



LPG 충전노즐에 장착된 O-링의 최적설계에 관한 연구

†김청균 · 김도현

홍익대학교 기계 · 시스템디자인공학과
(2006년 8월 18일 접수, 2006년 9월 18일 채택)

A Study on the Optimized Design of O-rings for LPG Filling Unit

†Chung Kyun Kim · Do Hyun Kim

Department of Mechanical and System Design Engineering, Hongik University, Seoul 121-791, Korea
(Received 18 August 2006, Accepted 18 September 2006)

요 약

본 논문은 LPG 충전노즐의 밀봉성능에 밀접한 관련을 맺고 있는 구형 그루브와 도브테일 그루브에 장착된 O-링의 최적화 설계를 위해 수행된 연구이다. O-링 그루브에 대한 최적설계 해석결과를 얻기 위해 비선형 유한요소해석 프로그램 MARC와 다구찌 설계법을 이용하였다. O-링을 최적의 조건으로 설치할 수 있도록 설계하기 위해 4개의 그루브 모델과 3개의 소재를 고려하였다. 그루브의 설계 파라미터로 폴리머 소재, 그루브의 깊이와 폭, O-링의 직경을 선정하였다. FEM 해석결과에 의하면, 최적설계에 가장 큰 영향을 미치는 기여도는 O-링의 직경과 소재특성으로 그루브의 폭, 깊이, 압축률에 비하여 높다는 사실을 알 수 있다. 가스 공급압력 1.764 MPa에 적합한 O-링을 안전하게 설치되어야 할 구형 그루브는 모델 3이, 그리고 도브테일 그루브는 모델 4가 가장 우수한 것으로 해석되었다.

Abstract – This paper presents the optimized design of O-rings with a rectangular groove and dovetails, which are strongly related on the sealing performance of LPG filling unit. The computed results on the optimal design are analyzed by non-linear MARC finite element program with Taguchi method. O-rings with 4 different groove models are analyzed for 3 different elastomeric materials. The design parameters are given to polymer materials, groove depth, groove width, and diameter of O-rings. The FEM computed results showed that the affection ratios of O-ring diameter and material property are the most influential parameter among the groove width, groove depth, and compression ratio. Thus, this paper recommends model III for a rectangular groove and model IV for a dovetail groove with a given gas supply pressure of 1.764 MPa.

Key words : O-ring, LPG filling unit, Taguchi design method, Leak, SN ratio

I. 서 론

자동차는 연료에 따라 가솔린 자동차, 디젤 자동차, LPG 자동차, CNG 자동차 등 다양하게 분류된다. 우리나라는 세계에서 가장 많은 LPG 자동차를 공급한 국가로 2006년도 5월 기준 1,938천대에 달한다[1]. 그 만큼 우리나라는 휘발유나 경유연료에 의한 대기오염 문제를 완화하기 위해 LPG 자동차를 환경정책의 일환으로 많이 보급하였고, 필요한 LPG 연료시스템 기술개발을 적극적으로 추진하였다.

LPG 연료를 자동차에 공급하기 위해 가스충전기(gas dispenser)를 사용한다. 즉, LPG를 자동차의 연료탱크에 공급하기 위해서 가스충전소의 LPG 탱크에 저장된 연료를 펌프로 가압하여 LPG 충전기에 연결된 충전노즐(LPG filling unit)을 자동차의 연료탱크에 부착된 충전니플(filling nozzle)에 삽입하여 안착되는 순간에 닫혀 있던 충전노즐과 충전니플의 체크밸브가 동시에 열리면서 LPG는 차량의 충전니플을 통과하여 자동차의 연료탱크로 안전하게 저장된다.

LPG의 누출없이 안전하게 공급하기 위해 충전노즐의 내경측에 O-링을 장착하여 충전니플의 선단부가 충전노즐의 내측경을 따라서 삽입되고, 이후로 완벽하게

†주저자:chungkyunkim@empal.com

체결된 상태에서 LPG를 공급할 경우 LPG의 외부누출을 차단한다. 따라서 O-링의 손상이나 불완전한 압축은 LPG 연료의 충전효율을 떨어뜨리고, 가스누출에 의한 대기오염 및 경제적 손실을 일으킨다. 결국 O-링의 밀봉력을 최적의 작동조건에 적합하도록 설계하여 가스누출을 차단하고, 수명을 연장해야 한다.

LPG를 자동차에 충전할 경우 가스누출이 발생하기 때문에 O-링을 자주 교환하여 밀봉성을 확보하려고 노력하지만, 일용직 충전인력에 의존하는 현실에서 O-링의 부정확한 조립에 따른 가스누출, 화재 및 폭발 위험성, 대기오염 등은 아직도 개선되지 않고 있다.

따라서 본 연구에서는 LPG 충전노즐의 내측경에 장착되는 O-링의 접촉면압을 작동조건에 적합하도록 최적설계를 수행하여 O-링의 밀봉력과 내구성을 동시에 확보토록 한다. 이를 위해 O-링 및 그루브 형상에 적합한 유한요소법 및 다구찌 설계법을 적용하였다. 결국 O-링이 설치될 구형 그루브(rectangular groove)와 도브테일 그루브(dovetail groove)의 두 가지에 대한 최적설계를 통하여 사용조건에 가장 적합한 O-링을 설계하였다.

II. O-링의 설계구조 및 모델

2.1. O-링의 설치구조

Fig. 1은 LPG 충전노즐의 내측실린더와 외측실린더 사이에 설치된 축방향의 O-링을 보여주고 있다. 본 연구에 사용된 O-링은 KS W 1526(항공기용 패킹 및 가스켓)이고, 사용된 소재는 NBR로 탄성력이 우수하고, 특히 내액화석유가스성을 유지한다. 또한 O-링의 소재로 널리 사용한다는 바이톤(viton) 및 EPDM 소재를 사용하여 소재에 따른 밀봉특성을 고찰하였다.

2.2. 그루브 설계모델과 다구찌법

Fig. 2는 O-링을 설치할 두 가지 그루브 해석모델로

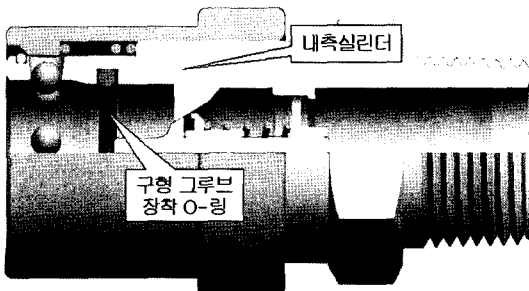


Fig. 1. Rectangular groove and O-rings of LPG filling unit.

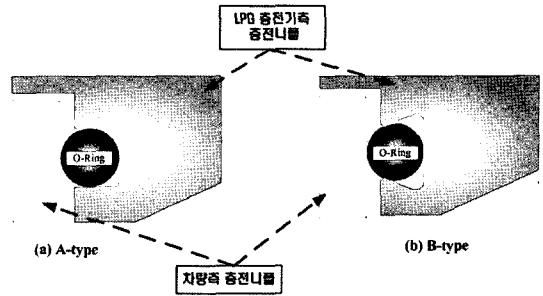


Fig. 2. Rectangular and dovetail grooves.

Fig. 2(a)는 보통의 구형 그루브에 O-링을 설치한 것으로 관리가 유리하지만 O-링의 축방향 압출에 의한 이탈 및 손상이 우려된다. Fig. 2(b)는 도브테일 그루브로 O-링을 설치하기가 어렵고 가공성이 나쁘지만 밀봉성이나 내구성이 우수하다는 장점을 갖기 때문에 이들 그루브에 대한 최적설계를 다구찌법으로 고찰하고자 한다.

2.2.1 설계조건

O-링의 밀봉특성을 고찰하기 위해 자동차의 연료탱크에 설치된 LPG 충전노즐을 충전니플에 삽입하는 과정에서 내측실린더에 설치된 O-링이 충전니플의 외주면과 슬라이딩 접촉을 하지만 반경방향으로 압축된 O-링에 의해 가스누출은 차단된다. 충전노즐과 충전니플의 슬라이딩 간극은 0.5 mm이고, 진입된 충전니플의 외경측과 O-링의 내경측은 탄성 압착되어 밀봉력을 발생한다. LPG를 주입할 때 LPG 설계압력은 18 kgf/cm² (1.764 MPa)이지만, 현장의 실제 LPG 충전압력은 8~9.5 kgf/cm² 정도로 낮은 압력에서 LPG를 공급한다.

2.2.2 다구찌법 및 설계 파라미터

다구찌법은 특성치의 산포를 통해 설계와 실험의 최적조건 기준을 결정할 수 있다. 이 때 특성치의 산포가 가장 작은 조건을 최적조건으로 결정하며, 특성치의 산포는 SN비를 통해 알 수 있다.

따라서 그루브에 장착된 O-링에서 발생하는 Cauchy 응력, 변형률과 같은 특성치가 작으면 좋은 SN비를 사용하는 망소특성과 접촉수직응력과 같이 클수록 좋은 밀봉성능을 나타내는 망대특성을 각각 적용하였다. SN비는 큰 경우가 그 때의 파라미터들이 응력과 변형률에 대하여 안정되고, 우수한 밀봉성능을 유지할 수 있어 효과적이다. 또한 SN비를 사용하여 설계 파라미터들이 최적조건에 미치는 영향을 간이분석법을 통해 관찰하고, 각 파라미터들이 특성치에 미치는 기여율을 각

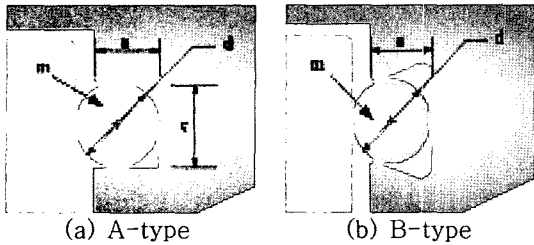


Fig. 3. Optimization parameters of LPG filling unit for Taguchi analysis.

Table 1. Factors and levels for Taguchi's design method.

Factors and Levels			Variation Factor			
			A	B	C	D
A-type	Level	1	NBR	1.75	2.4	0
		2	Viton	1.8	2.7	0.1
		3	EPDM	1.85	3	0.2
			m-소재	a-깊이 (mm)	d-직경 (mm)	c-폭 (mm)
B-type	Level	1	NBR	1.75	-	2.4
		2	viton	1.8	-	2.62
		3	EPDM	1.85	-	2.7
			m-소재	a-깊이 (mm)	e-오차	d-직경 (mm)

Table 2. Analysis layout of orthogonal array table of L9(3⁴).

Factors	A	B	C	D
Model No. 1	1	1	1	1
Model No. 2	1	2	2	2
Model No. 3	1	3	3	3
Model No. 4	2	1	2	3
Model No. 5	2	2	3	1
Model No. 6	2	3	1	2
Model No. 7	3	1	3	2
Model No. 8	3	2	1	3
Model No. 9	3	3	2	1

Table 3. Compression ratio of nine Taguchi models.

Model No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Compression ratio(%)	A-type	6.25	14.8	21.6	16.6	23.3	2.08	25.0	4.17	12.9
	B-type	6.25	12.2	12.9	16.6	4.17	10.3	14.1	14.8	2.08

각 계산하여 최적설계를 완성한다[2].

Fig. 3 및 Table 1은 구형 그루브(모델 A)와 도브테일 그루브(모델 B)의 최적설계에 대한 기여도를 고찰하기 위한 설계 파라미터를 나타낸 것이다. Fig. 3(a)의 A타입의 파라미터에서 a는 그루브의 깊이, d는 O-링의 직경을 나타내고, 이들 파라미터는 압축률과 연계된다. c는 그루브의 폭으로 c의 수준에서 0은 O-링의 직경과 그루브의 폭이 같은 경우이고, 0.1, 0.2는 O-링과 그루브가 접촉하는 부분에서 떨어진 간극을 나타낸다. 즉, 0.1일 경우에 O-링의 상하로 0.1 mm의 간극이 존재하는 형상이다. Fig. 3(b)의 B타입의 파라미터를 살펴보면 a는 그루브의 깊이, d는 O-링의 직경으로, K계열 1규격과 AS-568계열 규격에서 지정한 것이다. e는 다구찌 설계과정에서 발생한 오차항이다. 그리고 두 타입의 설계 파라미터를 나타낸 m은 O-링의 소재를 의미하고, 사용한 소재는 Table 1에서 제시한 것처럼 NBR, FKM, EPDM으로 모두 O-링의 소재로 널리 사용하고 있다[3,4].

Table 2에서는 다구찌법으로 해석하기 위해 3수준계 직교배열표를 사용하였고, 최종모델은 각 타입당 9개씩 선정하였다. 그 때 O-링의 압축률은 Table 3에서 제시한 것처럼 다양하게 선정하였다. O-링의 압축률은 O-링의 직경이 클수록, 그리고 그루브의 깊이가 작을수록 커진다.

III. 유한요소해석

3.1. 유한요소 해석모델

Fig. 4는 두 가지 그루브 타입에 대한 유한요소 해석 모델을 나타낸 것으로, O-링과 충전노즐의 내경부, 충전니플의 외경부 접촉형상을 간단하게 보여주고 있다. 여기서 O-링을 제외한 부분은 모두 황동(brass)으로 제작되었기 때문에 탄성중합체 소재인 O-링에 비교하여 변형이 없다할 수 있으므로 황동소재는 강체로 정의되고, O-링은 변형체로 가정하였다.

비선형 유한요소해석은 2차원 축대칭모델로 정의되고, 모든 요소들은 축대칭 4각요소를 사용하였으며, 모델링 해석은 MSC/MENTAT과 MSC/MARC를 각각 사용하였다[5].

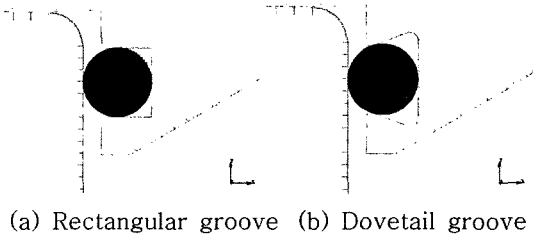


Fig. 4. Finite element models of O-rings.

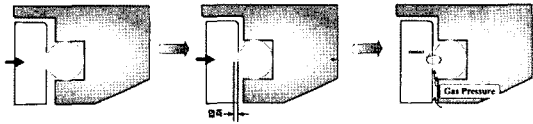


Fig. 5. Progressive applications of boundary condition.

3.2. 해석조건

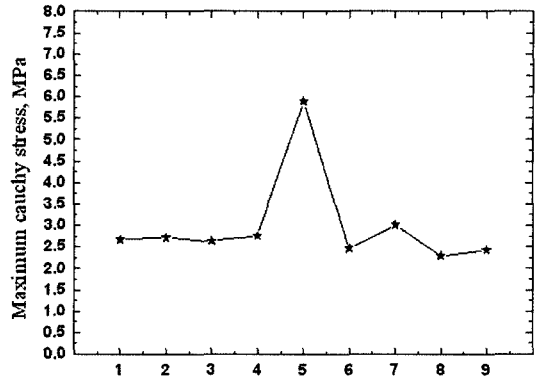
LPG 충전노즐에 장착되는 O-링에 하중이 가해지면 압축되고, 이에 따른 압착 면압에 의해 밀봉이 유지되는 모형을 Fig. 5에서 보여주고 있다. 연료탱크에 부착된 충전니플이 충전노즐의 내경측으로 진입하면서 O-링은 축방향의 가압력에 의해 압축되고, O-링과의 접촉면압에 의해 밀봉성이 확보된다. 그 후로 LPG가 차량의 저장탱크로 주입되는 과정에서 동일한 정도의 가스압력이 O-링에도 작용하면서 가스누출 문제가 제기된다. 여기서 가스 누출압은 접촉표면에 수직인 방향으로 작용한다. LPG 가스압은 주입압력 18kgf/cm²(1.764 MPa)이 작용한다. 이 때 O-링의 미끄럼 마찰소재의 마찰계수는 0.4로 일정하다고 가정한다.

IV. 해석결과 및 고찰

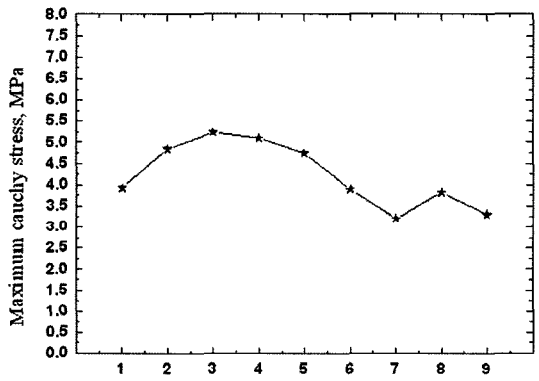
4.1. 최적화 설계

4.1.1 최대응력

Fig. 6은 O-링의 그루브 해석모델에서 발생한 최대 Cauchy 응력을 제시한 결과이다. 차량측의 충전니플이 충전노즐과 체결되는 과정에서 O-링은 압축률에 의해 가스누출을 차단하는 밀봉력을 발생한다. O-링에 걸리는 Cauchy 응력은 1차적으로 압축률, 즉 그루브의 깊이와 폭, O-링의 직경에 의해 결정되지만, LPG가 공급되는 순간부터는 가스압력에 의해 O-링에 작용하는 응력은 더욱 증가한다. 구형 그루브에 설치된 모델 A에서 O-링에 걸리는 최대 Cauchy 응력을 보여준 Fig. 6(a)에 의하면, 모델 5번은 6 MPa 정도의 가장 높은



(a) A-type (Rectangular groove)



(b) B-type (Dovetail groove)

Fig. 6. Maximum Cauchy stress vs Taguchi models.

Cauchy 응력을 발생시키는 것으로 보아 밀봉성은 대단히 우수하다. 그러나 구형 그루브의 모서리 부분에서 돌출 현상에 의해 O-링의 국부적인 파손 및 내구성 저하를 예상할 수 있다. 다른 해석모델에서는 2.5~3.5 MPa의 최대 Cauchy 응력이 발생하는데, 이것은 가스압력 18 kgf/cm²보다 충분히 높기 때문에 비교적 안전한 압축거동 데이터라 할 수 있다. 결국 O-링의 밀봉압력 형성은 O-링을 압축하는 하중과 누출하려는 가스압력에 의해 결정되는데, 가스 공급압력이 높을 경우는 압축률보다 가스 누출압력에 의해 큰 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6(b)는 도브테일 그루브 형상의 B타입 해석모델에 대한 최대 Cauchy 응력을 제시한 결과이다. 도브테일 그루브에 장착된 O-링의 압축과정에서 돌출이 발생한 해석모델은 구형 그루브에 대비 없는 것으로 해석되었다.

4.1.2. 최대변형률

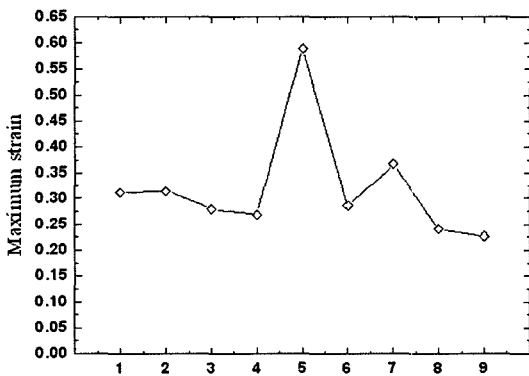
Fig. 7은 구형 그루브와 도브테일 그루브에 조립된 O-링에 걸리는 최대변형률을 나타낸 결과이다. 모델 A의 경우를 나타낸 Fig. 7(a)는 60% 정도의 최대변형률을 보여준 5번 모델을 제외하고는 모두 35% 이하의 최대변형률을 보여준다. 반면에 도브테일 그루브의 O-링에 대한 Fig. 7(b)의 최대변형률은 45% 이하로 구형 그루브보다는 약간 높게 나타났다. 이러한 해석결과는 O-링의 물성치와 비교할 때 아직은 변형률 범위에 있기 때문에 안전한 변형거동을 보여준다고 할 수 있다.

만약 O-링의 압축률이 과도하거나, 간극이 충분히 작지 못하여 돌출에 의한 압축응력 및 변형률이 과도하게 발생되면, 장착된 O-링이 뒤틀리거나 압괴되어 O-링의 밀봉성능을 유지할 수 없다. 따라서 O-링의 최대변형률이 작을수록 압축에 의한 밀봉저하를 방지할 수 있으므로 구형 그루브의 모델 5번을 제외하고는 구형 모델이 도브테일 그루브 형상에 비하여 전반적으로 우

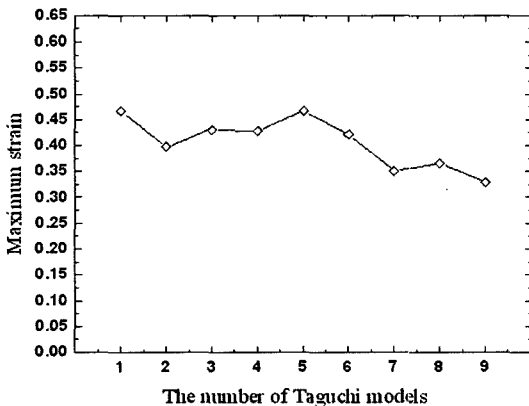
수하다고 할 수 있다.

4.1.3. 최대접촉 수직응력

Fig. 8은 그루브에 장착된 9개의 O-링에 걸리는 해석 모델에 대해 최대접촉 수직응력을 제시한 결과이다. 접촉응력은 O-링이 그루브와 접촉된 상태에서 수직방향으로 작용하는 성분만을 고려하기 때문에 압축응도와 소재에 따라 탄성에 의한 반력의 크기가 달라지며, 또한 가스압에 비례하여 O-링이 주입구나 그루브의 표면에 접촉하려는 힘은 증가하게 되므로 압축률이 높은 모델일수록 높은 최대접촉 수직응력이 발생한다. A와 B 타입에서 발생한 최대접촉 수직응력은 모두 가해진 가스압보다 높게 나타났기 때문에 충분히 밀봉작용을 할 수 있다. 그러나 Fig. 8의 모델 9는 압축률이 비교적 작은 관계로 가스압력을 차단할 정도로 접촉수직응력을 발생하지 않으므로 사용할 수 없다.

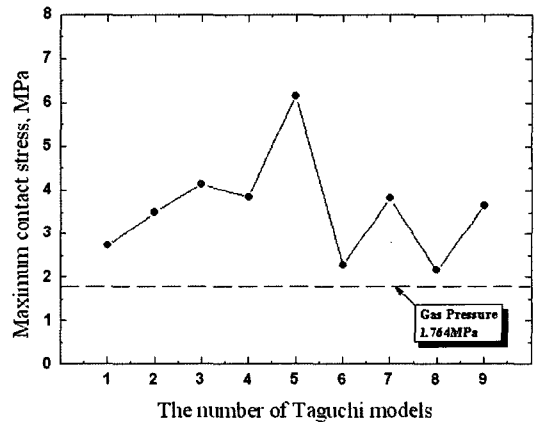


(a) A-type (Rectangular groove)

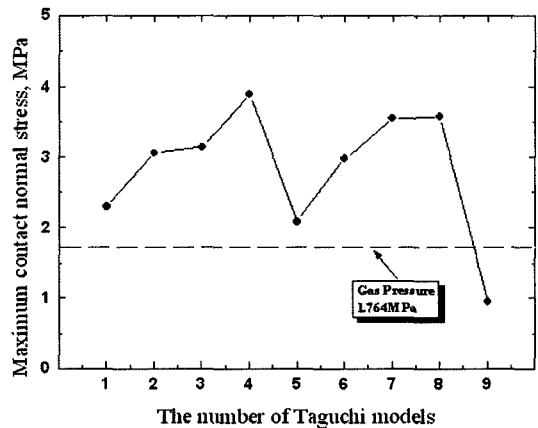


(b) B-type (Dovetail groove)

Fig. 7. Maximum strain vs Taguchi models.



(a) A-type (Rectangular groove)



(b) B-type (Dovetail groove)

Fig. 8. Maximum contact normal stress vs Taguchi models.

Table 4. SN ratios of O-rings in terms of Cauchy stress, strain, and contact normal stress.

Model No.	Cauchy stress		Strain		Contact normal stress	
	A-type	B-type	A-type	B-type	A-type	B-type
1	-8.553	-11.8790	10.1113	6.6137	8.6850	7.2346
2	-8.707	-13.7023	10.0338	8.0242	10.8789	9.7144
3	-8.422	-14.3800	11.0693	7.3205	12.3064	9.9469
4	-8.812	-14.1429	11.4114	7.3569	11.6979	11.8124
5	-15.402	-13.5156	4.6036	6.6044	15.7846	6.3904
6	-7.826	-11.7968	10.8879	7.5061	7.1396	9.4843
7	-9.571	-10.1409	8.7019	9.1062	11.6231	11.0290
8	-7.197	-11.6185	12.3417	8.7399	6.6528	11.0752
9	-7.712	-10.3966	12.8833	9.6297	11.2577	-0.4455

Table 5. Affecting ratio on O-ring grooves.

Affecting ratio, %	A-type					B-type				
	m-소재	a-깊이	d-직경	c-폭	sum	m-소재	a-깊이	e	d-직경	sum
Cauchy stress	7.67	18.9	62.6	10.6	100	50.4	2.65	17.7	29.1	100
Strain	12.6	21.4	41.7	24.1	100	66.5	16.6	2.06	14.7	100
Contact normal stress	8.66	4.83	63.9	22.5	100	15.4	32.8	1.26	50.4	100

4.1.4 SN비 및 최적모델선정

Table 4는 9개의 O-링 장착 그루브 해석모델에 대한 SN비를 제시한 직교배열표로 SN비가 클수록 우수한 설계조건이다. 또한 Table 5는 A타입과 B타입 그루브에 관련된 설계 파라미터가 특성치에 미치는 기여율을 Cauchy 응력, 변형률, 접촉수직응력으로 제시한 해석결과이다.

O-링의 밀봉성능에 미치는 중요한 특성치인 접촉수직응력 결과를 보면 3번 모델(압축률 21.6%)이 우수하지만, Fig. 8의 해석결과처럼 O-링의 접촉수직응력이 가스압력 1.764 MPa보다 높게 유지된다면 실제 사용상의 밀봉문제는 없기 때문에 어느 모델을 선정해도 좋다. 다만, 구형 그루브를 나타낸 A타입에서 5번 모델은 O-링의 돌출에 의한 손상 가능성이 높기 때문에 제외하는 것이 바람직하다.

A타입에서 O-링의 Cauchy 응력과 변형률을 살펴보면, 5번 모델을 제외한 나머지 모델, 특히 8, 9번 모델은 SN비가 가장 크기 때문에 이 또한 우수한 모델이라고 할 수 있다. 그러나 이들 두 모델은 Cauchy 응력과 변형률의 SN비는 비슷하지만 접촉수직응력의 SN비가 9번 모델이 월등히 높기 때문에 A타입에서는 9번 모델이 더 우수하며, 이 모델의 압축률은 약 12.9%로 변형률 권장범위에 속한다.

또한 도브테일 그루브를 나타낸 B타입을 살펴보면

접촉수직응력이 가스압력 1.764 MPa보다 낮게 관찰된 9번 모델을 제외한 모든 해석모델의 접촉수직응력은 가스압력 이상으로 나타났기 때문에 Cauchy 응력과 변형률에서 유리한 모델이 우수한 설계모델로 추천될 수 있다. 즉, 4번 모델은 접촉수직응력 측면에서 SN비가 가장 크기 때문에 최적의 설계모델이라고 할 수 있고, 이 모델의 압축률은 16.61%로 O-링의 압축률 권장치를 만족한다.

Table 5에 제시한 설계 파라미터의 기여율을 보면, A타입에서는 O-링의 직경이 모든 특성치에 가장 큰 영향을 미치고 있다. 이는 압축률이 O-링의 성능에 가장 큰 영향을 미치고 있음을 의미하는 것이고, 그루브 깊이의 경우는 수준차이가 그리 크지 않기 때문에 설계에 미치는 영향이 상대적으로 작은 것으로 고찰되었다. B타입에서는 접촉수직응력에 미치는 핵심인자는 O-링에 사용된 소재의 종류와 O-링의 직경이 가장 큰 영향을 미치고 있다. 이는 O-링의 직경과 그루브의 깊이 수준에 대한 차이가 그리 많지 않기 때문에 상대적으로 소재가 더 큰 영향을 미친다는 것을 의미한다.

V. 결 론

본 논문은 축방향으로 삽입되는 LPG 충전노즐의 밀봉안전성을 확보하기 위해 내측실린더에 설치되는 O-

링의 구형 그루브와 도브테일 그루브 형상에 대한 최적설계를 FEM과 다구찌법으로 해석하였다.

해석결과에 의하면, 구형 그루브에 장착된 A타입 O-링의 경우는 3번 모델, 도브테일 그루브에 조립된 B타입 O-링의 경우는 4번 모델이 각각 우수한 설계모델로 해석되었다. 이들 그루브 형상에 따른 O-링의 설계는 최소한 가스압력을 모두 만족하기 때문에 밀봉성, 가공성, 내구성 등을 고려하는 것이 바람직하다.

회, (2006)

[2] 박성현, “현대실험계획법”, 민영사, pp.459-462, pp.631-638, (2003)

[3] Ciesielski, A., 강신영, 김원호, 정경호 공역, “엘라스토퍼입문”, 청문각, pp.1-9, (2003)

[4] Bhowmick, A. K., “Handbook of Elastomers”, 2nd ed., M. Dekker, pp.785-790, (2001)

[5] MARC Analysis, Version K7.3, (1999)

참고문헌

[1] 2006년 6월말 LPG차량등록현황, 한국LP가스공업협