_y , 최종강도 σ_u 의 평균 값으로 가정한다.

$$\sigma_o = (\sigma_y + \sigma_u)/2 \quad (15)$$

3. 사각튜브, T-단면, 십자형단면의 압괴

3.1 사각튜브

사각튜브는 4개의 앵글요소로 구성된 것으로 볼 수 있고, 압축에 의한 붕괴를 이동 한지선을 동반하는 붕괴기구로서 이상화 시킬 수 있다. 그러므로 사각튜브의 평균압괴 강도는 (1), (2), (3)식과 (14)식으로 부터 다음과 같이 얻어질 수 있다.

$$P_m(2/3)(2H) = E_{int} = 4(2E_1 + E_2 + E_3)$$

또는

$$P_m/M_o = A_1c/H + A_2H/r + A_3r/t \quad (16)$$

$$\text{where } A_1 = 6\pi, A_2 = 12I_2, A_3 = 48I_3$$

평균압괴강도에 대한 이 식은 2개의 미지수, 즉 1/2 압괴길이, H와 경사 한지선의 접합 반경 r을 포함한다. 최소 압괴강도에 대한 붕괴기구를 고려하면 (16)식을 H와 r에 대하여 최소화시켜 미지수를 결정할 수 있고 그 결과는 다음과 같다.

$$P_m/M_o = 57.9^3 \sqrt{c/t} \quad (17)$$

또는

$$\sigma_m/\sigma_o = 3.6 (t/c)^{2/3} \quad (18)$$

여기서 σ_m 은 평균 압괴응력으로, $\sigma_m = P_m/A$ (A는 단면적)로 표시된다. 한편, Thornton 등 [5]에 의해 제시된 에너지 흡수 효율 계수 $\eta = \sigma_m/\sigma_u$ 로 정의하여 (18)식을 변형하면

$$\eta = 3.6 (\sigma_o/\sigma_u) (t/c)^{2/3} \quad (19)$$

과 같이 표시된다. Thornton 등 [5]은 사각튜브의 압괴강도에 대하여

$$\eta = 4.24(t/c)^{0.8} \quad (20)$$

을 제안하였는데 그림 5에서 본 연구의 결과인 (19)식 ($\sigma_o/\sigma_u = 0.8$ 인 경우)와 (20)식 그리고 실험결과와의 비교를 해보았다. 그림 5의 비교결과는 (19)식이 실험치와 잘 일치함을 보여준다.

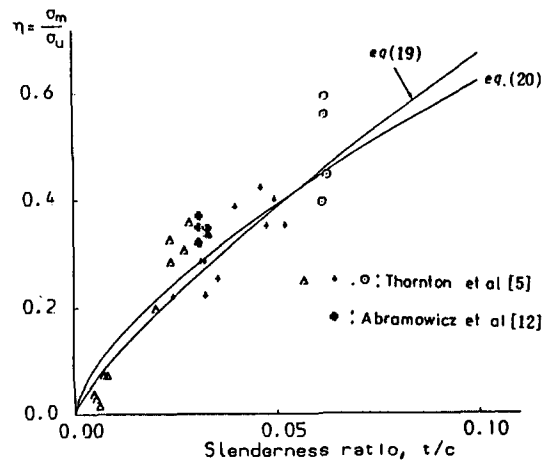


Fig.5 Mean crushing strength of square tubes

3.2 T-단면

(2-1)절의 접합선 중앙점의 이동개념을 이용하여 T-단면의 붕괴기구를 고려하면 그림 6과 같이 4가지의 경우가 가능하다. 그림 6의 Mechanism-(1)과 (ii)는 각각 그림 (1)의 기본요소의 붕괴기구 mechanism-(a)와 (c)에 대응되며 추가적인 플랜지의 굽힘이 포함된 것이다. 한편, 기본요소의 mechanism-(a)와 (c)가 결합된 것이 그림 6의 mechanism (iii)이며 mechanism-(d)가 결합된 것이 mechanism-(iv)에 해당된다. 각각의 경우에 대한 흡수에너지는 다음 식으로 표시된다.

$$\text{mechanism (i) } E_{int} = 6E_1 + E_2 + E_3 \quad (21)$$

$$\text{mechanism (ii) } E_{int} = 6E_1 + E_6 + E_7 \quad (22)$$

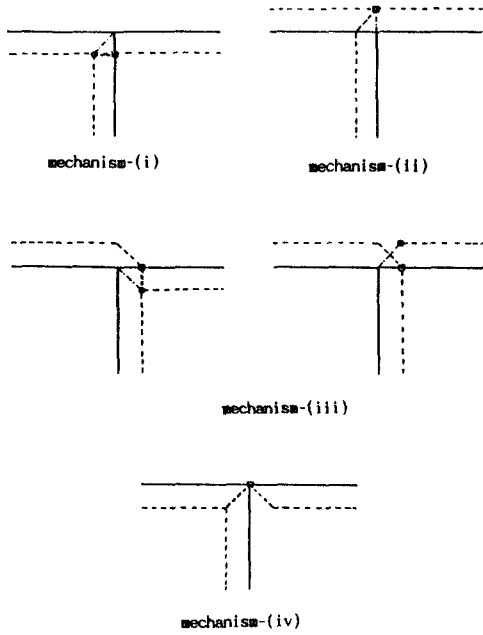


Fig.6 Possible collapse mechanisms of T-section

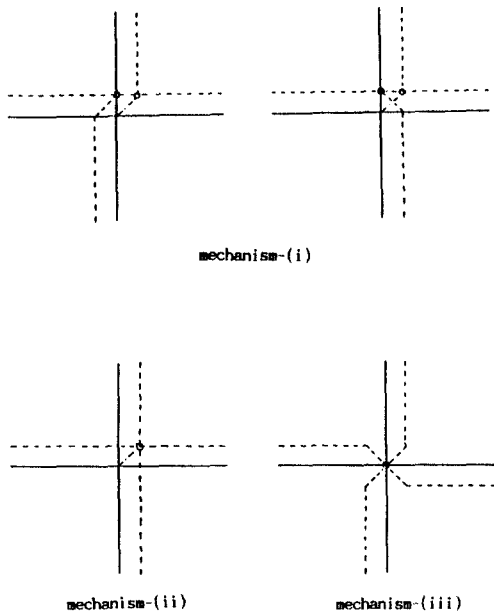


Fig.7 Crushing mechanisms of cruciform

$$\text{mechanism (iii)} \quad E_{int} = 6E_1 + E_2 + E_3 + E_6 + E_7 \quad (23)$$

$$\text{mechanism (iv)} \quad E_{int} = 6E_1 + E_8 + E_9 \quad (24)$$

3.3 십자형 단면

십자형 단면은 수직 접합선에 두 개의 기본 앵글요소가 접합된 것으로 볼 수 있다. 그러므로 접합부에 의한 추가의 기하학적 변형의 구속조건이 부가되어 그림 7에서 보인 3가지 형상의 붕괴기구가 가능하다. mechanism (i)은 기본 요소의 붕괴 기구 mechanism (a)와 (c)가 결합된 것이고 mechanism (ii)는 mechanism-(b), mechanism-(iii)은 mechanism-(d)의 기본요소 붕괴기구 각각 대칭으로 조합된 것이다. 이들에 대한 흡수에너지는 다음과 같다.

$$\text{mechanism (i)} \quad E_{int} = 8E_1 + E_2 + E_3 + E_6 + E_7 \quad (25)$$

$$\text{mechanism (ii)} \quad E_{int} = 8E_1 + E_4 + E_5 \quad (26)$$

$$\text{mechanism (iii)} \quad E_{int} = 8E_1 + E_8 + E_9 \quad (27)$$

4. 복잡한 구조의 압괴

4.1 압괴모드

복잡한 구조에서 판 요소들의 결합부는 대부분이 T-단면이거나 십자형 단면으로 이루어져 있다. 그러한 단면들로 구성된(앵글요소 포함) 복잡한 구조의 압괴에 있어서 인접압괴요소들 사이에 압괴모드의 적합성과 압괴시 접히는 길이 결정의 문제가 있다. Wierzbicki[2]는 압괴모드의 적합성을 각 기본요소 사이에 부적합 압괴기구(incompatible folding mechanism)을 넣는 것을 제안하였다. 그러나 선수구조와 같이 복잡한 구조의 압괴시 그러한 천이 영역이 일반적으로 나타나지 않는다는 것이 Woisin[13], Nagasawa 등[8], Johnson 등[14], Amdahl[7] [들에 의해 보고된 바 있다. 본 연구에서의 앞에서 다룬 (3.2)절에 T-단면의 mechanism(iii)과 (3.3)절 십자형 단면의 mechanism-(ii)-(iii)이 그러한 인접구조요소들 사이에 압괴의 천이영역을 포함하는 유연성을 지닌다. 이러한 관점에서 본 연구에서는 T-section, Cruciform(십자형 단면)으로 구성된 복잡한 구조의 압괴에 T-section의 mechanism(iii), Cruciform의 mechanism(ii)가 일어나는 것으로 가정하였다.

앞절에서 기본요소의 압괴길이의 결정에 있어서 최소화 과정을 사용하였다. 그러나 선박의 선수구조와 같이 횡능골형식의 구조에 대해서는 한 능골에 한 개의 접합이 생기도록 압괴가 제한된다. 그러므로 본 연구에서는 횡능골 간격이 계산된 접합길이보다 작을 때는 한 능골에 한 개의 접합이 생긴다고 가정하였다.

4.2 평균압괴강도 추정식

전체구조의 흡수에너지는 단위구조요소의 흡수에너지

지의 합이라 가정하면 에너지 흡수량은 다음과 같이 표시된다.

$$E_{in} = \sum^{n_A} E^A + \sum^{n_T} E^T + \sum^{n_C} E^C \quad (28)$$

여기서 n_A, n_T, n_C 는 복잡한 구조의 앵글, T-단면, Cruciform의 갯수이고 E^A, E^T, E^C 는 각 구조요소의 에너지 흡수량으로 (16)식, (23)식, (26)식으로 각각 표시된다.

$$\begin{aligned} E^A &= 4E_1 + E_2 + E_3 \\ E^T &= 6E_1 + E_2 + E_3 + E_6 + E_7 \\ E^C &= 8E_1 + E_8 + E_9 \end{aligned} \quad (29)$$

(29)식을 (28)식에 대입하고 (14)식을 이용하여 정리하면 다음을 얻는다.

$$\begin{aligned} P_m &= 1.178\sigma_0 H \sum^{n_f} b_i t_i^3 + 0.215\sigma_0 H \sum^{n_A+n_T} t_i + 6.935\sigma_0 H \sum^{n_A+n_T} t_i^2 \\ &+ 1.061\sigma_0 H \sum^{n_T} t_i + 0.589\sigma_0 \sum^{n_T} t_i^2 \\ &+ 0.75\sigma_0 H \sum^{n_C} \sum^4 t_j + 0.375\sigma_0 \sum^{n_C} \sum^4 t_j^2 \end{aligned} \quad (30)$$

- 여기서 b_i : i-번째 판 플랜지의 폭
- t_i : i-번째 판 플랜지의 두께
- n_f : 전체 판플랜지의 갯수

여기서 (30)의 유도에 있어서 이동 소성형지선의 곡률 반경 $r = 4t$ 로 가정하였음을 밝힌다.

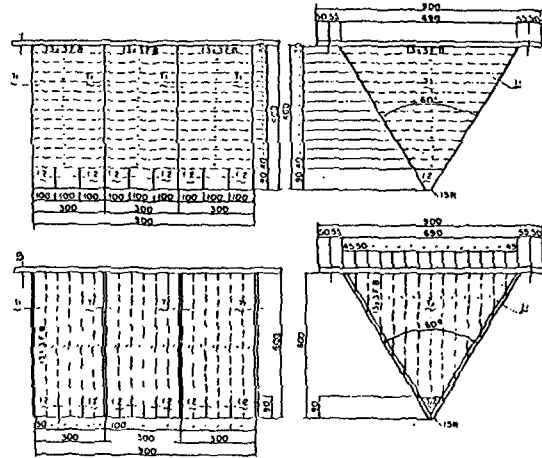
앞절에서 언급한 방법을 기초로 하여 선수구조에 대한 압괴강도를 추정하는 컴퓨터 코드를 개발하였다. 이 프로그램의 가장 중요한 부분은 압괴강도를 추정하기 위해 선수구조를 모델링하는 부분이다. 이 과정에서 필요한 선수구조의 각 횡구조 단면의 입력자료는 다음과 같다.

- 판 플랜지 교차점(joint)의 위치
- 판 플랜지들의 특성치, 즉 판 끝단의 고유번호(joint number) 두께, 종보강재의 치수

이러한 입력자료로 부터 프로그램내에서 압괴요소들의 생성과 특성치들의 계산이 수행되고 식(30)을 이용하여 붕괴거리에 대한 평균압괴강도와 에너지흡수량을 계산한다.

4.3 보강재의 영향

대부분의 선수구조에서 압괴요소인 판 팬넬은 종방향의 보강재를 포함하고 있다. 그리고 이 보강재는 판의 최종강도에는 큰 영향을 끼친다. 그러나 압괴시에는 보강재가 판과 함께 굽힘파괴가 일어나는 것이 관찰된다. 이것은 보강재가 판의 일부로서 거동하는 것으로 간주할 수 있다는 것을 의미한다. 판의 소성굽힘강도 $M_0 = \sigma_0 b t^2 / 4$ 이므로 보강재를 포함하는 판의 등가 두께는 다음과



Stem Model	Thickness of shell plate	Thickness of deck plate
T-1, L-1	1.6mm	1.2mm
T-2, L-2	2.3mm	3.2mm

Fig.8 Bow model of akita et al [18]

같이 표시되는 것으로 가정한다.

$$t_{eq} = 4M'_0 / \sigma_0 b \quad (31)$$

여기서 M'_0 는 보강재를 포함하는 판의 소성굽힘모멘트이다. (31)식의 수정된 판의 두께는 압괴강도 추정식 (30)식의 굽힘에 관련되는 항(즉 (30)식의 첫번째 항)에 교체되어야 한다.

5. 실험결과와의 비교

선수구조의 정적인 압괴에 대하여 본 연구에서 제안된 방법을 검증하기 위하여 선수구조압괴에 대한 실험결과와 비교하였다.

첫번째 비교는 Akita등[15]의 실험모델 재료의 항복응력은 225 N/mm²이고 최종강도는 310 N/mm²이다. 그림 9에 본 논문의 방법과 실험결과를 비교하였다. 이 비교에서 횡능골구조에 대해서는 본 연구의 방법이 실험결과와 잘 일치함을 보여준다. 종능골구조의 압괴강도에 대해서는 횡능골이 없이 단면의 형상이 변화하므로 각 모델의 중앙단면에 대하여 계산을 수행하였다. L-1 모델의 경우 전체에너지흡수량에 대해서 실험결과와의 좋은 일치를 보여주고 있으나, L-2모델의 경우는 이론치가 높게 추정되고 있음을 알 수 있다. 이 결과로부터 경사된 판무재가 종방향으로 보강된 경우, 별도의 붕괴

Plate Thickness (mm)	
U.D.K.	1.8, 2.0
stringer	1.8
bottom plate	4.5
side shell plate	2.3
inner structure	1.8, 2.0, 2.3

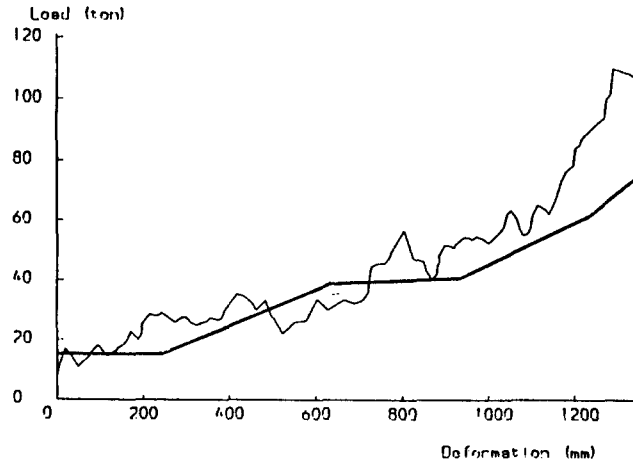
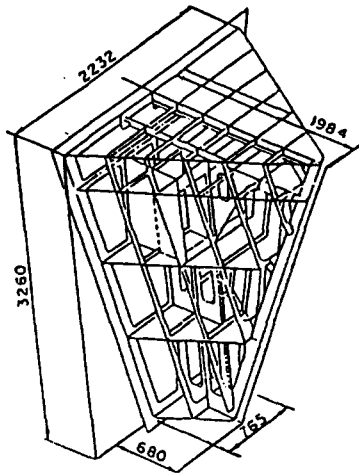


Fig.11 Bow models of hagiwara et al[19]

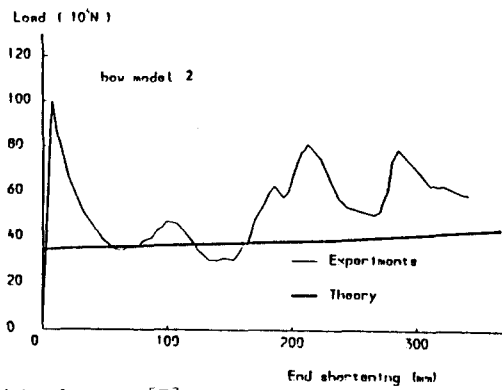
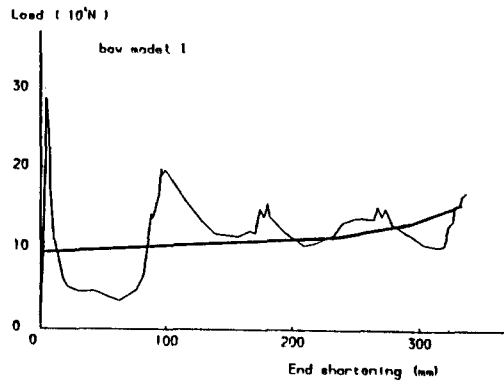
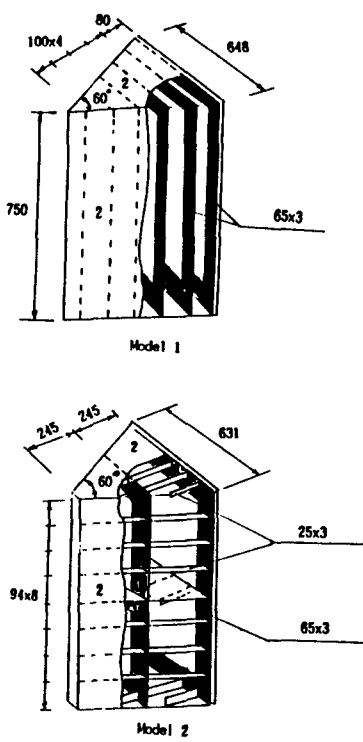


Fig.12 Bow models of amdahl[7]

기구의 개발이 필요함을 알 수 있다.

두번째는 Nagasawa 등[8]에 의한 선박과 교각과의 충돌시 충격력 추정에 대한 실험이다. 그림 10에 선수 구조의 모델을 보였고, 재질은 JIS steel, SS41이다. 이에 대한 항복응력과 최종강도는 25kgf/mm^2 와 46.5kgf/mm^2 을 각각 사용하였다. 해석결과와 실험결과와의 비교는 그림 10에 보였는데 주목할 만한 좋은 일치율을 보여주고 있다.

다음은 그림 11에 보인 Hagiwara 등[16]의 모델에 대한 것이다. 항복응력과 최종강도는 각각 15.6kgf/mm^2 , 28.5kgf/mm^2 를 사용하였다. 그림 11에 보인 이론치와 실험 결과와의 비교를 보면 만족할 만한 결과를 얻을 수 있다.

그림 12에서 보인 Amdahl[7]에 의한 선수 충돌 시험 결과는 선박과 해양 플랫폼의 충돌문제에 적용할 위한 것이다. 모델은 2mm 두께의 철판으로 이에 대한 항복응력은 220N/mm^2 , 최종강도는 310N/mm^2 이다. 그림 12에 해석결과를 보였다. model-1에 대해서 이론치와 실험치가 매우 잘 일치함을 보여주고 있고, model-2(중늑골방식의 모델)에 대하여도 만족할 만한 결과를 보여주고 있다.

여기서 본 연구에서의 이론적 추정치는 평균압괴강도에 대한 것이라는 것을 언급하여야 할 것이다. 대부분의 충돌에 의한 구조 파손문제에 있어서 개개의 판구조가 동시에 부위가 일어나지 않는 경우 각 판구조의 국부최종강도가 평균압괴강도를 크게 초과하지는 않으므로 본 연구의 평균압괴강도가 충격력으로 사용될 수 있다. 그러나 거의 일정한 단면의 크기를 갖는 선수구조의 경우에는 각 늑골간격의 판구조가 동시에 붕괴될 가능성이 크므로 별도의 최대 충격하중추정을 수행하여야 할 것이다.

6. 결 론

선박의 충돌시 선수구조의 압괴해석을 위하여 선수 구조의 단면을 기본요소들의 결합으로 간주하고 기본 요소에 대한 평균압괴 강도를 추정하였다. 기본요소들의 조합인 선수구조와 같이 복잡한 구조의 흡수에너지를 개개의 기본요소의 흡수에너지의 합으로 가정하고 이로부터 평균압괴강도를 추정하는 간이한 식을 유도하였다. 기본요소는 두판의 결합인 앵글로서 정의하고 인접 요소들과의 연결상태로부터 4가지의 기본붕괴기구를 제안하였다. 본 연구에서 제시한 선수와 같이 복잡한 구조의 압괴거동을 매우 손쉽게 해석할 수 있는 압괴강도 추정식의 유용성을 검토하기 위하여 일본과 노르웨이에서 수행된 선수구조모델에 적용하여 확인하였다. 그

결과 전체적으로 본 연구의 이론추정치가 실험결과와 잘 일치함을 알 수 있었다. 그러나, 단면의 형상의 급격한 변화가 있는 중늑골구조에 대해서는 에너지흡수량은 대체로 실험결과와 비슷하나, 압괴강도에 대해서는 큰 차이를 보여주고 있다. 이는 본 연구에서 사용한 기본 압괴요소가 압괴방향과 평행한 것에 의한 결과로 볼 수 있다. 앞으로 경사된 구조요소의 압괴거동에 대한 붕괴 기구의 개발 등 추가의 연구가 필요할 것이다. 한편, 본 연구의 이론추정식은 평균압괴강도에 대한 것임을 강조하고자 한다. 이는 Soft-bow와 같이 선수구조가 붕괴되는 동안에 각 늑골간의 국부최대강도가 평균압괴강도를 크게 넘지 않는 경우에는 평균압괴강도를 충돌에 의한 충격력으로 근사시킬 수 있으나, 강성이 큰 선수구조의 경우에는 극한강도추정에 의한 별도의 충격하중 계산이 필요할 것이다.

후 기

이 연구는 1989년도 한국과학재단 연구비지원(과제 번호 : 893-0916-024-2)에 의한 결과임을 밝히면서 동재단의 지원에 심심한 사의를 표합니다.

참 고 문 헌

- [1] Jones N., "A literature survey on the collision and grounding of ship", SSC-283, 1979.
- [2] Wierzbicki T., "Crushing behaviour of plate interactions" in Structural Crashworthiness ed. by N. Jones and T. Wierzbicki, pp66-95, Butterworths, London 1983.
- [3] Johnson W., Soden P.D. and Al-Hassani S.T.S., "Inextensional Collapse of Thin-walled tubes under uniaxial compression", *J. of Strain Analysis* 12, pp317-330, 1977.
- [4] Mahmood H.F. and Paluszny A., "Design of thin-walled columns for crash energy management—their strength and mode of collapse", SAE paper No.811302, pp4039-4048, 1981.
- [5] Thornton P.H., Mahmood H.F. and Magee C.L., "Energy absorption by structural collapse", *ibid*[1], pp99-117.
- [6] Lee J.W., "On the optimization design of soft bow structures", *Proc. of PRADS 83*, Tokyo
- [7] Amdahl J., "Energy absorption in ship platform

- impact", UR-83-84, The Univ. of Trondheim, 1983.
- [8] Nagasawa H., Arita K., Tani M. and Oka S., "A study on the collapse of ship structure in collision with bridge piers", *JSNAJ*, Vol.139, 1976.
- [9] Reid S.R. and Reddy T.Y., "Static and dynamic crushing of tapered sheet metal tubes of rectangular cross section", *Int. J. of Mechanical Science*, 28, pp 623-637, 1986.
- [10] Wierzbicki T. and Abramowicz W., "On the crushing mechanics of thin-walled structures", *J. of Applied Mechanics*, 50, pp727-734, 1983.
- [11] Yang P.D.C., "Energy absorption and collapse of ship structures with particular reference to collisions", Ph.D. Thesis The Univ. of Newcastle upon Tyne, 1987.
- [12] Abramowicz W., "The effective crushing distance in axially compressed thin-walled metal columns", *Int. J. Impact Engng.*, 1, pp309-317, 1983.
- [13] Woisin G., "Model testing testing with the collision protection structures in reactor ships", *Schiff & Hafen*, No.7, 1972.
- [14] Johnson G. and Mamalis A.G., "Crashworthiness of Vehicles", *Mechanical Engineering Pub.* London, 1978.
- [15] Akita Y., Ando N., Fujita Y. and Kitamura K., "Studies on collision protective structures in nuclear powered ships", *Nuclear Engineering and Design*, 19, 1972.
- [16] Hagiwara K., Takanabe H. and Kakano H., "A proposed method of predicting ship collision damage", *Int. J. of Impact Engng.*, Vol.1, No.3, 1983.