

구조 안전성을 고려한 수소 연료 전지차 용기 밸브의 솔레노이드 액추에이터 설계

이효렬^a, 안중환^a, 신진오^b, 김화영^{c*}

Design of Solenoid Actuator for FCV Cylinder Valve Considering Structural Safety

Hyo Ryeol Lee^a, Jung Hwan Ahn^a, Jin Oh Shin^b, Hwa Young Kim^{c*}^a School of Mechanical Engineering, Pusan National University,
2, Busandaehak-ro 63beon-gil, Geumjeong-gu, Busan 46241, Korea^b R&D Center, Youngdo Industrial Co., Ltd.,

22, Noksansaneopjung-ro, Gangseo-gu, Busan 46751, Korea

^c Research Institute of Mechanical Technology, Pusan National University,
2, Busandaehak-ro 63beon-gil, Geumjeong-gu, Busan 46241, Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received	25	April	2016
Revised	4	June	2016
Accepted	7	June	2016

Keywords:

Fuel cell vehicle
Cylinder valve
Solenoid actuator
Structural safety
Structure analysis
Electromagnetic field analysis

ABSTRACT

Green vehicles include electric vehicles, natural gas vehicles, fuel cell vehicles (FCV), and vehicles running on fuel such as a biodiesel or an ethanol blend. An FCV is equipped with a cylinder valve installed in an ultra-high pressure vessel to control the hydrogen flow. For this purpose, an optimum design of the solenoid actuator is necessary to ensure reliability when driving an FCV. In this study, an electromagnetic field analysis for ensuring reliable operation of the solenoid actuator was conducted by using Maxwell V15. The electromagnetic field analysis was performed by magnetostatic technique, according to the distance between magnetic poles in order to predict the attraction force. Finally, the attraction force was validated through comparison between the Maxwell results and measurement results. From the results, the error of attraction force ranged from 4.53 % to 9.05 % at testing conditions.

1. 서론

수소 연료 전지차는 수소와 산소가 만나 물을 생성하는 전기화학 반응을 통하여 만들어지는 전력으로 모터를 구동하는 일종의 전기 자동차이다. 연료 전지의 작동 원리는 연소 반응을 포함하지 않으므로 CO₂, HC, NO_x 등의 오염 물질 배출이 없으며, 엔진의 피스톤과 같이 왕복 운동을 하는 구동부를 사용하지 않으므로 에너지 변환 효율이 매우 높다^[1].

하지만 항속 거리의 연장과 기존의 연료 대비 경쟁력을 확보하기

위해 수소 가스를 700 bar의 초고압으로 압축하여 저장 용량을 높이고 있다. 초고압으로 연료를 저장하고 사용함에 있어서 압력 용기와 용기 밸브의 안전성 확보가 무엇보다 중요하다.

압력 용기는 내부 용기로 고강도의 알루미늄 라이너를 압출 및 자진 공정으로 처리한 후 외벽면에 탄소섬유를 적층하여 안전성을 확보하고 있다^[2]. 용기 밸브는 유로 개폐에 필요한 수동 조작 장치, 솔레노이드 액추에이터 및 온도 감응형 압력 해제 장치, 과류 차단 장치 등으로 구성되어 누설, 화재에 대한 안전성을 확보하고 있다.

솔레노이드 액추에이터는 입력으로 주어진 전기 신호를 코일을

* Corresponding author. Tel.: +82-051-510-2861

Fax: +82-051-581-3087

E-mail address: hyokim@pusan.ac.kr (Hwa Young Kim).

통해 전자기적 에너지로 변환한 다음 고정자와 플런저가 형성하는 공극을 통하여 유로를 개폐할 수 있는 기계적 운동에너지를 출력하는 에너지 변환장치이다. 솔레노이드 액추에이터 설계에는 안전율을 고려한 솔레노이드의 최대 흡인력 결정, 자속 밀도 해석, 솔레노이드 액추에이터 형상 결정, 온도 상승을 고려한 권선 수 등의 계산이 요구된다^[3]. 수소 연료 전지차 용기 밸브용 솔레노이드 액추에이터의 경우에는 초고압으로 수소를 저장하는 사용 환경으로 인해 구조 안전성 고려가 필수적이다.

본 연구에서는 구조 해석과 전자기장 해석을 연계하여 초고압 조건에서 동작성 및 구조 안전성 확보가 가능한 솔레노이드 액추에이터를 설계하고, 이를 검증하기 위한 성능평가 시험을 실시하였다.

2. 솔레노이드 액추에이터의 구조

저압에서 사용되는 솔레노이드 액추에이터의 경우 단일 플런저를 이용하여 유로를 개폐하지만 700 bar의 정격 사용 압력으로 수소를 저장하는 용기 밸브 솔레노이드 액추에이터의 경우에는 단일 플런저 방식을 적용하기에는 한계가 있다. 이를 극복하기 위해 2단 플런저 방식을 적용한 솔레노이드 액추에이터의 구조를 Fig. 1에 나타내었다. 솔레노이드 액추에이터의 구조는 크게 전자장 형성을 위한 코일, 자기 회로를 구성하는 디스크와 케이스, 코일에서 발생한 전자장에 의해 자화되어 플런저를 흡인하는 고정자, 기계적 운동으로 유로를 개폐하는 플런저 A와 B, 플런저의 운동을 안내하는 가이드, 플런저를 복원시키는 스프링, 초고압 조건에서 기밀 유지를 위한 오링 등으로 구성된다.

솔레노이드 액추에이터 구성품 중 가이드, 고정자, 플런저 A와 B, 시트, 볼, 볼나사는 초고압으로 저장된 수소에 의해 압력을 받고

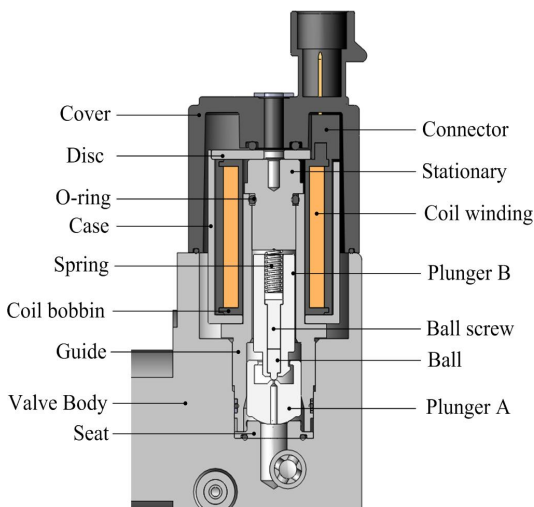


Fig. 1 Schematic of a solenoid actuator

있으므로 구조 안전성의 고려가 요구된다. 특히 가이드의 두께는 구조 안전성뿐만 아니라 코일 보빈 치수와 관련이 있으며 이는 흡인력에 영향을 끼치므로 최적의 두께 선정이 요구된다.

3. 솔레노이드 액추에이터 구조 해석

3.1 솔레노이드 액추에이터 구조 해석 조건

구조 안전성과 흡인력에 영향을 미치는 가이드 두께(t)를 선정하기 위해 1.75, 2, 2.25, 2.5, 2.75 mm 5개의 두께 조건으로 구조해석을 수행하였다. Fig. 2는 해석에 소요되는 시간과 자원을 절약하기 위해 압력을 받지 않는 부품을 제거하여 단순화한 해석 모델과 가이드의 두께 방향의 응력 성분을 분석하기 위한 경로를 나타낸 것이다.

Fig. 3은 구조해석의 구속조건과 하중조건을 나타낸 것이다. 구속조건으로는 액추에이터 구성품 사이에 나사로 체결되는 면에 접합(bonded) 조건을 설정하였고, 단순 접촉면에 마찰(frictional) 조건을 설정하고 마찰계수는 0.1로 가정하였다. 하중조건은 유럽에서 수소 연료 전지 자동차용으로 제시된 최초의 규격인 EU 406/

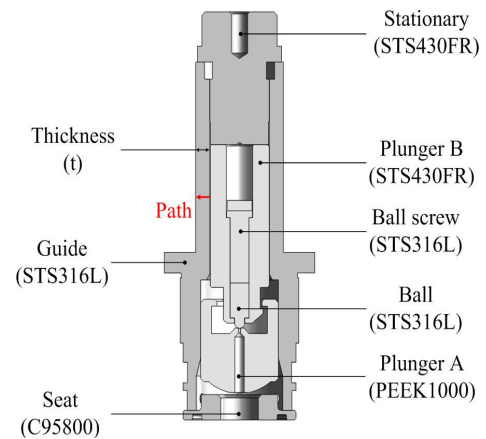


Fig. 2 Design parameters and 3D model for structure analysis

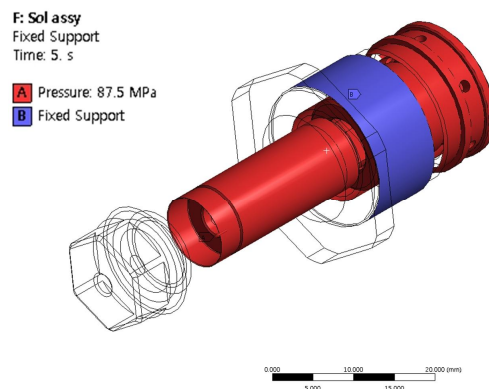


Fig. 3 Conditions for structure analysis

Table 1 Material property of cylinder valve components

	Young's modulus	Poisson's ratio	Tensile yield strength
C95800	117 GPa	0.34	262 MPa
PEEK1000	4.4 GPa	0.4	110 MPa
STS316L	200 GPa	0.30	286 MPa
STS430FR	205 GPa	0.29	310 MPa

Table 2 Mesh statistics of solenoid actuator

Thickness	Number of elements	Number of nodes
1.75 mm	163,118	242,794
2 mm	164,303	246,442
2.25 mm	164,440	246,692
2.5 mm	163,986	246,114
2.75 mm	165,622	248,360

2010 Annex IV를 참고하였다. 규격에 따르면 용기용 밸브의 정격 사용 압력과 최대 허용 압력은 각각 700 bar, 875 bar로 규정되고 있으며, 이를 기준으로 액추에이터 구성품이 저장된 수소의 압력을 받는 면에 압력(pressure) 조건을 설정하고 0-875 bar까지 순차적으로 인가하였다^[4]. Table 1은 구조해석에 사용된 액추에이터 재료의 물성치이며, Table 2는 해석에 사용된 사면체 격자의 격자 수와 노드 수를 정리하여 나타낸 것이다.

3.2 솔레노이드 액추에이터 구조 해석 결과

Table 3과 Fig. 4는 최대 허용 압력에서 액추에이터 구성품의 등가 응력 최대값과 응력 분포를 각각 나타낸 것이다. 액추에이터의 안전율은 가이드를 제외한 구성품에서 1.5 이상의 값을 가진다. 가이드의 경우 표면에서 발생하는 등가 응력의 최대값을 기준으로 정확한 구조 안전성 분석이 어렵기 때문에 두께 방향으로 지정된 경로의 응력을 선형화하여 1차 일반 막응력(P_m : general primary membrane stress)과 1차 굽힘응력(P_b : primary bending stress)을 기준으로 분석하였다.

압력용기 설계 규격인 ASME Code sec. VIII, Div.2에 의하면 1차 일반 막응력은 1차 응력 중에서 가장 엄격한 제한을 받는 응력으로 항복이 발생하면 파손으로 이어질 위험성이 높은 응력이다. 1차 국부 막응력(P_L : local primary membrane stress)은 구조물의 불연속부에 국부적으로 발생하는 막응력이며, 주위의 구속을 받는 한 자율성이 있으나 응력 재분배로 하중을 주위에 전달하는 동안 과도한 변형이 발생 가능한 응력이다. 1차 굽힘응력은 수직 응력 중 두께를 따라 선형적으로 변하는 응력 특성이며, 단면의 도심으로부터의 거리에 비례한다. 1차 일반 막응력(P_m)은 허용응력 이하

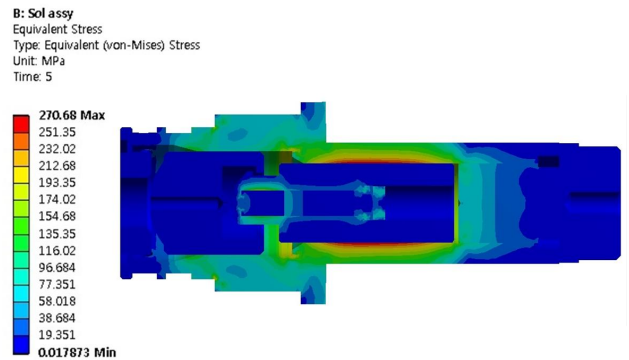


Fig. 4 Results of structure analysis (Thickness=2.5 mm)

Table 3 Max. equivalent stress of solenoid actuator components

Thickness	1.75 mm	2 mm	2.25 mm	2.5 mm	2.75 mm
Stationary	194.7	194.2	194.5	195.4	195.2
Guide	293.5	292.6	285.1	270.7	258.7
Seat	6.1	6.1	6.3	6.1	6.0
Plunger A	69.0	69.6	69.5	69.6	69.3
Plunger B	116.2	116.7	117.1	117.0	116.8
Ball	59.4	60.0	60.1	59.7	60.1
Ball screw	91.2	91.8	91.6	91.9	91.8
P_m	239.7	212.9	192.7	176.3	163.0
P_b	63.7	73.4	74.8	74.5	74.3
P_m+P_b	303.4	286.3	267.5	250.8	237.3

로 제한되며, 1차 국부 막응력과 1차 굽힘응력의 합(P_L+P_b)은 허용응력의 1.5배 이하로 제한된다. 허용응력은 크리프 온도 이하에서는 항복응력의 2/3, 크리프 온도 구간에서는 10만 시간의 크리프 파단강도를 허용응력으로 규정하고 있다^[5].

응력을 선형화하기 위해 지정된 가이드의 경로에서 구조적 불연속 부분이 없으므로 1차 국부 막응력을 1차 일반 막응력과 같다고 가정할 수 있다. 해석 결과 가이드의 두께가 2.5 mm 이상 조건에서 1차 일반 막응력 및 1차 국부 막응력과 1차 굽힘응력의 합이 허용응력인 190.7 MPa와 1.5배인 286 MPa 이하를 만족하였으며, 경제성을 고려하여 가이드의 두께를 2.5 mm로 선정하였다.

4. 솔레노이드 액추에이터 설계식

4.1 솔레노이드의 요구 흡인력 산출식

솔레노이드 액추에이터에 전압이 인가되기 전에 유로를 닫고 있는 플런저를 개방하기 위해 필요한 흡인력의 산출이 요구된다. 용기 내부 수소의 압력에 의해 플런저에 가해지는 힘을 F_s , 스프링의 예 하중을 F_s , 액추에이터 동작의 신뢰성을 확보하기 위한 여유율

을 c 라 두면 유로 개방에 필요한 액추에이터의 흡인력 F_R 은 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.

$$F_R = c[F_f + F_s] \quad (1)$$

여기서 스프링의 자유 길이를 l_f , 셋팅 길이를 l_s , 스프링 상수를 K 라 두면 스프링의 예 하중 F_s 는 식 (2)와 같이 표현할 수 있다.

$$F_s = (l_f - l_s)K \quad (2)$$

4.2 솔레노이드 액추에이터 기지력 산출식^[6]

기지력은 코일의 권선 수 N 과 코일에 흐르는 전류 I 의 곱으로 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$U = NI \quad (3)$$

Fig. 5는 Fig. 1의 솔레노이드 코일 보빈과 보빈에 감겨있는 코일을 단순화 하여 나타낸 것이다. 코일 보빈의 내경을 B_i , 외경을 B_o , 높이를 h , 에나멜선의 직경을 C_d 라 하면 코일 보빈의 축 방향 적층 수 n_c 와 반경 방향 적층 수 m_c 는 식 (4), (5)와 같다. 코일 권선 수는 반경 방향 및 축 방향 적층 수의 곱으로 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$n_c = \left(\frac{h}{C_d}\right) - 1 \quad (4)$$

$$m_c = \frac{w}{C_d} \quad (5)$$

$$N = n_c m_c \quad (6)$$

코일에 흐르는 전류는 에나멜선의 절연 층을 제외한 동선 직경 N_d 와 비저항 ρ , 1회 코일 권선의 평균 길이 l_{ca} 를 이용하여 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

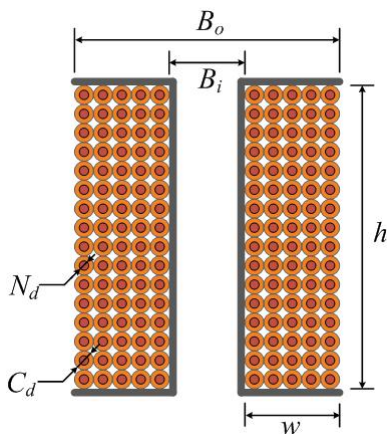


Fig. 5 Schematic of coil bobbin^[7]

$$I = \frac{V}{4\rho \left(\frac{l_{ca} N}{\pi N_d^2}\right)} \quad (7)$$

$$l_{ca} = \pi(B_i + C_d m_c)$$

일반적으로 코일에 전류가 가해지면 온도가 점차 상승하여 어느 온도에서 포화되어 일정해진다. 온도 증가는 코일 저항의 증가로 이어져 솔레노이드의 흡인력 감소를 초래하며, 솔레노이드의 요구 흡인력과 온도 증가에 의해 감소된 흡인력을 비교하는 것이 중요하다. 온도 증가에 의한 코일의 저항 상승값 R_h 는 20°C에서의 코일 저항인 R_{20} 과 포화온도 T_h 를 이용한 식 (8)을 통해 구할 수 있다^[8].

$$R_h = R_{20} \times \left(\frac{234.5 + T_h}{234.5 + 20}\right) \quad (8)$$

5. 솔레노이드 액추에이터 전자기장 해석

5.1 솔레노이드 액추에이터 요구 흡인력

Fig. 6은 액추에이터에 전압이 인가되지 않은 초기 밀폐 상태에서 플런저가 받는 힘을 나타낸 것이다. 용기 밸브의 최대 사용 압력인 875 bar에서 F_f 는 6.19 N이며, 스프링 예 하중 F_s 는 식 (2)에 의해 7.06 N이 된다. 여기서 신뢰성 확보를 위한 여유율을 20%로 두었을 때 유로개방에 필요한 액추에이터의 흡인력은 식 (1)에 의해 15.9 N으로 결정된다.

5.2 솔레노이드 액추에이터 전자기장 해석 조건

액추에이터 흡인력에 영향을 미치는 설계 조건은 코일 보빈의 내경, 외경, 높이, 공극부의 면적, 공극부 사이의 거리, 인가전압, 코일의 포화 온도, 에나멜선의 직경이 있다. 액추에이터의 전자기장 해석에서는 코일 보빈의 내경을 구조 해석에서 얻어진 가이드의

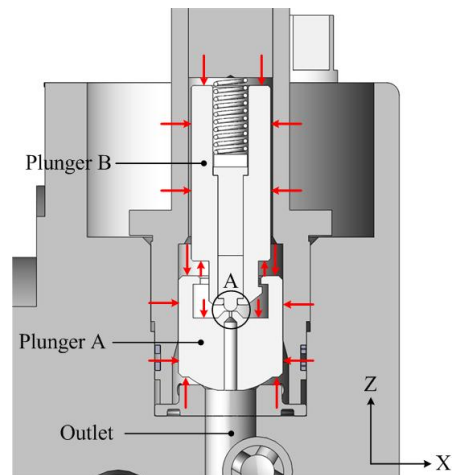


Fig. 6 Distribution of pressure at initial status

두께를 적용하였으며, 기자력에 영향을 미치는 에나멜선의 직경을 설계 변수로 지정하였다. 나머지 보빈의 외경, 높이 및 공극부의 면적, 공극부 사이의 거리, 인가전압, 코일의 포화온도 조건을 고정값으로 두었다. 에나멜선의 직경은 규격과 제조사의 사양서를 참고하여 8개 조건을 선정하였으며 이를 Table 4에 정리하여 나타내었다⁹⁾.

설계 변수와 온도 변화에 따른 액추에이터의 흡인력이 유로 개방에 필요한 요구 흡인력을 만족하는지 확인하기 위해 상온인 20°C와 용기용 밸브의 사용 온도 범위의 상한선인 85°C에서 공극부 사이의 거리에 따른 흡인력 변화를 해석하였다. 전자기장 해석에는 상용 소프트웨어인 Maxwell V15를 사용하였으며 해석을 위해 간략화 된 솔레노이드의 2D 모델을 Fig. 7에 나타내었다.

Table 5는 온도 상승에 따른 액추에이터의 흡인력 감소를 해석하기 위한 입력 조건인 코일의 기자력을 온도에 따라 계산한 결과를 나타낸 것이다. Table 6은 해석에 사용된 액추에이터 구성품의 자기 물성 정보를 나타낸 것이다. 해석에는 플런저의 자중과 스프링의 탄성력을 고려하지 않았으며, 해석 격자는 사면체 격자를 이용하였고 생성된 격자수는 52,296개이다.

Table 4 Design parameters of solenoid actuator

Parameters	Values
Distance between magnetic pole s(<i>d</i>)	0.9 mm
Magnetic pole area (<i>S</i>)	45.6 mm ²
Height of coil bobbin (<i>h</i>)	30.1 mm
Inner diameter of coil bobbin (<i>B_i</i>)	16.7 mm
Outer diameter of coil bobbin (<i>B_o</i>)	25.5 mm
Copper wire diameter (<i>N_d</i>)	0.55, 0.5, 0.45, 0.4, 0.37, 0.35, 0.32, 0.3 mm
Voltage (<i>V</i>)	12 V
Saturation temperature (<i>T_h</i>)	85°C
Permeability of free space (<i>μ₀</i>)	4π × 10 ⁻⁷ H/m

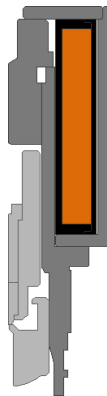


Fig. 7 2D model for electromagnetic field analysis

5.3 솔레노이드 액추에이터 전자기장 해석 결과

Figs. 8, 9는 각각 20°C, 85°C 조건에서 에나멜선의 직경과 공극부의 거리에 따른 흡인력 해석결과와 자속선을 나타낸 것이다. 20°C 조건에서는 에나멜선의 직경이 0.45 mm 이상일 때 요구 흡인력을 만족하며, 85°C 조건에서는 온도 상승으로 인한 기자력의 감소로 에나멜선의 직경이 0.53 mm 이상의 조건에서 요구 흡인력을 만족한다. 하지만 에나멜선의 직경이 증가할수록 코일에 흐르는 전류가 증가하여 소모 전력이 커지므로 소모 전력이 가장 작은 0.53 mm의 에나멜선이 가장 적절하다.

6. 솔레노이드 액추에이터 성능 평가

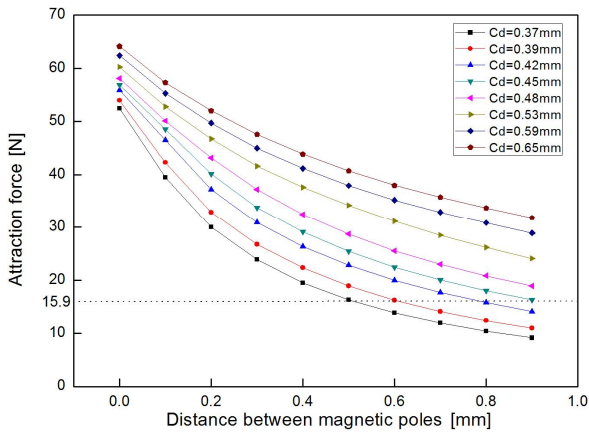
Fig. 10은 0.53 mm 직경의 에나멜선을 이용하여 제작한 솔레노이드 액추에이터의 시제품과 흡인력 측정장치 구성도를 나타낸 것이다. 흡인력 측정장치는 솔레노이드 액추에이터, 로드셀, 레이저 변위 센서, 리니어 스테이지, 전원 공급기, 데이터 수집장치로 구성

Table 5 Magnetomotive force with enameled wire diameter

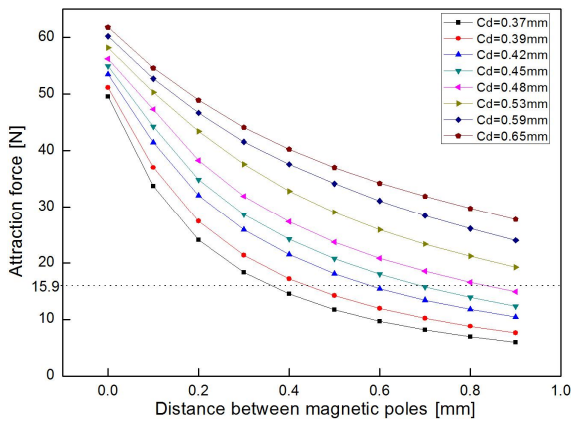
<i>N_d</i> [mm]	<i>C_d</i> [mm]	<i>ρ</i> [Ω/km]	<i>n_c</i>	<i>m_c</i>	<i>N</i>	<i>I</i> [A] (20°C)	<i>U</i> [AT] (20°C)	<i>I</i> [A] (85°C)	<i>U</i> [AT] (85°C)
0.55	0.65	78.15	45	6	270	9.02	2434.59	7.18	1939.29
0.5	0.59	91.43	50	7	350	5.88	2057.80	4.68	1639.16
0.45	0.53	114.2	55	8	440	3.72	1635.10	2.96	1302.45
0.4	0.48	145.3	61	9	549	2.33	1281.12	1.86	1020.48
0.37	0.45	170.6	66	9	594	1.86	1107.64	1.49	882.30
0.35	0.42	191.2	69	10	690	1.42	977.38	1.13	778.54
0.32	0.39	230	75	11	825	0.98	808.78	0.78	644.24
0.3	0.37	262.9	79	11	869	0.82	715.23	0.66	569.72

Table 6 Material of solenoid valve components

Part name	Material	Relative permeability
Cover	PA66+G35%	1
Connector	PA66+G35%	1
Disc	SUM24L	B H nonlinear characteristic
Guide core	STS 430FR	B H nonlinear characteristic
Case	SUM24L	B H nonlinear characteristic
Coil	Copper	1
Plunger A	PEEK 1000	1
Plunger B	STS 430FR	B H nonlinear characteristic
Coil bobbin	PA66+G35%	1
Stick ball fixer	STS 316L	1
Guide	STS 316L	1
Stick ball	PEEK 1000	1
Seat	C95800	1



(a) at 20°C



(b) at 85°C

Fig. 8 Attraction force due to enameled wire diameter

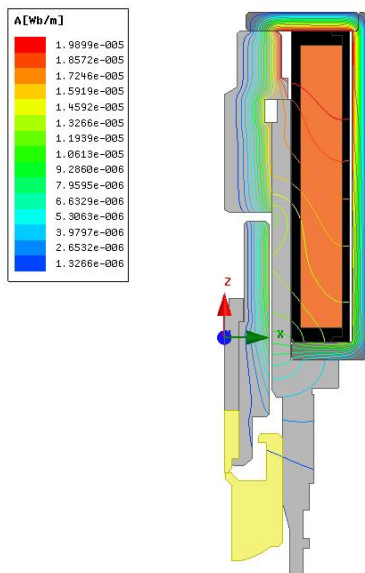


Fig. 9 Contour of magnetic flux line

된다. 시험에 앞서 공극부의 간격을 조절하기 위해 상하 방향으로 이송 가능한 리니어 스테이지에 솔레노이드를 고정시킨다.

다음으로 고정자의 자화로 인해 발생하는 플런저의 흡인력을 측

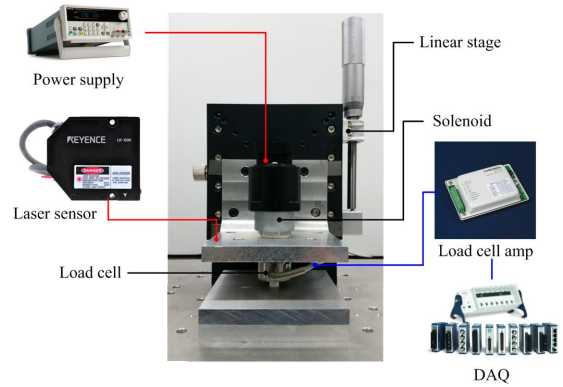


Fig. 10 Schematic of an attraction force test device

Table 7 Attraction force due to distance between magnetic poles

Distance between magnetic poles	Attraction force		Error rate
	Maxwell (20°C)	Experimental	
0.1 mm	52.77 N	49.83 N	5.57%
0.2 mm	46.75 N	44.63 N	4.53%
0.3 mm	41.62 N	38.92 N	6.48%
0.4 mm	37.62 N	34.58 N	8.08%
0.5 mm	34.21 N	31.64 N	7.51%
0.6 mm	31.16 N	28.52 N	8.47%
0.7 mm	28.5 N	25.92 N	9.05%
0.8 mm	26.18 N	23.84 N	8.94%
0.9 mm	24.09 N	22.11 N	8.22%
1.0 mm	22.37 N	20.72 N	7.38%

정하기 위해 고정된 솔레노이드의 동일 중심축 선상에 로드셀을 위치시키고, 플런저 A를 로드셀에 체결하여 흡인력이 로드셀에 전달되도록 한다. 그리고 플런저 B와 고정자가 완전 접촉하는 지점으로부터 0.1 mm 간격으로 리니어 스테이지를 이동시키고 실제 이동 변위를 레이저 변위센서를 이용하여 확인한다. 공극부의 사이의 거리 조절이 완료되면 전원 공급기를 이용하여 솔레노이드에 12 V의 전압을 인가하고 로드셀로부터 측정된 흡인력을 값에 데이터 수집장치를 이용하여 수집하고 분석하였다. 성능평가 결과와 전자기장 해석결과와 비교하기 위해 20°C 조건에서 스프링 제거하여 자기력에 의한 흡인력만을 측정하였으며, 측정 간격 간 충분한 시간을 두어 코일의 온도가 일정하도록 유지하였다.

공극부 사이의 거리가 0 mm인 지점에서는 플런저와 코어가 완전 접촉하여 흡인력 측정이 불가능하며 이를 제외한 측정결과를 Table 7과 Fig. 11에 나타내었다. 측정결과 값을 전자기장 해석으로 구한 흡인력과 비교하였을 때 오차율은 최소 4.53%, 최대 9.05%로 측정되었다. 이는 전자기장 해석에서 사용된 2D 모델이 Fig. 1의 솔레노이드 중심축에서 좌측 부분으로, 솔레노이드 커넥터 부분에서 발생하는 자속의 누설을 반영하지 못하기 때문이다.

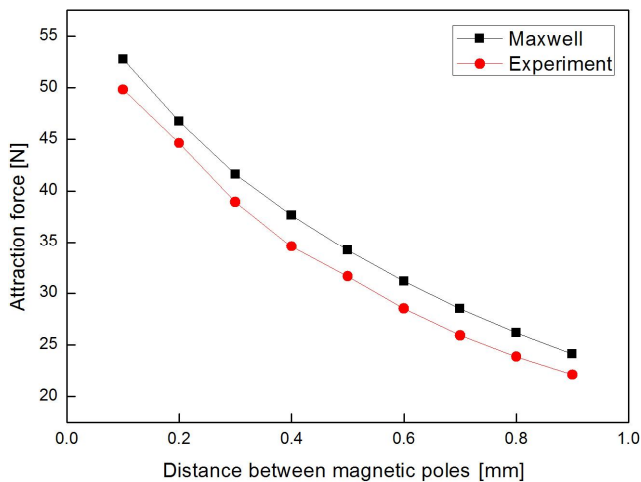


Fig. 11 Comparison of attraction force between Maxwell and experiment

또한 전자기장 해석에서는 플런저의 자중을 고려하지 않았으나 실제 측정값에서는 플런저의 자중이 반영되었기 때문에 발생한 오차라 사료된다.

7. 결론

본 연구에서는 수소 연료 전지 자동차에 사용되는 수소 저장 용기 밸브용 솔레노이드 액추에이터에 대한 설계와 성능 평가를 수행하였다. 용기 밸브의 인증 시험 규격에 명시된 최대 허용압력에서 솔레노이드 액추에이터의 구조 안전성을 확인하기 위해 구조 해석을 실시하였다. 구조 해석 결과 솔레노이드 액추에이터 가이드의 두께가 2.5 mm 이상일 때 설계 기준을 만족함을 확인하였다.

구조 해석에서 얻어진 결과와 솔레노이드 액추에이터 설계식을 이용하여 유로 개방에 필요한 액추에이터의 요구 흡인력 및 온도 따른 기저력을 산출하였다. 설계 조건과 온도 변화에 따른 액추에이터의 흡인력이 유로 개방에 필요한 요구 흡인력을 만족하는지 확인하기 위해 Maxwell을 이용한 전자기장 해석을 수행하였다. 해석결과 에나멜선의 직경이 0.53 mm 이상일 때 최고 사용 온도 조건에서 요구 흡인력을 만족하였다.

전자기장 해석결과를 검증하기 위해 직경이 0.53 mm인 에나멜선으로 솔레노이드 액추에이터의 시제품을 제작하고 흡인력 측정 장치를 구성하여 성능평가를 수행하였다. 성능평가 결과와 전자기장 해석결과를 비교하였을 때 최대 10% 이내의 오차를 보임으로써 솔레노이드 설계식과 전자기장 해석을 이용한 솔레노이드 설계가 타당함을 검증하였다.

2D 모델을 이용한 전자기장 해석에서는 솔레노이드 액추에이터

커넥터 부분에서 발생하는 자속의 누설을 반영할 수 없기 때문에 실제 성능평가 결과와 비교하였을 때 상대적으로 큰 오차가 발생한다. 이를 보완하기 위해 솔레노이드 액추에이터 전체 형상을 포함하는 3D 모델을 이용하여 흡인력을 해석할 경우 보다 정확한 해석 결과를 얻을 수 있다고 사료된다.

후 기

본 연구는 교육부와 한국연구재단의 지역혁신창의인력양성사업으로 수행된 연구 결과임 (No. 2013032233).

References

- [1] Ahn, B. K., 2012, Development trend of the Clean Tech Fuel Cell Vehicles, The Korean Society of Mechanical Engineers, 52:2 34-38.
- [2] Kim, C. K., Kim, D. H., 2012, A Safety Study on the Stress Characteristics of a Composite Pressure Cylinder for a Use of 70MPa Hydrogen Gas Vehicle, KSMTE, 21:1 1-6.
- [3] Sung, B. J., 2009, A Design of On/Off Type Solenoid Actuator for Valve Operation, Journal of Drive and Control, 6:4 24-32.
- [4] Commission Regulation(European Union), 2010, No 406/2010 of 26 April 2010 implementing Regulation (EC) No 79/2009 of the European Parliament and of the Council on type-approval of hydrogen-powered motor vehicles - ANNEX IV : Requirements for hydrogen components and systems designed to use compressed (gaseous) hydrogen and their installation on hydrogen powered vehicles, EU NO 406/2010 - 1:107, European Union.
- [5] Kim, T. W., 2002, Analysis of Structural Design Criteria of Pressure Vessels Based on ASME SECTION VIII, Proceedings of the KSME 2002 Autumn Annual Meeting, 98-107.
- [6] Sung, B. J., Lee, E. W., Kim, H. E., 2004, Empirical Design of an On and Off Type Solenoid Actuator For Valve Operation, KIEE International Transactions on EMECS, 4B:2 39-46.
- [7] Jang, J. H., Kim, J. h., Lee, S. J., 2015, Parameter Study on the design of Solenoid to Enhance the Velocity of Coilgun, Journal of the Korean Magnetics Society, 25:3, 87-91.
- [8] Fitzgerald, A. E., Kingsley, C. Jr., Umans, S. D., 2003, Electric machinery 6th ed., McGraw-Hill, New York.
- [9] LS Cable & System Ltd., viewed 10 Jul. 2015, LS Magnet Wire, <<http://www.lscns.co.kr/product/catalog4.asp>>.