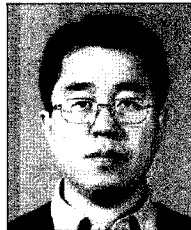


부유식 선박 구조의 Safety Case Analys (충돌 및 물체 낙하)

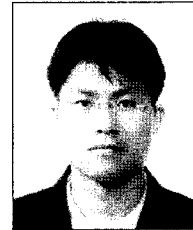
Safety Case Analyses of Floating Ship Structures (Collision and drop objects)



서 용 석*



한 상 민**



전 상 언**

* 삼성중공업(주) 조선해양연구소 구조연구 수석연구원
** 삼성중공업(주) 조선해양연구소 구조연구 책임연구원

1. 서 론

부유식 선박이나 해양 구조물의 구조적 안전성은 설계상의 외력뿐만 아니라 예상치 못한 갑작스런(accidental) 하중에 대해서도 유지되어야 한다. 특히 충돌과 같이 과도한 선체 손상 및 붕괴를 초래하고 원유의 유출로 심각한 해양 오염을 야기하는 경우나 작업 운반 중에 물체 낙하로 구조물이 손상을 받는 경우에 대해서도 구조적인 성능을 유지하도록 강건하게 설계를 해야 한다. 따라서 선주 및 선급들은 선박이 충돌이나 물체 낙하 등과 같은 예상치 못한 상황에 대해서도 일정한 수준의 선체 강도를 유지하기를 요구하고 있다.

특히 FPSO나 드릴쉽(drillship)과 같이 원유를 시추하고 저장하는 선박의 경우, shuttle tanker와 같은 원유 운반선이 적재와 하역을 일정한 간격으로 반복하므로 운항 상황이나 외부 환경 특히 거친 파도나 바람 등에 의해서 충돌할 가능성이 다른 일반 선박보다 높다. 따라서 이러한 부유식 선박에는 위험성 해석을 통해 충돌이나 물체 낙하, 화재, 폭발 등의 가능성이 얼마나 있는지를 평가하고, 발생 가능성이 큰 경우 구조 설계에 이를 반영하는 safety case analyses가 적용되고 있다.

기준에는 이러한 safety case analysis을 수행하기 위하여 DYTRAN이나 LS-DYNA 등과 같이 비선형 시간 기반 유한

요소 상용 코드를 주로 사용하였는데(이제욱 1995), 이는 과도한 해석 시간과 평가 비용이 필요하다. 따라서 이들 해석에 대해 체계적인 접근법을 정립하고, 실제 설계에 간편하게 활용될 수 있는 해석적 방법이 절실히 요구되고 있다.

본 연구에서는 선박 충돌과 물체 낙하를 중심으로 당사에서 수행한 해석 방법을 소개하고(Ito, 1984,1985), 실제의 선체 구조에 대해 충돌 및 물체 낙하 해석을 수행하여 설계에 반영한 예를 살펴보고자 한다.

2. 충돌 해석(Collision analysis)

2.1 해석적 평가법(Analytical approach)

2.1.1 선측 외판

선측 외판은 박막(membrane)으로 이상화하며 일정한 인장력(tensile force)에 대하여 동일한 거동을 한다고 가정한다. 따라서, 판에 작용하는 장력은 식 (1) 및 Fig.1과 같이 나타낼 수 있다.

$$q_{x,y} = \sigma_y \cdot t_{x,y} \tag{1}$$

여기서,

q : 단위 폭당 작용하는 박막 장력

σ_y : 박막 판 재료의 항복 응력
 t : 박막 판의 등가 두께
 X 는 선박의 길이 방향, Y 는 높이 방향

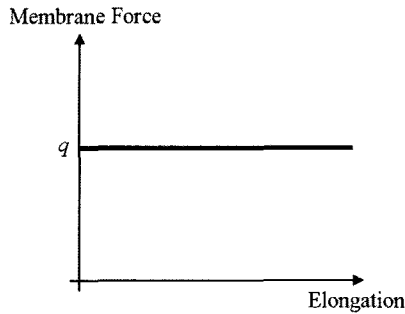


Fig. 1 Membrane Force

위의 식 (1)에서 $t_{x,y}$ 는 선축 외판에 있는 론지(longitudinal)들과 각종 보강재(stiffener)들의 효과를 고려한 등가 두께이다.

2.1.2 횡능골과 선축 스트링거

일반적으로 횡능골과 선축 스트링거와 같은 지지구조들은 다음의 Fig.2(a)와 같은 축방향 좌굴 거동을 나타낸다.

충돌 과정 동안 발생하는 에너지는 주로 소성 변형 에너지이므로 Fig.2(b)와 같이 rigid-plastic 거동으로 이상화할 수 있다.

P_{max} 의 값을 산정하기 위하여 본 연구에서는 Faulkner (1975)가 제안한 다음 식을 사용한다.

$$\frac{b_{effective}}{b} = \begin{cases} 1.0 & \text{for } \beta \leq 1 \\ \frac{2}{\beta} - \frac{1}{\beta^2} & \text{for } \beta > 1 \end{cases} \quad (2)$$

여기서,

$$\beta = \frac{b}{t} \sqrt{\frac{\sigma_y}{E}}$$

t : 판 두께
 σ_y : 판 재료의 항복 응력
 E : 판 재료의 탄성 계수

2.1.3 손상 전파 해석

강체가 선축 외판에 충돌하면서 소성 변형에 의한 충돌 손상이 전파되는데, 이러한 손상을 평가하기 위하여 최소 총 포텐셜 에너지 원리(principle of minimum total potential

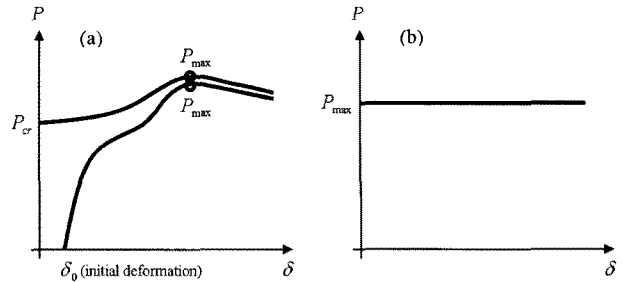


Fig. 2 Post-Buckling Behavior

energy)를 적용한다.

변형된 구조물의 총 포텐셜 에너지는 다음과 같이 정의된다.

$$\Pi = U_M + U_B - W \quad (3)$$

여기서,

U_M : 선축 외판에서 발생하는 박막 에너지 (membrane energy)

U_B : 횡능골과 선축스트링거에서 발생하는 압착 에너지 (crushing energy)

W : 외력에 의한 일

U_M 와 U_B 는 어떤 위치 $x_i = (x_0, x_1, \dots, x_N)$ 에서의 변위 $u_i = (u_0, u_1, \dots, u_N)$ 로 표현되고, W 는 위치 x_i 에 작용하는 외력 $P_i = (P_0, P_1, \dots, P_N)$ 과 변위 u_i 로 표현되는데, 외력 P_i 와 변위 u_i 는 같은 방향을 가지는 벡터이다. 최소 총 포텐셜 에너지 원리로부터 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial \Pi}{\partial u_i} = 0, \quad i = 0, \dots, N \quad (4)$$

식 (4)는 외력 P_i 와 변위 u_i 의 관계를 나타내는데, 만일 하나의 외력 P 만 작용하는 경우라면, 다음의 식 (5)와 같이 간결하게 표현할 수 있다.

$$\begin{cases} P = \frac{\partial(U_M + U_B)}{\partial u_0} \\ 0 = \frac{\partial(U_M + U_B)}{\partial u_i} \quad i = 1, \dots, N \end{cases} \quad (5)$$

식 (5)는 외력 P 와 변위 $u_0 \sim u_N$ 를 변수로 포함하고 있으므로, 총 $N+2$ 개의 변수를 가지는 $N+1$ 개의 연립방정식

이다. 따라서, 변위 $u_0 \sim u_N$ 중 하나가 주어지면 나머지 모든 변수가 결정된다.

식 (1)을 적용하고, 박막 판의 경계는 면내 변형(in-plane deformation)을 일으키지 않는다고 가정하면, 인장 변형에 의해 발생한 박막 판 변형률 에너지(strain energy)를 다음 식과 같이 얻을 수 있다.

$$U_M = \frac{1}{2} \int_A \left[\left(\frac{\partial w}{\partial X} \right)^2 q_x + \left(\frac{\partial w}{\partial Y} \right)^2 q_y \right] dA \quad (6)$$

여기서,

A : 박막 판 면적

$w(X, Y)$: 박막 판 수직 방향의 변위

q_x, q_y : 단위 폭당 작용하는 X, Y 방향 박막 장력

다음의 Fig.3과 같이 삼각형을 형성하면서 판의 수직 방향 변위가 발생한다고 가정하여 기하학적으로 $w(X, Y)$ 를 결정한다.

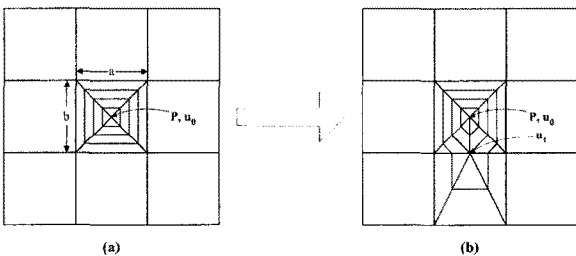


Fig. 3 Development of Damage on Membrane

횡늑골과 선축 스트링거에서 발생하는 압착에너지는 후좌굴 반력(post-buckling reaction)에 의해 수행되는 일의 양과 동일하다. 후좌굴 반력과 변위와의 관계는 다음의 식 (7)과 같고, Fig.4에 나타내었다.

$$U_B = Q \cdot u - \frac{1}{2} B \cdot u^2 \quad (7)$$

여기서,

Q : 횡늑골과 선축스트링거에 작용하는 최대 하중

B : 후좌굴 반력의 감소 정도를 나타내는 계수

u : 압착 방향 변위

따라서, 총 포텐셜 에너지는 식 (3), (6), (7)을 이용하

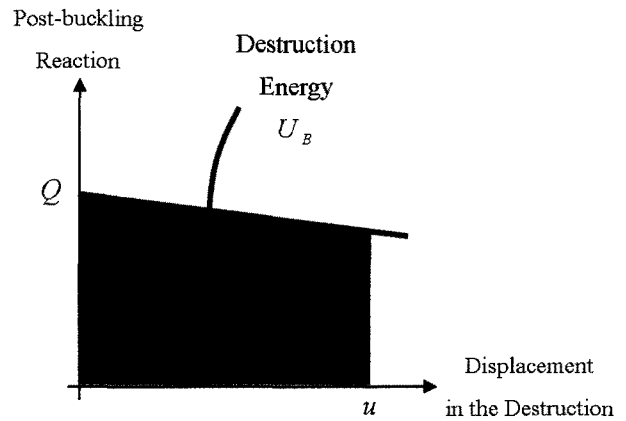


Fig. 4 Destruction Energy of Webs and Stringers

여 계산할 수 있고, 이중선각 구조의 손상 전파에 대한 계산은 다음과 같은 방법으로 이루어진다.

1) 선축외판의 어떤 점에 하중이 작용하여 변위가 증가할 때, 주변의 횡늑골과 선축스트링거가 지지하고 있는 동안은 박막 판이 외력에 의한 모든 에너지를 흡수한다. 즉, 하중과 변위가 더욱 증가하여 박막 판의 주변 지지구조들 중 하나가 좌굴을 일으키기 바로 전까지의 에너지는 식 (6)을 이용하여 계산할 수 있다. 어느 순간의 붕괴기구(Collapse Mechanism)에서 가장 약한 지지구조로 평가되는 부재부터 좌굴이 일어나서 붕괴기구의 천이(transition)가 일어난다. 예를 들어, Fig. 3(a)의 붕괴기구가 Fig. 3(b)로 변환된 것은 박막 판의 아래 부분의 지지구조가 가장 약하기 때문이다.

2) 하중과 변위가 더욱 증가함에 따라 두 번째로 약한 구조에서 좌굴이 일어나게 되는데, 이 과정에서 발생하는 총 에너지는 박막 판의 인장에 의해 발생하는 에너지와 첫 번째로 좌굴이 일어난 부재의 압착에 의해 발생하는 에너지의 합이다. 따라서, 식 (6)과 (7)이 동시에 적용된다.

1), 2)와 같은 방법으로 붕괴기구의 전파가 일어나고 각 붕괴기구에서 발생하는 에너지를 계산하는 방법으로 손상전파 해석을 수행할 수 있다. Fig. 3과 같이, 지지구조 하나가 좌굴 되는 경우에 하중과 변위의 관계는 다음의 Fig. 5와 같다.

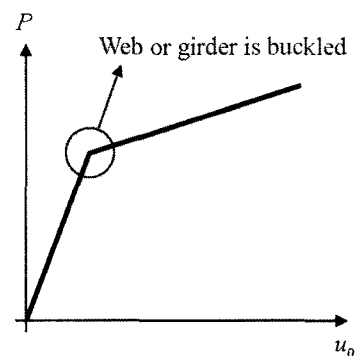


Fig. 5 Load vs Deformation

2.1.4 선측 외판의 파단

본 연구에서는, 변위가 증가함에 따라 변형율이 최종 허용 변형률(ultimate allowable strain)에 도달하면 균열이 발생하고 바로 파단이 일어난다고 가정한다.

충돌 과정에서 선측 외판이 파단을 일으키게 되면 판이

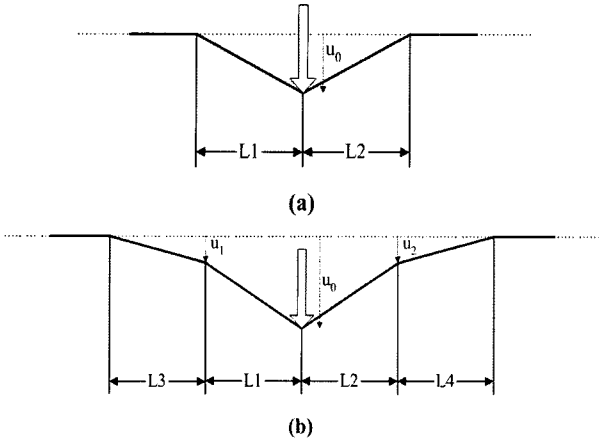


Fig. 6 Membrane Elongation of Side Shell

인장 변형을 통해 흡수할 수 있는 에너지가 급격히 감소하게 되는데, 본 연구에서는 다음과 같은 조건(Ito 1984)을 적용하여 선측 외판의 파단을 평가한다.

1) Fig.6(a)와 같은 붕괴기구에서 박막 판의 인장이 일어날 경우 파단이 일어날 수 있는 조건은 다음의 식과 같다.

$$\epsilon = \epsilon_u \tag{8}$$

여기서,

ϵ : Fig.6(a)와 같은 경우에서 발생하는 최대 주변형률

ϵ_u : 최종 변형률

2) Fig.6(b)와 같은 붕괴기구에서 박막 판의 인장이 일어날 경우 파단이 일어날 수 있는 조건은 다음의 식과 같다.

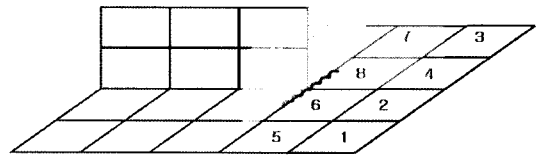
$$\epsilon = \frac{1}{2} \epsilon_u \tag{9}$$

여기서,

ϵ : Fig.6(b)와 같은 경우에서 발생하는 최대 주변형률

ϵ_u : 최종 변형률

파단이 일어난 뒤에는 박막 판이 인장에 견디는 능력이 급격히 감소한다. 따라서, 선측 외판에서 발생하는 손상은 다음의 Fig.7과 같은 양상을 나타낸다.



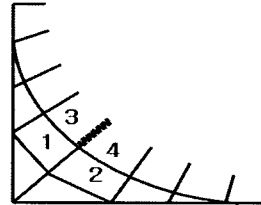
Type 1 : Main Plate - 8 Element Symmetry

(1) Extrapolation On To Purple Plane ($\sigma_1 \rightarrow \sigma_a, \sigma_3 \rightarrow \sigma_4 = \sigma_b, \sigma_5 \rightarrow \sigma_6 = \sigma_c, \sigma_7 \rightarrow \sigma_8 = \sigma_d$)

(2) Averaging (σ_a, σ_b)= $\sigma A, (\sigma_c, \sigma_d)$ = σB

(3) Extrapolation On To Yellow Plane ($\sigma A \rightarrow \sigma B = \sigma hot$)

(a) Type 01



Type 12 : Parent - 4 Element Symmetry

(1) Averaging (σ_1, σ_2)= $\sigma A, (\sigma_3, \sigma_4)$ = σB

(2) Extrapolation On To Yellow Plane ($\sigma A \rightarrow \sigma B = \sigma hot$)

(b) Type 12

Fig. 7 Example of hotspot types

2.2 수치 해석 및 결과 비교

본 해석의 타당성을 검토하기 위해 5000 톤의 선박이 364000 톤의 FPSO와 충돌하는 예를 살펴보았다.

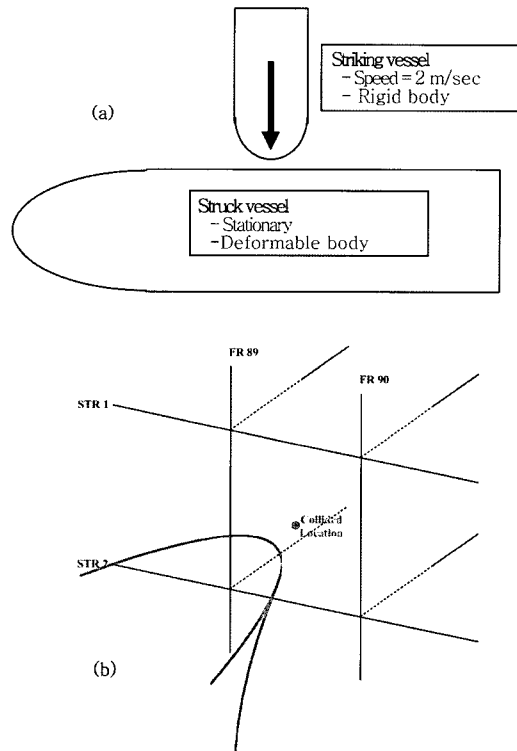


Fig. 8 Collision scenario (Fig. a) and collided location (Fig. b)

충돌선이 2m/sec의 속도로 FPSO와 충돌하고 이 때 부가수 질량(added mass)은 충돌선 무게의 약 10%로 가정하면 FPSO가 흡수한 총 에너지는 11MJ이 된다.

$$E_{kinetic} = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}[(5000 + 500) \cdot 2^2] / 1000 = 11MJ \quad (10)$$

계산에 사용한 재료 특성치는 다음과 같다.

Density	7850 kg/m ³
Young's modulus	206 GPa
Poisson's ratio	0.3
Yield stress (mild steel)	235 MPa
Yield stress (high tensile steel)	315 Mpa

2.2.1 해석적 방법(Analytical Approach)

충돌선을 강체(rigid body)로 가정하였고, FPSO의 선측 외판 두께는 25mm이며, Fig. 8과 같이 횡능골 FR, 89, 90과 선측 스트링거 STR 1, 2에 의해 지지되고 있다.

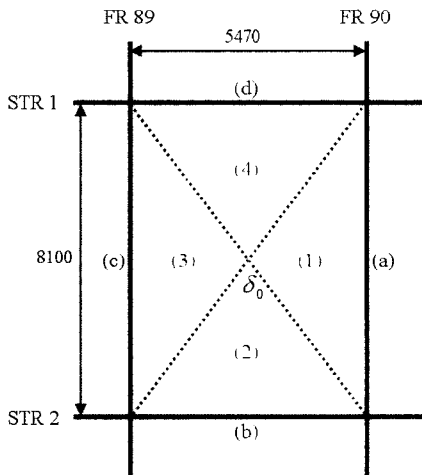


Fig. 9 1st Collapse Mechanism

그림 9와 같은 붕괴기구에서는 선측 외판의 인장에 의해서만 에너지가 흡수된다. 이와 같은 붕괴기구가 유지되는 최대 변위 값 즉, 주변의 지지구조들 중 가장 약한 부재(횡능골 a와 c)의 좌굴이 일어나는 순간까지의 변위 값은 다음과 같이 구할 수 있다.

1) 선측 외판의 인장 변형에 의해 횡능골 a에 작용하는 하중은 최소 총 포텐셜 원리에 의해 다음과 같다.

$$F_{(a)} = \frac{\partial[U_M]_{(1)}}{\partial\delta_0} = 11936 \cdot \delta_0(N) \quad (11a)$$

2) F(a)에 대한 반력은 Faulkner의 식에 의해 다음과 같이 구할 수 있다.

$$R_{(a)} = \sigma_y A_{(a)_{effective}} = 2294305(N) \quad (11b)$$

여기서,

σ_y : 선측외판의 항복응력

$A_{(a)_{effective}}$: Faulkner의 식에 얻어진 횡능골 a 단면의 유효면적

3) 횡능골 a가 좌굴하지 않는 최대 허용 변위는 식(11a)과 (11b)에서 다음과 같이 얻어진다.

$$\delta_{0_{max\ form}} = \frac{2294305}{11936} = 192 \text{ (mm)} \quad (11c)$$

따라서, 첫 번째 붕괴기구가 유지되는 최대 변위까지 변형하면서 선측 외판이 흡수한 에너지는 다음과 같다.

$$U_M|_{\delta_0=304} = \sum_{i=1}^4 \frac{1}{2} \int_{i1} \left[\left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 q_x + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 q_y \right] dA \Big|_{\delta_0=304} = 0.59(MJ)$$

첫 번째 붕괴기구에서는 요구되는 11MJ의 에너지를 흡수하지 못했다. 따라서, 연속되는 두 번째 붕괴기구를 고려해야 한다.

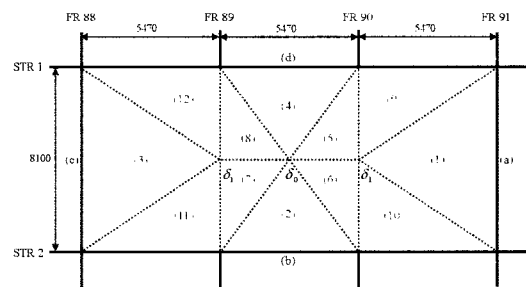


Fig. 10 2nd Collapse Mechanism

첫 번째 붕괴기구 Fig.9의 횡능골 a와 c에서 좌굴이 일어난 뒤, Fig.10과 같은 두 번째 붕괴기구가 나타나게 된다. 두 번째 붕괴기구에서 주변의 지지구조 중 가장 약한 부재는 선측 스트링거 b와 d이고, 이 부재가 좌굴되기 전까지의 최대 변위를 구하면 다음과 같다.

1) 선측외판의 인장 변형에 의해 선측스트링거 b에 작용하는 하중은 최소 총 포텐셜 원리에 의해 다음과 같다.

$$F_{(b)} = \frac{\partial[U_M]_{(2)}}{\partial\delta_0} = 3968 \cdot \delta_0(N) \quad (11d)$$

2) $F_{(b)}$ 에 대한 반력은 Faulkner의 식에 의해 다음과 같이 구할 수 있다.

$$R_{(b)} = \sigma_y A_{(b)effective} = 4539730(N) \quad (11e)$$

3) 선축스트링거 b가 좌굴하지 않는 최대 허용 변위는 식 (11d)과 (11e)에서 다음과 같이 얻어진다.

$$\delta_{0max\ perm} = \frac{4539730}{3968} = 1144 \text{ (mm)} \quad (11f)$$

따라서, 두 번째 붕괴기구가 유지되는 최대 변위까지 변형하면서 선축외판과 선축스트링거 b, d에 흡수된 에너지는 다음과 같다.

$$U_{TOTAL} \Big|_{\delta_0=1144, \delta_1=381} = U_M \Big|_{\delta_0=1144, \delta_1=381} + U_B \Big|_{\delta_1=381}$$

$$= \sum_{i=1}^{12} \frac{1}{2} \int_{(i)} \left[\left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 q_X + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 q_Y \right] dA \Big|_{\delta_0=1144, \delta_1=381}$$

$$+ 2 \cdot R_{\delta_1} \delta_1 \Big|_{\delta_1=381} = 16.5 \text{ (MJ)}$$

보는 바와 같이, 두 번째 붕괴기구에서 계산된 흡수에너지 16.5MJ은 요구조건보다 큰 값이다. 따라서, 요구된 11MJ를 만족시키는 변위를 계산하면 다음과 같다.

$$U_{TOTAL}(\delta_0, \delta_1) = U_M(\delta_0, \delta_1) + U_B(\delta_1) = 11 \text{ (MJ)}$$

에서,

$$\delta_0 = 923 \text{ (mm)}, \delta_1 = 292 \text{ (mm)}$$

이다.

<파단 발생 체크>

11MJ을 만족하는 변위가 발생하였을 때, 파단이 일어나는가 체크하여 보면 다음과 같다.

$$\epsilon_x = \frac{(5477.8 + 2806.8) - (5470 + 2735)}{(5470 + 2735)} = 0.0097$$

$$\epsilon_y = \frac{4153.9 - 4050}{4050} = 0.026$$

$\epsilon_x < \frac{1}{2} \epsilon_u$ 이고, $\epsilon_y < \epsilon_u$ 이므로, 파단은 일어나지 않는다.

2.2.2 수치 해석법(Numerical Approach)

동일한 구조에 대해 비선형 동적 유한 요소 프로그램인

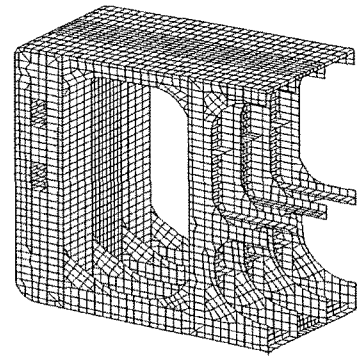


Fig. 11 Finite element model

MSC.DYTRAN을 이용하여 그 결과를 비교하였다(Han 등 2005).

전체의 유한 요소 모델 범위는 다음 Fig. 11과 같이 4 frame 간격을 고려하여 shell 요소로 모델링하였다. 충돌선은 강체로 가정하였다.

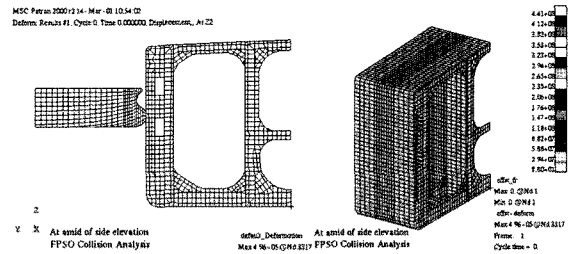


Fig. 12 Deformed profile and effective stress distribution at t = 0.0 sec

총 계산은 2초까지 수행하였다. Fig.12 ~14는 각각 0.0초, 1.0초 및 2초에서의 변형 분포와 응력 분포를 나타내고 있다.

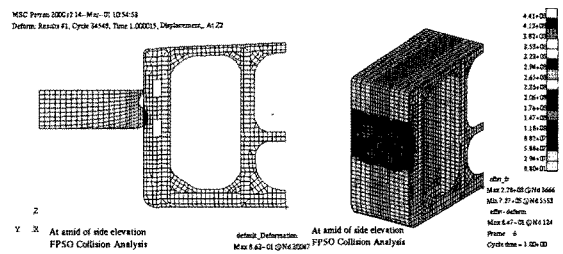


Fig. 13 Deformed profile and effective stress distribution at t = 1.0 sec

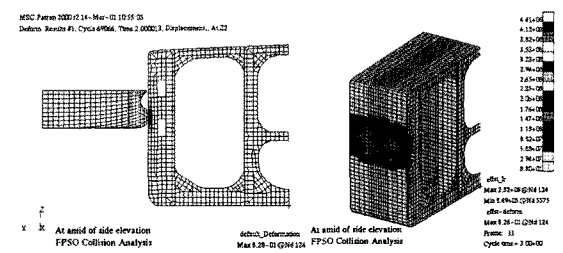


Fig. 14 Deformed profile and effective stress distribution at t = 2.0 sec

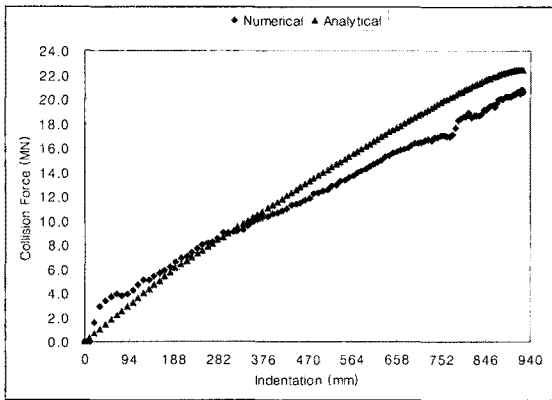


Fig. 15 Comparison between numerical and analytical calculation

Table 1 Comparison of results

Approach	Indentation depth (mm)	Energy absorption(MJ)	Max. Collision Force (MN)
Analytical	923.0	11.0	22.4
Numerical	935.0	10.5	20.8

해석적인 방법과 동일한 기준으로 파단을 정의하였고 side shell의 소성 변형율은 0.032로 파단 기준 변형율 0.2 보다 작아 선측 외판에서의 파단은 발생하지 않음을 알 수 있다. Fig.15와 Table 1은 비교 결과를 나타내고 있다.

3. 물체 낙하 해석(Drop object analysis)

3.1 해석적 방법

DNV VERITEC(1988)은 평판에 대해 drill collar stand를

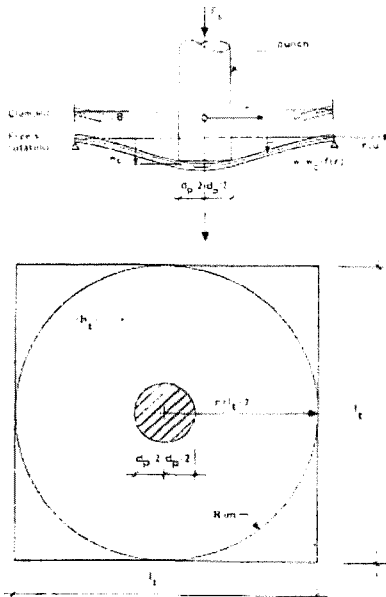


Fig.16 Quadratic plate loaded by a circular punch

낙하하는 실험을 수행하고(Fig.16) 힘-변위 관계를 나타내는 그래프(Fig.17)와 평판의 critical impact energy에 해당하는 plugging capacity를 구하는 식을 경계 조건에 따라 제안하였다.

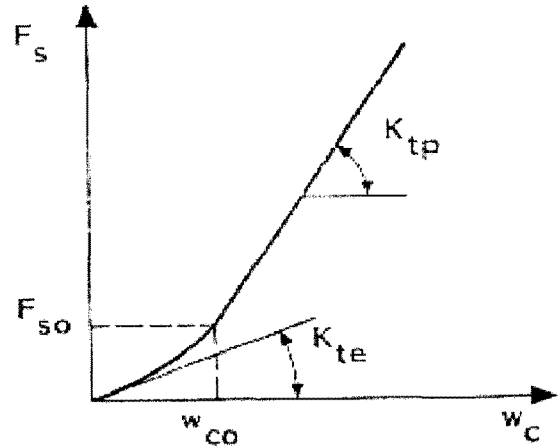


Fig.17 Force-displacement curve for plate structure

Table 2은 각 변의 길이가 3m인 단순 지지 평판에 질량이 3 tons이고, 지름이 9.5"인 drill collar가 10m 높이에서 낙하했을 때 평판의 두께 별로 plugging capacity를 보여주고 있다. 주어진 조건에서 평판에 작용하는 impact energy는 294kJ이므로 16mm 두께는 만족을 못하고 20mm 두께는 만족함을 알 수 있다.

Table 2 Parameters according to thickness variation

Deck plate thickness	16mm	20mm
Mechanism force	136kN	241kN
Membrane stiffness	14239kN/m	18985kN/m
Elastic stiffness	622kN/m	1473kN/m
Displacement at mechanism force	0.031m	0.035m
Plugging capacity	236kJ	355.2kJ

3.2 수치 해석법의 calibration

수치 해석법을 이용한 물체 낙하법의 적용 가능성을 검토하기 위해 DNV VERITEC에서 수행한 실험과 동일한 조건에 대해 수치 해석을 수행하여 적절한 메쉬 크기 (mesh size)와 판의 파단에 해당하는 침투 시의 critical plastic strain을 정의하고자 한다. Fig.18은 유한 요소 모델이고 판의 길이 및 두께는 각각 2m×2m, 20mm이고 mesh size는 100mm로 하였다.경계 조건은 사면 단순지지이고 재료는 항복응력 350MPa, 최종강도 450MPa, 영율 210000MPa의 고장력강이다.

Fig.19는 힘-변위(force-displacement)의 수치 해석 결과

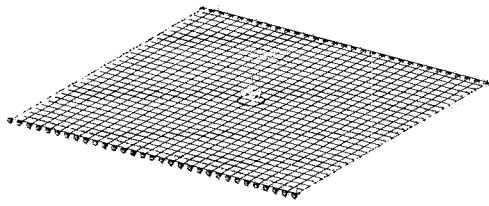


Fig.18 Numerical simulation model of the experimental test for quadratic plate loaded by a circular punch

를 그래프로 나타낸 것이다. 그래프에서 indirect는 strain energy는 작용 하중이 한 일이다 라는 가정하에 FEM 결과를 이용하여 힘-변형률 에너지 관계로부터 변위를 구한 것이고, direct는 FEM 결과로부터 작용 하중의 중심점에서 직접 변위를 구한 결과이다.

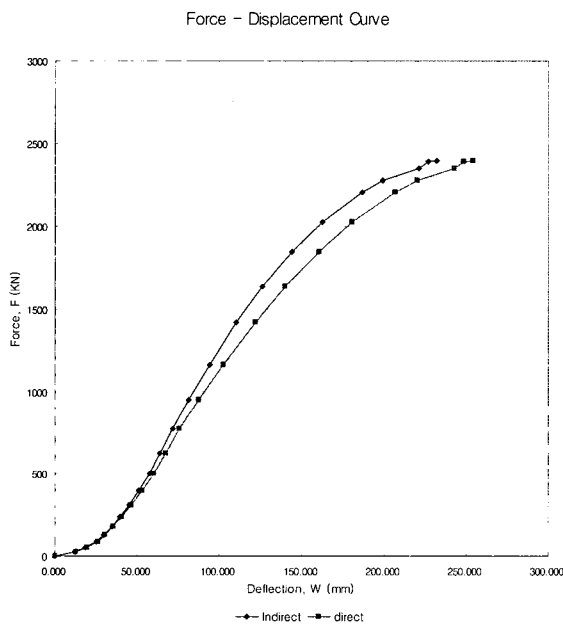


Fig.19 Force-displacement curve using FEM result

Table 3는 수치 해석을 이용해 구한 각 parameter를 DNV VERITEC의 예와 비교한 것이다.

아래의 결과로부터 수치 해석 결과가 실험 결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

Table 4는 위의 parameter를 이용하여 DNV VERITEC에서 제시한 방법으로 구한plugging capacity를 비교한 것이다.

위의 결과는 100mm의 mesh size가 본 계산에 적절히 사용될 수 있음을 보여준다. 이제 길이 2m의 평판이 20mm두께에서 355kJ의 strain energy를 흡수한다고 가정하고 이 에너지

Table 3 Comparison of the force-displacement parameters

	FEM	Ref_DNV	Error (%)
Kte_indirect (KN/m)	1499.2	1473	2%
Kte_direct (KN/m)	1475.4		0%
Ktp_indirect (KN/m)	18312.0	18985	-4%
Ktp_direct (KN/m)	17825.4		-6%
Fso_indirect (KN)	248.3	241	3%
Fso_direct (KN)	248.3		3%
Wco_indirect (m)	0.040697	0.035	16%
Wco_direct (m)	0.041495		19%

Table 4 Comparison of the plugging capacity, Tpu

FEM	Ref_DNV	Error (%)
365.6	355.2	3%
375.3		6%

에 해당하는 maximum plastic strain을 critical plastic strain으로 가정하였다.

3번의 수치 해석을 MSC-MARC로 수행하였다. 그러나 Table 5에서 보는 바와 같이 수치 해석 결과가 355kJ에 도달하지 못하였다. 그러나 본 계산 결과를 토대로 critical plastic strain은 0.35로 정의하였다.

Table 5 Numerical results for total strain energy

	Total Strain Energy (kJ)	Maximum plastic strain
1	344	0.365
2	335	0.352
3	334	0.350

$$\epsilon_{cr} = 0.35$$

3.3 적용 예

당사에서 건조한 97k drillship의 setback area는 Fig20에서 보는 바와 같이 drill collar stand를 적재하고 운반하는 곳으로 작업 시 낙하의 가능성이 존재한다. 따라서 setback area에 대해 검토를 수행하였다.

Drill collar의 최대 무게는 12.3ton이고, DNV의 설계 기준 (DNV Offshore standard, 2000)에 따라 1.5m 높이에서 낙하

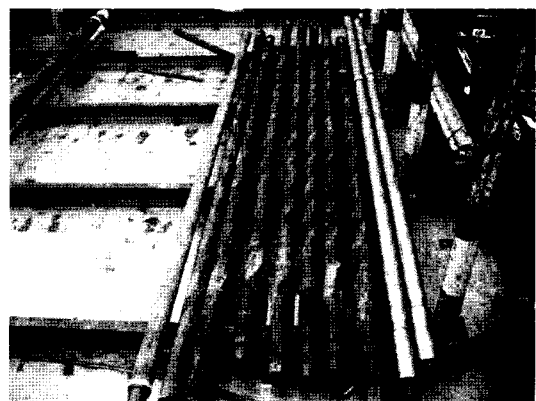


Fig. 20 Picture of drill collar stands

하는 것으로 가정하였다. 이 경우 impact energy는 181kJ이다. 재료는 항복 능력이 315MP인 고장력강이고 완전 탄소성으로 가정하였다.

Fig.21은 setback area의 위치와 형상을 나타내고 있다. Setback area의 판의 두께는 16mm이다. Fig.22와 23은 각각 작용 하중위치와 경계조건을 나타낸다.

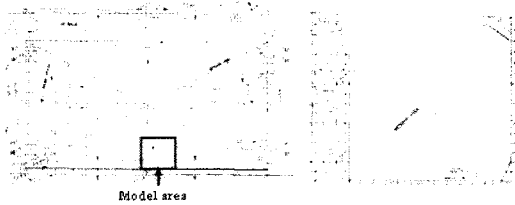


Fig. 21 Setback area of 97k drillship

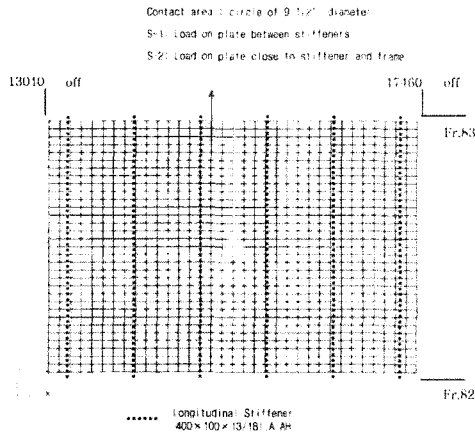


Fig.22 Locations of the applied loads

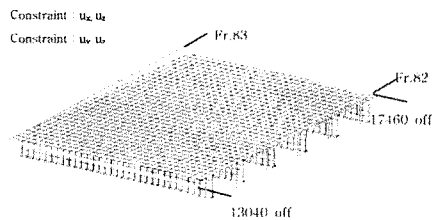


Fig. 23 Boundary conditions

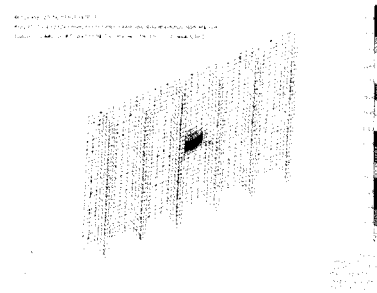
3.4 해석 결과

Table 6은 두께 변화에 대한 해석 결과를 나타내고 있다. 계산 결과로부터 초기 설계인 16mm 두께의 경우 maximum plastic strain값이 critical plastic strain 기준을 만족하지 못하고 있다. 20mm 두께의 경우는 기준을 만족하므로 본 선박의 경우 setback area 두께를 20mm로 설계하였다.

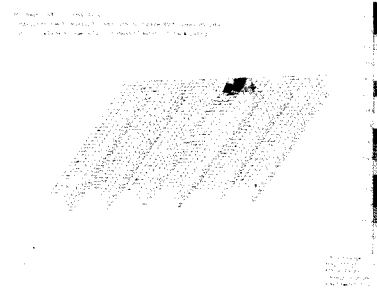
Fig.24, 25는 두께 별로 하중 위치에 따른 plastic strain 분포를 나타내고 있다.

Table 6 Summary of dropped object analysis for the setback area

Impact scenario	Maximum displacement (mm)		Maximum total plastic equivalent strain		Absorbed strain energy (kJ)	
	16	20	16	20	16	20
Thickness	16	20	16	20	16	20
S-1	181	155	0.28	0.19	185	182
S-2	154	104	0.36	0.26	183	182
Criteria			0.35		181	

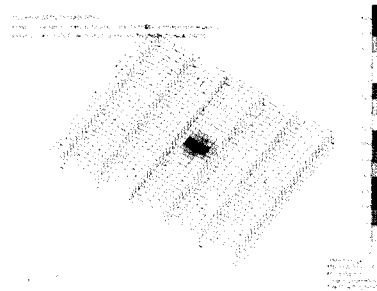


(a) S -1

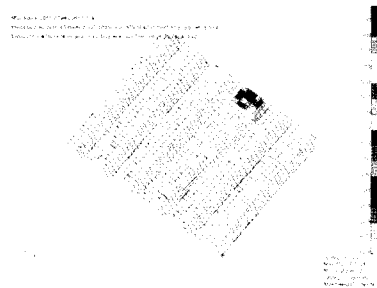


(b) S -2

Fig. 24 Total plastic equivalent strain distributions with the plate thickness 16mm



(a) S -1



(b) S -2

Fig. 25 Total plastic equivalent strain distributions with the plate thickness 20mm

5. 결 론

본 연구에서는 부유식 선박의 구조 안전성 평가로서 충돌과 물체 낙하를 살펴보았다. 일반적인 설계 하중과 달리 충돌이나 물체 낙하는 accidental 하중에 해당하며 이러한 하중이 발생할 가능성을 검토하기 위해 위험성 평가가 수행되고 그 결과를 바탕으로 safety case analyses가 수행된다.

충돌 해석과 같이 복잡한 수치 해석이 필요한 경우에 보다 간편히 수행할 수 있는 해석적인 방법을 검토하였고, 또한 물체 낙하의 경우 평판의 침투에 해당하는 critical 소성 변형을 수치 해석을 통해 제시하였다.

이러한 해석 방법을 실제 부유식 선박 구조의 외판 및 deck 구조 설계에 적용하고 그 유용성을 확인하였다.

참 고 문 헌

이재욱,(1995) "선박 충돌 및 좌초해석 연구의 연구," 대한조선학회, Vol. 95-3

Faulkner, D (1975). "A Review of Effective Plating for Use in the Analysis of Stiffened Plating in Bending and Compression," J Ship Research, Vol 19, No 1

Ito, H et al (1984). "A Simplified Method to Analyze the Strength of Double Hulled Structures in Collision," J Naval Arch Japan, Vol 156

Ito, H et al (1985). "A Simplified Method to Analyze the Strength of Double Hulled Structures in Collision (2nd Report)," J Naval Arch Japan, Vol 158

Han S.M., Ito H., Suh Y.S. (2005). "Collision analysis using analytical approach", ISOPE 2005

Design Guidance for Offshore Steel Structures exposed to Accidental Loads, DNV VERITEC Report, Report No. 88-3172, August 1988.

Offshore Standard DNV-OS-E101, October 2000. 