Trans. of Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 30, No. 4, 2019, pp. 338~346
DOI: https://doi.org/10.7316/KHNES.2019.30.4.338

KHNES
pISSN 1738-7264 • eISSN 2288-7407

Type 2 고압용기 권선용 금속선재에 관한 연구

한진목[1] · 최수광[1] · 이성희[2] · 조경철[3] · 황철민[4] · 정영관[5,†]

[1]금오공과대학교 기계공학과 대학원, [2]한국폴리텍대학 구미캠퍼스 자동화시스템, [3]한국섬유기계융합연구원, [4](주)자연에너지연구소,
[5]금오공과대학교 기계공학과

A Study on the Metal Wire for Hoop Wrapping of Type 2 High Pressure Tank

JINMOOK HAN[1], SOOKWANG CHOI[1], SUNGHEE LEE[2], KYUNGCHUL CHO[3], CHULMIN HWANG[4], YOUNGUAN JUNG[5,†]

[1]Graduate School of Mechanical Engineering, Kumoh National University of Technology, 61 Daehak-ro, Gumi 39177, Korea
[2]Department of Automation System, Gumi Campus of Korea Polytechnic, 84 Suchul-daero 3-gil, Gumi 39257, Korea
[3]Korea Textile Machinery Convergence Research Institute, 27 Sampung-ro, Gyeongsan 38542, Korea
[4]Nature Energy Laboratory Co., Ltd, 61 Daehak-ro, Gumi 39177, Korea
[5]Department of Mechanical Engineering, Kumoh National University of Technology, 61 Daehak-ro, Gumi 39177, Korea

[†]Corresponding author : jyg_kr@kumoh.ac.kr

Received 31 July, 2019
Revised 23 August, 2019
Accepted 31 August, 2019

Abstract >> During last years, hydrogen refueling infrastructure test and devices research for hydrogen station presented a significant growth consisting of the commercialization of fuel cell electric vehicles (FCEVs). However, we still have many challenges for making commercial hydrogen stations such as increased safety and cost reduction. This study demonstrates the low cost hydrogen storage tank (type 2) and effective winding method for high pressure hydrogen storage. We use numerical analysis to verify stress changes inside the wire according to the winding condition. Also liner size, winding wire size and wire tension were studied for the safety and cost down. Results show that the stress of winding wire decreased with increased winding angle and increased the liner diameter. On the other hand, the stress of winding wire increased according to the increased wire thickness and tension.

Key words : Type 2 high pressure tank (Type 2 고압용기), Hoop wrap(후프권선), Metal wire(금속선재), Liner(라이너), Hydrogen station(수소충전소)

1. 서 론

최근까지 보급된 자동차의 보급량 증가는 물론 자동차의 석유소비량 증가로 인하여 도로수송분야의 이산화탄소 배출량이 증가하였으며, 도로수송분야의 이산화탄소 배출량을 감축하기 위한 노력이 필요한 실정이다[1]. 따라서 이산화탄소는 물론 질소산화물 등의 유해배기가스를 배출하는 내연기관 자동차를

2019 The Korean Hydrogen and New Energy Society. All rights reserved.

대체하기 위한 전기자동차인 2차전지자동차와 수소연료전지자동차에 대한 관심이 높아지고 있으며, 그 보급속도도 증가하고 있다.

그러나 짧은 충전시간과 장거리 운행이 가능한 수소연료전지자동차의 보급증가에 맞추어 연료인 수소충전을 위한 수소충전소의 증설과 설치대수의 증가가 필요하지만, 건설비용이 매우 높은 수소충전소의 경제성으로 인하여 증설과 신규설치가 더딘 실정이다. 이와 같은 수소충전소가 가지고 있는 문제를 해결하기 위하여, 저가형 수소충전소의 보급이 필요하며, 수소충전소의 핵심요소인 수소를 저장하기 위한 저가형 고압저장용기의 개발이 필요하다.

수소를 저장하는 방법에는 고압저장[2,3]과 액화저장[4] 그리고 합금저장[5,6] 등의 방법들이 있다. 이러한 방법들 중에서 수소충전소에서 수소의 충전과 방출에 소요되는 전기에너지와 열에너지[7]의 경우, Table 1과 같이 고압수소저장 방법이 에너지를 가장 적게 소모하는 등 저가형 수소충전소의 운영에는 고압수소저장 방법이 가장 적합하다는 것을 알 수가 있다. 따라서 수소인프라 확충을 위한 저가형 수소충전소를 위한 저가형 고압수소저장용기의 개발이 요구되고 있다.

수소충전소용 고압수소저장용기는 이동이 없는 고정형태로 무게의 제약이 없어 주로 type 1을 사용하고 있으나 매우 두꺼운 용기의 내부에 발생할 수 있는 미세결함의 탐지가 어려우며, type 2의 경우 고가의 유리섬유나 탄소섬유를 수지[2,3]로 접착하므로 제조시간이 길고 공정이 복잡한 단점이 있다. 이와 같은 단점을 해결하기 위하여 type 2의 권선재와 권선방법을 저렴하고[8] 불량 검출이 용이한 금속 선재를 건식 권선방법으로 제작하는 저결함과 저가형 type 2 고압수소저장용기의 연구개발[9]이 진행되고 있다.

그러나 현재 저가형 type 2 고압수소저장용기를 금속소재 선재로 비접착 권선하여 설계 및 제작하기 위해 필요한 라이너와 금속선재에 대한 다양한 조건에서의 연구[10-15]가 미흡한 실정이다.

본 연구에서는 라이너 외경의 변화에 따른 권선된 금속선재 내부의 응력 변화와 권선용 금속선재의 굵기 변화에 따른 선재 내부의 응력 변화는 물론 권선시에 금속선재에 인가되는 장력의 변화에 따른 선재 내부의 응력 변화 등을 수치해석을 이용하여 연구하였다.

2. 이 론

수소의 누출을 방지하는 라이너에 위에 고압으로 저장되는 수소의 압력을 견디기 위해 금속선재를 비접착식으로 권선하여 제작하는 저가형 type 2 고압수소저장용기에 권선되는 선재 내부에는 권선과 수소충전압에 의한 복합 응력이 발생한다. Fig. 1의 모식도로 나타낸 것과 같은 라이너 외경에 권선되며

Table 1. Electrical energy required for hydrogen storage and release[7]

Storage process				Release process	
Storage technology	Temperature (℃)	Pressure (bar)	Electricity (kWh/kg)	Heat (kWh/kg)	Temperature (℃)
Gas 100 bar	-	100	1	-	-
Gas 200 bar	-	200	1.2	-	-
Gas 700 bar	-	700	1.6	-	-
Liquid hydrogen	-253	-	6	-	-
MgH2	300	30	0.7	10.3	350
NaAlH4	125	100	1	5.7	160
LiBH4	350	50	0.8	6.4	350

발생하는 굽힘에 의한 굽힘응력(σ_{Max}, 식 [1])과 함께, 용기제작 후에 고압 충전하여 저장된 수소의 압력에 의하여 발생하는 선재의 응력을 제외하고도, Fig. 2에 보여진 것과 같은 권선 시에 선재에 인가되는 장력($F_{tension}$)에 의해 발생하는 인장응력($\sigma_{tension}$, 식 [2])이 중첩되는 Fig. 3과 같은 복합응력(σ_{total}, 식 [3])이 발생한다.

라이너 위에 장력을 가해서 권선되는 선재에는 Fig. 3에 나타낸 것과 같이, 선재의 면을 중심으로 굽힘모멘트(M)가 작용하며, 선재의 중심을 기준으로 반경이 큰 부위에는 인장굽힘응력(σ_{Max})이 발생하고 중심보다 반경이 작은 부위는 압축굽힘응력($-\sigma_{Max}$)의 발생한다. 그 크기는 반경(R_L+r_W)이 감소할수록 커지며, 굽힘응력과 함께 선재에 인가되는 장력($F_{tension}$)에 의해 발생하는 인장응력($\sigma_{tension}$)이 중첩이 되어 선재의 중심을 기준으로 반경이 가장 큰 선재의 표면에는 권선응력(σ_{wrap})이 권선 시에 발생한다.

따라서 Fig. 4와 같이 type 2 등의 고압수소저장용기의 라이너에 권선되는 선재의 설계에는 수소저장압력에 의해 발생되는 선재 내부의 응력($\sigma_{H2Pressure}$) 이외에 라이너 외경에 권선되며 발생하는 선재 내부의 권선응력(σ_{wrap})을 반드시 고려해야 한다. 저가형 type 2 고압수소저장용기에 권선된 선재에 발생하는 총응력은 식 (4)와 같다.

원형 라이너에 권선되는 금속선재는 Fig. 1과 같이, 굽힘모멘트를 받게 되며, 이 경우 선재 내부에 발생하는 굽힘응력은 식 (1)과 같다.

$$\sigma_{Max} = E\frac{r_W}{R_L + r_W} \qquad (1)$$

또한 라이너에 권선되는 금속선재는 Fig. 1에 나타낸 것과 같이, 장력을 받게 되며, 이 경우 선재 내부에 발생하는 인장응력은 식 (2)와 같다.

$$\sigma_{tension} = \frac{F_{tension}}{A_{Wire}} \qquad (2)$$

결국, 원형 라이너에 장력을 부여하여 권선되는 금속선재는 Fig. 3에 나타낸 것과 같이, 선재 내부에 발생하는 권선응력(σ_{wrap})인 식 (3)과 같다.

$$\sigma_{wrap} = \sigma_{Max} + \sigma_{tension} \qquad (3)$$

아울러, Fig. 4에 나타낸 것과 같이, 수소가 충전된 type 2 고압수소저장용기에 권선된 선재 내부의 총응력은 식 (4)와 같다. 따라서 권선부의 설계에는 충전된 수소압력에 의해 발생되는 응력($\sigma_{H2Pressure}$)은 물론 권선응력(σ_{wrap})을 고려해야만 한다.

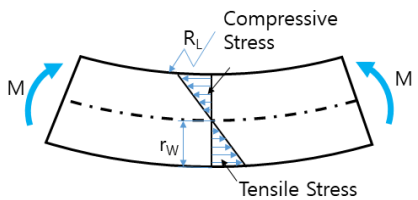

Fig. 1. The Bending model on the wire

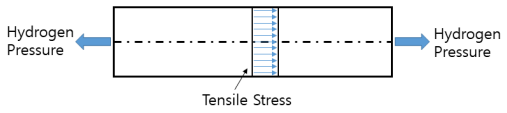

Fig. 2. The tension model on the wire

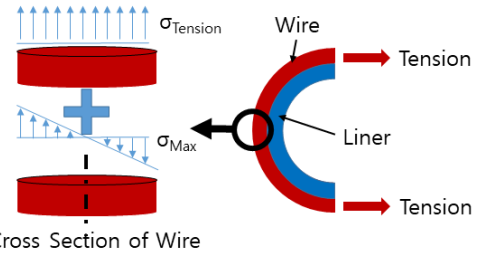

Fig. 3. Stresses on Hoop wrap part of the wire

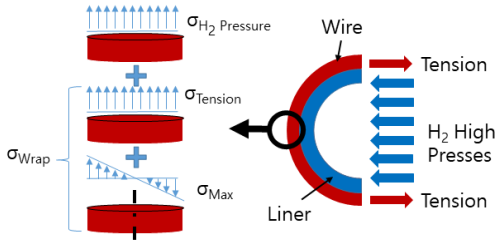

Fig. 4. Distribution of the wrapped wire stress on the hydrogen storage tank with high pressure (type 2)

$$\sigma_{total} = \sigma_{wrap} + \sigma_{H_2 Pressure} \quad (4)$$

3. 수치해석 및 결과

3.1 수치해석 방법

라이너 외경에 권선되는 금속선재에 대한 수치해석은 Fig. 5와 같은 수치해석 모델을 이용하였으며, 다양한 권선 조건에 대한 선재 내부에서 발생하는 응력을 상용프로그램인 Ansys를 이용하여 탄소성해석을 수행하였다.

아울러 선형굽힘응력과 인장응력 공식을 이용한 선재 내부의 선형 이론적인 응력값과 비교하였다.

3.2 라이너 외경과 선재 내부 응력과의 관계

직경이 0.3 mm인 탄성한도가 250 MPa인 권선용 선재를 외경이 50 mm, 100 mm, 150 mm, 200 mm인 라이너에 권선할 때 선재 내부에서 발생되는 응력 분포를 수치해석을 이용하여 계산했으며, 이 결과를 Table 2의 이론해와 비교하였다.

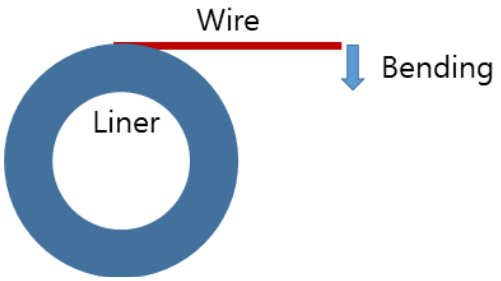

Fig. 5. The modeling conditions for numerical analysis of winding wire to liner

수치해석 결과 라이너 외경이 가장 작은 50 mm에서 가장 높은 310.4 MPa의 응력이 발생하였으며 이론해인 1,192.84 MPa과는 큰 차이를 나타내었다. 또한 라이너 외경이 50 mm를 기준으로 외경이 2배와 4배 증가할 경우에, 수치해석의 경우 선재 내부의 응력은 4.9%와 19.3%로 감소하였으나, 이론해는 49.8%와 74.9% 감소하여, 수치해석과 이론해는 큰차이를 보였다.

수치해석과 선형이론해를 비교한 결과, 라이너 외경이 증가할수록 권선되는 선재의 내부응력은 모두 감소하였으나, 선형이론해와 비교하여 수치해석의 결과가 크게 감소를 하였으며, 이와 같은 결과는 라이너 외경이 200 mm 이하에서 권선에 의해 선재 내부에서 탄성한도인 250 MPa을 넘어 소성변형이 발생하지만, 선형이론해석에서는 이런 소성변형이 발생하지 않기 때문이다.

따라서 선재를 이용한 권선 시에 선재 내부에 소성변형이 발생하는 것을 방지할 수 있는 라이너 직경의 선정하는 것이 필요하다고 생각할 수 있다.

3.3 권선 적층 높이와 선재 내부 응력과의 관계

외경이 200 mm인 라이너에 후프 권선되어지는 선재의 적층 높이(적층수)에 따라 선재 내부에서 발생하는 응력을 Table 3과 같이 계산하였다.

수치해석 결과 권선되는 적층높이(적층수)가 각각 0.3 mm (1층)와 9 mm (30층)일 때 선재 내부에 발생하는 최대 응력은 각각 250.34 MPa와 250.16 MPa이 발생하였으며, 적층높이가 0.3 mm (1층)에서 적층높

Table 2. Maximum stress on the wire according to the liner size

Liner diameter (mm)		50 (100%)	100 (200%)	150 (300%)	200 (400%)
Max. stress (MPa)	Numerical analysis	310.40 (100%)	295.15 (95.1%)	270.35 (87.1%)	250.34 (80.7%)
	Theoretical value	1,192.84 (100%)	598.21 (50.2%)	399.20 (33.5%)	299.55 (25.1%)

Table 3. Maximum stress of wire according to the laminated height of wire

Laminated hight (mm) (lamination layers)	0.3 (1)	3 (10)	6 (20)	9 (30)
Numerical analysis (MPa)	250.34 (100%)	250.3 (100%)	250.28 (100%)	250.16 (99.9%)
Theoretical value (MPa)	299.55 (100%)	290.84 (97.1%)	282.62 (94.3%)	274.85 (91.8%)

이 9 mm (30층)로 증가할 경우 곡률반경이 증가에 의해 0.1% 감소를 하며, 이론해석 결과는 0.3 mm (1층)와 9 mm (30층)일 때 선재 내부에 발생하는 최대 응력은 각각 299.55 MPa와 274.85 MPa이 발생하였으며, 적층높이 9 mm (30층)가 증가할 때 곡률반경이 증가에 의해 8.2% 감소를 하며 수치해석과 큰 차이가 발생하였으며, 선형이론해석에서는 소성변형이 발생하지 않기 때문이다.

따라서 선재를 이용한 권선 시에 선재 내부의 소성변형이 발생 가능성에 대한 고려가 필요하다고 생각된다.

3.4 권선용 금속선재의 직경과 선재 내부 응력과의 관계

외경이 200 mm인 라이너에 후프 권선되어지는 탄성한도 250 MPa인 선재의 직경 변화에 따른 선재 내부에서 발생하는 응력을 수치해석하였다. 수치해석과 이론해의 결과가 Fig. 6과 Table 4이다.

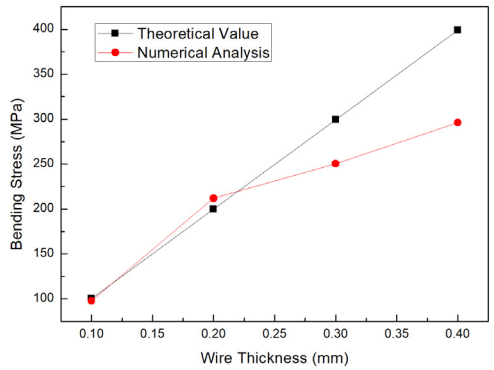

Fig. 6. Relationship between wire thickness and wire bending stress

Table 4. The difference between numerical analysis data and theoretical data of maximum bending stress according to the wire diameter

Metal wire diameter (mm)	0.1	0.2	0.3	0.4
Numerical analysis (MPa)	97.61	211.97	250.34	296.17
Theoretical value (MPa)	99.95	199.80	299.55	399.20
Difference (MPa)	-2.34 (2.34%)	12.17 (6.09%)	-49.21 (16.43%)	-103.03 (25.81%)

라이러 외경에 권선되는 굽힘모멘트로 선재 내부에는 굽힘응력이 발행하며, 선재의 외경부에 최대 굽힘응력이 발생하게 된다. 0.2 mm 직경의 선재의 경우 수치해석과 선형이론해 모두 탄성한도 이내의 최대 굽힘응력을 나타내었으나, 0.1 mm 직경에서 수치해석 결과와 선형 이론값의 차이가 2.34%와 비교하여, 6.09% 발생하였다. 0.2 mm 직경의 선재부터 탄성한도보다 큰 최대굽힘응력이 발생을 하였으며, 0.4 mm 직경의 선재에서는 최대굽힘응력값이 탄성한도를 크게 넘는 최대굽힘응력을 나타내었으며, 아울러 권선 시에 소성변형이 발생하는 0.3 mm와 0.4 mm 선재의 수치해석 결과와 선형 이론값의 차이가 크게 발생한다.

권선용 선재의 직경이 증가할수록 권선된 선재 내부에 발생하는 최대굽힘응력이 증가하므로, type 2 고압저장용기에 권선되는 선재의 직경이 작을수록 적합하며, 라이너의 직경에 대한 최적의 선재 직경에 대한 고려가 필요하다.

3.5 권선용 금속선재의 재료의 탄성계수와 선재 내부 응력과의 관계

외경이 200 mm인 라이너에 후프 권선되어지는 0.3 mm 금속 선재용 재료의 탄성계수가 Table 5와 같은 경우에 선재 내부에서 발생하는 응력을 수치해석하였다.

Table 6에 나타낸 수치해석 결과에서 알 수 있듯이, 선재용 재료의 탄성계수가 가장 작은 magnesium alloy의 선재 내부에서 발생하는 최대굽힘응력이 87.4 MPa로 가장 낮았으며, 탄성계수가 증가함에 따라서 권선 시에 선재 내부에서 발생하는 최대굽힘응력이 증가하는 것을 알 수 있으며, 탄성계수가 가장 높은 structural steel에서 발생하는 응력이 250.34 MPa로 가장 높았으며, 이 structural steel 선재에서만 탄성한도를 넘는 소성변형이 나타났다. 선재용 재료의 탄성계수가 높을수록 선재 내부에 발생하는 최대응

력이 증가하였다.

3.6 권선 각도와 선재 내부 응력과의 관계

외경이 200 mm인 라이너에 후프 권선되어지는 0.3 mm 금속 선재를 다음 Fig. 7과 같이 각도를 주어 권설할 경우의 선재 내부에서 발생하는 응력을 수치해석하였다.

Fig. 8과 Table 7은 라이너에 권선되어지는 금속 선재의 권선 각도에 따른 선재 내부에 발생하는 굽힘응력분포와 최대굽힘응력에 대한 수치해석 결과를 보여주고 있다. 권선되는 각도가 0°일 때 선재에 발생하는 응력이 250.34 MPa로 가장 높게 나타났으나, 권선 각도가 15°일 때는 선재 내부에서 발생하는 굽힘 응력이 250.04 MPa로 그 크기가 무시할 수 있을 정도이다.

3.7 권선 장력과 선재 내부 응력과의 관계

Fig. 9과 같이 200 mm의 라이너 외경에 장력을 인가하여 권선되는 0.3 mm 금속 선재 내부의 응력을 수치해석하였다.

Table 8에 나타낸 수치해석 결과에 알 수 있듯이, 장력 없이 권선할 경우에 선재에 작용하는 최대굽힘응력은 250.22 MPa로 작았으며, 10 N의 장력으로 증가시켜 권선할 경우에 선재 내부에 발생하는 작용할 때 최대굽힘응력은 252.14 MPa로 무시할 수 있을 정도로 작게 증가하였으나, 선재 내부에 작용하는 최대압축응력은 250.37 MPa에서 116.89 MPa로 크게

Table 5. Physical properties of wire materials for windings

Material	Magnesium alloy	Aluminum alloy	Titanium ally	Copper alloy	Structural steel
Young's modulus (GPa)	45 (100%)	71 (158%)	96 (213%)	110 (244%)	200 (444%)
Poisson ratio	0.35	0.33	0.36	0.34	0.3
Yield strength (Mpa)	193	280	930	280	250

Table 6. Maximum bending stress with different wire materials

Material	Magnesium alloy	Aluminum alloy	Titanium ally	Copper alloy	Structural steel
Max. bending stress (Mpa)	87.4 (100%)	132.9 (152%)	189.7 (217%)	200.8 (230%)	250.34 (287%)

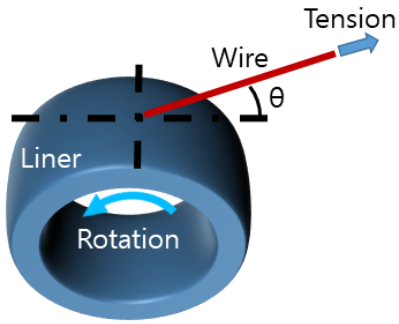

Fig. 7. Numerical model to verify the wire stress according to the winding angle

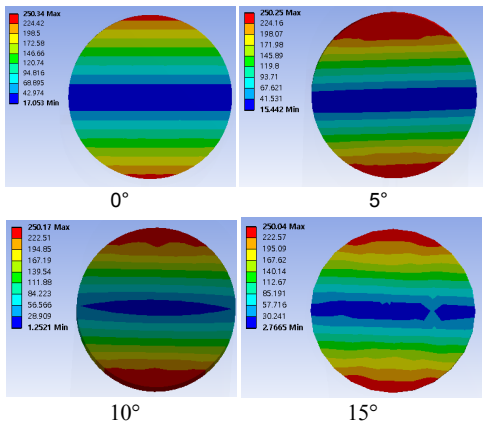

Fig. 8. Bending stress distribution within wires according to the winding angle

Table 7. Relationship between winding angle and bending stress of wires

Wrap angle	0°	5°	10°	15°
Max. bending stress (MPa)	250.34	250.25	250.17	250.04
Difference (MPa)	0	-0.09	-0.17	-0.3

감소하였다.

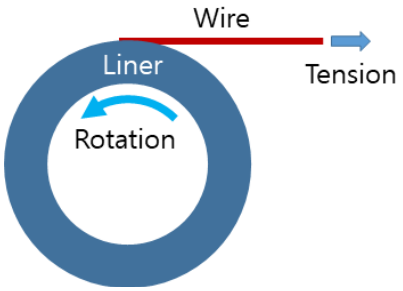

Fig. 9. Analysis model of stress inside wires by winding tension

Table 8. Relationship between winding tension and internal stress

Tension	Max. principal stress (MPa)	Min. principal stress (MPa)
0 N	250.11	-250.11
1 N	251.61	-250.02
5 N	251.72	- 224.25
10 N	252.22	- 122.39

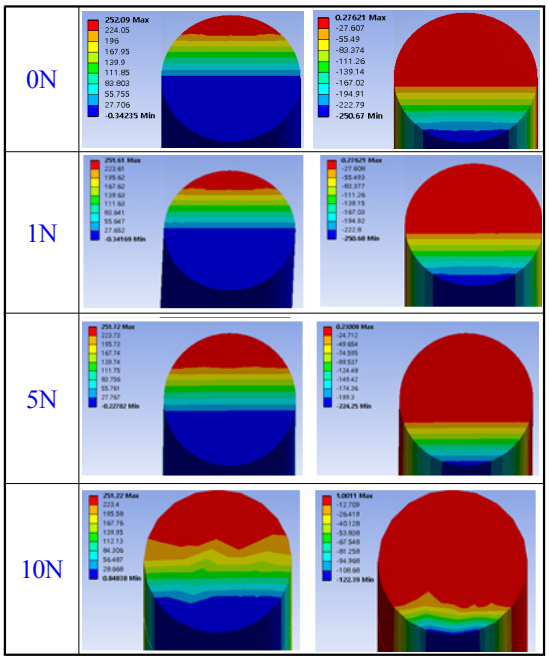

Fig. 10. Maximum principal stress distribution (left) and minimum principal stress distribution (right) of metallic materials according to winding tension

또한 권선 시에 선재에 부여하는 장력이 없을 경우 원의 중심을 기준으로 윗면은 인장응력이 아랫면은 압축응력이 발생하지만, 장력이 증가할수록 인장응력이 발생하는 면적과 소성변형 면적은 Fig. 10에서 보이는 것과 같이 선재의 중심을 기준으로 아랫방향으로 증가하지만 한다.

따라서 권선 장력이 증가할수록 권선되는 선재 내부에 발생하는 인장응력과 소성면적이 증가할 수 있

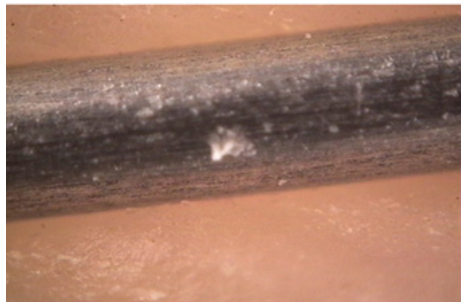

Fig. 11. Example of scratch on the surface of wire

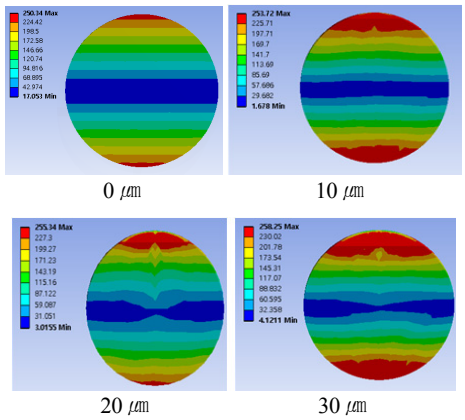

Fig. 12. Distribution of bending stress according to the depth of scratch on the surface of wire

Table 9. Relationship between defect depth of wire and maximum bending stress

Defect depth (㎛)	0	10	20	30
Max. bending stress (MPa)	250.34	253.72	255.34	258.25
Difference (MPa)	0 (0%)	3.38 (1.3%)	5 (2.0%)	7.91 (3.1%)

다는 것을 알 수 있다.

3.8 권선용 선재의 표면 결함과 선재 내부 응력과의 관계

Fig. 11은 권선용 선재 표면에 발생한 결함의 예를 보여주고 있으며, 외경 200 mm인 라이너에 장력 없이 권선되는 원용 선재의 표면에 발생할 수 있는 결함의 깊이가 10 μm, 20 μm, 30 μm인 경우에 따른 권선 시에 선재 내부에서 발생하는 응력을 수치해석하였다.

Fig. 12과 Table 9에 나타낸 선재 표면에 발생한 결함의 깊이에 관한 수치해석 결과와 같이 선재 내부에서 발생하는 최대응력은 결함의 선단에서 발생을 하며, 선재 표면에서부터 결함의 깊이가 증가할수록 최대응력이 증가하는 것을 알 수 있으며, 표면 결함이 없는 선재와 비교하여 표면 결함 깊이가 30 μm인 선재에서 최대응력이 3.1% 증가하였으며, 소성변형이 증가한 것을 알 수 있다.

이는 결함의 크기가 커질수록 단면적 감소와 결함 선단의 응력집중으로 선재 내부에서 발생되는 응력의 증가와 큰 소성변형으로 선재의 파단 위험성이 증가하는 것으로 생각할 수 있으며, 선재의 결함관리가 필요하다는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 금속 선재를 비접착식으로 권선하기 위한 조건인 라이너 외경의 변화, 권선 선재 적층 높이의 변화, 권선용 선재의 직경 변화, 권선 시의 장력의 변화, 그리고 선재 표면 결함의 깊이 변화에 따른 선재 내부에서 발생하는 응력의 변화를 수치해석을 이용하여 연구하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 라이너의 직경이 증가할수록 권선용 선재에서 발생하는 최대굽힘응력은 감소하였으며, 선형이론해와의 차이도 감소하였다. 아울러 소성변형이 발생할 경우 선형이론해와 큰 차이가 발생하는 것을 알 수 있었다.

2) 권선용 선재의 직경이 증가할수록 권선된 선재 내부에서 발생하는 최대굽힘응력이 증가를 하며, 라이너의 직경에 적합한 선재의 직경선정이 필요하다.

3) 선재용 지료의 탄성계수가 증가할수록 권선 시에 선재 내부에서 발생하는 최대굽힘응력이 증가한다.

4) 선재의 권선 각도가 증가할수록 선재 내부에서 발생하는 응력이 감소하나, 그 크기는 무시할 수 있다.

5) 권선 시 선재에 작용하는 권선 장력이 증가할수록 선재단면의 인장응력은 무시할 수 있을 정도로 매우 작게 증가하였으나, 인장응력 발생 면적이 크게 증가하여, 소성변형은 증가하였으나, 압축응력은 크게 감소하였다.

6) 선재의 표면에 발생하는 결함의 깊이가 클수록 결함선단에서 발생하는 응력이 증가하며, 소성변형이 증가한다.

후 기

이 논문은 2018년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국에너지기술평가원의 지원을 받아 수행된 연구이다(No. 20163030041240, 수소 충전소용 Type 2 방식의 저가형 Metal Wire Winding 수소저장용기 개발).

References

1. Greenhouse Gas Inventory and Reseerch Center, “2018 National Gerenhouse Gas Inventory report of Korea”, 2018, p. 39. Retrieved from http://www.gir.go.kr/home/board/read.do?pagerOffset=0&maxPageItems=10&maxIndexPages=10&searchKey=&searchValue=&menuId=36&boardId=43&boardMasterId=2&boardCategoryId=.
2. T. H. Lim, J. I. Byun, M. S. Cho, and H. S. Kim, “Design and Structural Analysis of Type 4 Composite Pressure Vessel Fitted in Spare Tire Well”, Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 29, No. 6, 2018, pp. 570-577, doi: https://doi.org/10.7316/KHNES.2018.29.6.570.
3. H. G. Gang, J. S. Park, C. U. Kim, D. H. Gang, C. S. Hong, and C. G. Kim, “Papers ; Behavior Analysis and Strain

Measurement of Filament Wound Composite Tank Part 2. Strain Measurement Using Fiber Optic Sensors", Journal of the Korean Society for Aeronautical & Space Sciences, Vol. 29, No. 8, 2001, pp. 96-102. Retrieved from http://www.koreascience.or.kr/article/JAKO200110102462930.page.

4. B. Lee, H. Lee, C. Moon, S. Moon, and H. Lim, "Preliminary Economic Analysis for H_2 Transportation Using Liquid Organic H2 Carrier to Enter H_2 Economy Society in Korea", Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 30, No. 2, 2019, pp. 119-127, doi: https://doi.org/10.7316/KHNES.2019.30.2.119.
5. C. N. Park, "Volume Expansion of $TiMn_2$-type Hydrogen Storage Alloy with Hydrogenation", Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 28, No. 5, 2017, pp. 459-464, doi: https://doi.org/10.7316/KHNES.2017.28.5.459.
6. Y. Bae, C. Hwang, J. Kim, X. L. Dong, S. Kim, and Y. G. Jung, "Formation and Hydrogen Absorption Properties of Intermetallic Mg-Ni Compound Nanoparticles", Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 28, No. 3, 2017, pp. 238-245, doi: https://doi.org/10.7316/KHNES.2017.28.3.238.
7. P. Preuster, A. Alekseev, and P. Wasserscheid, "Hydrogen storage technologies for future energy systems", Ann. Rev. Chem. Biomol. Eng., Vol. 8, 2017, pp. 445-471, doi: https://doi.org/10.1146/annurev-chembioeng-060816-101334.
8. F. W. DuVall, "Cost comparisons of wet filament winding versus prepreg filament winding for type ii and type iv cng cylinders", 12th International Conference on Composite Materials, Paris, 1999, p. 686. Retrieved from https://www.iccm-central.org/Proceedings/ICCM12proceedings/site/papers/pap187.pdf.
9. R. Stewart, "Filament winding spins light, strong composite structures with precision", Reinforced Plastics, Vol. 53, No. 5, 2009, pp. 34-39, doi: https://doi.org/10.1016/S0034-3617(09)70223-1.
10. S. Koussios and O. K. Bergsma, "Friction Experiments for Filament Winding Applications", Journal of Thermoplastic Composite Materials, Vol. 19, No. 1, 2006, pp. 5-34, doi: https://doi.org/10.1177/0892705706049561.
11. J. M. Alegre, P. Bravo, M. Preciado, and M. Solaguren-Beascoa, "Simulation procedure of high pressure vessels using the wire winding technique", Engineering Failure Analysis, Vol. 17, No. 1, 2010, pp. 61-69, doi: https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2008.11.004.
12. B. G. Park, "Development of 100L-700MPa High Pressure Vessel Design Technique Using Finite Element Analysis", Korean Society for Precision Engineering Academic Conference, 2019, p. 72. Retrieved from http://www.dbpia.co.kr/journal/articleDetail?nodeId=NODE08742208.
13. J. B. Park and J. H. Noh, "A study on the wire winding technique of ultra high pressure vessel for the improvement of physical properties", Korean Society for Precision Engineering Academic Conference, 2017, p. 651. Retrieved from http://www.dbpia.co.kr/journal/articleDetail?nodeId=NODE07205777.
14. S. Kim and C. Lee, "Study on the Radial Stress Considering Mechanical Characteristics of Substrate in Wound Rolls", Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 33, No. 2, 2016, pp. 115-119, doi: https://doi.org/10.7736/KSPE.2015.33.2.115.
15. B. G. Park and H. J. Lee, "FE Analysis of high pressure vessels using the wire-winding technique", The Korean Society of Mechanical Engineers Academic Conference, 2018, pp. 2630-2263. Retrieved from http://www.dbpia.co.kr/journal/articleDetail?nodeId=NODE07607815.