

# 현무암 섬유를 이용한 CNG 복합재 압력용기의 최적설계

## Optimal Design for CNG Composite Pressure Vessel Using Basalt Fiber

장효성<sup>1</sup>, 배준호<sup>2</sup>, 김철<sup>2,✉</sup>

Hyo Seong Jang<sup>1</sup>, Jun Ho Bae<sup>2</sup>, and Chul Kim<sup>2,✉</sup>

<sup>1</sup> 부산대학교 창의공학과 (School of Creative Engineering, Pusan National University)

<sup>2</sup> 부산대학교 기계기술연구원 (Research Institute of Mechanical Technology, Pusan National University)

✉ Corresponding author: [chulki@pusan.ac.kr](mailto:chulki@pusan.ac.kr), Tel: +82-51-510-2489

Manuscript received: 2014.9.25 / Revised: 2015.2.12 / Accepted: 2015.2.17

*Compressed natural gas (CNG) composite vessels for vehicles have been generally made of 34CrMo4 for a inner liner part and E-glass/epoxy for a composite layer part. But, there is a problem of material loss of CNG composite vessels used in vehicles due to the design of excessive thickness of the liner. And, light weight of the CNG composite vessel is required for improving fuel efficiency. In this study, optimal design for CNG composite pressure vessel was performed by using basalt fiber, which is the environment-friendly material having a good mechanical strength. The optimal thickness of each part (inner liner and composite layer) was determined by theoretical analysis and FEA for satisfying structural safety and lightweight of the vessel. Also, for improving fatigue life, optimal autofrettage pressure was derived from FEA results.*

Key Words: Basalt fiber (현무암 섬유), CNG composite vessel (압축천연가스 복합재 압력용기), FEA (유한요소해석), Optimal design (최적설계), Autofrettage process (자긴가공)

### 1. 서론

차량용 압축천연가스(CNG) 저장용기의 경우, 내부 금속 라이너와 보강재로 구성된 구조의 압력용기가 가장 널리 사용되고 있다. 또한, 보강재로 사용되는 섬유강화 복합재료(FRP)는 일반 금속재료에 비해 비강성(Specific stiffness)과 비강도(Specific strength)가 높고 내식성과 내피로성 등이 우수한 기계적 성질을 나타내므로 구조물의 경량화가 요구되는 여러 산업분야에서 널리 사용되고 있는 추세이다.<sup>1,2</sup>

현재 차량용으로 가장 널리 사용되고 있는 CNG (Compressed Natural Gas) 압력용기의 경우, 내부 금속 라이너의 재료로는 34CrMo4, 복합재료는 E-glass/epoxy 섬유강화 복합재료가 사용되며, 라이너의 실린더 부분만 후프 와인딩 되어있는 Type II 구조(복합재료의 적층각도 90°)로 되어있다.<sup>4,7</sup>

기존 복합재 압력용기 관련 연구에서는, 복합재층 자체에 대한 응력 해석 및 물성치 평가에 대한 연구와 라이너 돔 부분의 형상설계에 대한 연구<sup>2,3</sup>가 활발하게 이루어졌으며, 압력용기의 내부 라이너와 복합재층에 대한 복합모델의 해석을 통

하여 복합재층의 최적설계 및 용기의 제조를 위한 각 공정별 최적설계에 대한 연구가 이루어졌다.<sup>4,7</sup> 그러나, 현재 차량에 사용되고 있는 CNG 복합재 압력용기의 경우, 내부 라이너 및 복합재층까지 고려한 통합적 최적설계가 충분히 이루어지지 않고 있으며, 이는 금속 라이너의 과도한 두께로 인하여 무게 증가 및 재료의 낭비를 유발시키는 요인이 된다. 또한, 차량의 연비효율 개선 및 친환경적인 재료 사용에 대한 개발요구가 높아짐에 따라 연비효율 개선을 위한 압력용기의 경량화 및 친환경적인 재료에 대한 연구가 필요한 실정이다.

이에 본 연구에서는, 기존에 복합재 압력용기에 사용되던 유리섬유와 비교하여 높은 인장강도를 가지고 있고 화학적 안정성이 좋다. 특히, 산성 환경에서 더 뛰어나며  $-200^{\circ}\text{C} \sim +600^{\circ}\text{C}$ 의 넓은 사용온도를 가지고 있으며 우수한 충격흡수에너지와 충격강도를 보이는 친환경적이고 재활용이 가능한 현무암 섬유(Basalt fiber)를 이용하여 최초로 차량용 CNG 복합재 압력용기의 최적설계를 수행하였다.<sup>8</sup>

금속 라이너와 현무암 섬유로 보강된 복합재층에 대한 통합적 최적설계를 통하여 금속 라이너와 복합재층 두 부분에 대해 각각의 최적 두께를 결정하였으며, 피로수명 향상을 위한 복합재 압력용기의 자간가공에 대한 해석을 수행하여 최적의 자간압력을 결정하였다. 이를 위하여 등방성 물질(Isotropic material)과 직교이방성 물질(Orthotropic material)로 각각 가정된 라이너와 복합재층으로 이루어진 다층 구조의 복합모델<sup>4</sup>에 대한 이론적 해석 및 FEA를 이용하였으며, 해석결과를 토대로 현무암 섬유를 이용한 차량용 CNG 복합재 압력용기에 대한 경량화 및 구조적 안전성을 검증하였다.

## 2. CNG 복합재 압력용기 및 현무암 섬유

기존의 CNG 압력용기는 유리섬유를 이용한 복합재 압력용기로서 Fig. 1에서와 같이 1260L급 차량용 CNG 저장 및 수송용기로 사용되고 있다. 라이너 외경은 406.4mm, 라이너 두께는 8mm, 복합재층의 두께는 10mm로 되어있으며, 라이너의 재질은 34CrMo4, 복합재층의 재질은 E-glass/epoxy이다.

본 연구에서 사용된 현무암 섬유의 경우, 기존 유리섬유와 비교하여 Fig. 2 및 Table 1에서와 같이 우수한 기계적 물성치를 가지고 있으며 친환경적이고 재활용이 가능하기 때문에 최근 새로운 친환경 복합재료로서 각광받고 있다. 이에 기존 유리



Fig. 1 CNG composite (E-glass/epoxy) pressure vessels loaded on the vehicle

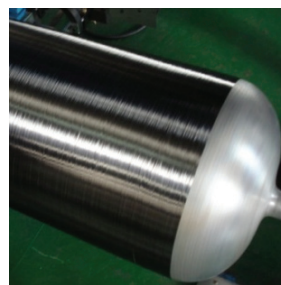


Fig. 2 Basalt fiber for CNG composite pressure vessels

Table 1 Material properties of basalt fiber

Axial modulus $E_1$ , GPa	7.5	Shear strength $G_{12}$ , GPa	4.5
Transverse modulus $E_2$ , GPa	9.3	Shear strength $G_{12}$ , GPa	3.4
Poisson's ratio $\nu_{12}$	0.29	Axial tensile strength $X_t$ , MPa	2800
Poisson's ratio $\nu_{23}$	0.41	Axial tensile strength $Y_t$ , MPa	45

섬유를 이용한 복합재 압력용기의 외경 및 라이너(8mm)와 복합재층의 두께(10mm)를 기준으로 현무암 섬유를 이용한 복합재 압력용기의 라이너와 복합재층의 두께변화에 따른 응력해석을 한 후, 그 해석결과를 바탕으로 최적설계를 수행하였다.

## 3. 이론적 해석

### 3.1 응력해석 기법

등방성 물질인 내부 금속 라이너 (34CrMo4)층과 직교이방성물질인 섬유강화 복합재층으로 이루어진 차량용 CNG 복합재 압력용기의 응력해석을 위하여 Fig. 3과 같이 적층 구조의 원형 실린더 형태의 복합모델을 사용하였다.<sup>4,7</sup> 하중 조건은 오직 실린더의 내부에 축 대칭의 일정한 내압 ( $P_i$ ) 만이 작용하며 온도 변화는 고려하지 않았다. N개의 층

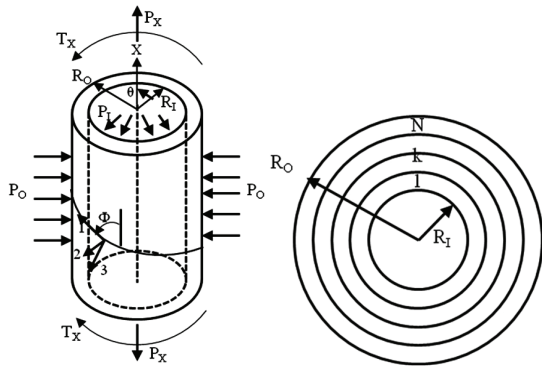


Fig. 3 Theoretical model for CNG composite pressure vessel

으로 이루어진 적층 구조이며, 실린더 내부 반경은  $R_I$ , 외부 반경은  $R_O$ 이다. 복합재층은 직교이방성 물질로, 층과 층의 접착 조건은 완전 접착 (Perfect bonding)으로 가정하였다.<sup>4,7</sup>

축방향에 대해 섬유가  $\phi$ 의 각도로 보강된 층의 전체 원통 좌표계(Global cylindrical coordinates)에 대한 직교이방성물질의 강성계수 행렬은  $\phi$ 만큼의 좌표 변환을 통해 식(1)과 같다.<sup>7</sup>

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_\theta \\ \sigma_r \\ \tau_{\theta r} \\ \tau_{xr} \\ \tau_{x\theta} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{C}_{11} & \bar{C}_{12} & \bar{C}_{13} & 0 & 0 & \bar{C}_{16} \\ \bar{C}_{12} & \bar{C}_{22} & \bar{C}_{23} & 0 & 0 & \bar{C}_{26} \\ \bar{C}_{13} & \bar{C}_{23} & \bar{C}_{33} & 0 & 0 & \bar{C}_{36} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{C}_{44} & \bar{C}_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{C}_{54} & \bar{C}_{55} & 0 \\ \bar{C}_{16} & \bar{C}_{26} & \bar{C}_{36} & 0 & 0 & \bar{C}_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_\theta \\ \epsilon_r \\ \gamma_{\theta r} \\ \gamma_{xr} \\ \gamma_{x\theta} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

여기서,  $x$ 는 축방향,  $\theta$ 는 원주방향,  $r$ 은 반경방향이며, 적층 원형 실린더 모델 (Laminated tube)의 탄성해법을 통해  $\lambda$ ,  $\Gamma$ ,  $\Omega$ 를 아래 식(2)와 같이 정의하였고, 이를 통해 구해진 응력 성분들을 아래 식(3)에 나타내었다.<sup>7</sup>

$$\lambda = \sqrt{\frac{\bar{C}_{22}}{\bar{C}_{33}}}, \quad \Gamma = \left( \frac{\bar{C}_{12} - \bar{C}_{13}}{\bar{C}_{33} - \bar{C}_{22}} \right), \quad \Omega = \left( \frac{\bar{C}_{26} - 2\bar{C}_{36}}{4\bar{C}_{33} - \bar{C}_{22}} \right) \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \tau_{x\theta} &= \{\bar{C}_{16} + (\bar{C}_{26} + \bar{C}_{36})\Gamma\}\epsilon_x^0 + \{\bar{C}_{66} + (\bar{C}_{26} + 2\bar{C}_{36})\Omega\}\gamma^0 r \\ &\quad + (\bar{C}_{26} + \lambda\bar{C}_{36})A_1 r^{\lambda-1} + (\bar{C}_{26} - \lambda\bar{C}_{36})A_2 r^{-\lambda-1} \\ \sigma_x &= \{\bar{C}_{11} + (\bar{C}_{13} + \bar{C}_{12})\Gamma\}\epsilon_x^0 + [(\bar{C}_{12} + 2\bar{C}_{13})\Omega + \bar{C}_{16}]\gamma^0 r \\ &\quad + (\bar{C}_{12} + \lambda\bar{C}_{13})A_1 r^{\lambda-1} + (\bar{C}_{12} - \lambda\bar{C}_{13})A_2 r^{-\lambda-1} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_\theta &= \{\bar{C}_{12} + (\bar{C}_{22} + \bar{C}_{23})\Gamma\}\epsilon_x^0 + [(\bar{C}_{22} + 2\bar{C}_{23})\Omega + \bar{C}_{26}]\gamma^0 r \\ &\quad + (\bar{C}_{22} + \lambda\bar{C}_{23})A_1 r^{\lambda-1} + (\bar{C}_{22} - \lambda\bar{C}_{23})A_2 r^{-\lambda-1} \\ \sigma_r &= \{\bar{C}_{13} + (\bar{C}_{23} + \bar{C}_{33})\Gamma\}\epsilon_x^0 + [(\bar{C}_{23} + 2\bar{C}_{33})\Omega + \bar{C}_{36}]\gamma^0 r \\ &\quad + (\bar{C}_{23} + \lambda\bar{C}_{33})A_1 r^{\lambda-1} + (\bar{C}_{23} - \lambda\bar{C}_{33})A_2 r^{-\lambda-1} \end{aligned} \quad (3)$$

필요한 연립방정식은 식(4)와 식(5)의 축방향 힘과 토크에 대한 평형방정식, 식(6)과 식(7)의 내부 및 외부 표면에서의 수직응력에 대한 경계조건, 그리고 식(8)과 식(9)의 층 사이 경계면에서의  $2(N-1)$ 개의 연속 조건들로부터 얻어진다. 미지수의 개수는  $2N+2$  ( $\epsilon_x^0$ ,  $\gamma^0$ ,  $A_1^{(k)}$ ,  $A_2^{(k)}$ )이며, 미지수를 얻기 위하여  $2N+2$ 개의 연립방정식이 필요하다. 여기서 축력은  $P_x$ , 토크는  $T_x$ ,  $k$ 는 각 층( $1, \dots, N$ )이며,  $\epsilon_x^0$ 는 균일 축 변형율(Uniform axial strain),  $\gamma^0$ 는 단위 길이 당 비틀림 각도 (Angle of twist per unit length),  $A_1^{(k)}$ 과  $A_2^{(k)}$ 는 적분 상수이다.<sup>4,7</sup>

$$P_x = \int_{R_I}^{R_O} 2\pi\sigma_x r dr = 2\pi \sum_{k=1}^N \int_{R_{k-1}}^{R_k} \sigma_x^{(k)}(r) r dr \quad (4)$$

$$T_x = 2\pi \int_{R_I}^{R_O} \tau_{x\theta} r^2 dr = 2\pi \sum_{k=1}^N \int_{R_{k-1}}^{R_k} \tau_{x\theta}^{(k)}(r) r^2 dr \quad (5)$$

$$\begin{aligned} -P_I &= \{\bar{C}_{13}^{(1)} + (\bar{C}_{23}^{(1)} + \bar{C}_{33}^{(1)})\Gamma^{(1)}\}\epsilon_x^0 \\ &\quad + [(\bar{C}_{23}^{(1)} + 2\bar{C}_{33}^{(1)})\Omega^{(1)} + \bar{C}_{36}^{(1)}]\gamma^0 R_I \\ &\quad + (\bar{C}_{23}^{(1)} + \lambda^{(1)}\bar{C}_{33}^{(1)})A_1^{(1)} R_I^{\lambda^{(1)}-1} \\ &\quad + (\bar{C}_{23}^{(1)} - \lambda^{(1)}\bar{C}_{33}^{(1)})A_2^{(1)} R_I^{-\lambda^{(1)}-1} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} -P_O &= \{\bar{C}_{13}^{(N)} + (\bar{C}_{23}^{(N)} + \bar{C}_{33}^{(N)})\Gamma^{(N)}\}\epsilon_x^0 \\ &\quad + [(\bar{C}_{23}^{(N)} + 2\bar{C}_{33}^{(N)})\Omega^{(N)} + \bar{C}_{36}^{(N)}]\gamma^0 R_O \\ &\quad + (\bar{C}_{23}^{(N)} + \lambda^{(N)}\bar{C}_{33}^{(N)})A_1^{(N)} R_O^{\lambda^{(N)}-1} \\ &\quad + (\bar{C}_{23}^{(N)} - \lambda^{(N)}\bar{C}_{33}^{(N)})A_2^{(N)} R_O^{-\lambda^{(N)}-1} \end{aligned} \quad (7)$$

$$\sigma_r^{(k)} = \sigma_r^{(k+1)} \quad (\text{interfaces } k=1, N-1) \quad (8)$$

$$w^{(k)} = w^{(k+1)} \quad (\text{interfaces } k=1, N-1) \quad (9)$$

### 3.2 기존 유리섬유를 이용한 CNG 복합재 압력용기에 대한 두께 분석

3.1장의 복합모델에 대한 이론적 응력해석기법의 식(1) ~ 식(9)를 이용하여 현재 차량용으로 사용되고 있는 유리섬유(E-glass/epoxy)를 이용한 CNG

Table 2 Material properties of liner (34CrMo4)

Density $g/cm^3$	7.85	Poisson's ratio $\nu$	0.25
Elastic modulus E, GPa	199.92	Yield strength, MPa	840.84
Shear modulus G, GPa	80.0	Shear strength, MPa	600

Table 3 Material properties of E-glass/epoxy\

Density $g/cm^3$	2.10	Shear modulus G12, GPa	3.8
Axial modulus E1, GPa	39	Shear modulus G23, GPa	3.26
Transverse modulus E2, GPa	8.6	Axial tensile strength XT, MPa	1080
Poisson's ratio $\nu_{12}$	0.217	Transverse tensile strength YT, MPa	39
Poisson's ratio $\nu_{23}$	0.366		

Table 4 Failure criteria of the existing CNG composite pressure vessel using E-glass/epoxy according to the thicknesses of composite layer

Composite thickness	Liner (34CrMo4)	Composite (E-glass/epoxy)
	Von-Mises Effective stress	Tsai-Hill theory
10 mm	598.2 MPa	0.018194
8 mm	628.5 MPa	0.015172
6 mm	662 MPa	0.012194
4 mm	700.77 MPa	0.009288
0 mm	795.46 MPa	-

복합재 압력용기에 대한 응력해석을 수행하였으며, 라이너(34CrMo4)와 유리섬유에 대한 물성치는 Table 2 및 Table 3에 나타내었다.

압력용기에 관한 안전기준(KGS AC412)에 근거하여 상용압력의 1.25배의 내압(31.25MPa)이 작용할 때, 기존 유리섬유를 이용한 CNG 복합재 압력용기의 사양인 라이너 두께 8mm, 유리섬유 복합재 두께 10mm를 기준으로 복합재층 두께를 줄여가며 응력해석을 수행하여 Table 4와 같이 파손여부를 판단하였다. 복합재 압력용기의 파손여부 판단의 경우, 라이너는 Von-Mises 최대 유효응력과 항복응력 (840MPa)을 비교하여 파손여부를 판단하며, 와인딩된 복합재층의 경우에는, 현장 경험을 토대로 재료 항복강도의 약 12% 수준의 응력 상태에서 섬유 사이의 가스 누출이 발생하여 파열된다고 가정하였다. 이에, 복합재층의 경우 파열이

Table 5 Failure criteria of CNG composite pressure vessel using basalt fiber according to thicknesses of liner

The liner thickness	Liner (34CrMo4)	Composite (Basalt fiber)
	Von-Mises Effective stress	Tsai-Hill theory
8mm	598.2 MPa	0.018194
7mm	662.8MPa	0.023237
6mm	727.3MPa	0.0281058
5mm	792.1MPa	0.0322075
4mm	856.7MPa	0.037716

일어나는 Tsai-Hill 값 1의 12% 수준인 0.12를 파열이 일어나는 값으로 정하였다.<sup>4</sup>

해석 결과를 토대로, 복합재층의 두께만 변화시켜가며 내압(31.25MPa)을 작용하였을 때 복합재층의 보강없이 (Composite thickness: 0mm) 라이너 두께(8mm)만으로 되어 있는 모델에 대한 최대 유효응력(795.46MPa)이 재료의 항복강도(840MPa)보다 낮은 응력수준을 나타내므로 파손이 일어나지 않는다고 판단된다. 또한, 이 결과를 통해 기존 모델의 라이너 두께가 과도하게 설계된 것을 확인할 수 있으며, 현무암 섬유를 이용한 복합재 압력용기의 설계 시 구조적 안전성 및 경량화를 위하여 라이너와 복합재층 각각의 두께에 대한 최적설계가 필요하다는 것을 알 수 있다.

### 3.3 현무암 섬유를 이용한 CNG 복합재 압력용기의 최적설계

#### 3.3.1 라이너 최적 두께 결정

현무암 섬유를 이용한 복합재 압력용기의 내부 라이너에 대한 최적 두께 결정을 위하여 기존 압력용기의 복합재층 두께(10mm)와 동일하게 고정시킨 후 라이너 두께를 변화시켜가며 응력해석을 수행하였으며 해석결과를 Table 5에 나타내었다.

Table 5의 해석결과, 라이너의 두께가 4mm 이하에서는 31.25MPa의 내압이 작용할 경우 라이너에서 항복강도를 넘은 최대 유효응력이 나타났다. 이에, 구조 안전성 및 경량화를 고려하여 라이너 두께가 5mm와 6mm일 경우에 대해 최적의 현무암 섬유 복합재층의 두께를 결정하였다.

#### 3.3.2 현무암 섬유 복합재층의 최적 두께 결정

라이너의 두께가 5mm와 6mm일 경우에 대하여

Table 6 Failure criteria of models with the optimal liner thickness (5mm or 6mm) according to the thicknesses of composite layer (basalt fiber)

The liner thickness	Composite thickness	liner Effective stress	composite Tsai-Hill
6mm	10mm	727.3MPa	0.0281058
"	8mm	773MPa	0.0241287
"	6mm	819.3MPa	0.0200942
...	...	...	...
"	5.2mm	838.72MPa	0.0182348
...	...	...	...
"	5mm	838.72MPa	0.0187547
5mm	10mm	815.3MPa	0.028996
...	...	...	...
"	9.3mm	839.3MPa	0.0247182
...	...	...	...
"	8mm	876.67MPa	0.0182016

Table 7 Failure criteria of composite layers of the suggested two models under the bursting pressure, 62.5MPa

The liner thickness	Composite thickness	Liner (34CrMo4)	Composite (basalt fiber)
		Von-Mises Effective stress	Tsai-Hill theory
6mm	5.2mm	1876.7 MPa	0.08806
5mm	9.3mm	1672.2MPa	0.136270

복합재 두께를 변화시켜가며 응력해석을 수행하였으며, Table 6의 해석결과를 토대로 복합재의 최적 두께를 결정하였다.

라이너두께 6mm, 복합재두께 5.2mm일 경우와 라이너두께 5mm, 복합재두께 9.3mm일 경우에 라이너와 복합재층 모두가 최소의 두께를 가지면서 구조적으로 안전한 응력 수준을 나타내었다.

상용압력의 1.25배(31.25MPa)에서의 응력해석 결과를 통해 라이너의 응력이 항복강도와 가장 근접한 것으로 판단되는 두 모델 (라이너두께 6mm, 복합재두께 5.2mm와 라이너두께 5mm, 복합재두께 9.3mm)에 대하여 파열압력을 가하였을 때, 복합재 부 손상여부를 판단하기 위하여 압력용기에 관한 안전기준(KGS AC412)에 근거하여 상용압력의 2.5 배인 파열압 (62.5MPa)에서 복합재층의 파손여부 판단을 수행하였으며 해석결과를 Table 7에 나타내었다.<sup>4,7</sup>

상용압력의 2.5배인 파열압 (62.5MPa)에서 라이너와 복합재 파손여부를 확인한 결과, 라이너 부분의 유효응력은 두 모델 모두 항복응력보다 큰 1672.2MPa ~ 1876.7MPa의 응력분포는 나타내었으나, 복합재층 부분에서는 라이너 6mm, 복합재 5.2mm 모델의 경우 복합재 파손 기준인 0.12를 넘지 않아 복합재층에서의 파열은 일어나지 않는 것으로 판단된다. 그러나 라이너 5mm, 복합재 9.3mm모델의 경우 복합재 파손기준인 0.12를 넘는 0.136270의 값을 나타내므로 파열압력에서 복합재층의 파손이 나타날 것으로 사료된다. 따라서 현무암 섬유를 이용한 차량용 CNG 복합재 압력용기의 최적설계는 라이너 두께 6mm, 복합재층 두께 5.2mm로 결정하였다.

#### 4. 최적설계 검증

##### 4.1 최적설계에 대한 이론적 해석

현무암 섬유를 이용한 복합재 압력용기에 내압 (31.25MPa)이 작용할 때, 3.3장에서 도출된 최적설계(라이너6mm, 복합재 5.2mm) 및 Table 1, 2의 물성치를 식(1)~식(9)에 대입하면 내부 라이너 부분의 응력식 (10) 및 90°로 감겨진 현무암 섬유 복합재층의 응력식 (11)을 아래와 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \tau_{x\theta} &= 0 \\
 \sigma_x &= -0.000033 \\
 \sigma_\theta &= 0.396417 + 0.016312r^{-2} \\
 \sigma_r &= 0.396417 - 0.0016312r^{-2}
 \end{aligned} \tag{10}$$

$$\begin{aligned}
 \tau_{x\theta} &= 0 \\
 \sigma_x &= -0.009748 + 0.103748 r^{1.283524} - 0.000042 r^{-3.283524} \\
 \sigma_\theta &= -0.011502 + 0.203342 r^{1.283524} + 0.000592 r^{-3.283524} \\
 \sigma_r &= -0.004982 + 0.393237r^{1.283524} - 0.000259r^{-3.283524}
 \end{aligned} \tag{11}$$

식(10)과 식(11)을 이용하여 반경(r)에 따른 라이너와 복합재층의 각 방향 응력성분들을 Fig 4 ~ Fig. 6에 나타내었다.

축 방향 응력(Axial stress)은 Fig. 4와 같이 라이너에서는 약 -0.192MPa, 복합재층에서는 -2.012MPa ~ 0.0033MPa의 응력분포를 나타내었다. 원주 방향

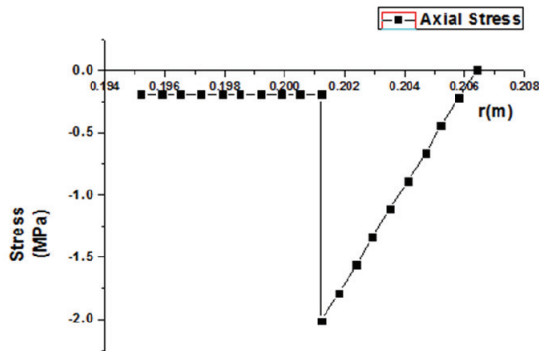


Fig. 4 Axial stress in the cylinder part

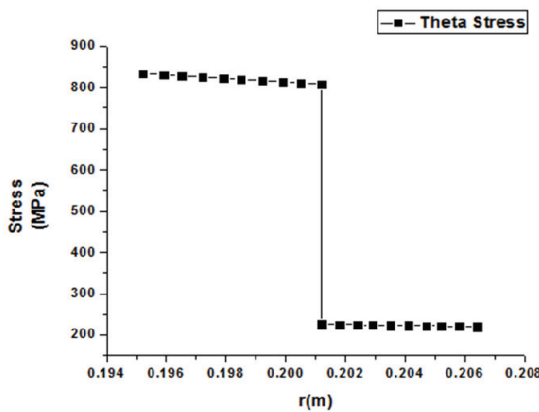


Fig. 5 Hoop stress in the cylinder part

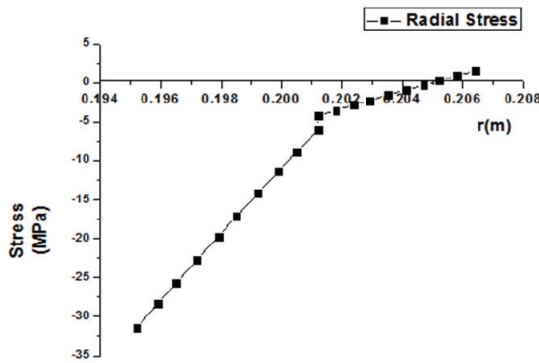


Fig. 6 Radial stress in the cylinder part

응력(Hoop stress)은 Fig. 5에 나타냈으며, 라이너에서는 약 833MPa, 복합재층에서는 220.5MPa ~ 225.84MPa의 응력분포를 나타내었다. 이는 다른 방향의 응력성분들과 비교하여 매우 큰 응력수준을 나타내고 있으므로, 내압에 의해 발생하는 응

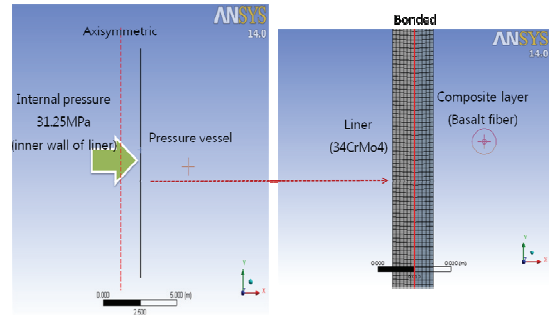


Fig. 7 Modeling and boundary conditions

력의 대부분이 원주 방향 응력으로 나타나는 것을 알 수 있다. 반경 방향 응력(Radial stress)은 Fig. 6에 나타냈으며, 라이너에서는 약 -31.4MPa ~ -6MPa, 복합재층에서는 -4.2MPa ~ 1.54MPa의 응력분포를 나타내었다.

4.2 최적설계에 대한 유한요소해석

이론적 해석을 통해 결정된 라이너와 복합재층의 최적설계(라이너 두께 6mm, 복합재층 두께 5.2mm)에 대하여 ANSYS Workbench ver.14를 사용하여 Fig. 7과 같이 유한요소 해석을 수행하였다. 해석 모델은 라이너 두께 6mm, 복합재층 두께 5.2mm를 2D 모델링 하였으며 Y축 Axisymmetric 조건을 부여하여 최적설계된 압력용기를 모델링 하였다. 물성치는 Table 1과 Table 2의 현무암 섬유 복합재 (Basalt fiber) 및 라이너(34CrMo4)의 물성치를 적용하였으며 경계조건은 실제 작동조건 및 안전규정과 동일하게 라이너와 복합재 부에 Bonded 조건을 부여하고 해석 중 모델의 탈락을 방지하기 위하여 cylindrical 조건을 부여하여 축방향과 원주 방향을 구속하였다. 라이너 내부 표면에 압력용기에 관한 안전기준(KGS AC412)에 근거 균일한 내압 31.25MPa를 적용하였으며, FEA 해석결과를 Fig. 8 ~ Fig. 11에 나타내었다.

상용압력 1.25배의 내압 31.25MPa를 적용하였을 때, 내부 라이너의 응력분포는 Fig. 8에서와 같이 재료의 항복강도인 840.84MPa와 비교하여 안전한 응력수준인 781.29 ~ 826.52MPa를 나타내었다. 내압 31.25MPa를 적용하였을 경우 복합재층의 각 방향 응력분포는 Fig. 9 ~ Fig. 11에 나타내었다. 해석결과, 축 방향 응력은 -1.84MPa ~ 0.0033MPa, 원주 방향 응력은 232.9MPa ~ 239.49MPa, 반경 방향 응력은 -4.49MPa ~ 0.0013MPa를 각각 나타내었다.

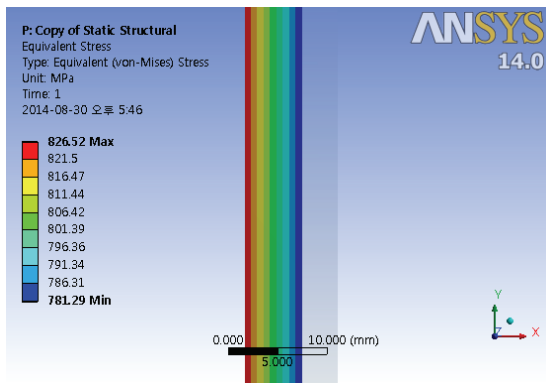


Fig. 8 Stress in the cylinder part of liner

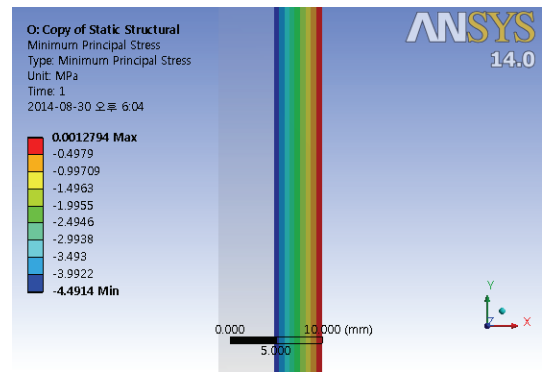


Fig. 11 Radial stress in the cylinder part of composite layer

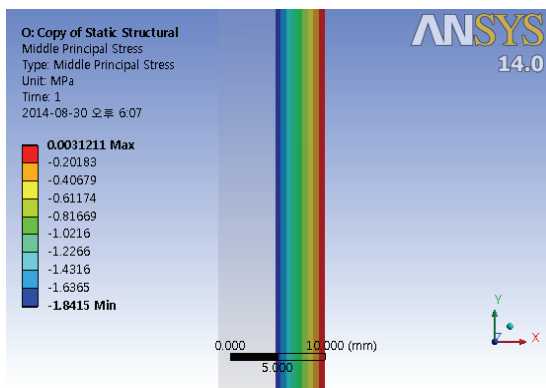


Fig. 9 Axial stress in the cylinder part of composite layer

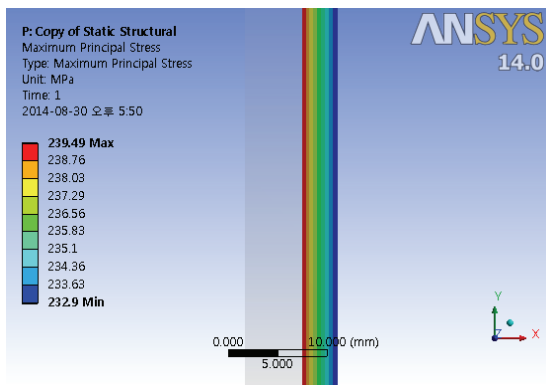


Fig. 10 Hoop stress in the cylinder part of composite layer

Table 8 Comparison between the theoretical results and the FEA results in the cylinder parts of liner and basalt fiber

Liner (34CrMo4) Von-Mises effective stress		Basalt fiber (single layer 90°)		
Theory	FEA	Theory	FEA	
838.72 MPa	826.52 MPa	Hoop stress	0.225 GPa	0.239 GPa
		Axial stress	-0.0018 GPa	-0.002 GPa
		Radial stress	-0.0042 GPa	-0.00449 GPa
		Tsai-Hill value	0.0182348	0.017212

구조적으로 안전한 응력수준을 나타내었으며, 이론적 해석결과값과 유한요소해석 결과값을 비교하여 라이너부에서 약 1.5%, 복합재층에서 약 5.7%의 오차범위 내에서 비교적 잘 일치함을 확인할 수 있었다.

최적설계 된 현무암 섬유를 이용한 복합재 압력용기와 기존에 사용되고 있는 유리섬유 압력용기의 무게를 비교하여 Table 9에 나타내었다. Table 9의 계산결과를 토대로, 기존 유리섬유를 이용한 압력용기의 무게(1300kg)에 비해 비교하여 최적설계된 현무암 섬유를 이용한 압력용기의 무게(950.5kg)는 349.5kg (26%) 경량화(라이너 부분은 252.5kg 감소, 복합재층은 97kg 감소)를 나타내었다. 경량화된 압력용기로 통하여 CNG 차량의 연비를 개선할 수 있으며 소재 절감의 효과를 가져올 것으로 사료된다.

### 4.3 해석결과 비교 및 고찰

최적설계에 대한 이론적 해석 결과 및 유한요소해석 결과를 Table 8에 나타내었다. 최적설계에 대한 이론적 해석결과 및 유한요소해석결과 모두

Table 9 Comparison of weights between the existing pressure vessel (using glass fiber) and the optimal pressure vessel (using basalt fiber)

	Liner	Composite	Total
The existing pressure vessel (Glass fiber)	1010kg	290kg	1300kg
The optimal pressure vessel (Basalt fiber)	757.5kg	193kg	950.5kg

Table 10 Maximum equivalent stress of the liner according to the autofrettage processes

Autofrettage pressure	33.65 (MPa)	33.8 (MPa)	34.05 (MPa)	34.2 (MPa)	34.35 (MPa)
Max. stress (MPa)	840.0	840.03	840.07	840.09	840.12
Autofrettage pressure	34.5 (MPa)	34.65 (MPa)	34.80 (MPa)	34.95 (MPa)	35.1 (MPa)
Max. stress (MPa)	840.16	840.21	840.28	840.37	840.45
Autofrettage pressure	36.77 (MPa)	38.05 (MPa)	40.6 (MPa)	43.1 (MPa)	44.3 (MPa)
Max. stress (MPa)	880.24	900.16	940.5	980.68	1000.1
Tensile strength of the liner: 1000MPa					

### 5. 자진 공정 설계

최적설계된 현무암 섬유를 이용한 복합재 압력용기의 피로수명 향상을 위해 유한요소 해석을 이용한 자진 공정 설계를 수행하였다. 자진압력에 의한 압력용기의 압축 잔류응력을 고려한 응력해석을 수행하였으며, 자진압력에 따른 자진공정 중 발생하는 최대 유효응력을 Table 10에 나타내었다. 해석결과 자진압력의 값이 33.65 ~ 35.1MPa일 때 (자진도가 100%가 되기 전) 자진압에 따른 최대 유효응력의 변화가 거의 없지만 35.1MPa 이후(자진도 100% 이상)에서는 자진압의 증가에 따라 라이너의 외부에 압축응력이 더욱 증가하여 최대유효응력이 증가하였다. 자진압력 44.3MPa 이상에서는 라이너 인장강도(1000MPa) 이상의 최대유효응력을 나타내므로 허용자진압력의 범위를 43.1MPa 이하로 결정하였다.

Table 10에서의 자진압력으로 자진공정을 수행한 후, 작동압력(25MPa)을 적용하였을 때 라이너에서의 최대 유효응력을 Fig. 12에 나타내었다.

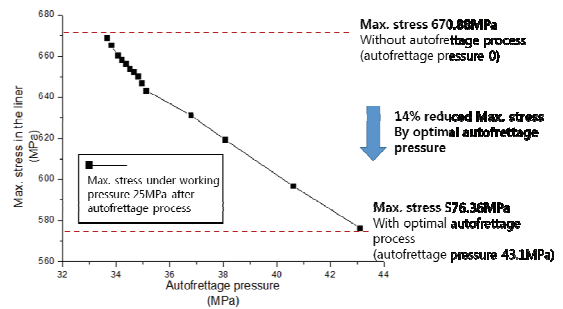


Fig. 12 Maximum stresses in the liner under the working pressure, 25MPa, after autofrettage processes according to the autofrettage pressures

Fig. 12에 의하면 자진압력 43.1MPa로 자진공정을 수행한 후, 작동압력(25MPa)을 적용하였을 때 약 14%의 가장 큰 응력감소(최대유효응력, 576.36 MPa)에 따른 자진효과를 얻을 수 있다.

### 6. 결론

본 연구에서는 현무암 섬유를 이용한 차량용 CNG 복합재 압력용기에 대해 라이너와 복합재층을 함께 고려한 복합모델에 대한 이론적 해석 및 FEA를 통하여 라이너와 복합재층 각각에 대한 최적설계를 수행하였다. 또한 복합재 압력용기의 피로수명 향상을 위한 자진공정 해석을 통하여 최적의 자진압력을 결정하였다.

- (1) 기존 유리섬유를 이용한 압력용기의 라이너의 두께가 과도하게 설계된 문제점을 분석하고, 친환경적이며 우수한 기계적 성질을 가진 현무암 섬유를 이용한 복합재 압력용기에 대하여 라이너와 복합재층 각각에 대한 최적설계를 수행하였다.
- (2) 이론적 해석 및 FEA를 통하여 구조적 안전성 및 경량화를 위한 최적의 두께는 라이너 6mm, 복합재 5.2mm로 각각 결정하였다.
- (3) 최적 설계된 현무암섬유 압력용기의 경우 기존 유리섬유 압력용기에 비해 무게가 약 349.5kg (26%)의 경량화를 나타내었다.
- (4) 자진공정 해석결과에 의하면 자진압력43.1MPa로 자진공정을 수행한 후, 작동압력(25MPa)을 적용시켰을 때 최대의 자진효과(94.52MPa, 약 14%)를 얻을 수 있었다.

본 논문에서 제시한 현무암 섬유를 이용한 복



합재 압력용기 설계기법은 다양한 작동조건 및 목적을 가지는 복합재 압력용기의 연구에 널리 적용될 수 있을 것으로 사료된다.

Thesis, Division of Mechanical Design Engineering, Chonbuk National University Graduate School, 2014.

## 후 기

이 논문은 2013년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No. 2013R1A1A2058456).

## REFERENCES

1. Fukunaga, H. and Chou, T-W., "Simplified Design Techniques for Laminated Cylindrical Pressure Vessels under Stiffness and Strength Constraints," *Journal of Composite Materials*, Vol. 22, No. 12, pp. 1156-1169, 1988.
2. Kim, E. S., Kim, J. H., Park, Y. S., Kim, C., and Choi, J. C., "Development of an Automated Design System of CNG Composite Vessel using Steel Liner Manufactured by D.D.I Process," *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol. 20, No. 1, pp. 205-213, 2003.
3. Choi, J. C., Kim, C., and Jung, S. Y., "Development of an Automated Design System of a CNG Composite Vessel using a Steel Liner Manufactured using the DDI Process," *Int. J. Adv. Manuf. Technol.*, Vol. 24, No. 11-12, pp. 781-788, 2004.
4. Bae, J. H. and Kim, C., "Optimal Design for Compressed Natural Gas Composite Vessel by Using Coupled Model with Liner and Composite Layer," *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, Vol. 14, No. 2, pp. 275-281, 2013.
5. Lee, H. W., Bae, J. H., and Kim, C., "A Study on D.D.I. Load for Forming of the CNG Storage Vessel," *J. Korean Soc. Precis. Eng.*, Vol. 30, No. 6, pp. 629-637, 2013.
6. Lee, H. W., Jung, S. Y., and Kim, C., "Study of Hot Spinning Process for Head of CNG Storage Vessel," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 37, No. 4, pp. 547-554, 2013.
7. Herakovich, C. T., "Mechanics of Fibrous Composites," *John Wiley&Sons Inc.*, pp. 314-379, 1998.
8. Kim, J. H., "Development of Impact Properties of GFRP and CFRP by using Basalt Fiber," *M.Sc.*