

간이물리모델을 이용한 원통형 압력용기의 내파해석

노인식^{1,†}·조상래²·김용욱³·한순흥⁴·조윤식⁵
충남대학교 선박해양공학과¹
(주)울산랩²
KAIST 인류세연구센터³
KAIST 기계공학과⁴
국방과학연구소⁵

Implosion Analysis of Circular Cylinder using Simplified Model

In Sik Nho^{1,†}·Sang Rai Cho²·Yong Yook Kim³·Soonhung Han⁴·Yoon Sik Cho⁵
Dept. of Naval Architecture & Ocean Engineering, Chungnam National University¹
UlsanLap Co.,Ltd²
Center for Anthropocene Studies, KAIST³
Dept. of Mechanical Engineering, KAIST⁴
Agency for Defense Development⁵

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

The implosion phenomena of pressure vessels operating in deep water under extremely high external pressure have been well known. The drastic energy release to ambient field in the form of pressure pulse is accompanied with catastrophic collapse of shell structure. Such a proximity shock wave could be a serious threat to the structural integrity of adjacent submerged body and several suspected accidents have been reported. In this study, basic research for the occurrence and development of shock wave due to implosion was carried out. The mechanism of pressure pulse generation and energy dissipation were investigated, and a simplified kinematic model to approximate the collapse modes of circular tubes which can be generated by external pressure and implosion was examined. Using the simplified kinematic model, the process of energy dissipation was formulated, and the magnitude of released pressure shock wave was estimated quantitatively. To investigate the validity of developed kinematic model and shock wave estimation process, the results from a nonlinear FE analysis code and collapse test carried out using pressure chamber were compared with the results from the developed kinematic model.

Keywords : Implosion(내파), Shock pressure wave(충격압력파), Circular cylinder(원통형 실린더), Nonlinear FEA(비선형 유한요소해석), Simple kinematic model(간이 물리 모델), plastic hinge(소성관절)

1. 서론

심해저에서 높은 정수압을 받는 압력용기가 구조적 안정성을 잃고 붕괴될 때, 충격파(shock wave)형태로 에너지를 외부로 방출하게 된다. 이러한 충격파의 영향이 중요한 이유는 잠수체가 구조적으로 안전하게 설계 되었다고 하더라도 잠수체 외부에 부착된 부가 압력용기가 붕괴되면서 충격파가 발생되면 그 충격파로 인하여 고압 환경하에서 강성이 약화된 잠수체 본체의 급속 붕괴를 촉발시킬 가능성이 있기 때문이다. 이러한 현

상을 포괄적으로 내파(implosion)라 한다. 특히 최근에는 잠수함의 외부에 센서시스템, UUV 등 특수 장비들의 장착이 늘어나는 추세에 있고 이 외장 장비들 역시 높은 수압 또는 UNDEX로 인한 충격압력파에 노출되는 내압용기들이므로 급속붕괴 가능성은 상존하고 있다(Fig. 1). 대표적인 사례로는 2001년 Super-Kamiokande 실험에서 분광계 검출관 1개의 파열에서 기인하여 5,000개 이상의 검출관이 연쇄적으로 파열된 사고와 함께, 미국 WHOI 연구소의 Deep-sea Vehicle인 AUV Nereus가 New Zealand 연안 6 마일 수심에서 부력재로 사용된 세라믹 구들의 연쇄적 파괴로 인하여 침몰된 사고를 들 수 있다(Gupta et al., 2016).

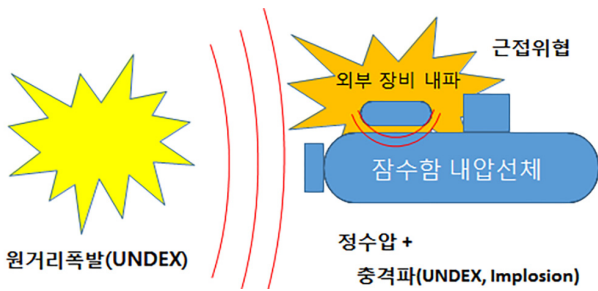


Fig. 1 Collapse scenario for submerged pressure vessels by implosion

잠수체 내압 구조물의 내파에 의한 충격파 발생과 방출되는 에너지를 추정하기 위한 많은 연구가 현재도 진행 중이지만, 실제 내압 구조물의 설계에 적용 가능한 충격파의 크기와 지속 시간의 추정은 쉽지 않은 과제로 남아 있다.

이를 위하여 저자 등(Nho et, al, 2017)은 비선형 유한요소해석법을 이용하여 원통형 실린더의 불안정 붕괴가 시작되는 임계압력을 추정하는 방법을 정리하였으며, 이를 바탕으로 붕괴 시 소산되는 변형에너지의 추정 방안에 대한 연구를 수행한 바 있다.

본 연구에서는 원통형 실린더가 붕괴될 때 단면 및 길이 방향으로 붕괴모드를 간단한 형상으로 이상화하는 간이 물리 모델을 개발하였으며, 이를 이용하여 소성변형에 의한 소산에너지와 내부기체의 압축에너지 등을 정식화 하고 이를 통하여 충격파로 변환되는 동적 에너지의 크기를 추정하였으며 이 결과를 상용 비선형 유한요소해석 code 인 LS-DYNA를 이용한 정밀 수치해석 및 고압 챔버에서 수행된 붕괴 시험 결과와 비교함으로써 간이 물리 모델을 이용한 충격파 에너지 추정 기법의 타당성을 검토하였다.

2. 내파 과정의 물리적 이해

2.1 원통 실린더 변형의 단계별 특성

정수압에 의한 내파 발생 시, 원통형 실린더의 붕괴 과정을 Fig. 2에 정리하였다. 동반되는 충격압력파의 시계열 특성은 Fig. 10에 보였다.

1) 외부의 정수압이 실린더의 임계 압력에 도달하면 압축 좌굴이 발생하여 붕괴가 시작된다(Fig. 2 a.). 변형이 진행됨에 따라 유체 영역의 체적이 상대적으로 증가되므로 압력 강하가 수반되며 이 붕괴 과정이 불안정하게 급속히 이루어지므로 주위 정수압 보다 낮은 음(-)의 충격파가 발생된다.

2) 변형이 진행되어 실린더 상하면이 접촉하는 순간 압력 spike가 발생된다(Fig. 2 b.).

3) 실린더의 붕괴가 계속 진행하면서 실린더 및 주위 유체의 운동에너지는 충격파 에너지로 변환되어 인접 유체장으로 전파되며 순간적으로 peak 치에 도달한다(Fig. 2 c.).

4) 최대치에 도달한 압력파는 이후 변형이 완료될 때까지 서서히 감소되어 다시 정수압으로 안정화된다(Fig. 2 d.).

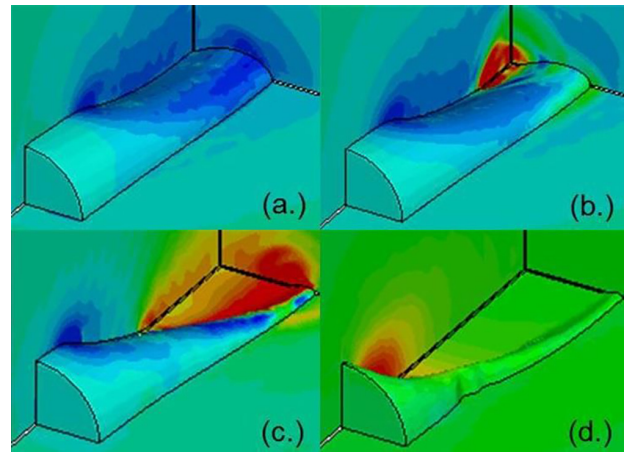


Fig. 2 Deformation of circular cylinder pressure field during implosion(Krueger, 2006)

2.2 내파 발생 시 에너지 변환

외압을 받는 잠수체의 붕괴 시 발생하는 외력(수압)의 총 에너지 E_{ext} 는 수압이 한 일(W)과 동일하며 이는 구조물 자체 및 주위 유체의 급격한 운동을 유발한다. 이 내파 에너지는 다음과 같이 크게 3 가지 형태로 소산된다.

- 1) 잠수체의 소성변형 에너지 E_{int} 로 소산되며 굽힘(bending) 변형 성분 E_b 및 막(membrane) 변형 성분 E_m 으로 나눌 수 있다. 구조물의 기하학적 형상에 따라 달라지지만 대체로 총 소산 에너지의 80% 이상으로 추정되는 가장 큰 항목이다.
- 2) 변형 과정에서 잠수체가 압착되므로 내부 기체를 압축시키기 위한 에너지(E_{air})가 필요하다. 비중은 그다지 크지 않다.
- 3) 동적 에너지(KE)로서 구조체 및 주위 유체의 운동에너지를 말한다. 실린더 상하면이 접촉하는 변형의 마지막 단계에서 모든 운동이 급격히 정지함에 따라 충격파 에너지(E_{dyn})로 변환된다.

3. 간이 물리 모델의 도입

3.1 간이 물리 모델

내파 과정의 에너지 보존 법칙을 정식화하고 발생하는 충격파 에너지를 추정하기 위해서 먼저 원통형 압력 용기의 붕괴 모드를 간단한 형상으로 이상화할 수 있는 간이 물리 모델을 도입할 필요가 있다.

외압을 받는 원통형 실린더의 붕괴모드는 단면의 직경과 길이 비에 따라 달라지며(Nho et al., 2017), 붕괴 시 생성되는 단면 내 소성 관절(plastic hinge)의 수는 Fig. 3에서 보는 바와 같이 붕괴 모드에 따라 결정된다. 간이 붕괴 모델은 이미 많은 연구자들에 의해 다양한 분야에서 활용되었으며, Gish(2013)는 해석의 간편성을 감안하여 붕괴 과정에서 소성 관절이 4 지점에서 발생하는 모드 2를 이상화할 수 있는 간이 물리 모델을 도입하여 내파과정의 정식화에 적용한 바 있다.

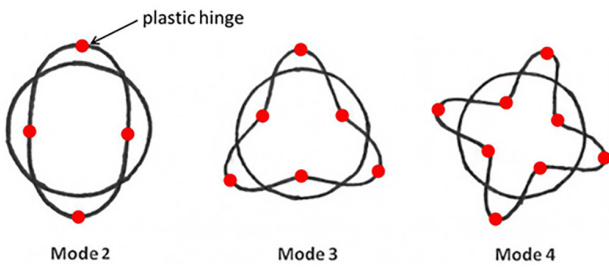


Fig. 3 Plastic hinges in circular cylinder section(Gish, 2013)

Fig. 4(a)에 보인 이 모델은 단면에서 발생하는 소성 관절의 위치가 변형이 진전되는 과정에서도 변화되지 않기 때문에 흔히 SHM(Stationary Hinge Model) 이라고 부른다. 단면의 변형을 중앙점의 처짐 w_c 만으로 표시할 수 있고 길이 방향 변형 역시 중앙 단면 형상을 중심으로 선형적으로 나타내기 때문에 전체 실린더의 변형을 1-자유도(w_c) 문제로 간단하게 이상화하여 정식화를 간단하게 처리할 수 있다는 장점이 있다.

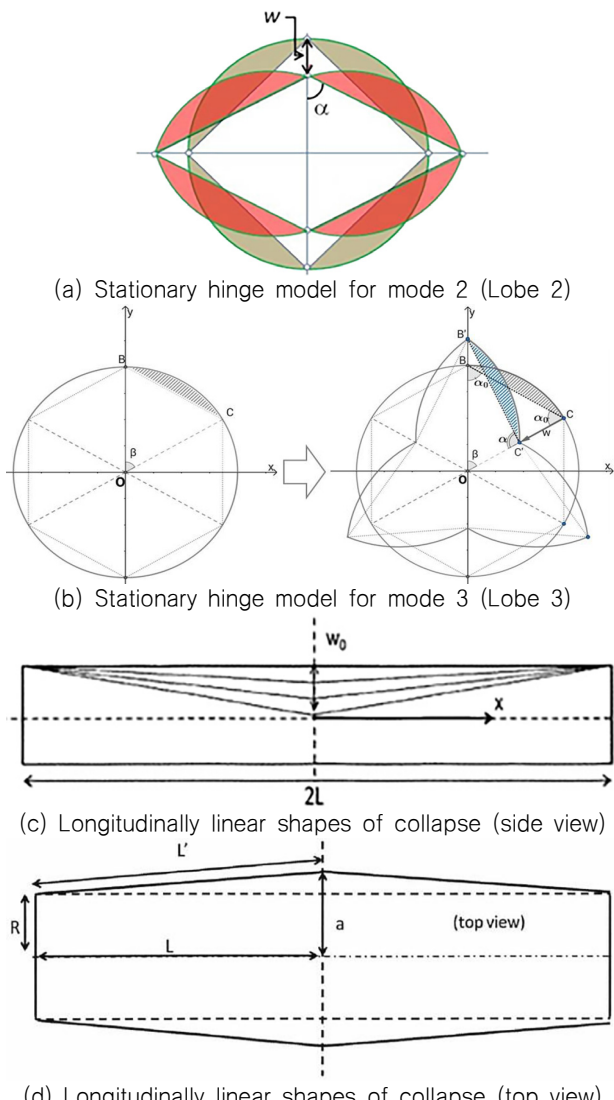


Fig. 4 Simplified kinematic models for circular cylinder

본 연구에서는 Gish의 간이 모델을 확장하여 Lobe 수가 30이상인 임의의 고차 붕괴모드에 적용할 수 있는 Fig. 4(b)와 같은 간이 모델을 개발하여 정식화를 진행하였다. 이 모델 역시 SHM을 기반으로 하고 있으며 실린더 길이 방향 변형은 Fig. 4(c,d)처럼 선형적으로 가정한다.

3.2 정밀해석에 의한 간이 모델의 검증

원통형 실린더의 붕괴 모드를 표현하는 SHM 간이 모델의 변위 가정에 대한 타당성을 검증하기 위하여 모든 붕괴모드를 일반화하여 설명하기는 어렵지만 우선 L/D가 큰 실린더에서 나타나는 가장 단순한 형상의 붕괴모드 2 (Lobe 2)에 대한 예를 살펴보기로 한다.

점진적 붕괴 시 구조물의 변형은 Fig. 5와 같은 3 단계의 붕괴 과정을 거친다. 상용 code인 ABAQUS에 의한 대변형 유한요소해석으로 중앙 단면의 상하면이 서로 접촉할 때까지 즉, Phase 1에서의 변형 과정을 얻고 이를 이상화 간이 모델의 변형 형상과 단계별로 비교하였다. Fig. 6에서 보듯이 대체로 SHM 기법에 의한 단면 및 측면에서 본 길이 방향의 변형 형상이 정밀 유한요소해석 결과와 크게 다르지 않음을 확인하였다.

LeBlanc et al.(2014)는 실린더의 붕괴 실험에서 중앙 단면의 상 하면이 서로 접촉하기 시작하는 phase 1의 마지막 시점 부근에서 충격파가 발생됨을 보였고, Gish(2013) 역시 이 시점에서 실린더의 동적 에너지 크기가 최대가 됨을 보인 바 있다. 본 연구에서도 ABAQUS에 의한 정밀 해석을 통하여 동일한 결과를 확인하였기 때문에 내파 에너지의 추정을 위한 정식화 과정은 SHM 간이 모델을 이용하여 phase 1 단계까지만 고려하기로 한다.

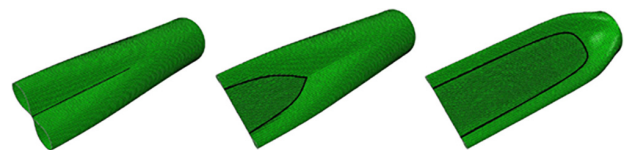


Fig. 5 Phases of mode 2 (Gish & Wierzbicki, 2015)

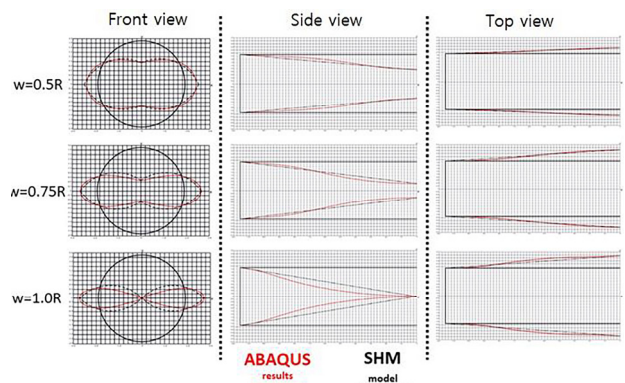


Fig. 6 Progressive deformed shapes of SHM and FEA

4. 간이 내파 해석의 정식화

4.1 내파 과정의 에너지 보존

내파에 의한 충격파 에너지의 크기를 직접적으로 구하는 것은 쉽지 않기 때문에 본 연구에서는 여러 가지 내파 에너지 성분들을 정량적으로 구한 다음, 에너지 보존 원리에 기반하여 충격파 에너지로 변환 가능한 유체 및 구조물의 동적 에너지 성분을 역으로 추정하는 과정을 적용한다.

2.2절에서 언급한 바와 같이 내파 과정에서 발생하는 외력(수압)의 총 에너지 E_{ext} 는 수압이 한 일 W 와 동일한 것으로 간주할 수 있으며, 원통 실린더의 붕괴 과정에서 많은 부분은 소성 변형에너지로, 또 일부는 실린더 내부 기체의 압축 에너지로 이용된다. 나머지는 구조물 자체의 동적 에너지 또는 주위 유체 유동을 발생시키는데 필요한 동적 에너지로 전환된다.

실린더의 변형이 진행되어 최종 단계에 도달하면 실린더의 상 하 면이 서로 완전히 밀착됨으로써(Fig. 5(c)의 phase 3) 모든 운동이 정지 상태에 도달하므로 결국 이 구조와 유체의 동적 에너지는 충격파로 변환되는 것으로 간주할 수 있다.

따라서 구조물의 붕괴 과정에서 수압이 한 일 W 즉, 총 에너지 E_{ext} 는 실린더 자체의 내부 에너지뿐만 아니라 내부 기체의 압축 에너지 E_{air} 와 구조물 주위의 동적에너지 $KE(=E_{dyn})$ 로 구성되는 것을 생각할 수 있으므로 가상 일률의 원리(Principle of virtual velocity)에 의해 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\dot{E}_{ext} = \dot{E}_{int} + \dot{E}_{air} + \dot{E}_{dyn} \quad (1)$$

이 때, 각 성분들은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{E}_{ext} (= \dot{W}) = P\dot{V} = \int_S P\dot{w} ds \quad (2)$$

$$\dot{E}_{int} = \int_S \int_{-t/2}^{t/2} \sigma_{ij} \dot{\epsilon}_{ij} dz dS = \dot{E}_b + \dot{E}_m \quad (3)$$

만일 소성관절이 발생되어 그 위치에 소성변형이 집중된다면, 막 및 굽힘 변형 에너지 성분 E_m , E_b 는 다음 (5)식과 같이 더욱 간단한 식으로 쓸 수 있다. 이 식에서 i 는 소성 관절 수이다.

$$\dot{E}_m = 2 \int_0^L R \int_0^{2\pi} |N_o \dot{\epsilon}_{xx}| d\theta dx \quad (4)$$

$$\dot{E}_b = 2 \int_0^L R \int_0^{2\pi} |M_o \dot{\kappa}_{\theta\theta}| d\theta dx = 2 \int_0^L \sum_i |M_o \dot{\theta}_i| dx \quad (5)$$

여기서

R : Radius of cylinder section, L : Half length of cylinder,

$M_o = \frac{t^2}{4} \sigma_0$: Fully plastic bending moment per unit length,

$N_o = \sigma_0 t$: Fully plastic membrane force per unit length,

σ_0 : Flow(yield) stress of material,

t : Thickness of cylinder

4.2 간이 물리 모델의 기하학

원통형 구조물이 Fig. 4(a)와 같은 기본 붕괴 모드가 아닌 고차모드(lobe>2)로 붕괴된다고 가정하고 SHM 모델을 적용하면, Fig. 4(b)에서 보인 초기 원호 BC의 최종 형상 B'C'은 Fig. 7처럼 나타낼 수 있다. 이때 원통을 구성하고 있는 각 원호의 곡률은 변화하지 않고 원래 형상을 그대로 유지하되, 경계면에서만 소성 관절이 발생되어 여기에 굽힘 변형이 집중되는 것으로 간주한다.

4.3 에너지 성분의 간이 계산법

본 연구에서는 이 원호 요소 BC가 B'C'으로 변형되는 과정을 고찰하여 각 에너지 성분들을 유도하였다.

먼저 압력에 의한 외부에너지를 다음 식에 의해 구한다.

$$\begin{aligned} E_{ext} = W &= \int_0^t \dot{W} dt = \int_0^t P \dot{V} dt \\ &= \int_S P \dot{w} dS = P \Delta V \end{aligned} \quad (6)$$

Fig. 7에 도시된 변형의 기하학을 이용하여 원호 OBC의 실린더 길이 방향 단면적 분포 $A(x)$ 를 유일한 독립변수인 중앙 단면의 소성관절 변형량 w_c 의 함수로 나타낼 수 있고, 변형과정에서 전체 실린더의 체적 V 는 변형이 길이 방향으로 선형적으로 변화한다는 Fig. 4의 변위 가정을 적용하면 다음과 같이 얻어진다.

$$\begin{aligned} A(x) &= \frac{R^2}{2}(\beta - \sin\beta) + \frac{1}{2} \left(R - \frac{w_c}{2} x \right) R \sin\beta \\ V &= 2n \times 2 \int_0^L A(x) dx \end{aligned} \quad (7)$$

(7)식을 이용하면 (6)식의 총에너지 E_{ext} 를 구할 수 있고, 실린더 내부 기체의 압축에너지 E_{air} 는 다음과 같이 정의되므로 유사한 방법으로 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{E}_{air} &= -P_{i0} \left(\frac{V_0}{V} \right)^\gamma \dot{V} \\ &= nLR \sin\beta P_{i0} \left(\frac{2\pi R^2}{n(2R\beta - \sin\beta w_c)} \right)^\gamma \dot{w} \end{aligned} \quad (8)$$

여기서, n 은 좌굴 모드 차수(lobe 수), P_i 는 내부가스(공기) 압력이며, P_{i0} 는 의 초기값 즉 대기압으로 간주된다. V , V_0 는 각각 내부 가스의 체적 및 초기 값을 의미한다. γ 는 공기의 비열(specific heat)이다. 다음 단계로 구조의 소성변형에너지

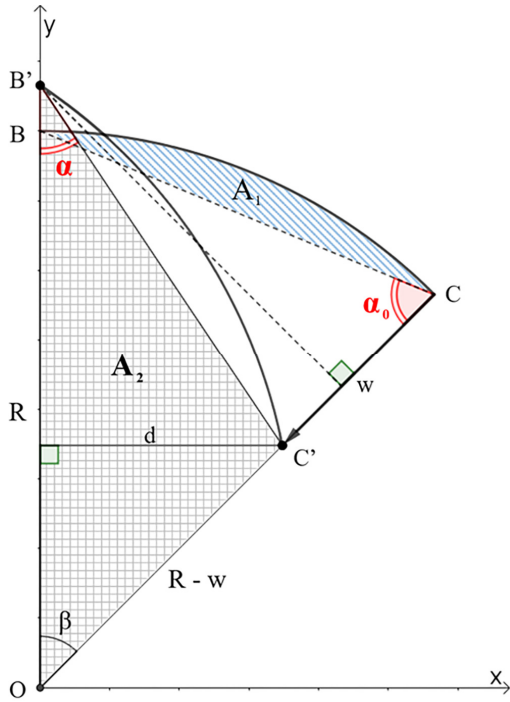


Fig. 7 Kinematics of deformed arc segment BC in higher collapse modes

E_{int} 를 구한다. 먼저 (4)식에 따라 막 에너지를 구한다. Fig. 4와 같은 변위 가정에 따르면, 길이 방향 변형도는 다음 식으로 표시 가능한데, 여기서 δ 는 변형 전 원호 상의 임의 점 $P(x, y)$ 가 $P'(x', y')$ 으로 이동한 거리를 의미한다.

$$\epsilon_{xx} = \frac{du}{dx} + \frac{1}{2} \left(\frac{dw}{dx} \right)^2 \approx \frac{1}{2} \left[\frac{\delta(\theta)}{L} \right]^2 \quad (9)$$

Fig. 7의 변형의 기하학에 따라 실린더 표면 상 임의 점의 최종 이동 거리를 구할 수 있고, 이를 이용하면 막 변형 에너지 변화율은 결국 다음과 같이 얻어진다.

$$\dot{E}_m = \frac{4nN_0R}{L} \left(3\beta - 2\beta \sin \frac{\beta}{2} - 2 \sin \beta \right) w_c \dot{w}_c \quad (10)$$

또한 소성 관점에서 소산되는 실린더의 굽힘 변형 에너지 변화율은 (5)식으로부터 다음과 같이 유도된다.

$$\dot{E}_b = 2 \int_0^L 4n |\dot{\alpha}| M_o dx = 4n L M_o |\dot{\alpha}_c| \quad (11)$$

만일 원환 보강재가 추가로 부착된다면 총 굽힘 변형 에너지 변화율은 다음과 같이 나타낼 수 있다. 이 때 원환 보강재는 실린더와 동일한 모드로 붕괴하는 것으로 가정하였다.

$$\begin{aligned} \dot{E}_b &= \dot{E}_{bp} + \dot{E}_{bs} = 4n L M_o |\dot{\alpha}_c| + 4n \sum_{i=1}^m M_p^i |\dot{\alpha}_s^i| \\ &= 4n \left[L M_o \frac{\sin \alpha_0}{R \cos \alpha_c} + \sum_{i=1}^m M_p^i \frac{\sin \alpha_0}{R \cos \alpha_c} \frac{x_s^i}{L} \right] \dot{w}_c \end{aligned} \quad (12)$$

여기서,

α_c : α at mid-section $x = L$ (Fig. 4)

α_s^i : α at i-th ring stiffener $x = x_s^i$

α_0, α_f : initial & final value of α_c

α_{sf}^i : final value of α_s^i

M_p^i : fully plastic bending moment of i-th ring stiffener

이상과 같이 Phase 1에서 발생하는 각 에너지 성분들을 이용하여 내파가 발생할 때 충격파(Pulse) 에너지로 변환되는 동적에너지 E_{dyn} 는 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$E_{pulse} = KE(= E_{dyn}) = W - E_m - E_b - E_{air} \quad (13)$$

4.4 충격파 에너지 추정

(8)~(12)식으로 얻어진 각 에너지 성분들은 간이 물리모델의 단일 자유도인 중앙 단면에서 소성관절의 변형량 w_c 의 함수로 나타낼 수 있으므로 각 에너지 성분들은 변형의 점진적 진전에 따라 시간영역에서 유한차분법으로 구할 수 있다.

Fig. 8에서 보는 바와 같이 원통 실린더 표면에 작용하는 압력 성분은 이 미소면적의 동적 가속도 \ddot{w} 를 유발한다. 원통 표면의 구조요소를 가속시키는데 필요한 압력성분과 가속도의 상관관계는 다음 식으로 쓸 수 있다.

$$P - P_c = m \ddot{w}, \quad \ddot{w} = \frac{P - P_c}{m} \quad (14)$$

여기서 P 는 원통주위의 정수압과 동적 거동을 고려한 외압이며 P_c 는 원통구조의 붕괴를 지속하는데 필요한 압력 성분, 그리고 m 은 미소표면 요소의 단위면적당 질량(mass per unit area)이다. (14)식을 차분법에 의해 시간영역에서 순차적으로 계산한다. 시간증분 Δt 의 크기를 충분히 작다면 면적에 수직방향 가속도는 Δt 동안 일정하게 유지되는 것으로 간주할 수 있으므로 n 번째 시간 단계에서 속도와 변위는 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\dot{w}_n = \dot{w}_{n-1} + \ddot{w}_{n-1} \Delta t \quad (15)$$

$$w_n = w_{n-1} + \dot{w}_{n-1} \Delta t + \frac{1}{2} \ddot{w}_{n-1} \Delta t^2$$

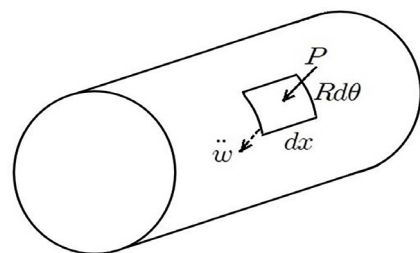


Fig. 8 Kinematics of deformed arc segment BC in higher collapse modes

4.5 설계 충격파의 추정 방법

이렇게 내파시 발생하는 충격파 에너지 크기가 얻어지면 다음 단계로 이 충격파가 주위 구조물에 미치는 영향을 평가하기 위하여 이 에너지에 의한 충격파의 시간 이력을 추정해야 한다.

Turner and Ambrico(2013)는 원통형 실린더의 내파과정에서 발생하는 충격파는 비교적 구면파에 가까운 것으로 보고하고 있으며 이는 실린더 중앙 단면의 상하부가 서로 접촉되기 시작하는 시점 즉 phase 1의 말미에서 충격파가 발생되기 때문인 것으로 설명하고 있다. 만일 내파의 충격파가 구면파 형태로 전파된다면 충격파 에너지는 다음과 같이 쓸 수 있다(Cook et al., 1997).

$$E_{pulse} = \frac{4\pi r^2}{\rho_{\infty} c_{\infty}} \int_{t_1}^{t_2} [p(r,t) - p_{\infty}]^2 dt \quad (16)$$

여기서, $r, \rho_{\infty}, c_{\infty}$ 는 각각 공간상 압력 계측 지점의 반경방향 거리, 원방의 유체밀도 및 유체 중 음속을 의미한다. 현재까지는 파형을 정확히 추정하기는 어렵지만 일반적으로 적용되는 삼각형 충격파를 가정하여 상기 에너지 식을 만족시킬 수 있는 구체적인 충격파 시간 이력을 결정할 수 있을 것으로 판단된다. 충격파의 파형은 추후 이루어질 압력 챔버 실험 결과를 참고할 수 있으며 충격파의 피크치와 지속시간은 주위 구조물에 가장 크게 영향을 미칠 수 있도록 보수적으로 결정할 수 있을 것이다.

5. 해석 결과 및 검증

이와 같이 유도된 내파 과정에서 발생하는 충격에너지 계산법을 검토하기 위하여 실제 원통형 실린더 모델을 선정하여 간이모델을 이용한 붕괴 해석을 수행하고 압력시험 설비에서의 붕괴실험 결과와 비교하였다(Cho et al., 2016). 해석 및 실험에 사용된 원통실린더 모델의 제원은 Table 1과 같다.

Table 1 Dimension cylinder model

Model	C6 series
Scantling	
Thickness t (mm)	0.83
Length L (mm)	320
Outside diameter D_o (mm)	47.5

* 2 Ring stiffener at $L/3, 2L/3 : 3(h) \times 0.83(t)$ mm

외압에 의한 실린더의 붕괴압력은 모델의 초기부정(initial imperfection) 크기와 밀접한 연관이 있으므로, 실험 전에 3D scan으로 실험 모델의 초기부정 크기를 정밀 측정하여 적용하여 해석의 정밀도를 높였다.

내파 과정에서 발생하는 충격파로 전환 가능한 에너지의 크기는 보수적인 관점에서 동적 에너지 $KE(=E_{dyn})$ 의 크기로 간주할 수 있다. 따라서 이 동적 에너지 성분의 추정은 총 에너지

E_{ext} 에서 내부에너지 E_i 와 E_{air} 의 영향을 제외한 것으로 접근할 수 있다. 원환 보강재가 없는 경우와 존재하는 경우를 각각 검토하였으며 각각의 변형 형상을 Fig. 9에 보였다.

먼저 비보강 원통에 대하여 해석한 결과를 정리하였다. 간이 모델을 이용하여 구한 충격파 에너지는 식(17)과 같이 얻어졌으며 이 결과를 LS-DYNA를 이용한 정밀 비선형 유한요소해석 결과 및 압력 챔버에서 수행된 붕괴실험 결과와 비교하여 Table 2에 정리하였다. 이때 압력챔버 실험에서 얻어진 압력 시계열을 Fig. 10에서는 보였고 이를 (16)식에 의해 적분하여 충격파에너지를 계산하였다. Fig. 11에서는 붕괴의 진전에 따른 각 에너지 성분들의 변화 양상을 나타내었다.

$$KE = W - E_m - E_b - E_{air} \approx 26.4J \quad (17)$$

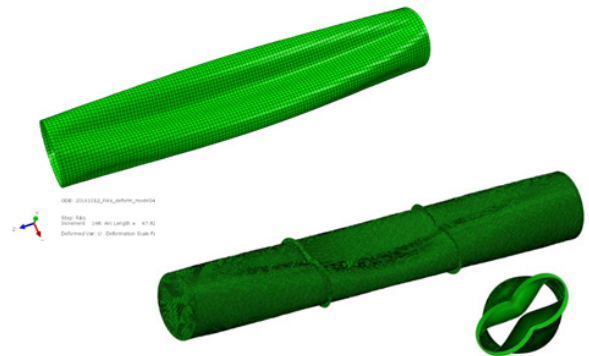


Fig. 9 Collapse mode of unstiffened and stiffened cylinder

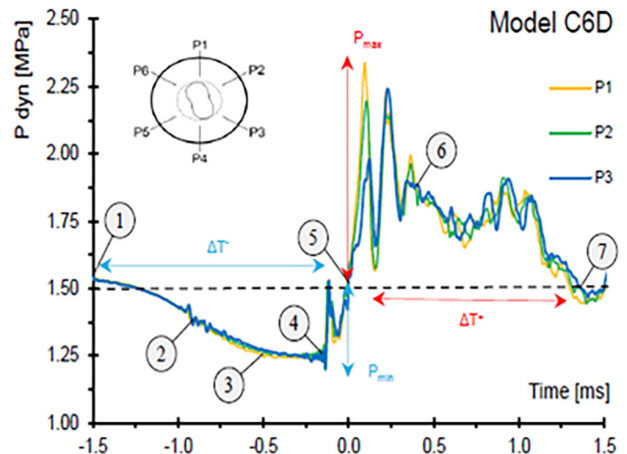


Fig. 10 Time history of pressure pulse during implosion

Table 2의 결과를 살펴보면 3 가지 접근 방법 상호 간에 상당한 차이가 있음을 확인할 수 있다, 이 차이의 원인은 다음과 같은 몇 가지로 추론된다. 첫째, 간이 물리 모델의 정확도, 둘째, 내파에 의한 충격파의 공간적 전파 형상이 구면파로 가정하는 문제, 셋째, LS-DYNA에 의한 유한요소해석 및 실험 시 계측된 압력의 시, 공간 상 정밀도 등을 생각할 수 있으나, 앞으로 추가적인 실험과 정밀해석 경험과 결과가 축적됨으로써 이 간극을 좁혀 갈 수 있을 것으로 판단된다.

Table 2 Obtained pressure pulse energy due to implosion

Pressure chamber test	Simplified analysis	Nonlinear FE code (LS-Dyna)
14.3 Joule	26.4 Joule	48.4 Joule

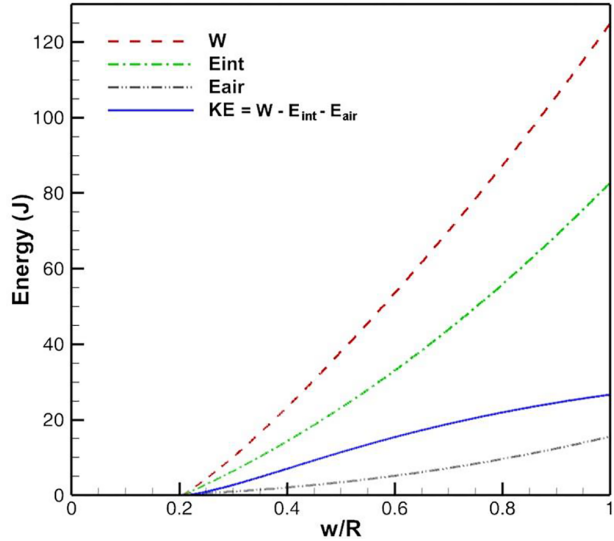


Fig. 11 The energy in the Phase1 of the C6 series model

원환 보강원통의 충격파 에너지 역시 동일한 방법을 적용하면 (18)식과 같은 결과로 얻어진다. 원환 보강재의 존재로 인하여 붕괴에 필요한 소성 굽힘 에너지가 추가적으로 소요되므로 결과적으로 외부로 방출되는 충격파에너지는 비 보강 실린더의 26.4 Joule 보다 상대적으로 저감됨을 확인할 수 있다.

$$KE = W - E_m - E_b - E_{air} \approx 9.96 J \quad (18)$$

6. 결 언

본 연구는 심해에서 외압을 받는 원통형 실린더 구조물이 급격한 내파 과정에서 방출하는 충격파 크기를 추정하기 위해서 에너지 보존법칙을 이용한 간이 해석법을 개발하였다. 그 과정에서 얻어진 결과는 다음과 같이 정리될 수 있다.

1) 내파 현상을 간편하게 정식화하기 위하여 붕괴 시 변형 과정을 1 자유도의 SHM 모델을 이용한 간이 물리 모델을 활용하였다. Gish(2013)가 개발한 기존의 간단한 lobe 2 붕괴모드에 대한 SHM 모델을 발전시켜 lobe>3 이상의 고차 붕괴모드에 적용할 수 있는 새로운 간이 물리 모델을 개발하였다.

2) 각종 에너지 성분들을 이 간이 물리 모델로서 이상화하여 유도하였으며, 내파 시 충격파 에너지 성분들을 구하여 실험 및 정밀해석 결과와 비교하였다. 아직 상호간에 상당한 차이를 보여주고 있으나 추후 연구 경험 및 결과 축적에 따라 이 간격은 좁혀질 수 있을 것으로 판단된다.

3) 현재의 연구는 충격파로 전환될 수 있는 동적에너지를 추정하는 단계까지 수행되었으나, 향후 실제 잠수체 내압선체의 초

기 구조설계 단계에 적용하기 위해서는 이 충격파 에너지에 의해 발생하는 실제 충격파의 파형, 피크치와 지속시간 등 시간 이력에 대한 연구가 추가적으로 이루어져야 할 것으로 판단된다.

후 기

이 연구는 국방과학연구소 “수중 근접폭발 특화연구실” 과제와 충남대학교 자체연구과제의 지원으로 수행되었습니다.

References

Cho, S.R., Park, S.H., Song, S.W., Han, S. & Lee, P.S., 2016. Collapse tests on thin aluminum tubes under hydrostatic pressure, *Naval Ship Technology Seminar*, 20 October 2016, KIMM, Daejeon Korea.

Cook, J., Gleeson, A & Roberts, R., 1997. A spark-generated bubble model with semi-empirical mass transport. *Journal of Acoustical Society of America*, 101(4), pp.1908-1920.

Gish, L., 2013. *Analytic and numerical study of underwater implosion*. Ph.D thesis. MIT.

Gupta, S., Matos, H., LeBlanc, J. & Shukla, A., 2016, Shock initiated instabilities in underwater cylindrical structures. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 95, pp.188-212.

Krueger, S,R., 2006. *Simulation of cylinder implosion initiated by underwater explosion*. Ms thesis. Naval Postgraduate School.

Nho, I.S., Ryu, J.W., Lim, S.J., & Cho, S.R., 2017. Buckling analysis of circular cylinders with initial imperfection subjected to hydrostatic pressure. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 54(3), pp.267-273.

Turner, S. & Ambrico, J., 2013. Underwater implosion of cylindrical metal tubes. *Journal of Applied Mechanics*, 80, 011013, pp.1-11.



노인식 조상래 김용욱 한순흥



조윤식