

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-A.2008.32.6.465

구조 효율을 고려한 CNG 자동차 연료저장용기의 최적설계

김호윤* · 배원병** · 장영준** · 김 철†
(2007년 7월 27일 접수, 2008년 4월 19일 심사완료)

Optimal Design of the Fuel Storage Vessel of CNG Automobile by Considering Structural Efficiency

Hoyoon Kim, Wonbyong Bae, Youngjun Jang and Chul Kim

Key Words : CNG(천연가스), Fuel Storage Vessel(연료저장용기), Dome Part(바닥부), Bursting(과열), ANSYS(ANSYS), Structural Analysis(구조해석)

Abstract

Type II compressed natural gas(CNG) storage vessels for automobiles have been acknowledged for their excellence and have recently become established in local regions. Their supply is not only to automakers in Korea such as Hyundai Motors but they are being increasingly exported. Although the available products have undergone safety evaluations and are certified by an authorized institution they are still short of the optimal design that is possible for such storage vessels. This research investigates the shape and thickness of the dome with the aim of optimizing the type II CNG storage vessels by using a finite element analysis technique. CNG storage vessels can be largely divided into 3 parts namely, the hear part, the cylinder part and the dome part. The head part is designed by means of a hot spinning process and this method is safer than that used in the design of the dome part even though its shape is similar. The thickness of the liners and reinforcing materials was optimized based on the requirements of the cylinder and dome parts. In addition, the shape of the dome, which is most suitable for Type II CNG storage vessels, is proposed by a process of review and analysis of various existing shape, and then conducting a structural stability evaluation to ensure the optimal design plan.

기호설명

- $\delta_f, \epsilon_f, E_f$: 섬유의 변형량, 변형률, 탄성계수
- $\delta_m, \epsilon_m, E_m$: 수지의 변형량, 변형률, 탄성계수
- P : 복합재의 합력
- $\sigma, \sigma_f, \sigma_m$: 복합재, 섬유, 수지의 응력
- A, A_f, A_m : 복합재, 섬유, 수지의 단면적
- E_1, E_2 : 섬유방향 및 수직방향 탄성계수

1. 서론

현재까지 국산화에 성공하여 국내외에 보급하고 있는 CNG 자동차용 연료저장용기는 금속 라이너와 복합재(composite)로 구성된 Type II의 복합재용기로 이를 Fig. 1에 나타내었다.

Type I 저장용기는 디프 드로잉(deep drawing)과 아이어닝(ironing) 공정을 연속적으로 수행한 후 열간 스피닝(hot spinning)으로 바닥 부를 성형하여 제작되며,⁽¹⁾ Type II 저장용기는 Type I과 동일한 방법으로 제작된 금속 라이너에 복합재를 래핑(lapping)하여 제작된다.

Type II 저장용기는 복합재를 이용하여 실린더부 금속 라이너의 두께를 줄일 수 있으므로 대형

* 부산대학교 대학원 정밀기계공학과
 ** 부산대학교 기계공학부
 † 책임저자, 회원, 부산대학교 기계기술연구원
 E-mail : chulki@pusan.ac.kr
 TEL : (051)510-2489 FAX : (02)512-9835

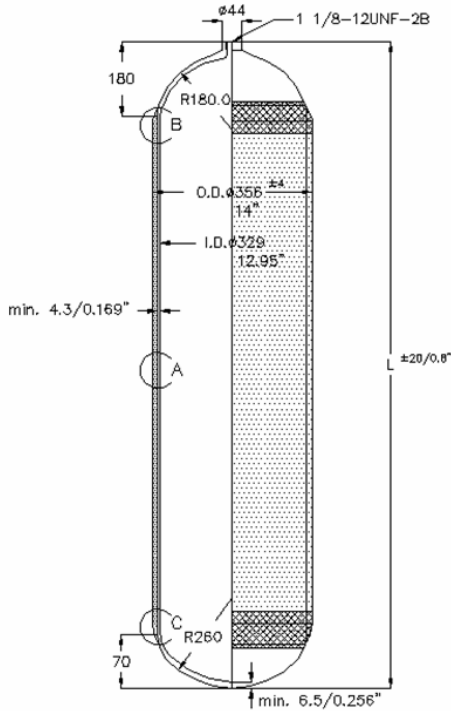


Fig. 1 The fuel storage vessel(Type II) used in CNG automobiles



Fig. 2 Filament winding process of a fuel storage vessel

압력용기의 경량화를 통한 자동차의 연비 향상이 가능하다. 복합재를 금속라이너에 래핑하는 필라멘트 와인딩(filament winding)⁽²⁾은 섬유(fiber)를 수지(matrix)에 함침시킨 후 회전하는 금속 라이너의 실린더 부에 와인딩한 후 경화시키는 공정으로, 이를 Fig. 2에 나타내었다.

최근 수행된 압축천연가스 저장용기 Type II에 대한 대부분의 연구는 이음매 없는 튜브(seamless tube)에 헤드와 바닥부를 용접하여 제작하던 공정을 디프 드로잉과 아이어닝 공정을 통해 일체형으로 성형하는 DDI 공정 개발과 DDI 공정의 금형 설계자동화에 중점을 두고 있다. 특히 DDI 공정이 개발된 이후 AutoCAD 및 AutoLISP을 이용한 공정 및 금형설계자동화⁽³⁻⁵⁾에 관한 연구가 이어졌으며, 유한요소해석에 의한 구조적 안전성 평가도 일부 이루어졌다.



(a) Prepared specimens (b) Ruptured specimens

Fig. 3 Specimens prepared and ruptured in tensile tests



(a) CT machine (b) Estimated location

Fig. 4 The equipment and estimated location used in the anisotropic test

Type III 및 Type IV에 관한 연구는 소수 진행되었으며, 이러한 연구는 국내에서도 아직 초기단계에 머물러 기본적인 구조해석에 국한되어 있다.⁽⁶⁾ 해외에서의 관련 연구는 대부분 과열압력에서 설계된 용기의 구조적 안전성⁽⁷⁻⁹⁾ 및 필라멘트 와인딩 공정,^(7,10,11) 그리고 크랙을 가진 용기의 균열거동^(12,13) 등에 관한 것이다.

그러나 금속 라이너만으로 구성된 Type I이 아닌 Type II, III, IV에서의 실린더부 두께 및 바닥부의 형상 또는 두께 최적화에 관한 연구는 아직 수행되지 않고 있으며, 대부분 ASME 등의 규정에서 제공하는 형상 및 두께를 그대로 적용하고 있다.^(14,15) 그러나 ASME 등 기존의 규정은 현재와 같은 사용조건이나 최근 개발된 소재의 특성을 고려하지 않았기 때문에, 용도에 적합한 구조적 효율성을 확보하기 어려우며 복합재 압력용기의 특성을 고려하기에 부적합하다.

이에 본 연구에서는 CNG 자동차용 연료저장용기(Type II)의 소재에 대한 기초물성시험을 통해 유한요소해석에 필요한 기계적 성질을 확보한 후, 라이너 및 복합재의 두께와 금속 라이너의 바닥부 형상 및 두께를 주요변수로 하여 구조효율을 고려한 CNG 자동차용 압력용기의 최적설계를 수행하였고, 이를 유한요소해석을 통하여 검증하였다. 또한 기존 설계 및 제안된 최적설계를 적용한 제품에서의 중량을 비교하여, 설계변경에 의한 경량화 효과를 예측했다.

2. 기초물성시험

2.1 물성시험

CNG 자동차용 연료저장용기의 제조에 사용되는 소재는 중탄소 저합금강인 34CrMo4 Modified 이다.

유한요소해석에 필요한 기계적 성질을 확보하기 위하여 인장시험을 수행하였으며, 이때 사용된 인장시편의 규격은 KSB 0801 에 따라 5 호 시편을 제작하였으며, 소재가 판재이므로 압연방향에 대해 0°, 45°, 90° 방향으로 각 5 개씩 제작하여 50ton 인장시험기에서 시험을 수행하였다.

또한 판재의 이방성을 확인하기 위하여 단층촬영기를 이용하여 인장시편의 두께방향 및 폭방향 감소율을 측정하였다. 인장시험 전후의 인장시편과 이방성 시험에 사용된 금속단층촬영기인 Venlo H-450 CT 및 측정위치를 각각 Fig. 3 과 4 에 나타내었으며, 그 시험결과를 Fig. 5 와 6 에 나타내었다.

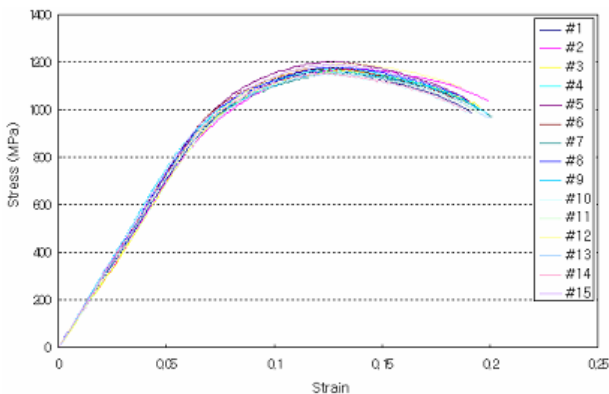


Fig. 5 The stress-strain curve resulting from the tensile tests

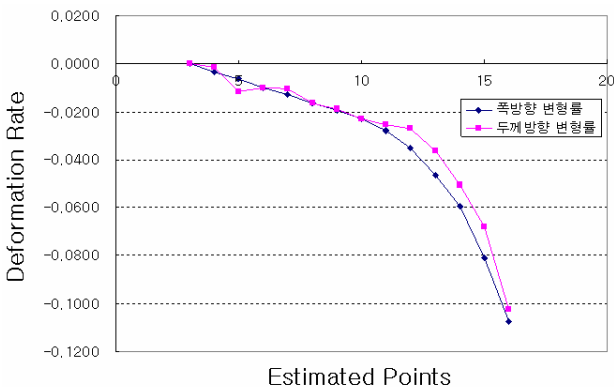


Fig. 6 Comparison of the directional strain resulting from the anisotropic tests

2.2 유한요소해석에 사용될 소재의 기계적 성질 일반적으로 복합재의 경우 소성영역이 없이 탄성영역에서 파단이 발생하는 것으로 알려져 있고, 탄성영역에서 복합재의 변형 시 섬유와 수지의 변형률이 동일하므로 각각 변형량은 식 (1)과 (2)로 표현할 수 있다.

$$\sigma_f = E_f \varepsilon_1 \tag{1}$$

$$\sigma_m = E_m \varepsilon_1 \tag{2}$$

그리고, 복합재의 합력은 식 (3)으로 표현할 수 있고, 여기에 Hooke's Law 을 적용하면 복합재의 섬유방향 탄성계수(E_1)와 수직방향 탄성계수(E_2)를 식 (4)와 (5)로부터 계산할 수 있다. 단, 식 (4)와 (5)의 V_f 와 V_m 은 식 (6)과 같다.

$$P = \sigma_1 A = \sigma_f A_f + \sigma_m A_m \tag{3}$$

$$E_1 = E_f V_f + E_m V_m \tag{4}$$

$$E_2 = \frac{E_f E_m}{V_m E_f + V_f E_m} \tag{5}$$

$$V_f = \frac{A_f}{A}, \quad V_m = \frac{A_m}{A} \tag{6}$$

Table 1 Mechanical properties of the steel liner and the composite used in finite element analysis

Mechanical Properties	Steel Liner	Composite
E11	205.00 GPa	54.80GPa
E22		950.00MPa
E33		0.28 MPa
S11	950.00 MPa	1054.60 MPa
S22		28.10 MPa
S33		28.10 MPa
Yield Strength	850.00 MPa	
Poisson's Ratio	0.28	0.25

- E11 : Longitudinal Young's Modulus
- E22 / E33 : Transverse Young's Modulus
- S11 : Longitudinal Tensile Strength
- S22 / S33 : Transverse Tensile Strength

2.1절에서 수행한 인장시험 및 이방성시험과 상기에서 기술한 수직전개에 의해 결정⁽²⁾된 소재의 물성치를 Table 1에 나타내었다.

3. 유한요소해석 및 고찰

CNG 자동차용 압력용기는 재료시험, UT 검사, 도장검사 등의 여러 시험과정을 거치나, 가장 중요한 시험항목은 가압시험 및 파열시험이다.

CNG 자동차용 압력용기의 설계지표로 주어지는 데이터는 사용압력(working pressure), 시험압력(hydraulic test pressure), 파열압력(minimum bursting pressure)이 있으며, Type II 저장용기의 경우, 용기에 항복응력 이상의 압력을 가한 후 제거함으로써 압축잔류응력을 유도하여 용기의 피로수명을 향상시키기 위한 자긴압력(autofrettage pressure)과 라이너의 파열압력(bursting pressure of liner)이 추가된다. Type I 과 Type II 저장용기의 설계데이터는 Table 2 와 같다.

본 연구에서는 Table 2의 설계압력을 적용하여 CNG 자동차 연료저장용기의 최적설계를 수행하였다.

3.1 Type II 저장용기의 설계 분석

Fig. 1에 Type II 저장용기의 일반형인 Model No. CNG2-026을 나타내었으며, 이를 대상으로 내압구조해석을 수행하여 그 안전성을 평가하였다. 특히, Type II 저장용기의 경우 선형정적해석(linear static analysis)이 가능한 Type I 저장용기와는 달리, 복합재의 접촉(contact)을 고려한 비선형과도해석(nonlinear transient analysis)를 수행해야 한다. 따라서 Type II 저장용기의 유한요소해석은 높은 신뢰성으로 이미 널리 사용되고 있는 범용구조해석 프

로그래밍 ANSYS Classic R10을 사용하였다.

실제로 현장에서 사용되는 기존 제품의 주요부 치수를 Fig. 7(a)에 나타내었다. 설계 타당성을 검토하기 위한 유한요소해석 모델은 축대칭 제품임을 감안하여 20°의 회전반경을 가지는 3D 모델로 결정하였으며, 이때의 형상과 분할된 요소는 Fig. 7(b)와 같다.

유한요소해석을 위한 요소분할은 해의 정확성과 두께방향의 적절한 요소분할을 위해 육면체 요소(hexahedral element)를 선택하였으며, 금속 라이너와 복합재의 두께방향으로 4개 층을 갖도록 분할하였다. 금속라이너는 3D 8절점 구조해석용 6면체 요소인 Solid185를, 3D 8절점 적층구조해석용 6면체 요소인 Solid 46을 적용하였다.

축대칭 제품을 일부만 추출하여 Fig. 7과 같이 모델링하였으므로 접선방향의 면적에 대칭구속조건을 부여하였고, 축방향의 면적에는 축방향 변위를 구속하였다. 또한 금속 라이너의 내측면에 설계압력을 부여하여 유한요소해석을 수행하였다.

Type II 저장용기는 자긴처리공정(autofrettage process)에 의하여 잔류응력(residual stress)을 발생시키므로, 설계압력을 가하기 전에 자긴처리공정을 수행해야 한다. 따라서 유한요소해석에서는 하중단계를 5 단계로 나누어 잔류응력을 부여하고, 설계압력에 따라 해석을 수행하였으며, 변위 및 하중경계조건을 각각 Fig. 8(a)와 (b)에 나타내었다.

LS1에서의 응력상태와 LS2에서 발생한 잔류응력의 결과를 Fig. 9에 각각 나타내었다. 자긴처리 압력인 40.0MPa에서 금속 라이너에 발생한 최대응력은 Fig. 9(a)에서 알 수 있듯이 약 400MPa(항복응력의 약 47%)에 불과하여 Fig. 9(b)와 같이 잔류응력이 거의 발생하지 않았다.

Table 2 The design data of a fuel storage vessel used in a CNG vessel

Type	W.P.	T.P.	B.P.	A.F.P.	L.B.P
I	20.0	30.0	45.0	-	-
II	20.7	31.1	56.9	40.0	26.0

- W.P. : Working Pressure
- T.P. : Test Pressure
- B.P. : Bursting Pressure
- A.F.P. : Autofrettage Pressure
- L.B.P. : Bursting Pressure of Liner

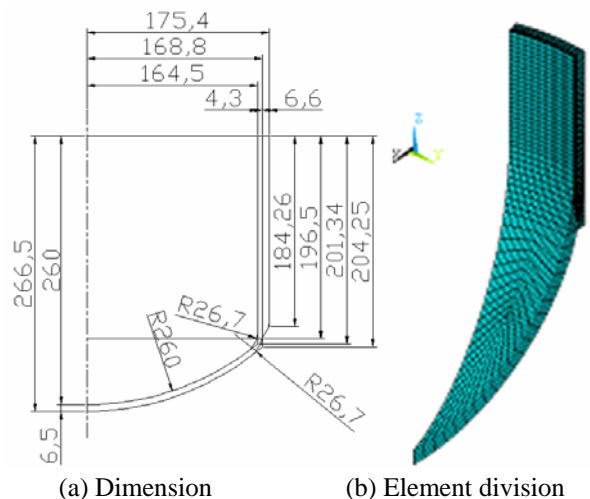


Fig. 7 The dimension, shape and element division of the model of Type II fuel storage vessel

사용압력(LS3, 20.7MPa), 시험압력(LS4, 31.1MPa), 파열압력(LS5, 56.9MPa)에서의 유한요소해석 결과를 Fig. 9(c), (d), (e)에 나타내었으며, 시행착오에 의해 예측된 실제 파열상태를 Fig. 9(f)에 나타내었다. 최소파열압력인 56.9MPa 에서 금속 라이너의 최대 응력은 약 675MPa 로 항복응력의 70.7% 정도로 나타났다.

기존 제품의 실제 파열압력을 예측하기 위하여 저장용기의 내압을 계속 상승시켜 해석한 결과, 설계상의 최소파열압력인 56.7MPa 의 175% 정도에 해당하는 약 100MPa 에서 복합재의 파열이 발생하는 것으로 나타났다.

이러한 결과는 기존 제품이 과도한 안전율을 가지고 설계되었음을 의미하며, 이는 제조원가 상승의 측면에서만 아니라, 연비저하의 중요한 요인이 되고 있다. 또한 임계압력에서의 파열부위가 실린더부가 아닌 돔 부에서 나타나므로, 파열 시 파편에 의한 인명 또는 재산에 막대한 피해를 줄 수 있다. 그러므로 임계압력에서의 파열 부위를 바닥부에서 실린더 부로 이동시킬 필요가 있다.

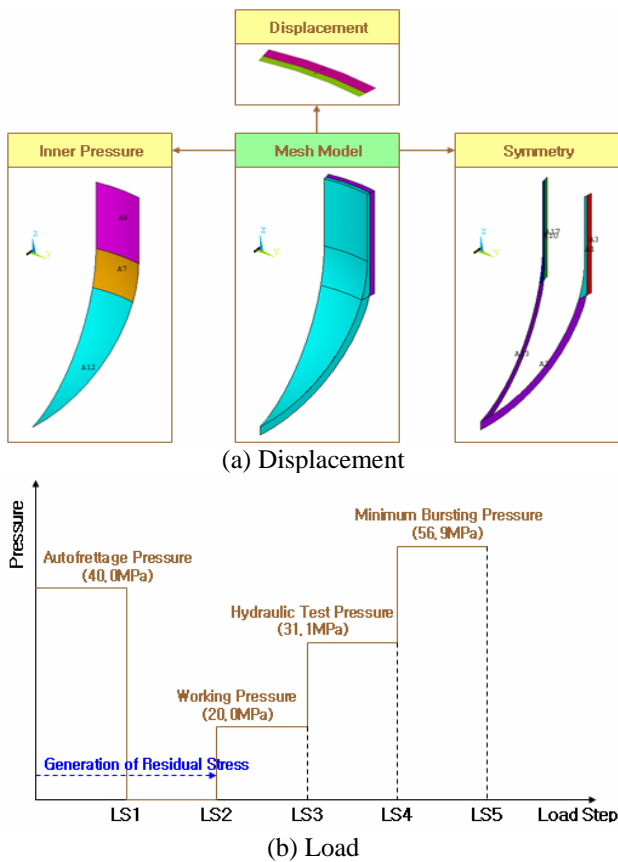


Fig. 8 The boundary conditions of displacement and load used in the FE analysis of the fuel storage vessel(Type II)

3.2 Type II 저장용기의 개선

기존 제품의 돔 부 형상은 설계 개념상 토리구형 돔(Torispherical dome)이나, 현실적으로 실린더부와 돔 부의 필렛 반경이 커서 거의 반구형 돔(Hemispherical dome)에 가깝다. 실린더부와 돔 부의 필렛 반경이 돔 반경과 일치하면 반구형 돔이 되고, 필렛 반경이 돔 반경보다 작아지면 토리구형 돔의 형상이 된다. 일반적으로 구조적 안전성은 반구형 돔이, 체적효율은 토리구형 돔이 뛰어나다고 알려져 있으므로, 본 연구에서는 필렛 반경을 크게 유지하여 구조효율을 확보하고자 하였다.

금속 라이너의 파열압력을 기준으로 금속 라이너의 실린더 부의 최소 두께를 결정한 후, 자진압력 및 파열압력을 기준으로 복합재의 두께를 최소화하였다.

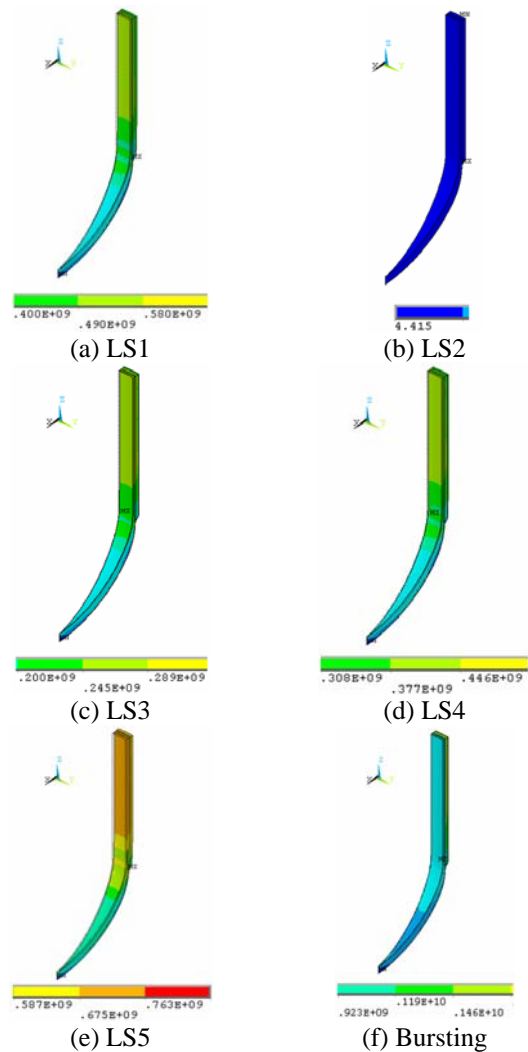


Fig. 9 The equivalent stress distributions of Type II according to load step (unit: MPa)

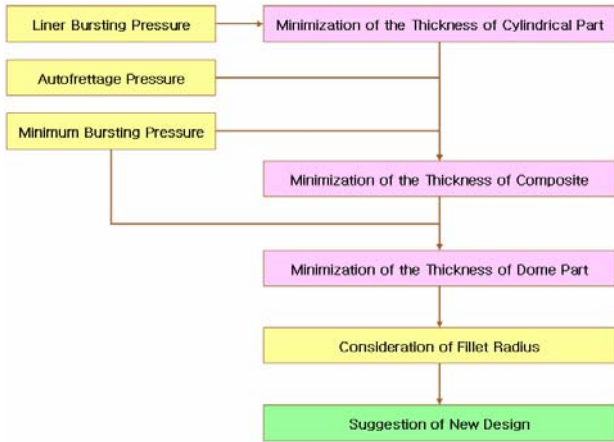


Fig. 10 The procedure of design improvement of Type II fuel storage vessel

또한 파열압력을 기준으로 바닥부의 최소 두께를 결정하여 Type II 저장용기의 모델을 제안하고자 하였으며, 이 과정을 Fig. 10에 간략하게 나타내었다.

3.2.1 금속라이너의 두께 결정

CNG 자동차용 연료저장용기의 중량은 대부분 금속 라이너에 의존하므로, 금속라이너의 중량을 최소화하는 것이 매우 중요하다. 금속 라이너의 개선을 위해 Fig. 11(a)와 같이 해당 부분만 모델링하였고, 모델의 상하면에 축방향 구속을, 접선방향의 양쪽면에 대칭구속을 부여하였다. 금속 라이너의 사용압력인 26.0MPa 에서 항복이 발생하기 직전의 두께를 시행착오법으로 유한요소해석을 통해 결정하였다. Fig. 11(b)는 시행착오법을 통한 유한요소해석 결과를 정리한 것으로, 라이너의 두께는 4.6mm 가 적절함을 알 수 있다.

3.2.2 복합재의 두께 결정

복합재에 관한 부분이므로 Fig. 12와 같이 복합재에 영향을 주는 금속 라이너의 실린더 부와 복합재 부분만 모델링하였고, 모델의 상하면에 축방향 구속을, 접선방향의 양쪽면에 대칭구속을 부여하였다.

복합재의 두께는 Type II 저장용기의 자긴압력인 40.0MPa 과 파열압력인 56.9MPa 을 고려하였다. 자긴압력을 기준으로 복합재의 두께를 결정할 경우 효율은 향상되지만 안전성은 저하되고, 파열압력을 기준으로 할 경우는 그 반대의 효과가 나타난다. 본 연구에서는 안전성을 우선 확보해야 하는 제품 특성에 따라 파열압력을 기준으로 복합재의 두께를 설정하고, 이후 금속 라이너의 돔 부 두께

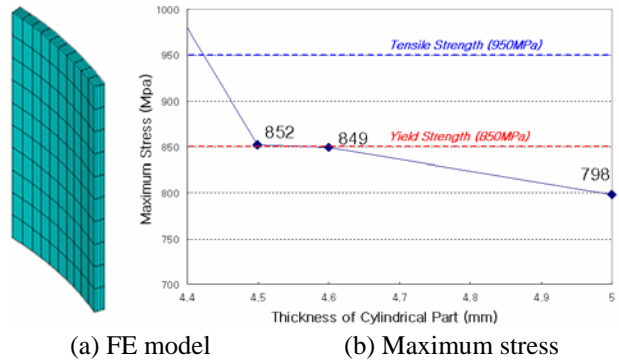


Fig. 11 The FE model and the maximum equivalent stresses according to the thickness variation from the results of the FE analysis of steel liners

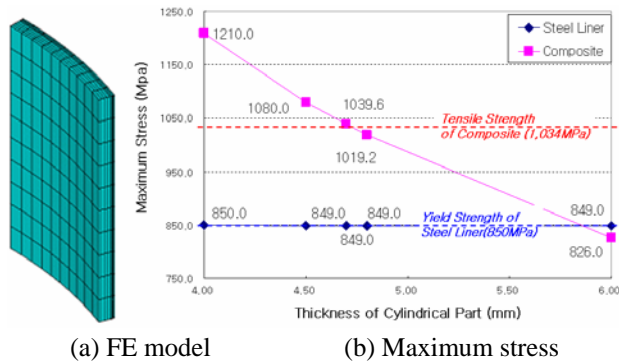


Fig. 12 The FE model and the maximum equivalent stresses according to the thickness variation resulted in the FE analysis of the steel liner and composite

최소화 과정을 거친 후 다시 복합재의 두께를 조절할 필요가 있다.

Fig. 12(b)는 파열압력을 기준으로 복합재의 두께를 결정하기 위한 유한요소해석의 결과이다. 복합재의 두께가 4.8mm 일 때, 금속 라이너의 최대응력은 항복응력(850MPa) 보다 낮은 849MPa 로 나타났고, 복합재 최대응력은 인장응력인 1,034MPa 보다 낮은 1,019.2MPa 로 나타났다. 복합재의 두께가 4.0mm 정도에서 금속 라이너의 항복이 발생하기 시작하지만, 그보다 두꺼운 4.7mm 에서 이미 복합재의 파열에 가깝게 인접하므로 복합재의 두께는 4.8mm 로 결정하였다.

특히, 복합재의 두께가 6mm 이상인 경우 복합재에 발생하는 최대응력은 금속 라이너에 발생하는 최대응력보다 낮고, 또한 복합재의 두께가 감소를 시작하여 금속 라이너의 최대응력이 거의 항복에 도달하면 복합재의 응력이 금속라이너의 응력보다 커진다는 것을 알 수 있다. 이것은 금속 라이너의 항복 직전까지 복합재의 역할은 거의 미미하다는 것으로 판단할 수 있다.

3.2.3 금속 라이너 바닥부의 두께 결정

이전의 과정에서 결정된 금속 라이너의 실린더 부 두께(4.6mm)와 복합재의 두께(4.8mm)를 적용하여, 기존 제품의 돔 부 두께인 12.5mm 에서 금속 라이너의 실린더 부 두께인 4.6mm 까지 두께를 변화시키면서 유한요소해석을 수행하였다. 여기서 사용된 모델은 Fig. 7과 거의 동일하며, 돔 부 두께와 관련된 치수만 조금씩 수정하였다. 유한요소 해석에 필요한 여러 가지 조건은 Fig. 8과 동일한 변위 및 하중경계조건을 적용하였다. 금속 라이너의 돔 부 두께 변화에 따른 금속 라이너 및 복합재의 최대응력 변화를 Fig. 13에 나타내었다.

금속 라이너의 돔 부 두께가 6.0mm 이하, 6.0 ~ 8.0mm, 그리고 8.0mm 이상인 경우로 나눌 수 있으며, 이는 금속 라이너의 탄성한도 이전과 항복 전후구간, 그리고 가공경화구간과 거의 일치함을 Fig. 13으로부터 알 수 있다. 따라서 금속 라이너의 항복직전을 설계변수로 설정하는 것이 복합재의 안전성에 있어 가장 타당할 것으로 판단되며, 본 연구에서는 Fig. 13의 결과를 바탕으로 돔 부 두께를 6.0mm 로 결정하였다.

Table 3 Comparison of the thickness according to each part (unit: mm)

Parts	Existing Design	Suggested Design
Cylindrical Wall	4.3	4.6
Dome	6.5	6.0
Composite	6.6	4.8

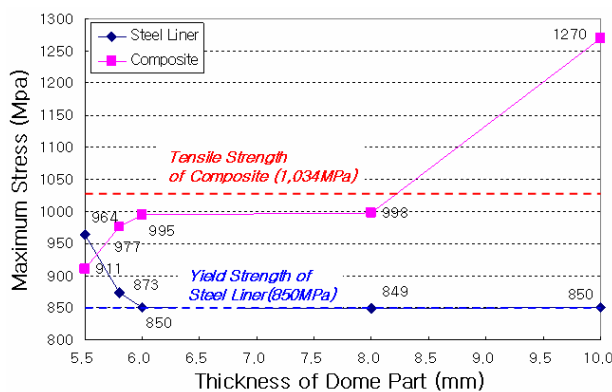


Fig. 13 The maximum equivalent stresses according to the thickness variation from the results of the FE analysis of the dome part

현재 제품과 제안된 설계에서의 각 부분별 두께를 비교하여 Table 3에 나타내었다. 실린더 부의 금속 라이너가 다소 보강되었으며, 바닥 부의 두께는 다소 감소하였다.

3.2.4 개선된 Type II 저장용기의 내압구조해석

Fig. 11(b), Fig. 12(b), Fig. 13으로부터 세가지 설계 압력을 고려한 최적의 두께가 결정되었으며, Fig. 14(a)에 이 두께를 적용한 제품의 개략 도면과 내압구조해석 결과를 나타내었으며, Fig. 15에 설계압력조건에 따른 금속 라이너와 복합재의 최대응력을 비교하여 나타내었다.

자간처리 후 사용압력, 시험압력, 파열압력 각각에서 라이너의 실린더 부와 돔 부에 거의 비슷한 응력이 발생하고 있음을 Fig. 14로부터 알 수 있다. 이는 필라멘트 와인딩을 하지 않은 돔 부와 필라멘트 와인딩을 한 실린더 부의 두께 조절이 잘 이루어져 응력이 비교적 균일하게 분포한다는 것을 뜻한다. 또한 압력이 상승할수록 최대응력의 발생 부위가 실린더 부로 점차 이동하여, 예측 불가능한 저장용기의 파열 시 복합재에 의해 금속 라이

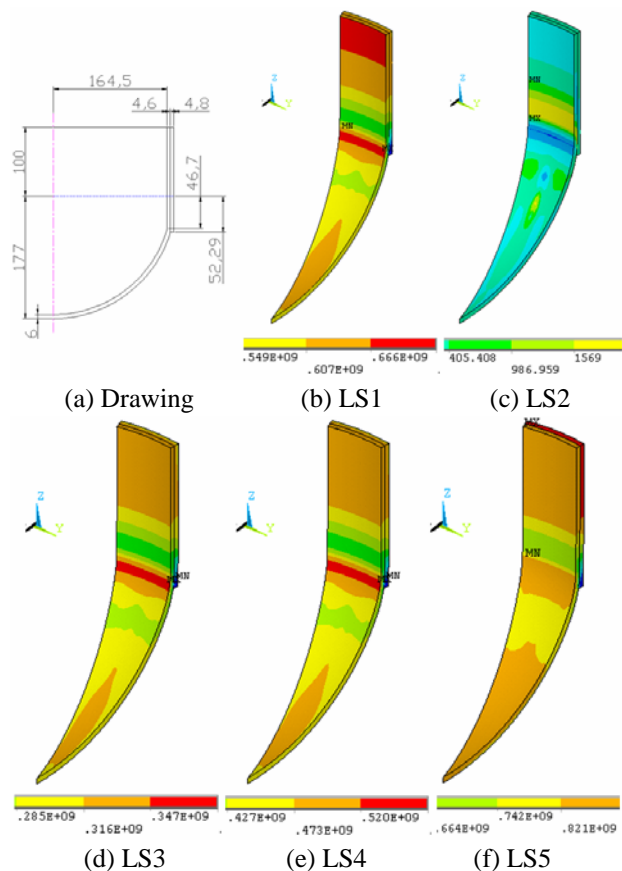


Fig. 14 The suggested drawing and the equivalent stress distributions from the results of the FE analysis of the Type II fuel storage vessels

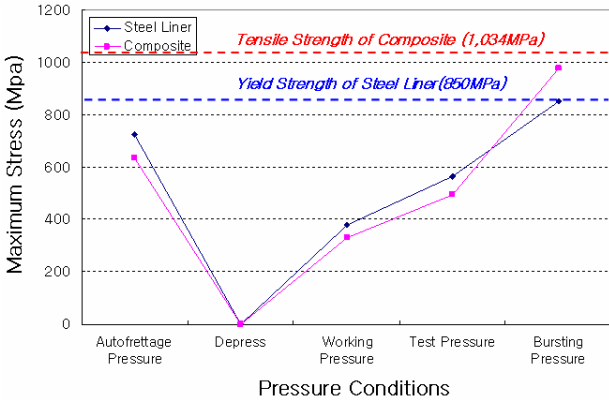


Fig. 15 The maximum equivalent stresses of the steel liner and composite in each load step resulting from the FE analysis of the Type II fuel storage vessels

너 과편의 비산을 방지할 수 있어 인명 및 재산의 부가적인 피해를 예방할 수 있다.

그리고 과열압력을 제외한 나머지 설계압력조건에서, 금속 라이너의 최대응력이 실린더 부와 돔 부 사이의 형상전이영역에서 발생하고 있지만, 그때의 최대응력은 항복응력에 미치지 못하기 때문에 안전성에 영향을 끼치지 못한다는 것을 Fig. 15로부터 알 수 있다.

제안된 Type II 저장용기는 과열시험압력에서 금속라이너의 항복이 발생하지만, 이미 복합재의 최대응력이 복합재의 인장강도에 거의 도달하였음을 Fig. 15로부터 알 수 있다. 따라서 내부 압력의 크기가 과열압력에 도달할 때 금속 라이너는 항복을 시작할 것으로 예상된다.

3.2.5 최적형상설계에 의한 경량화 효과

Fig. 7(a)의 현재 제품을 Fig. 14(a)의 제안된 형상으로 개선할 경우 중량의 변화가 발생하고, 제안된 Type II 저장용기는 주로 지상수송용 연료저장용기로 사용되기 때문에 중량의 증가 또는 감소는 매우 민감한 문제이다. 해당 모델의 경우 제품의 총 길이는 1,900mm로, 이를 고정값으로 두고 Fig. 7(a) 및 Fig. 14(a)의 설계를 바탕으로 바닥부와 실린더부 각각의 높이를 구하여 Table 4에 나타내었다.

이를 이용하여 금속 라이너와 복합재의 중량을 구한 결과를 Table 5와 Table 6에 나타내었다. 현재 제품과 제안된 제품의 총 중량은 각각 약 94.7kg 과 89.9kg으로 약 4.8kg 정도 중량이 감소하며, 이는 약 5.1%의 경량화 효과를 얻을 수 있다.

Table 4 Comparison of length and density between present and suggested dome shape

Parts		Present Dome	Suggested Dome
Length (mm)	Dome	67.12	130.30
	Cylinder	1,765.76	1,639.40
	Total	1,900.00	1,900.00
Density(g/cc)		7.85	1.80

Table 5 Comparison of the weight between the steel liner of present and suggested dome shapes

Parts		Present Dome	Suggested Dome
Volume (mm ³)	Dome	665,247	830,213
	Cylinder	7,950,316	7,903,471
	Total	9,260,810	9,563,897
Weight(kg)		72.7	75.1

Table 6 Comparison of the weights between the composite of present and suggested dome shapes

Parts		Present Dome	Suggested Dome
Volume(mm ³)		12,202,811	8,247,100
Weight(kg)		22.0	14.8

4. 결 론

유한요소해석 기법을 이용하여 기존 CNG 자동차용 연료저장용기를 분석하고, 구조효율을 고려한 CNG 자동차용 연료저장용기의 설계 개선안을 제시하였다.

(1) 유한요소해석기법을 이용하여 기존 CNG 연료저장용기 Type II 를 분석한 결과, 복합재와 금속 라이너의 바닥부 두께는 각각 6.6mm 와 6.5mm 에서 4.8mm 와 6.0mm 로 감소시키고, 금속라이너의 실린더 부 두께는 4.3mm 에서 4.6mm 로 증가시키는 것이 효율성과 안전성을 고려할 때 더 적절한 것으로 나타났다.

(2) 금속 라이너, 복합재, 바닥부의 순서로 설계조건을 만족하는 최소두께를 설정하였으며, 그 결과를 적용하여 전체 모델에 대한 유한요소해석을

수행하였다. 작업압력, 시험압력에서 안전하였으며, 내부 압력이 파열압력에 도달할 때 금속 라이너가 항복을 시작할 것으로 사료된다.

(3) 기존 형상의 경우 CNG 자동차용 연료저장용기의 파열이 돔 부에서 발생하였으나, 제안된 형상의 경우 실린더 부에서 발생하여 금속 라이너 파편의 비산을 복합재가 방지할 수 있어, 부가적인 인명 및 재산의 손상을 예방할 수 있다.

(4) 기존 형상 제품과 제안된 형상 제품의 중량은 각각 94.7kg 과 89.9kg 으로, 약 4.8kg(5.1%)의 경량화 효과를 얻을 수 있다.

후 기

본 연구는 2007 년도 부산대학교 교내학술연구비(신임교수연구정착금)에 의한 연구임.

참고문헌

- (1) Yoon, J.H., Jung, S.Y., Choi, Y., Kim, C. and Choi, J.C., 2002, "A Study on the Development of Computer Aided Process Planning System for the Deep Drawing & Ironing of High Pressure Gas Cylinder," *J. of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 19, No. 2, pp. 177~186
- (2) Kaw, Autar K., 2006, *Mechanics of Composite Materials*, CRC press - Taylor & Francis, NW, pp. 16~40
- (3) Yoon, J.H., Jung, S.Y., Choi, Kim, Y. C. and Choi, J.C., 2002, "A Study on the Development of Computer-Aided Process Planning System for the Deep Drawing & Ironing of High Pressure Gas Cylinder," *J. of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 19, No. 2, pp. 177~186.
- (4) Choi, Y., Yoon, J.H., Park, Y.S. and Choi, J.C., 2004, "A Study on the Die Design for Manufacturing of High Pressure Gas Cylinder," *J. of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 21, No. 7, pp. 153~162.
- (5) Kim, E.S., Kim, J.H., Park, Y.S., Kim, C. and Kim, J.C., 2003, "Development of an Automated Design System of CNG Composite Vessel using Steel Liner Manufactured by D.D.I. Process," *J. of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 20, No. 1, pp. 205~213.
- (6) Park, J.S., Kim, T.U. and Jung, J.H., 2004, "Present Status and Progress of the Storing Technique of High Pressure Hydrogen Gas for Fuel Cell Vehicles," *Machine and Material*, No. 12, pp. 90~99.
- (7) Koussios, S., Bergsma, O.K., Beukers, A., 2004, "Filament Winding. Part 1: determination of the wound body related parameters," *Composites: Part A*, Vol. 35, pp. 181~195.
- (8) Lu, Z., Obrecht, H. and Wunderlich, W., 1995, "Imperfection Sensitivity of Elastic and Elastic-Plastic Torispherical Pressure Vessel Heads," *Thin-Walled Structures*, Vol. 23, pp. 21~39.
- (9) Kabir, M.Z., 2000, "Finite Element Analysis of Composite Pressure Vessels with a Load Sharing Metallic Liner," *Composite Structures*, Vol. 49, pp. 247~255.
- (10) Koussios, S., Bergsma, O.K. and Beukers, A., 2004, "Filament Winding. Part 1: Determination of the Wound Body Related Parameters," *Composites: Part A*, Vol. 35, pp. 181~195.
- (11) Yoon, Y.B., Cho, S.W. and Ha, S.K., 2002, "Optimal Design of Filament Wound Composite CNG Pressure Vessel," *J. of the Korean Society of Mechanical Engineers - A*, Vol. 26, No. 1, pp. 23~30
- (12) Su, B. and Bhuyan, Gouri S., 1998, "Fracture Analysis on the Metal-Lined Hoop-Wrapped Cylinders with Internal Axial Cracks," *Int. J. of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 75, pp. 1047~1053.
- (13) Magnucki, K. and Lewinski, J., 2000, "Fully Stressed Head of a Pressure Vessel," *Thin-Walled Structures*, Vol. 38, pp. 167~178.
- (14) Lietzmann, A., Rudolph, J. and Weib, E., 1996, "Failure Modes of Pressure Vessel Components and Their Consideration in Analyses," *Chemical Engineering and Processing*, Vol. 35, pp. 287~293.
- (15) Tafreshi, A., 1997, "Numerical Analysis of Thin Torispherical End Closure," *Int. J. of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 71, pp. 77~88.