

# 자동차용 압축천연가스 저장용기의 피로수명향상을 위한 자긴처리 효과 분석

김호윤<sup>1</sup> · 황범철<sup>1</sup> · 배원병<sup>2</sup> · 한승무<sup>3</sup> · 김철<sup>#</sup>

## Analysis of an Autofrettage Effect to Improve Fatigue Life of the Automotive CNG Storage Vessel

H. Y. Kim, B. C. Hwang, W. B. Bae, S. M. Han, C. Kim

(Received April 22, 2008)

### Abstract

Type 2 compressed natural gas(CNG) storage vessels for automobiles are becoming widely used. They are not only supplied to automakers in Korea, such as Hyundai Motors, but increasingly, they are being exported overseas. Autofrettage is a process that produces beneficial residual stresses in a vessel by subjecting it to excessive internal pressure. This strengthens the vessel and improves its fatigue resistance. This paper presents research investigating the autofrettage process and residual stresses it produces in type 2 CNG storage vessels. A finite element analysis technique and a closed form equation are used. Then, fatigue resistance is analyzed through a fatigue evaluation performed according to ASME section VIII.

**Key Words** : CNG, Storage Vessel, Autofrettage, Fatigue Life

### 1. 서론

최근 이용이 점차 확대되고 있는 항공 또는 지상수송용 연료저장용기로서의 압력용기는 기존 탱크형 저장용기에 비해 소형, 고압화, 경량화 되었으며, 이외에도 여러 가지 다른 특징을 갖는다. 이러한 압력용기는 대부분 ASME Section VIII, Div. 1에 의해 설계 또는 제작하여도 충분하지만, 운전 조건에 따라서 진동, 외부지지, 열하중 등을 받는 연료저장용기는 연료의 소모와 충전에 따라 피로 수명을 결정하기 위한 상세한 응력해석이 요구되므로, 이러한 경우 ASME Section VIII, Div. 2를 이용한다.

기존 제품은 필라멘트 와인딩 공정 후 자긴처리공정을 수행하고 있으며, 이는 압축잔류응력을 발생시켜 제품의 피로수명을 향상시키기 위함이다. 일반적으로 압축천연가스 연료저장용기(Type II)와 같은 연료저장용기의 피로파괴는 수명기간 동안 반복회수가 수천~수십 만회 정도인 저사이클 피로로, 한국가스안전공사의 규정에 따르면 연간 750회로 최소사용수명을 15년으로 규정하고 있으므로, 최소피로수명 사이클은 11,250회로 볼 수 있다.

자긴처리에 대한 이론적 분석은 고전소성이론 [1]을 이용하여 수행할 수 있음에도 불구하고 자긴처리에 관한 연구는 매우 드물었다.

1. 부산대학교 기계기술연구원

2. 부산대학교 기계공학부

3. 경희대학교 동서의료공학과

# 교신저자: 부산대학교 기계기술연구원,

E-mail: chulki@pusan.ac.kr

다만 압력용기나 파이프(pipe)의 피로수명이 증시 되면서 후판 용기나 파이프에 자진처리공정을 적용하기 위한 유한요소해석기법에 대한 연구가 보고되고 있다[2].

또한 복합재 압력용기의 경우, 금속 라이너와 보강재인 복합재의 접착문제와 복합재의 난해한 응력거동 때문에 이를 분석하기 위한 이론적인 접근은 거의 전무한 실정이다. 소수의 발표된 논문 역시 유한요소해석기법을 이용한 압력용기 (Type III)에 관한 것으로[3], 알루미늄 라이너와 보강재로 구성된 Type III의 특성상 실린더부의 두께가 두껍고 높은 인성으로 인하여 잔류응력을 쉽게 획득할 수 있다는 점에서 Type II와는 차이점이 있다.

따라서 본 연구에서는 내압을 받는 얇은 원통에서 발생하는 원주방향 압축잔류응력 계산식의 유도과 유한요소해석기법을 이용하여 압축천연가스 저장용기(Type II)에서의 자진처리 및 잔류응력을 분석하였고, 이때의 구조해석결과를 이용하여 ASME Section VIII에서 규정하는 피로해석방법을 이용하여 자진처리의 피로수명향상효과를 분석하였다.

## 2. 압력용기의 잔류응력과 피로수명

### 2.1 압력용기의 잔류응력

내압을 받는 두꺼운 원통을 Fig. 1에 도식적으로 나타내었다. 이때 원통에서의 응력성분은 일반적으로 알려져 있으며[5], 탄성 및 탄소성 영역에서의 각 성분별 응력과 잔류응력은 식(1) 및 식(2)와 같다. 이때 잔류응력은 탄소성해에서 탄성해를 제한 값으로 계산할 수 있다.

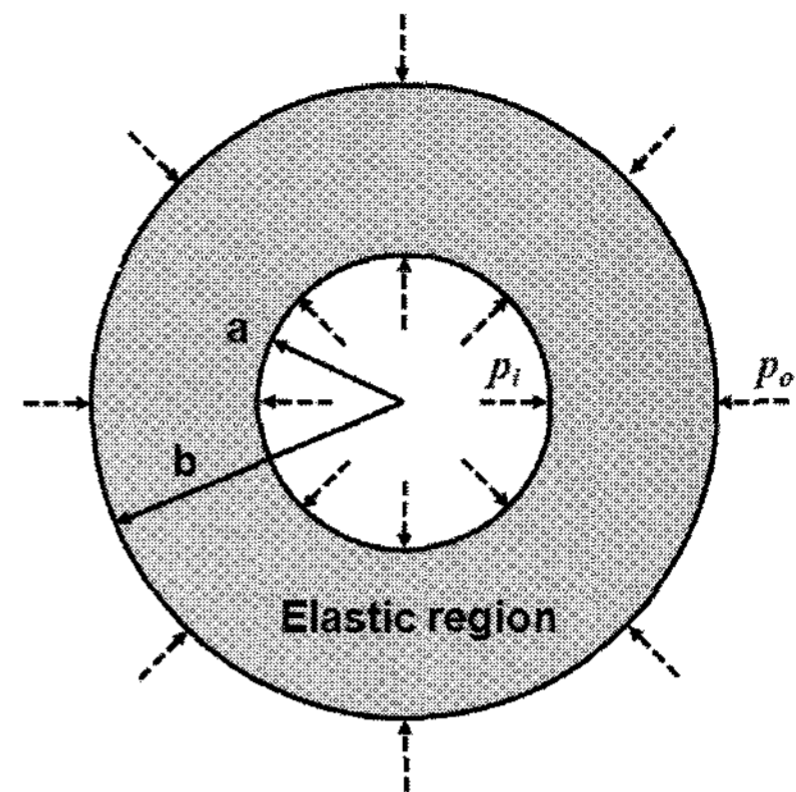
$$\sigma_r = -\frac{a^2 p_i}{b^2 - a^2} \left( \frac{b^2}{r^2} - 1 \right) \quad (1a)$$

$$\sigma_\theta = \frac{a^2 p_i}{b^2 - a^2} \left( \frac{b^2}{r^2} + 1 \right) \quad (1b)$$

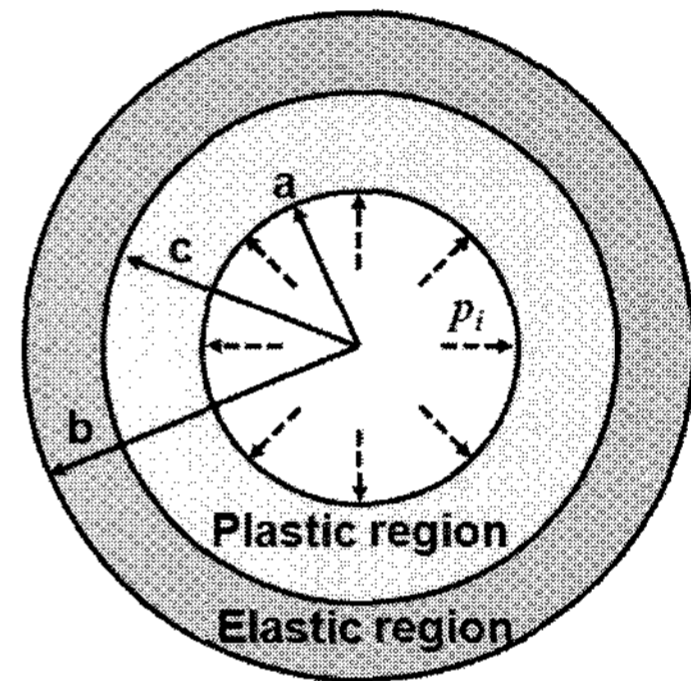
$$\sigma_r = -\frac{\sigma_y c^2}{\sqrt{3} b^2} \left( \frac{b^2}{r^2} - 1 \right) \quad (2a)$$

$$\sigma_\theta = \frac{\sigma_y c^2}{\sqrt{3} b^2} \left( \frac{b^2}{r^2} + 1 \right) \quad (2b)$$

여기서  $\sigma_y$  는 항복응력(Yield stress)이다.



(a) Elastic state



(b) Elastic-plastic state

Fig. 1 Thick-walled cylinders subject to uniform inner and outer pressure

#### 2.1.1 얇은 벽을 갖는 원통의 경우

원통벽이 얇을 경우 식(3)과 같이 가정하고, 이를 식(1)에 대입하여 식(4)와 같은 각 응력성분을 구하여, 내표면에서 항복이 시작되는 임계압력 (Critical pressure,  $p_{e,thin}$ )을 식(5)과 같이 구할 수 있다[6].

$$b - a = t, \quad \frac{b}{r} \approx 1 \quad (3)$$

$$\sigma_r = 0, \quad \sigma_\theta = \frac{a p_i}{t} \quad (4)$$

$$p_{e,thin} = \frac{2\sigma_y t}{\sqrt{3} a} \quad (5)$$

여기서  $t$  는 원통의 최소요구두께(Minimum

required thickness of walled cylinder)이다.

내압의 증가로 인해 용기에 소성변형이 발생할 경우, 원통의 벽이 얇기 때문에 벽면 전체가 소성 변형을 한다고 볼 수 있다. 따라서 식(6)과 같이 가정하고 이를 식(2)에 대입하면 얇은 원통에서의 소성해는 식(7)과 같이 표현할 수 있다.

$$c - a = t, \quad \frac{c}{r} \approx 1 \quad (6)$$

$$\sigma_r = -p_i \quad (7a)$$

$$\sigma_\theta = \frac{2\sigma_y}{\sqrt{3}} - p_i \quad (7b)$$

식(4)에서 유도한 얇은 원통에서의 탄성해와 식(7)에서 유도한 얇은 원통에서의 소성해를 이용하여 원주방향 잔류응력(Residual stress)은 식(8)로 계산할 수 있다.

$$\sigma_\theta = \frac{2\sigma_y}{\sqrt{3}} - p_i \left( 1 + \frac{a}{t} \right) \quad (8)$$

가) 잔류응력변화

식(8)로부터 소재재질, 설계압력, 용기의 내경과 두께의 변화에 따라 운송기기용 연료저장용기의 잔류응력 변화를 예측하고자 한다. 이를 위해 적용될 압력용기(Type II)의 형상 및 치수를 Fig. 2에 나타내었다.

각 변수의 변화에 따른 잔류응력의 변화를 Fig. 3에 나타내었다. 보강재가 있는 복합재 압력용기에서 발생하는 잔류응력을 예측한 결과는 아니지만, 각 변수의 변화에 따른 잔류응력변화의 경향성을 파악할 수 있다.

항복응력과 실린더 두께가 작을수록, 설계압력과 실린더 내경이 클수록 압축잔류응력은 증가하는 경향을 보이는 것을 알 수 있다. 그러나 설계압력과 실린더 내경은 제품의 사양이 결정될 때 정해지기 때문에, 제품 개발시 설계자가 임의로 변경할 수 있는 사항이 아니다. 또한 실린더 두께 역시 설계압력과 항복응력이 결정되면 압력용기의 설계방법에 따라 최소의 두께로 결정된다.

따라서 Fig. 3에 제시된 네 가지 변수 중 설계자가 결정할 수 있는 것은 항복응력이 유일하다.

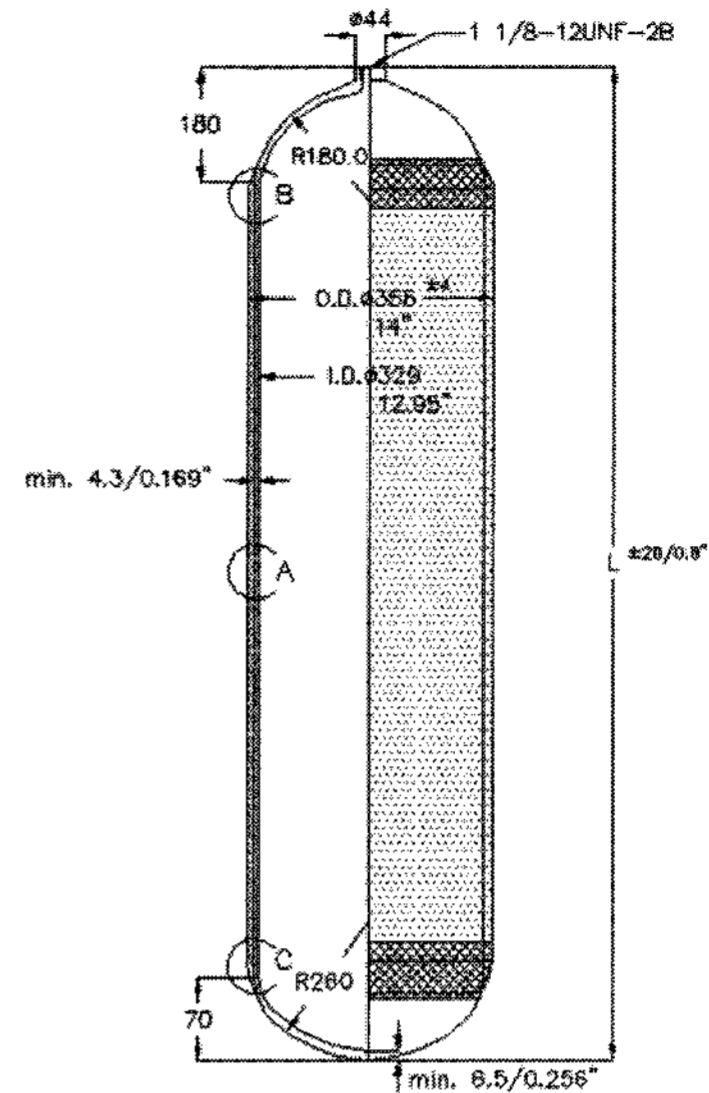


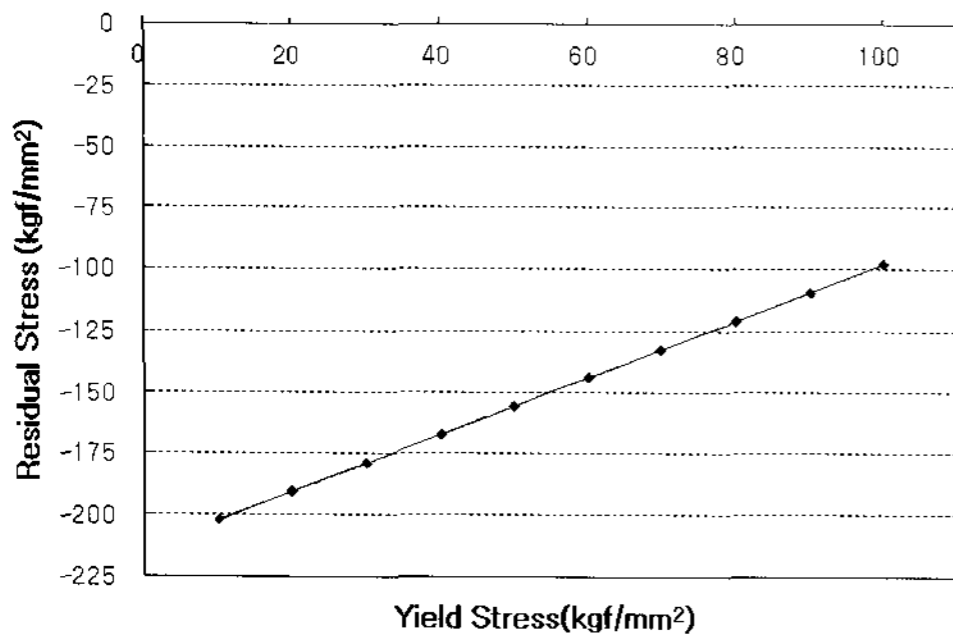
Fig. 2 The Type II compressed natural gas storage vessel for automobiles

항복응력은 소재 재질에 의해 결정되는 변수로, 최근의 저장용기 개발경향에 따르면 경량화를 위하여 항복응력이 높은 소재가 주로 이용되고 있어, Fig. 3(a)에 따라 자긴처리공정에 의해 발생하는 저장용기의 압축잔류응력은 점차 작아질 것이다.

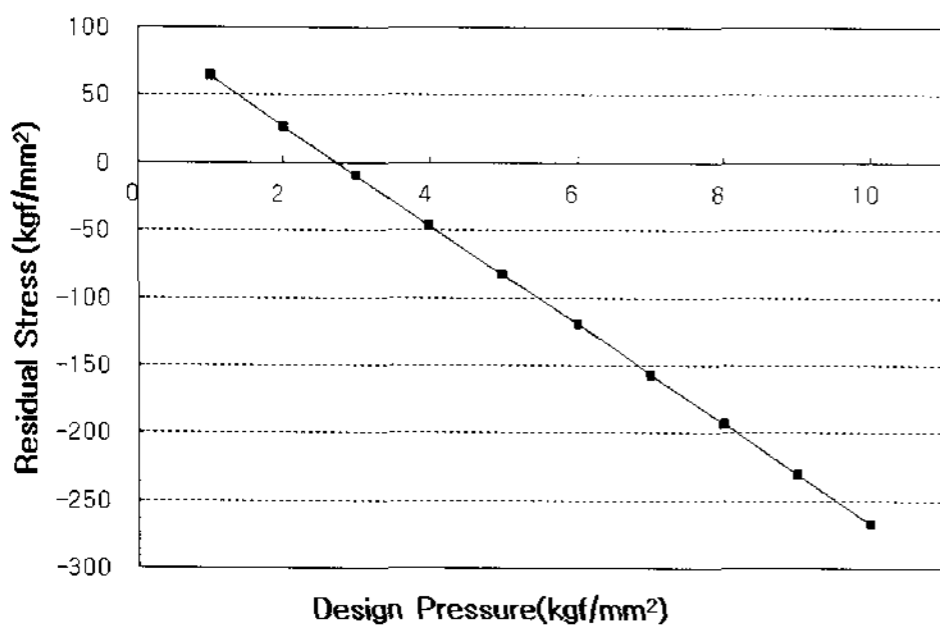
나) 유한요소해석에 의한 잔류응력에측

유한요소해석에 사용된 경계조건을 Fig. 4에 나타내었다. 축대칭 모델임을 고려하여 20°의 회전각을 가지는 모델을 구성한 후 그 측면에 축대칭 조건을 부여하였으며, 윗면에 변위구속을 가하였다. 내부압력은 용기의 내측면에 부여하였다.

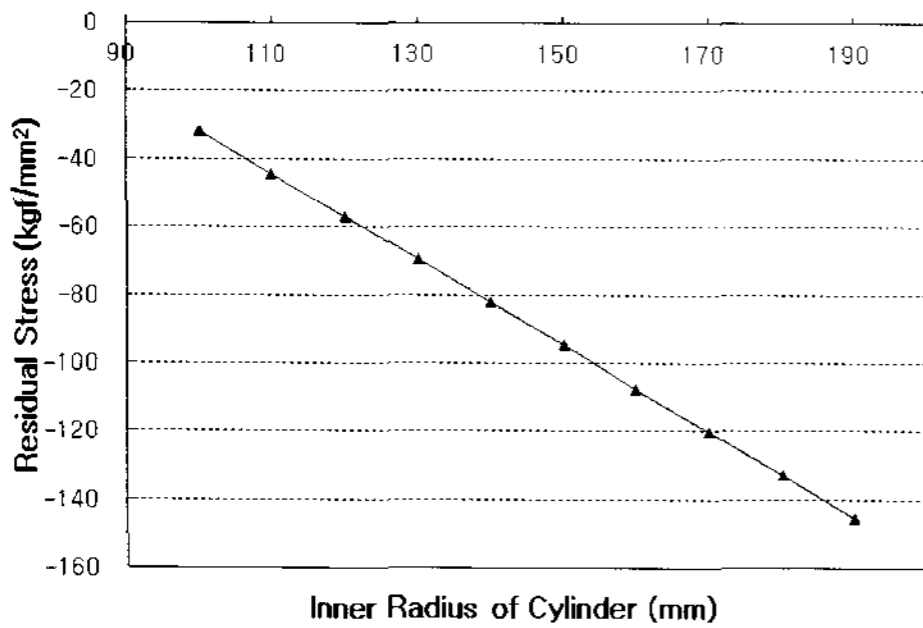
현장에서 적용하고 있는 자긴처리 압력은 40.0MPa로, 이에 따라 유한요소해석을 수행한 결과를 Fig. 5(a)에, 자긴처리공정 없이 유한요소해석을 수행한 결과를 Fig. 5(b)에 나타내었는데, 두 경우의 응력상태는 거의 동일함을 알 수 있다. 또한 최대응력은 775.0MPa로 금속 라이너의 항복강도인 850.0MPa에 미치지 못하여, 금속 라이너는 탄성구간 내에서 변형하고 있음을 알 수 있다. 압축 잔류응력의 발생을 위해서는 소재에 항복이 발생해야 하므로, 주어진 형상 및 치수와 자긴압력으로는 압축잔류응력이 거의 발생하지 않음을 자긴 압력을 제거한 상태에서의 응력분포인 Fig. 6(b)로부터 알 수 있다.



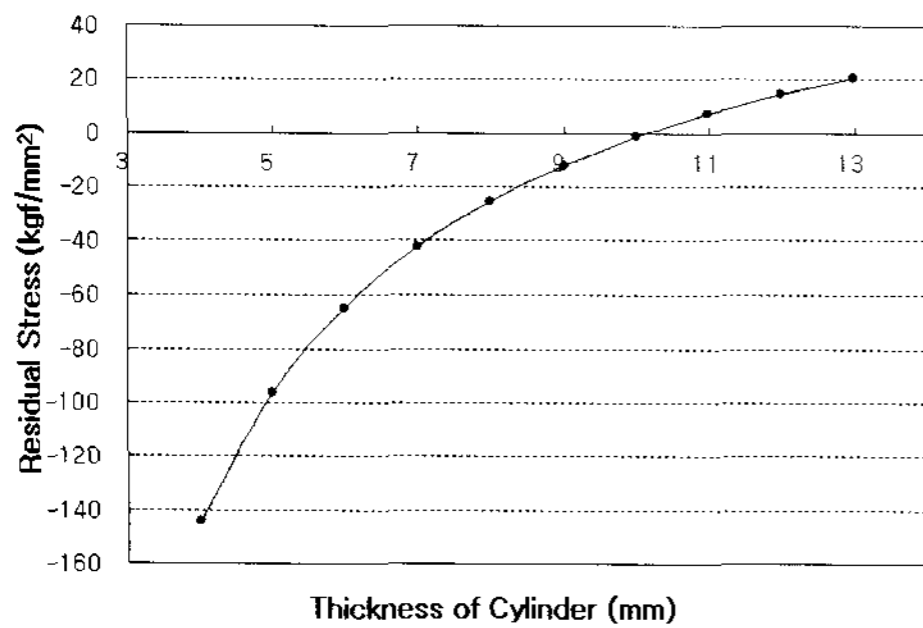
(a) Yield stress



(b) Pressure



(c) Inner radius



(d) Thickness

Fig. 3 Variations of residual stress according to the design parameters

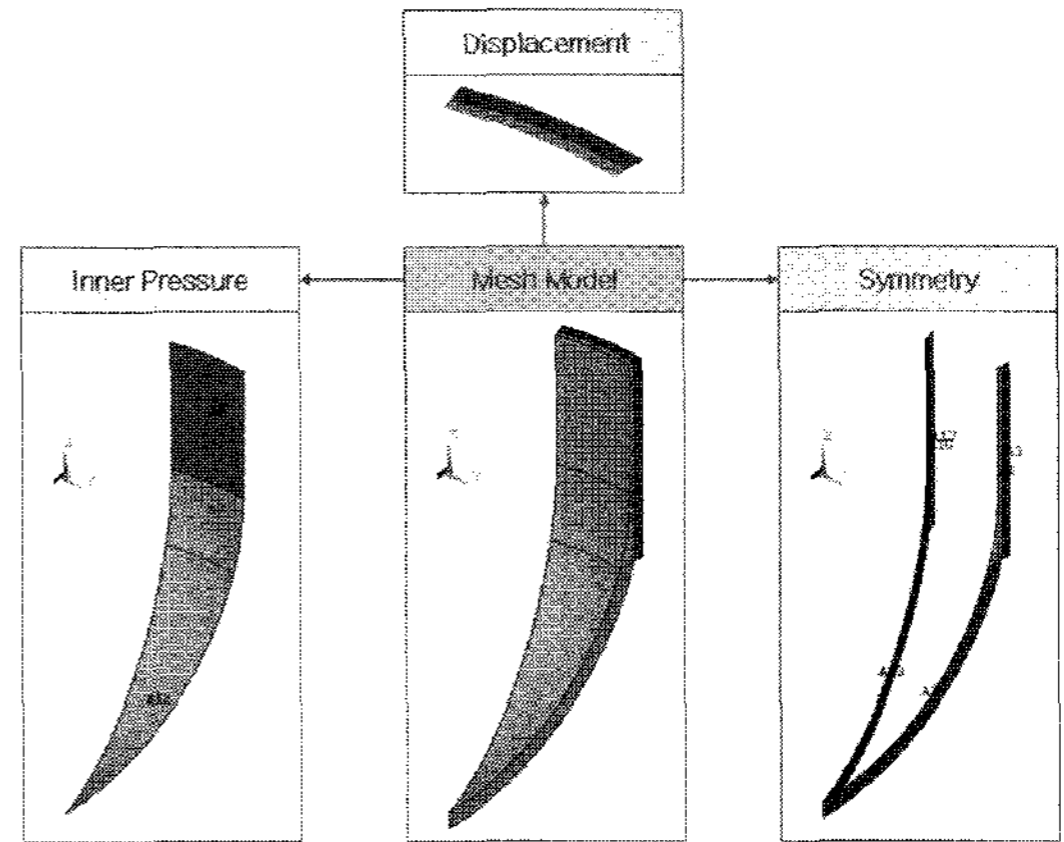
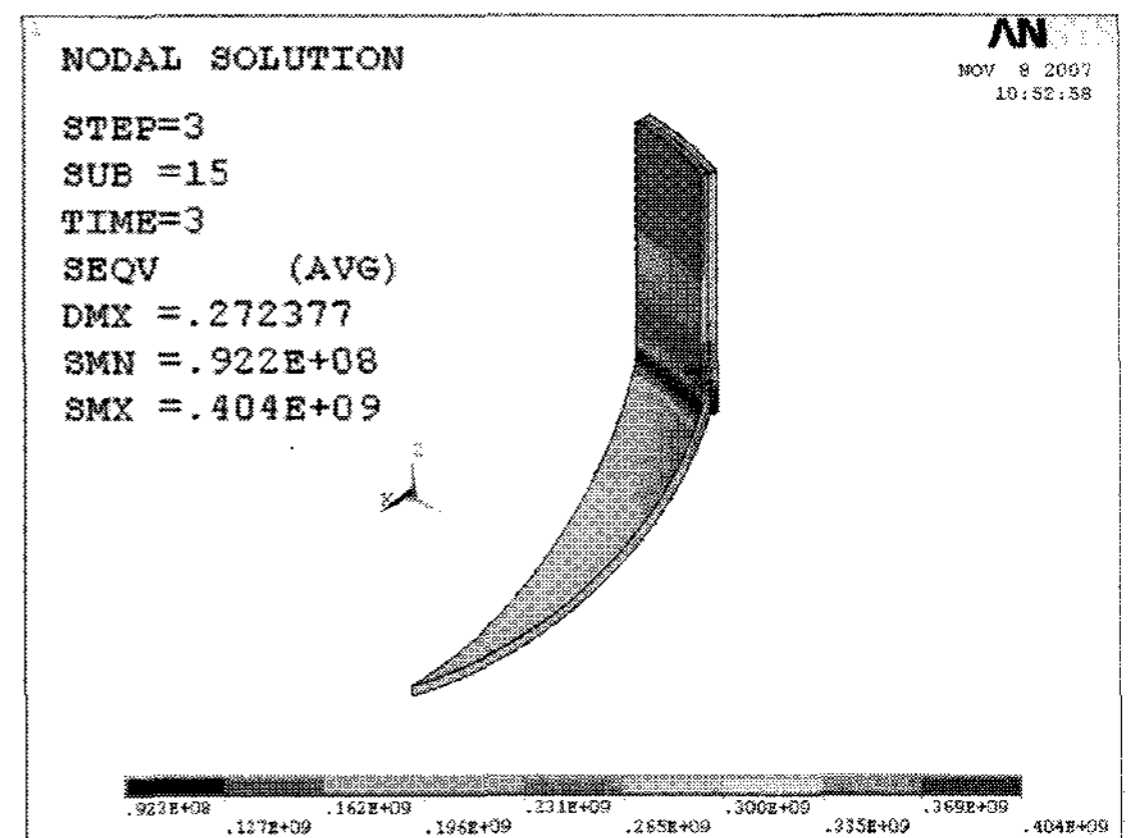
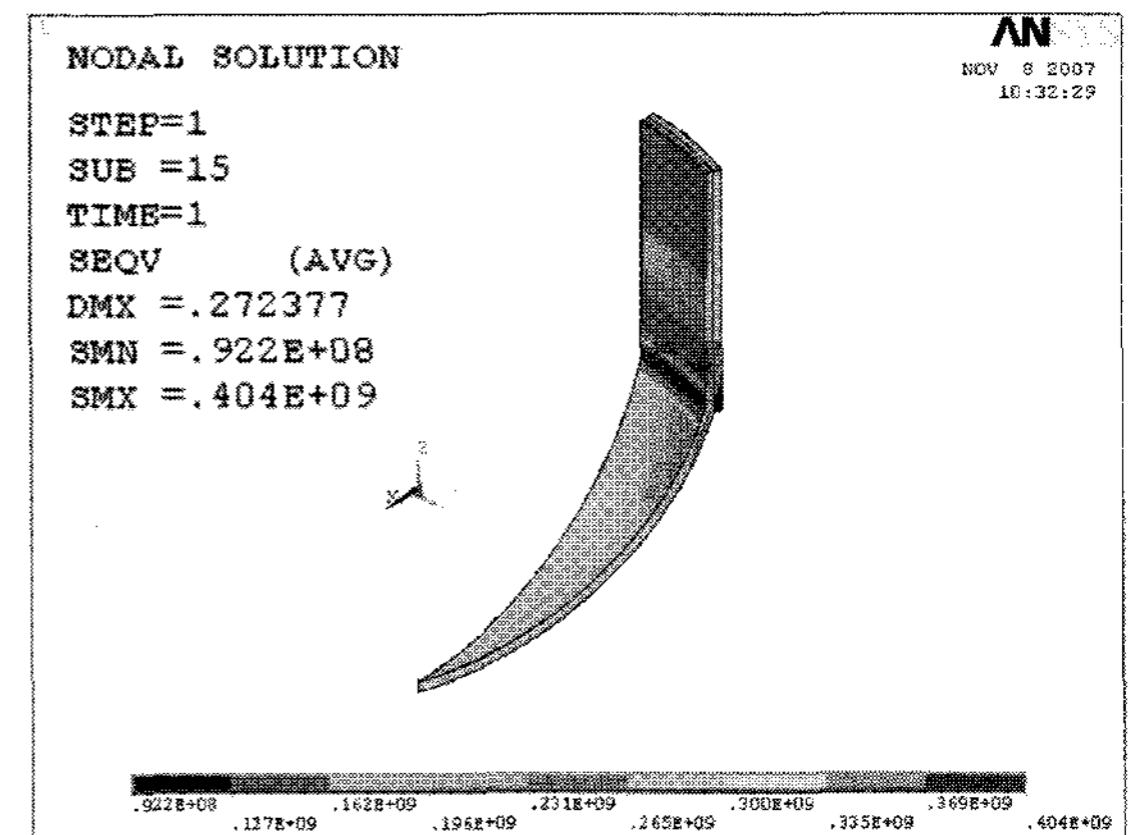


Fig. 4 Boundary conditions used in FE analyses

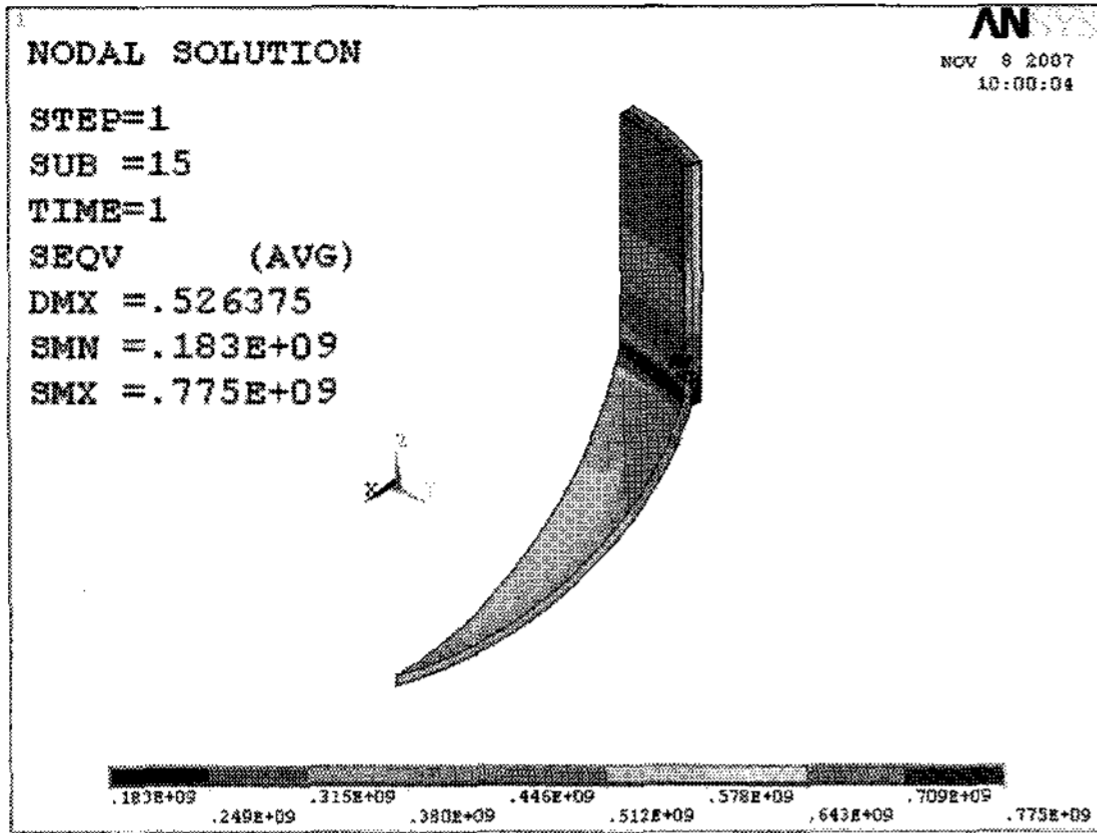


(a) With the autofrettage process

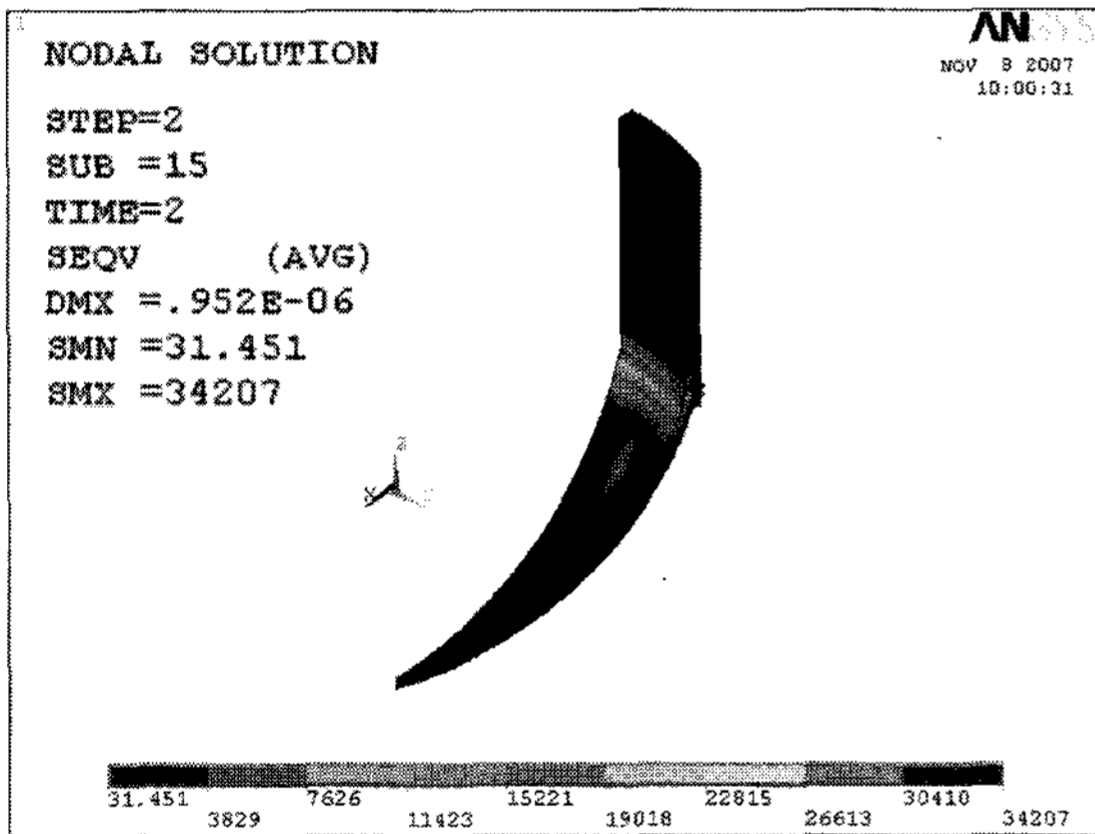


(b) Without the autofrettage process

Fig. 5 Distribution of the residual stress by the autofrettage process or not



(a) Loading (40.0MPa)



(b) Unloading (0.0 MPa)

Fig. 6 Stress distribution of the steel liner on loading or unloading

Table 1 Comparison of residual stresses calculated from the theory (thick-walled cylinder and thin-wall cylinder (unit : MPa))

	Residual Stress
Theory in thick-walled cylinder	-441.4
Theory in thin-walled cylinder	241.5

식(8)에서 제시된 얇은 원통에서의 잔류응력과 식(1) 및 (2)에서 제시된 두꺼운 원통에서의 잔류응력의 계산결과는 Table 1과 같다.

두꺼운 벽에서의 이론을 적용할 경우 소재가 탄성 및 탄소성 변형 시, 잔류응력이 매우 높게

나타나고 있으나 얇은 벽에서의 이론을 적용할 경우, 탄소성 상태에서의 응력이 탄성상태의 응력보다 높게 나타나 압축잔류응력이 발생하지 않음을 Fig. 6로부터 알 수 있다.

따라서 Fig. 2에서 제시한 4.3mm의 두께를 갖는 압력용기에 대해서는 식(8)에서 제시한 수식을 적용하는 것이 타당함을 알 수 있다.

## 2.2 압력용기의 피로수명

ASME에서는 교변응력강도(alternating stress intensity)를 이용하여 설계피로곡선(design fatigue curve)에 따라 수명을 결정하는 방법을 제시[6,7]하고 있고 있으나, 이는 항복 이후의 거동을 고려하지 않은 교변응력강도이기 때문에 이를 교정한 교변응력강도의 계산이 필요하다. ASME를 근거로, 압력용기의 저사이클 피로해석절차를 Fig. 7에 나타내었다.

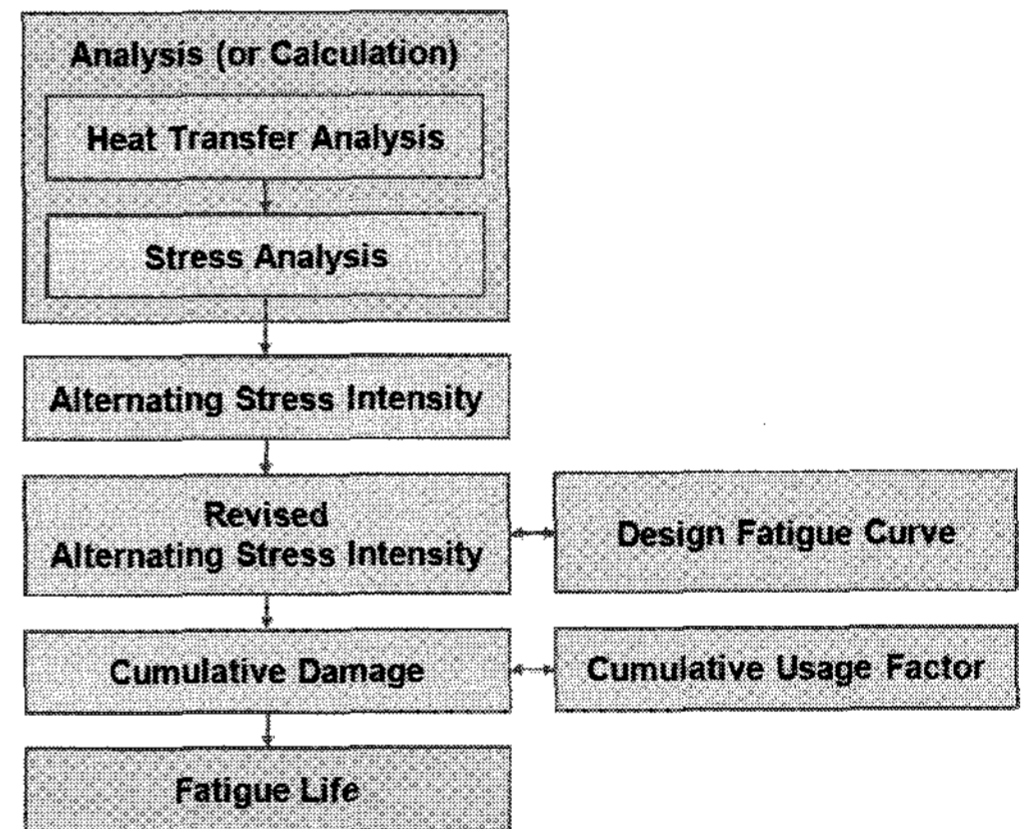


Fig. 7 The procedure of fatigue evaluation according to ASME Code

저사이클의 피로해석에 사용할 평균응력은 적용된 하중으로부터 직접 계산된 값과 반드시 일치하지는 않으므로, 피로해석을 수행하기 전에 평균응력을 교정해주어야 한다[8]. 이는 기존 피로곡선이 완전한 응력반전, 즉 교정된 평균응력이 0인 상태에서 시험했기 때문이며, 이에 따른 평균응력의 교정에는 수정된 Goodman 도표와 식을 적용할 수 있다.

일반적인 Goodman 식은 식(9)와 같으며, 평균응력(mean stress,  $\sigma_m$ )을 0으로 취하면 식(10)을 얻을 수 있다. 여기서 교변응력(Alternating stress,

$\sigma_a$ )은 식(11)로 표현되므로 식(12) 및 식(13)과 같이 응력진폭(Alternating stress amplitude,  $S_a$ )과 교정된 평균응력(Modified mean stress,  $S_m$ )을 구할 수 있다.

$$\frac{\sigma_a}{S_a} + \frac{\sigma_m}{S_u} = 1 \quad (9)$$

$$\sigma_a = S_a \quad (10)$$

$$\sigma_a = \frac{1}{2} \max(\sigma_i - \sigma_j) \quad (11)$$

$$S_a = \frac{1}{2} \max(\sigma_i - \sigma_j) \quad (\because i, j = 1, 2, 3) \quad (12)$$

$$S_m = S'_m \quad (S_a + S'_m \leq \sigma_Y) \quad (13a)$$

$$S_m = \sigma_Y - S_a \quad (S_a + S'_m > \sigma_Y \text{ and } S_a \leq \sigma_Y) \quad (13b)$$

$$S_m = 0 \quad (S_a > \sigma_Y) \quad (13c)$$

여기서  $S_u$ 는 극한인장강도(Ultimate tensile stress)이며,  $S'_m$ 은 반복 하중으로부터 계산된 평균응력이다.

평균응력의 존재는 소재의 피로저항을 감소시키기 때문에 피로곡선을 만들기 전에 평균응력이 0인 상태에 대한 교정된 교변응력강도를 계산하여야 하며, 이 역시 수정된 Goodman 도표에 의해 구할 수 있으나, 식(14)를 이용하여 간단하게 구할 수 있다.

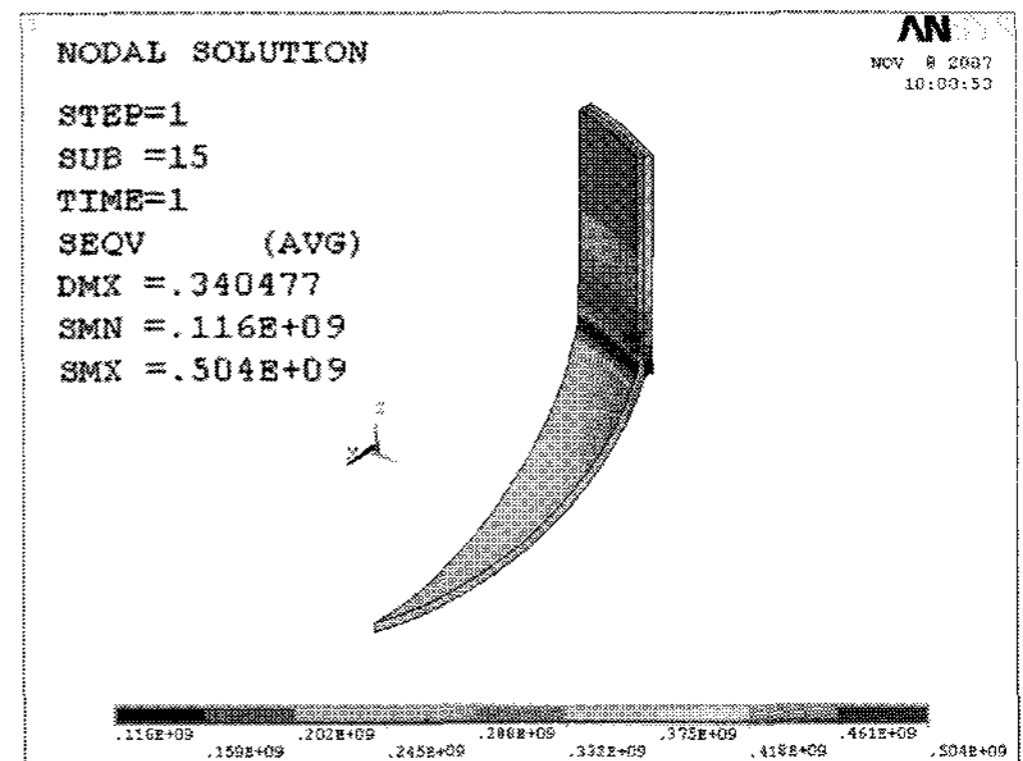
$$S'_a = \frac{S_a}{1 - \frac{S_m}{S_u}} \quad (14)$$

각종 재질에 대한 설계피로곡선은 ASME에 주어지며, 교정된 교변응력강도 및 탄성계수에 대한 선형보간(linear interpolation)을 통해 반복회수를 계산할 수 있다.

교정된 교변응력강도를 구하기 위해서 필요한 변수 및 그 값을 Table 2에 나타내었다. 여기서 사이클 중 최대 및 최소응력은 자진처리공정을 거치지 않았을 때의 값이며, 최대교변하중(Maximum alternating load,  $P_{max}$ )은 한국가스안전공사의 규정에 따라 사용압력의 1.25 배인 25.9MPa를 적용하

**Table 2 Variables and their values for calculating the alternating stress intensity revised**

Variables	Stress	Description
$S_{max}$	504.0 MPa	Maximum stress during a cycle
$S_{min}$	0.0 MPa	Minimum stress during a cycle
$P_{max}$	25.9 MPa	Maximum alternating stress
$P_{min}$	0.0 MPa	Minimum alternating stress
$\sigma_Y$	850.0 MPa	Yield strength
$S_U$	950.0 MPa	Ultimate tensile strength
$K$	3.0	Stress intensity factor



**Fig. 8 The result of stress distribution in the maximum inner pressure, 25.9MPa**

였다.

주어진 조건으로 사이클 중 최대응력을 구하기 위해 수행한 해석결과의 응력분포를 Fig. 8에 나타내었다. 응력진폭  $S_a$ 를 구하면 식(15a)와 같으나, 응력집중계수를 고려한 저사이클 피로에서의 교정된 응력진폭을 구하면 식(15b)와 같다.

$$S_a = \frac{(P_{max} - P_{min})}{2} = 12.9MPa \quad (15a)$$

$$S_a = \frac{1}{2} K \cdot \frac{(P_{max} - P_{min})}{2} = 38.8MPa \quad (15b)$$

또한 얇은 벽을 가진 축대칭 원통의 유한요소 해석결과를 이용하여 최대응력  $S_{max}$ 과 최소응력  $S_{min}$ 을 구할 수 있다.

이로부터 평균응력  $S'_m$  은 식(16)으로 표현할 수 있으며, 이를 교정된 응력진폭인 식(15b)를 고려하여 교정된 평균응력  $S_m$  을 구하면 식(17)과 같다.

$$S'_m = \frac{(S_{max} - S_{min})}{2} = 252.0MPa \quad (16)$$

$$S_m = 252.0MPa \quad (\because S_a + S'_m < \sigma_Y) \quad (17)$$

식(14)에 따라 교정된 교변응력  $S'_a$  을 구하면 식(18)과 같다.

$$S'_a = 52.8MPa \quad (18)$$

식(18)의 교정된 교변응력으로 Fig. 9 의 설계피로곡선을 따라 계산하면 20 만회 이상의 반복회수를 얻는다. 이는 설계규정인 연간 750 회 이상 15 년인 11,250 회를 충분히 보장한다.

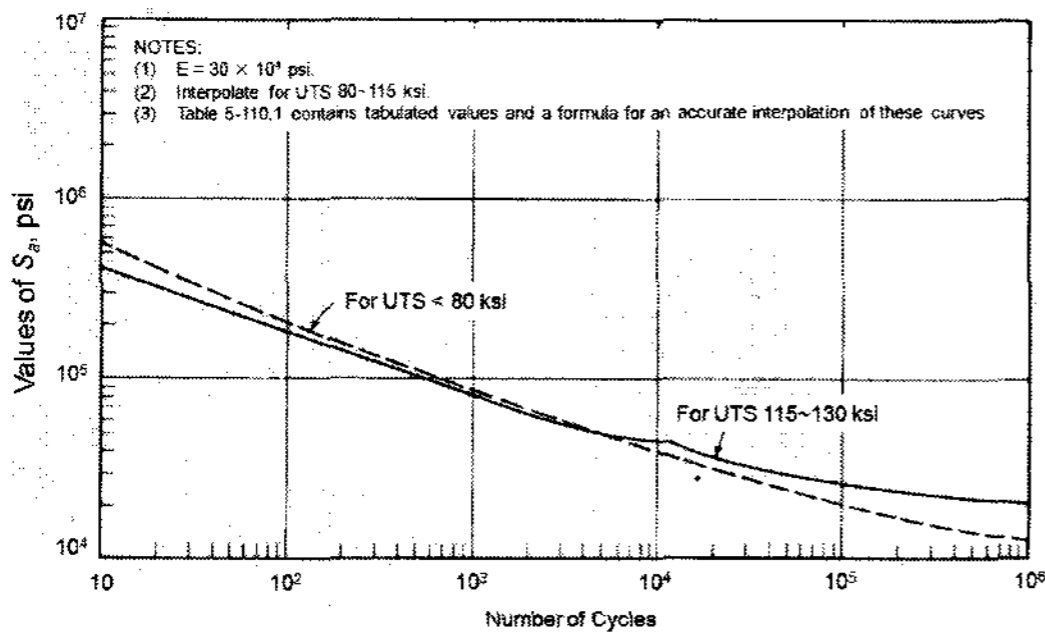


Fig. 9 Design fatigue curves for carbon, low alloy, series 4XXX, high alloy steels and high tensile steels for temperatures not exceeding 700°F[6]

### 3. 압력용기의 자진처리 공정

압축천연가스 저장용기는 사용하기 전에 과도한 내압을 가하였다 제거한 후 라이너의 내주근방을 항복시켜 원주방향으로 압축잔류응력을 발생시킴으로써 구조강도 향상에 기여하는 자진처리공정을 필라멘트 와인딩 공정 후에 전통적으로 수행한다. 이러한 자진처리공정의 효과를 얻기 위한 조건을 구하기 위하여 잔류응력의 변화에 영향을 미치는 설계인자 중 설계자가 결정할 수 있

는 유일한 인자인 항복강도의 영향을 분석하고자 한다.

이를 위해 Type II 압력용기(AISI 4135H : 항복강도 850.0MPa)와 Type III 압력용기(AI6061-T6 : 항복강도 276.0MPa)를 선택했다.

#### 3.1 압력용기(Type II)의 자진처리

압력용기에 압축잔류응력이 발생하기 위해서는 소재에 항복이 일어나 어느 정도의 소성변형이 발생하여야 한다. 그러나 기존의 자진압력인 40.0MPa에서는 최대응력이 775.0MPa에 불과하여 항복강도인 850.0MPa에 도달하지 못하고 있다. 금속 라이너에 항복이 시작되는 최소내압을 찾기 위하여 기존 자진압력인 40.0MPa에서 2.0MPa 단위로 압력을 증가시켜가며 유한요소해석을 수행하였고, 그 결과를 Fig. 10에 나타내었다.

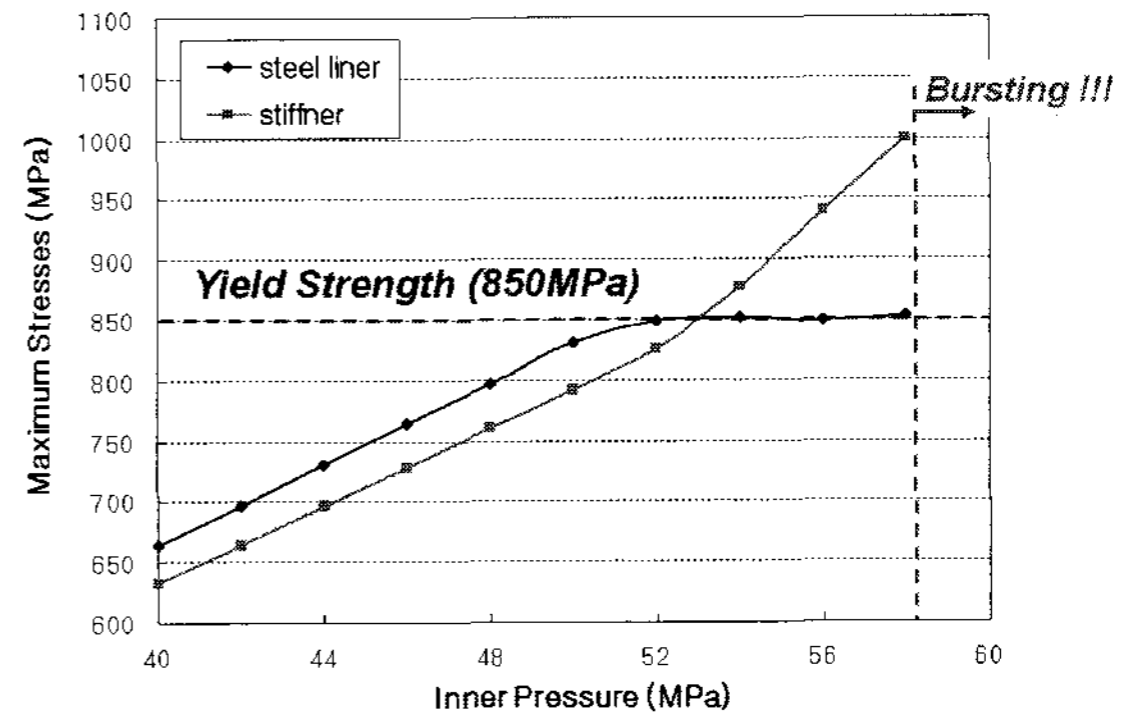


Fig.10 Variation of maximum stress of the steel liner and stiffer of the Type II pressure vessel according to inner pressures

이 결과로부터, 자진압력이 약 50.0MPa에 이르러서야 금속 라이너에 큰 압축잔류응력이 발생할 것임을 예상할 수 있으며, 50.0MPa 이상의 내압에서 용기의 파열이 발생하기 직전인 58.0MPa까지의 압축잔류응력변화를 Fig. 12에 나타내었다.

최대응력이 항복강도에 거의 근접하는 내압 52.0MPa 부근에 도달하면서 압축잔류응력이 발생하기 시작하고, 내압의 증가량에 비하여 압축잔류응력의 증가량은 매우 크다. 압축잔류응력 발생에 의한 피로수명을 향상 시키기 위해서는 자진압력을 52.0MPa 이상으로 설정해야 함을 알 수 있다. 자진처리압력을 56.0MPa까지 증가시켰을 때 발생한 압축잔류 응력의 분포를 Fig. 12에 나타내었다.

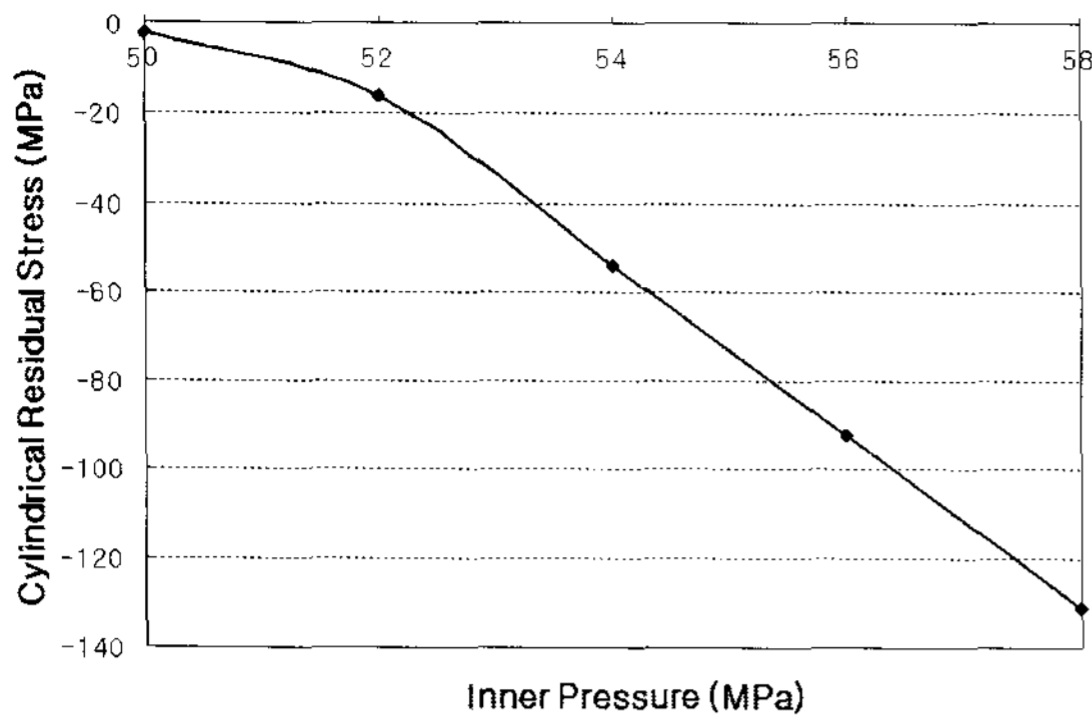


Fig.11 Variation of tangential residual stress of the steel liner of the Type II pressure vessel according to the inner pressures

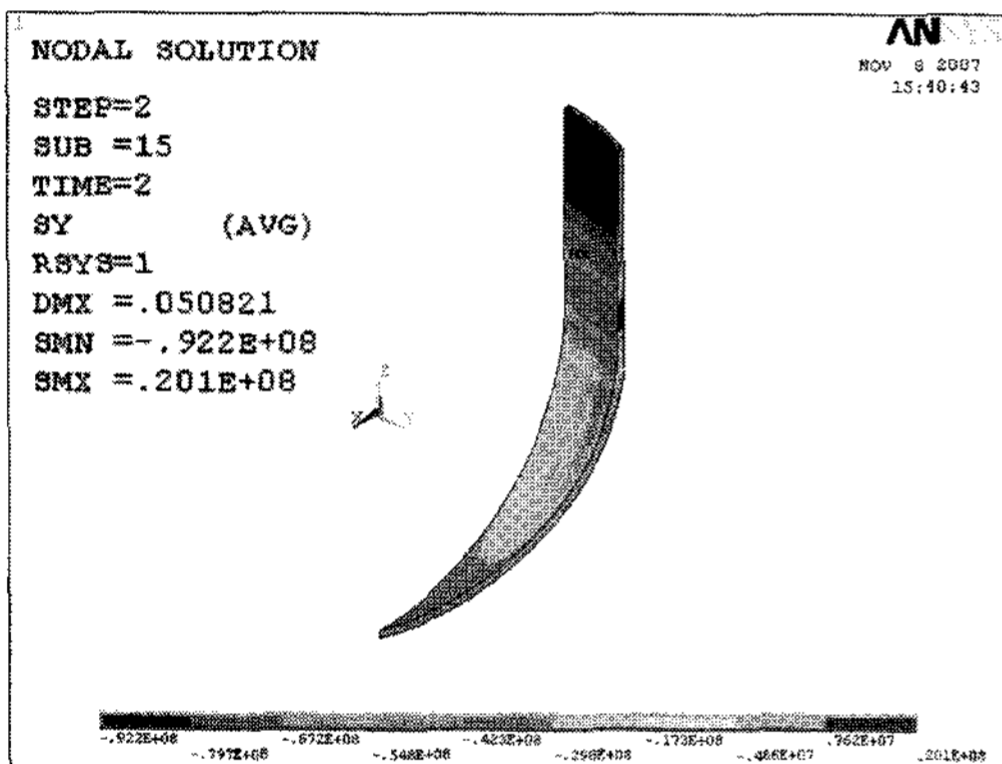


Fig.12 Distribution of compressed residual stress of the steel liner in the inner pressure, 56.0MPa

항복강도가 높은 강종을 금속 라이너로 사용하는 압력용기(Type II)의 경우, 자긴처리공정에 의한 압축잔류응력 발생과 이에 따른 피로수명향상을 위해서는 설계압력 중 파열압력에 가까운 크기로 자긴처리공정을 수행해야 한다.

### 3.2 압력용기(Type III)의 자긴처리

압력용기(Type III)는 알루미늄을 금속라이너로 사용하며, 이때 사용되는 보강재는 주로 T700급 탄소섬유/에폭시이다. Type III의 설계압력과 Type II 설계압력을 나타낸 Table 3에 의하면 사용압력과 시험압력에서는 거의 차이가 없으나 파열압력과 자긴처리압력에서는 약간의 차이를 보임을 알 수 있다.

이러한 설계압력을 이용하여 Al6061-T6 를 금속 라이너로 제작한 압력용기(Type III)에 대한 유한

Table 3 Comparison of the design pressures used in between Type II pressure vessel and Type III pressure vessel (unit: MPa)

	Type II	Type II
Working Pressure	20.70	20.70
Hydraulic Test Pressure	31.10	31.05
Bursting Pressure	56.90	49.70
Autofrettage Pressure	40.00	35.70

Table 4 Properties of Al6061-T6 used in FE analysis

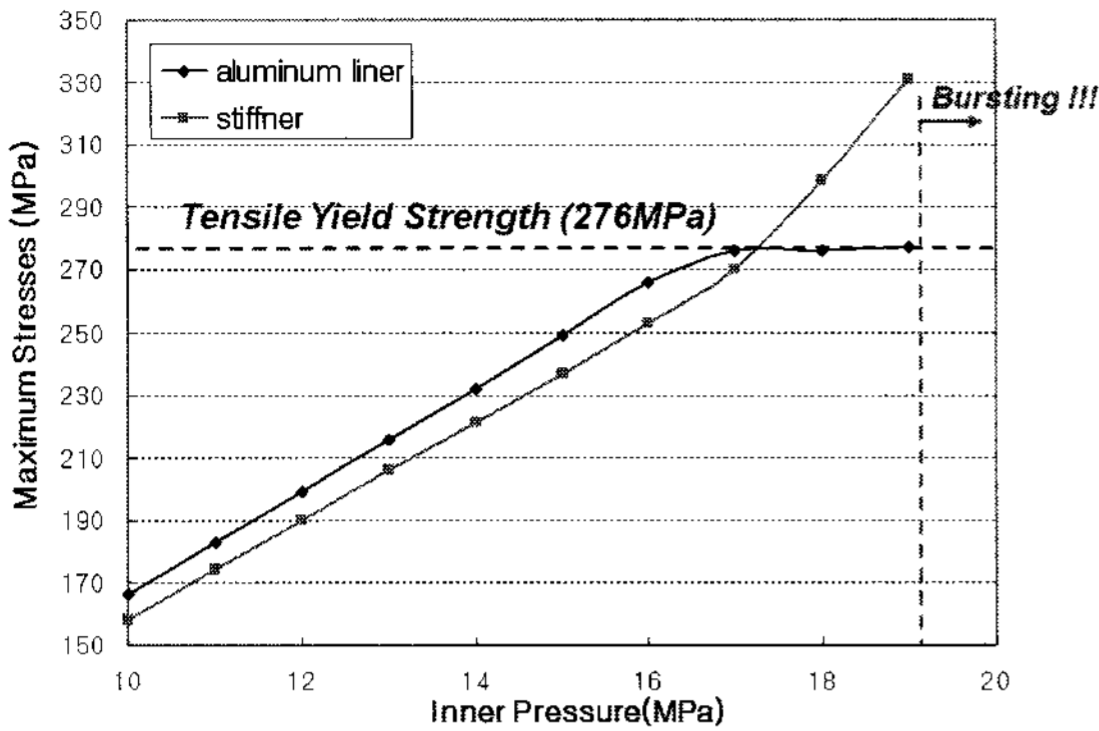
	AISI 4135H	Al6061-T6
Young's Modulus	205 GPa	69 GPa
Yield Strength	850 MPa	276 MPa
Ultimate Tensile Strength	950 MPa	310 MPa

요소해석을 수행하였으며, 이때 사용된 모델은 Type II의 형상 및 치수와 동일하다. 이는 다른 인자의 영향을 배제하고 금속 라이너 재질, 즉 항복강도의 변화에 따른 자긴처리공정의 효과를 분석하기 위해서이다. 유한요소해석에 사용된 금속 라이너의 물성치를 기존 재질인 AISI 4135H와 비교하여 Table 4에 나타내었다. 파열이 예측된 내압(20MPa)으로부터 1MPa 씩 감소시켜 10MPa 까지 해석하여 얻은 최대응력을 Fig. 13에 나타내었으며, 잔류응력이 발생한 범위의 내압에 대한 압축잔류응력의 변화를 Fig. 14에 나타내었다. 전체적인 경향은 Type II에 대한 해석 결과인 Figs. 10 및 Fig. 11과 유사하게 나타났다.

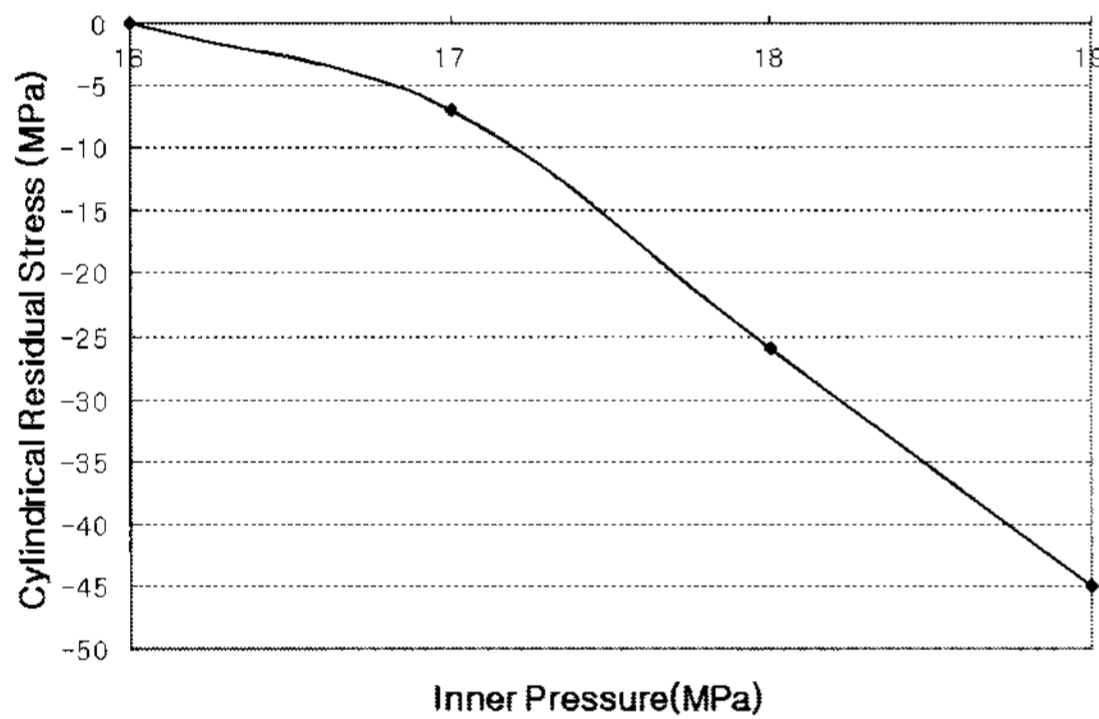
### 3.3 자긴처리공정의 유효성

Fig. 14는 Fig. 10와 Fig. 13의 압축잔류응력을 각각의 응력비로 나타낸 것으로, x축은 자긴압력에 대한 실제 파열압력의 비이고, y축은 압축잔류응력에 대한 항복강도의 비이다. 이에 의하면 항복응력이 상대적으로 낮은 알루미늄 라이너, 즉 Type III의 경우에 잔류응력이 발생하는 시점이 빠르고 값도 크며, 이는 식(8)의 경향성과 잘 일치한다. 또한, 파열압력의 약 85%이상의 자긴압력에서 압축잔류응력이 발생하기 시작하며, 금속 라이너 소재 항복강도의 약 16%까지 발생시키는 것이 가능하다는 것을 알 수 있다.

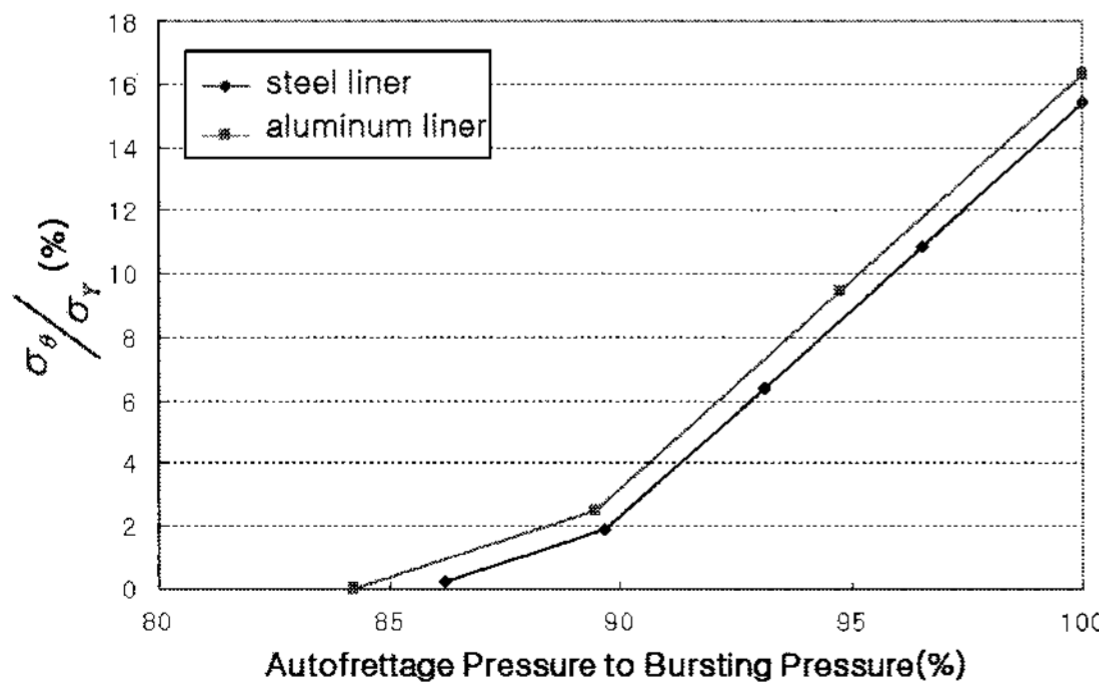




**Fig.13** Variation of maximum stress of the steel liner and stiffer according to the inner pressures of the Type III pressure vessel



**Fig.14** Variation of tangential residual stress of the steel liner according to the inner pressures of the Type III pressure vessel



**Fig.15** Comparison of stress ratio in the steel liner and the aluminum liner

이러한 현상은 항복비(yield ratio)로 설명할 수 있다. 항복비는 항복강도에 대한 인장강도의 비로 식(19)와 같이 표현되며, 항복비가 낮은 소재와 높은 소재는 0.75 를 기준으로 구분한다.

$$\rho_Y = \frac{\sigma_Y}{\sigma_T} \quad (19)$$

구조물의 피로거동측면에서의 항복비는 0.5~0.7 일 경우 이상적인 거동을 보인다고 알려져 있으며, 최근 철강제품의 발달로 인하여 그 범위가 0.75까지 증가하였다. 그러나 인장강도가 600.0MPa 이상인 소재를 적용할 경우 대부분 항복비가 0.9를 상회하여 철강제품에 있어서 항복비의 고려는 매우 중요해졌다. 항복비가 높다는 것은 항복 후 파단까지의 범위가 매우 좁은 것을 의미하며, 이는 자진처리에 의한 잔류응력 발생이 어려운 원인이 된다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 얇은 벽을 갖는 원통에서의 압축잔류응력을 계산할 수 있는 이론식을 유도하였으며, 유도된 식과 유한요소해석기법을 이용하여 수송기기용 압축천연가스 저장용기의 피로수명향상을 위한 자진처리공정의 유효성을 확인하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 내압을 받는 얇은 원통에서의 압축잔류응력을 계산할 수 있는 식을 유도하였다. 보강재의 효과를 고려하지 않고 유도한 식이나, 기존의 두꺼운 벽을 갖는 원통에서의 잔류응력을 계산하는 방법에 비해 더욱 정확한 결과를 얻을 수 있었다.

(2) 범용 유한요소해석프로그램인 ANSYS를 이용하여 자진처리공정을 통한 압축잔류응력을 예측하는 기법을 확립하였다. 이를 이용하여 설계압력에서 규정된 자진압력으로 AISI 4135H 소재를 사용한 압축천연가스 저장용기의 금속 라이너에 대해 압축잔류응력을 분석한 결과 압축잔류응력이 거의 발생하지 않아 이로 인한 피로수명을 향상시키는 효과는 크지 않을 것으로 사료된다.

(3) AISI 4135H와 Al6061-T6의 2종의 금속라이너에 대하여 자진처리공정을 해석하였으며, 그 결과 압축잔류응력을 발생시키기 위한 자진압력은 실제 파열압력의 약 85%이상으로 설정해야하며, 이때 최대 압축잔류응력은 항복강도의 약 16%까지

발생시킬 수 있다.

### 참 고 문 헌

- [1] J. F. Harvey, 1974, Theory and Design of Modern Pressure Vessels, Van Nostrand Reinhold Company, New York, pp. 61~67.
- [2] S. S. Gill, 1970, The Stress Analysis of Pressure Vessels and Pressure Vessel Components, Pergamon Press Ltd., Hungary, pp. 8~44.
- [3] J. S. Park, S. S. Jeung, J. H. Chung, 2006, Cycling life prediction method considering compressive residual stress on liner for the filament-wound composite cylinders with metal liner, The Korean Society for Composite Materials, Vol. 19, No. 1, pp. 22~28.
- [4] J. F. Harvey, 1974, Theory and Design of Modern Pressure Vessels, Van Nostrand Reinhold Company, New York, pp. 59~61.
- [5] E. F. Megyesy, 1983, Pressure Vessel Handbook, Pressure Vessel Handbook Publishing, Inc., USA, pp. 13~27.
- [6] ASME, 2004, ASME Boiler & Pressure Vessel Code VIII: Rules for Construction of Pressure Vessel, Division 2: Alternative Rules, The American Society of Mechanical Engineers, New York, Appendix 5.
- [7] R. Chuse, B.E. Carson, 1993, Pressure Vessels, McGraw-Hill, Inc., USA, pp. 209~214.
- [8] H.H. Bednar, 1986, Pressure Vessel Design Handbook, Van Nostrand Reinhold Company, New York, pp.39~54.