

SMA ワイヤ補強による高圧 CFRP 製圧力容器の開発と最適構造設計

日大生産工（院） ○豊田 充洋
日大生産工 邊 吾一

1. 緒言

現在、ZEV(Zero Emission Vehicle)を目標とする燃料電池自動車が各種発表されている。燃料電池自動車の課題の一つとして走行距離の問題から燃料の圧縮水素ガスを貯蔵する容器の高耐圧化が切望されている。

本研究では、比強度、比剛性に優れた炭素繊維強化プラスチック(Carbon Fiber Reinforced Plastics, CFRP)製圧力容器の胴部に容器外径よりも小さな径の形状を記憶させた形状記憶合金 (Shape Memory Alloy,SMA) を周巻きし、形状回復機構を利用したタガ絞め効果による耐圧強度向上を破裂試験により検討した。同時に FEM 解析を用いて試験と比較し、圧力容器の耐圧強度を最大にするための SMA の最適な巻き方についても検討した。

2. 破裂試験

2.1 CFRP 製圧力容器 (オリジナル容器) 破裂試験には容積が 2.0ℓと 8.4ℓの CFRP 製圧力容器を用いた。CFRP 製圧力容器は共に容器の円筒並行部の厚さ方向内側から 6061-T6 アルミニウムライナー、CFRP 層、GFRP 層となっている。破裂試験に用いた CFRP 製圧力容器の概要を Table 1 に示す。

2.2 SMA ワイヤを巻いた圧力容器 直径 1mm の SMA ワイヤ⁽¹⁾を圧力容器の周方向に FW 装置で巻きつけ、ワイヤ端部はかしめ接合した。供試体としては容積 2.0ℓの CFRP 製圧力容器には容器外径よりも 2%小さい径を記憶させた SMA ワイヤを容器胴部に隙間無く巻いた容器 (Pitch1) を用いた。また、容積 8.4ℓの CFRP 製圧力容器には 6%小さい径を記憶させた SMA ワイヤを容器胴部両端部 50mm に隙間なく巻きつけ、胴部中央部には 1mm の隙間を空けて巻きつけた容器 (Pitch1andPitch2(B)) を供試体とした。

2.3 破裂試験方法 破裂試験は供試体に水圧により内圧を負荷する。高圧配管と容器を継ぎ手で接続し、容器が破壊するまで水圧を負荷していった。圧力負荷時のひずみは Fig.1 に示す位置にひずみゲージを 5 箇所貼付して、周方向および軸方向の値を測定した。また、SMA ワイヤの温度が所定の温度になることを確認するため熱電対を取り付け、供試体温度を測定した。

2.4 試験結果 容積 2.0ℓの CFRP 製圧力容器 破裂圧力を Table 2 に示す。破裂圧力はオリジナル容器の破裂圧力が 81.54MPa であったのに対して、SMA ワイヤを巻いた容器では破裂圧力は 98.94MPa となり、21.3%向上した。破壊位置は容器の円筒平行端部と鏡部の境界付近で周方向応力より軸方向き裂⁽¹⁾が生じた (Fig.2)。

Table 3 に容積 8.4ℓの CFRP 製圧力容器の破裂圧力を示す。破裂圧力はオリジナル容器の破裂圧力が 52MPa であったのに対して、6%小さい径を記憶さ

せた SMA ワイヤを巻いた容器では破裂圧力が 51MPa となり SMA ワイヤを巻いていない場合と比較して破裂圧力が向上しなかった。破壊は容器胴部 4ch 付近で生じた(Fig.3)。Fig.4 に内圧と容器胴部中央 3ch の周方向ひずみの関係を示す。容器胴部中央 3ch では 0MPa で -780μ の圧縮ひずみが周方向に生じていて、容器が破壊に至るまでオリジナル容器と比較してひずみが押さえられていることが分かる。また、Fig.5 に内圧と容器胴部 4ch の周方向ひずみの関係を示す。容器胴部 4ch では 0MPa で -840μ の圧縮ひずみが周方向に生じているが、内圧の負荷に伴いひずみが押さえられることなくオリジナル容器とほぼ同じひずみの履歴を辿って破壊に至っている。この原因は、容器表面での SMA ワイヤのずれによって SMA ワイヤ同士の間隔が大きくなりすぎたことや SMA ワイヤ端部の接合部のかしめによる接合が保持されていることから、内圧を負荷する前に容器胴部周方向を SMA ワイヤで強く締め付けたことで 6061-T6 アルミニウムライナーが座屈してしまったためだと考えられる。

Table 1 Parameter of Original Pressure Vessels

Volume/ℓ	2.0	8.4
Total Length/mm	384.0	490.0
Cylinder Part Length/mm	284.0	350.7
Diameter/mm	98.8	172.5
Cylinder Part Thickness /mm	4.2	5.2
Test Pressure/MPa	32.7	24.5
Filling Pressure/MPa	19.6	14.7

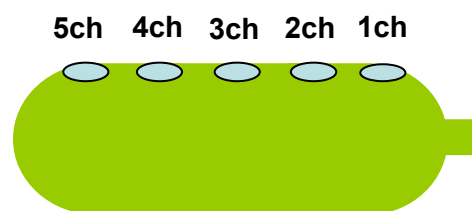


Fig.1 Strain Gages Position

Table2 Burst Pressure of CFRP Pressure Vessels

Pressure Vessels	Burst Pressure(MPa)
No SMA	81.54
Pitch1	98.94



Fig.2 Specimen after Burst (Pitch1)

3. FEM 解析

3.1 解析方法 圧力容器の破壊予測の検討を行うために汎用有限要素プログラム ANSYSver9.0 を用いて FEM 解析を行った。解析モデルは二次元軸対称ソリッド (8 節点要素) PLANE183 を用いて、二次元軸対称問題として扱った。SMA ワイヤには 2 次元軸対称ソリッド (4 節点要素) PLANE182 を用い、円形断面を 12 分割し、SMA ワイヤは容器同様に断面を一周回転させた形状の軸対称形状とした。軸方向は節点をバネ要素 combin14 で結び、SMA ワイヤの断面が独立に動くのを防止した。その結果、容積 2.0ℓ の SMA ワイヤを容器胴部に巻いた容器全体の節点数は 7207 で要素数は 4010、容積 8.4ℓ の SMA ワイヤを容器胴部に巻いた容器 (Pitch1 & Pitch2(B)) 全体の節点数は 8081 で要素数は 3931 となっているが、圧力容器最外層と SMA ワイヤは target169 と contact175 を用い、点一面接触とした。

また、形状回復効果により SMA ワイヤが容器に与える圧縮ひずみは、熱膨張係数とマイナスの温度を与えることでモデル化を行い、容器の 6061-T6 アルミニウムライナーについては弾塑性解析を、FRP 層については弾性解析を行った。6061-T6 アルミニウムライナーの弾塑性解析を行うにあたっては、接線係数を弾性域と塑性域の 2 直線で近似した。塑性域の接線係数は 2% ひずみにおける応力 338MPa と 0.2% 耐力 321.1MPa とを結んだ直線の傾きから求めた。また加圧スケジュールは圧力 0MPa から容器の自緊処理圧力 (充填圧力 $\times 5/3 \times 1.1$) まで増加させた後、0MPa まで減圧させ、6061-T6 アルミニウムライナーに圧縮応力、FRP に引張り応力を残したままで実際の容器と同様の条件で破裂圧力まで昇圧した。

3.2 破裂圧力の予測 FEM での計算は、複合材料の破壊則を用いて CFRP 製圧力容器の破裂圧力の予測を行った。CFRP 製圧力容器は、内圧の上昇に伴って破断ひずみの小さい CFRP 層の方が 6061-T6 アルミニウムライナーよりも先に破断し、FRP 層の欠如した状態では内圧に耐えることができないので破裂すると考えられる。したがって CFRP 製圧力容器の破壊は CFRP 層の破断とほぼ同時に生じるとみなすことができる。よって CFRP 製の圧力容器の破損則には最大応力説を用いることで、容器の破壊は繊維方向応力 σ_L が CFRP 繊維の引張破断応力 F_L に達すると生じると考えた。Table 4 に 2.0ℓ の CFRP 製圧力容器の解析結果を、Table 5 に 8.4ℓ の CFRP 製圧力容器の解析結果を示す。

3.3 破裂試験と FEM 解析の比較

3.3.1 容積 2.0ℓ の CFRP 製圧力容器 容器外径よりも 2% 小さい径を記憶させた SMA ワイヤを巻いた容器胴部中央最外層の周方向ひずみの実験値と解析値との比較を Fig.6 に示すが、実験結果と FEM 結果は良好な一致を得ることができた。また、FEM 計算

Table 3 Burst Pressure of CFRP Pressure Vessels

Pressure Vessels	Burst Pressure(MPa)
No SMA	52
Pitch1 & Pitch2(B)	51

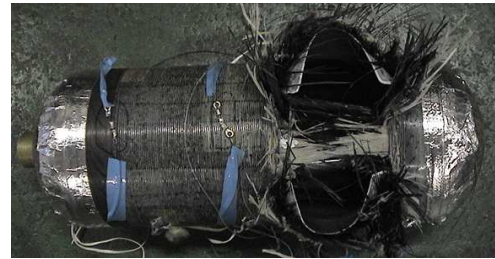


Fig.3 Specimen after Burst (Pitch1 and Pitch2(B))

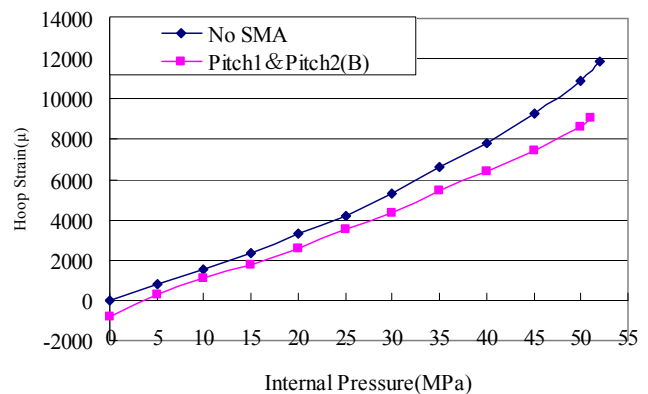


Fig.4 Relation of Internal Pressure to Hoop Strain at 3ch

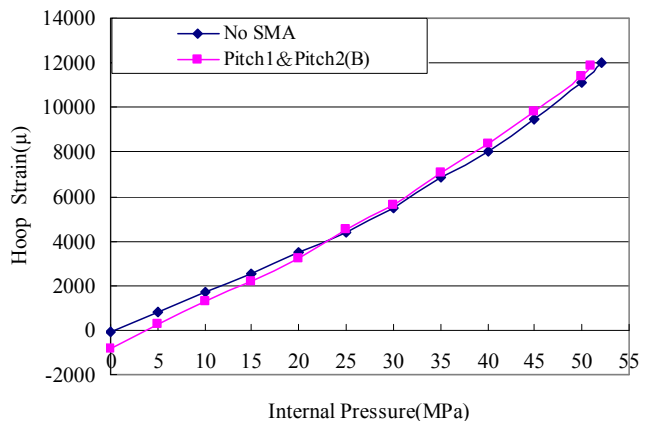


Fig.5 Relation of Internal Pressure to Hoop Strain at 4ch

Table 4 Burst Pressure of FEM (2.0ℓ)

Pressure Vessels	Burst Pressure of FEM (MPa)
No SMA	80.5
Pitch1	102.8

Table 5 Burst Pressure of FEM (8.4ℓ)

Pressure Vessels	Burst Pressure of FEM(MPa)
No SMA	50.7
Pitch1 & Pitch2(B)	59.42

による破裂圧力と実験で得た破裂圧力を比較して Table 6 に示す. 両者の誤差は 4%以内の値となっており, 良好な一致を示しており, FEM 解析の妥当性を確認することができた. また, FEM 計算では破壊はいずれの場合も, 容器円筒平行部内側の CFRP フープ巻き層で発生している.

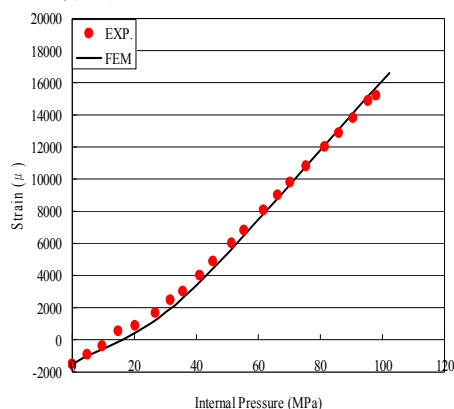


Fig.6 Comparison of FEM and Experimental Value

Table 6 Comparison of FEM and Experiment

Pressure Vessels	Burst Pressure of Exp(MPa)	Burst Pressure of EEM(MPa)
No SMA	81.54	80.5
Pitch1	98.94	102.8

3.3.2 容積 8.40 の CFRP 製圧力容器 Pitch1 & Pitch2 (B) の胴部中央最外層 3ch の実験値と解析値のひずみを比較した結果を Fig.7 に, 胴部最外層 4ch の実験値と解析値のひずみを比較した結果を Fig.8 に示す. 容器胴部 3ch の実験結果と FEM 結果は良好な一致を示しているが, 容器胴部 4ch の周方向の実験結果と FEM 結果の誤差が約 20% となった. また, FEM 計算による破裂圧力と実験で得た破裂圧力を比較して Table 7 に示す. 両者の誤差はオリジナル容器では 2.5% となっており良好な一致を得られたが, Pitch1 & Pitch2(B) の容器では 16.5% の誤差となった. FEM 計算では破壊はいずれの場合も容器円筒平行部内側の CFRP フープ巻き層で発生している.

3.3.3 CFRP 製圧力容器(8.40)の固有値座屈解析

SMA ワイヤのタガ絞め効果によって容器に内圧を負荷する以前に容器の 6061-T6 アルミニウムライナーが座屈を起こしているかを検討するため ANSYSver9.0 を用いて固有値座屈解析を行った. Fig.9 に FEM 計算結果を示す. Fig.9 の横軸は容器胴部の軸方向の位置を示しており, 容器後方部の鏡部と胴部の境界 (フープ巻き端部) が 0mm, 胴部中央部が 176mm, 容器前方部のフープ巻き端部が 352mm となっている. 縦軸は 6061-T6 アルミニウムライナーの相当応力を表している. 座屈時の相当応力 (— 印: 固有値座屈解析から求めた値) に内圧 0MPa での 6061-T6 アルミニウムライナーの相当応力 (◇ 印: 静解析) が達していることから, 容器に内圧を負荷する前に 6061-T6 アルミニウムライナーの座屈が生じていると考えられる.

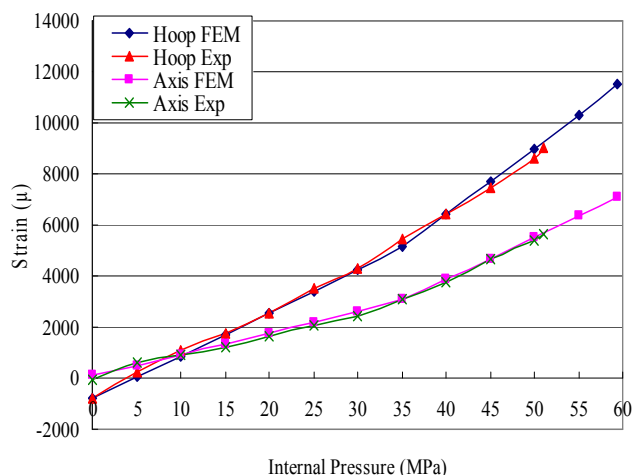


Fig.7 Comparison of FEM and Experimental Value at 3ch

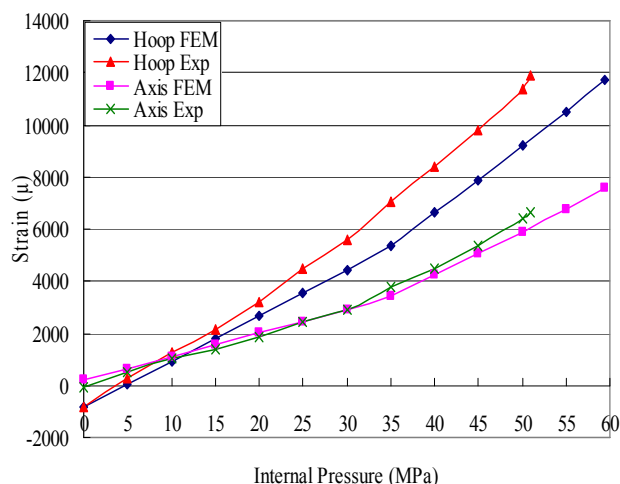


Fig.8 Comparison of FEM and Experimental Value at 4ch

Table 7 Comparison of FEM and Experiment

	Burst Pressure of Exp(MPa)	Burst Pressure of FEM(MPa)
No SMA	52	50.7
Pitch1 & Pitch2(B)	51	59.42

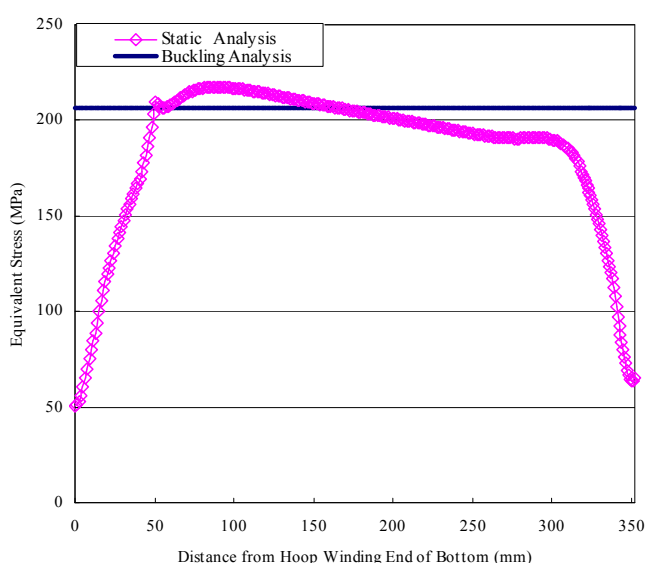


Fig.9 Comparison of Buckling Analysis and Static Analysis

4. 最適構造設計

4.1 容器胴部への SMA ワイヤの巻き方 現在, SMA は高価な材料であるため, 実用化に向けて価格の問題がある. 同時に, 軽量化という点からも SMA ワイヤの使用量は少ない方が好ましい.

SMA ワイヤ (形状回復ひずみ 2%) の効率の良い巻き方, 巻き数を導くために Fig.10 のようなモデルを ANSYS 上で作成し, 破裂圧力を求めた⁽²⁾. FEM 結果を Table 8 および Fig.11 に示す. Fig.11 の横軸「SMA wire Length (m) / Cylinder Part Length (m)」は使用する SMA ワイヤの長さを容器胴部の表面積を 1mm ピッチで巻いた場合の長さで割った値である. つまり, オリジナル容器 (●印) は SMA ワイヤが巻かれてないので「0.0」となり, pitch1 で隙間なく巻いた場合 (■印) は「1.0」となっている. 縦軸の「Burst Pressure (MPa) / Virgin Burst Pressure (MPa)」は FEM 結果から得た破裂圧力をオリジナル容器の破裂圧力で割った値であり, オリジナル容器 (●印) は基準であるため「1.00」となる.

FEM 計算結果より, 最も効率の良い巻き方は Pitch1 の場合と比べて破裂圧力の減少はわずか 4% であるが, SMA ワイヤの使用量は 51% となった Table 8 の「pitch1& pitch2(B)(P1:P2=10:274)」である.

5. 結言

- (1) 圧縮応力を記憶させた SMA のタガ締め効果により, 容積 2.0ℓ の CFRP 製の圧力容器の破裂圧力はタガ締め効果を与えない場合よりも 21.3% 向上した.
- (2) 2.0ℓ の CFRP 製圧力容器の FEM による解析結果は破裂試験の結果と良く一致し, 破裂圧力向上のための最適設計のツールとして使用できることを示した.
- (3) 8.4ℓ の CFRP 製圧力容器の FEM による解析結果はオリジナル容器では破裂実験と良く一致したが破裂圧力の向上を達成できなかった. この結果から SMA ワイヤをしっかりと固定することが重要であることを示した⁽³⁾.
- (4) 圧縮ひずみを記憶させた SMA を用いた場合は, 容器の平行両端部を pitch1, 容器円筒平行部を pitch2 の巻き方が効率の良いことを明らかにした.
- (5) SMA ワイヤのタガ絞め効果により, 6061-T6 アルミニウムライナーが座屈を起こさないように SMA ワイヤに記憶させる圧縮ひずみと 6061-T6 アルミニウムライナーの肉厚及び形状を十分に考慮する必要があることを示した.

6. 謝 辞

本研究の破裂試験実施にご配慮賜った旭製作所の鈴木弘様と柴田哲様に厚く御礼申し上げます.

7. 参考文献

- (1) 邊吾一, 坂田憲泰, 太田浩: 日本機学会論文

- 論文集(A編)72巻716号(2006-4), pp459-464
 (2) 邊吾一, 豊田充洋, 坂田憲泰: 第15回設計工学・システム部門講演会論文集(2005), pp515-517
 (3) 豊田充洋, 邊吾一: 第48回構造強度に関する講演会講演集(2006), pp177-179

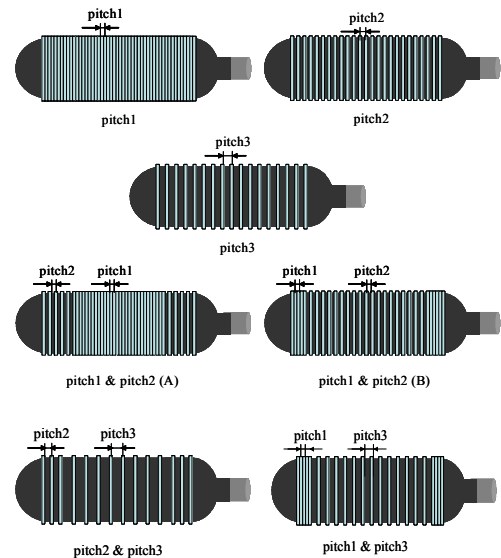


Fig.10 FEM Models

Table 8 FEM Result for Optimum Winding Method of SMA Wire

	B.P. (MPa)	Failure Place	Rate of SMA Length	Increasing Rate of B.P.
Pitch1	102.8	Hoop Winding End	1.00	1.28
Pitch1&Pitch2 (A) (P1:P2=244:40)	96.2	Hoop Winding End	0.93	1.20
Pitch1&Pitch2 (A) (P1:P2=164:120)	96.2	Hoop Winding End	0.79	1.20
Pitch1&Pitch2 (A) (P1:P2=84:200)	96.2	Hoop Winding End	0.65	1.20
Pitch1&Pitch2 (B) (P1:P2=10:274)	99.8	Cylinder Part	0.51	1.24
Pitch1&Pitch2 (B) (P1:P2=20:264)	99.8	Cylinder Part	0.54	1.24
Pitch1&Pitch2 (B) (P1:P2=60:224)	99.8	Cylinder Part	0.61	1.24
Pitch2	96.2	Hoop Winding End	0.50	1.20
Pitch2&Pitch3 (P2:P3=40:244)	92.2	Hoop Winding End	0.46	1.15
Pitch2&Pitch3 (P1:P2=120:164)	92.2	Hoop Winding End	0.39	1.15
Pitch3	92.2	Hoop Winding End	0.33	1.15
Pitch1&Pitch3 (P1:P3=20:264)	93.5	Cylinder Part	0.38	1.16

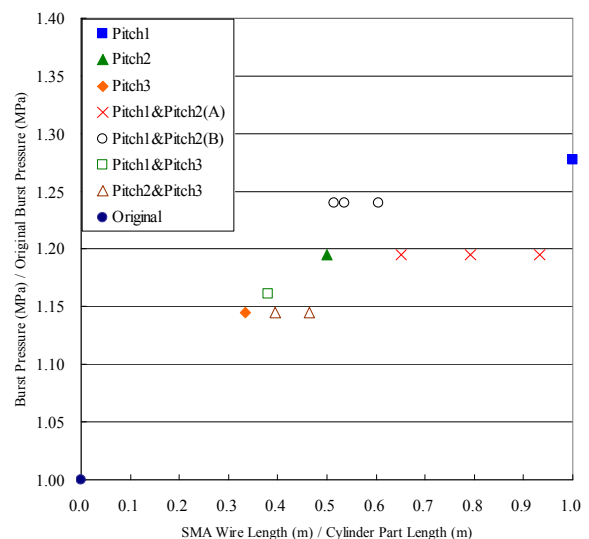


Fig.11 FEM Result for Optimum Winding Method of SMA Wire