

# 다구찌 실험법을 이용한 O-링 그루브의 최적설계

한주현, 이병관, 김도현, 김청균

홍익대학교 기계.시스템디자인공학과

## Design optimization of O-ring grooves using Taguchi experimental method

Joo Hyun Han, Byung Kwan Lee, Do Hyun Kim, Chung Kyun Kim

Department of Mechanical and System Design Engineering, Hongik University

### 1. 서론

LPG연료는 휘발유와 비교하여 분자구조상 탄소가 적기 때문에 탄화수소 및 이산화탄소의 배출량과 경유에서 배출되는 입자상 물질, 질소산화물의 배출량이 적어 청정연료로 평가받고 있다. 특히 경유사용 자동차에 비해 매연의 경우 95%이상의 저감이 가능하다는 큰 장점을 가지고 있어 대체 연료로서 가장 적당한 것으로 사료된다[1,2,3].

O-링은 밀봉된 유체의 누설을 방지하고, 외부의 이물질 침입을 차단하기 위해 진공장치, 압력용기, 액추에이터, 밸브 등에서 다양하게 응용되고 있는 기계요소 핵심부품이다. 보통 O-링은 복잡한 형상의 그루브에 간혀서 항상 압축된 상태로 외력이나 온도하중 등의 각종 하중조건에 대한 탄성 반발력을 적정수준으로 유지해야 안정된 밀봉성능을 확보할 수 있다. 즉 O-링은 압축력이 가해진 상태에서 소재의 대변형 성질에 의해 밀봉성능을 확보하게 된다.

본 연구는 LPG 충전노즐에서 O-링의 접촉거동을 고찰하였다. LPG 충전노즐은 연료인 LPG를 전용차량에 주입하기 위한 장치로서 차량에 직접 체결되어 연료가 주입되므로 가스압에 대한 안정성과 외부로의 가스누출을 방지하는 밀봉성능이 중요하다. 여기서 O-링은 연료 주입 시 가스가 외부로 누설되는 것을 차단하는 밀봉장치역할을 한다. 따라서 가솔린, 광유, 연료유, 에탈린 글리콜 등에 대한 우수한 저항력으로 O-링 시일의 제조에 폭넓게 사용되며 가격면에서는 경쟁력이 있는 NBR 소재를 사용하여 주입되는 LPG의 가스압에 대하여 우수한 접촉거동과 충분한 밀봉성을 확보할 수 있도록 O-링 그루브 형상을 최적 설계하였다[4].

### 2. 해석방법

#### 2-1. 유한요소 해석 모델

Fig. 1은 충전노즐의 형상과 O-링 그루브의 유한요소 모델을 나타낸 것으로, 모델링은 O-링과 O-링 그루브 그리고 차량 주입구만으로 간략화하였다. 또한 O-링 그루브가 있는 충전노즐 본체와 차량의 주입구는 황동소재로 이루어져 있으므로 고무소재인 O-링에 의해 거의 변형이 일어나지 않는다. 따라서 O-링 그루브와 차량 주입구는 강체로, O-링은 변형체로 정의하였다.

해석의 편리성과 신속성을 위해서 2차원 축대칭 모델로 정의하였으며 모든 요소들은 축대칭 4각요소(Axisymmetric quadrilateral element)를 사용하였다. 모델링과 해석은 각각 상용 프로그램 MSC/MENTAT과 MSC/MARC를 사용하였다.

#### 2-2. 해석조건

LPG 충전노즐에서 사용되는 O-링의 접촉거동특성을 파악하기 위하여 Fig. 2와 같이 차량의 주입구가 충전노즐에 체결되어지면서 O-링이 주입구와 접촉하도록 하였으며 접촉 후 O-링의 한쪽 면으로 가스가 주입되어 압력이 작용하도록 하였다. 여기서 가스압은 표면에 법선방향으로 작용하며 O-링의 투과율은 무시하였다.

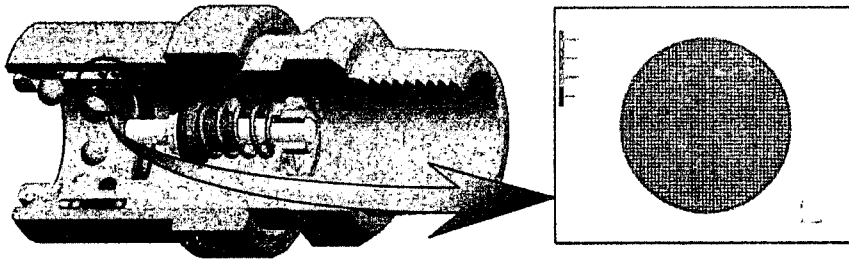


Fig. 1 3D model of LPG filling unit and the finite element model of O-ring groove

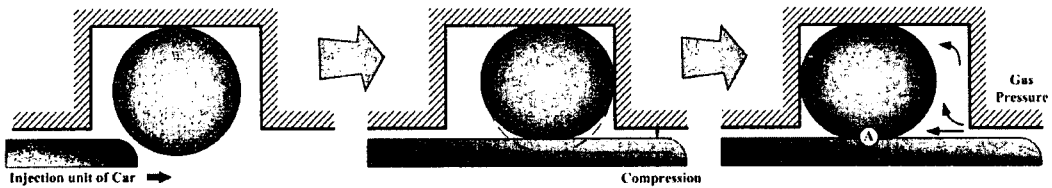


Fig. 2 Boundary condition

LPG는 일반적으로  $18\text{kgf/cm}^2(1.765\text{MPa})$ 의 압력으로 차량에 주입되며, 압력이 증가하여  $27\text{kgf/cm}^2$ 가 되면 안전밸브에 의해 가스주입이 차단된다. LPG 충전노즐이 차량의 주입구에 체결되어 연료를 주입할 경우에 O-링이 받는 영향을 최대 주입압력인  $27\text{kgf/cm}^2(2.648\text{MPa})$  이상에서도 관찰하기 위하여 압력을  $36\text{kgf/cm}^2(3.531\text{MPa})$ 까지 변화시켜 해석하였다. 또한 O-링 그루브, 차량 주입구, O-링의 마찰계수는 0.4로 일정하다고 가정하였다.

### 2-3. 탄성체 거동특성

NBR과 같은 탄성체의 거동특성을 유한요소법을 이용하여 해석하기 위해서는 실험에 의해 획득한 응력-변형률 곡선을 적절한 함수 모델로 가정하여 수행하게 된다. 그렇지 않으면 그 소재의 특성이 정확하게 반영되지 않기 때문이다. 본 논문에서는 상온에서 NBR의 단축인장실험을 통하여 획득한 응력-변형률 특성곡선을 사용하여 특성곡선을 근사화하였으며 이 때 사용한 함수 모델은 오차(error)가 가장 작게 계산된 Ogden 3차 모델이다.

다음의 식은 Ogden 모델의 변형에너지 함수를 나타낸 것이다.

$$W = \sum_{n=1}^N \frac{\mu_n}{\alpha_n} \left[ J^{\frac{-\alpha_n}{3}} (\lambda_1^{\alpha_n} + \lambda_2^{\alpha_n} + \lambda_3^{\alpha_n} - 3) + 4.5K(J^{\frac{1}{3}} - 1)^2 \right] \quad (1)$$

여기에서  $\mu_n$ 와  $\alpha_n$ 은 물질상수이고,  $J$ 는 체적비(Volumetric ratio)로서  $J = \lambda_1 \lambda_2 \lambda_3$  으로 정의되며,  $K$ 는 초기 체적탄성계수(Bulk modulus)이다. 또한  $N$ 은 Ogden 모델에서 고려해야 하는 항의 개수를 나타내며 일반적으로 2차항이나 3차항으로 정의할 수 있다[8]. 근사화된 곡선과 특성곡선과 거의 일치하며, 근사하는 과정에서의 오차는 일반적으로 받아들일 수 있는 크기이다.

### 2-4. Taguchi method

다구찌법은 실험과 설계의 최적조건을 결정하는 기준을 특성치의 산포로 정하는데 특성치의 산포가 가장 적은 실험조건을 최적조건으로 결정한다. 특성치의 산포는 SN값에 의해 알

수 있다. 본 연구에서는 O-링에서 발생하는 cauchy응력, 변형률과 같이 특성치 값이 작으면 좋은 경우의 SN값을 사용하는 망소특성을 적용하였으며, 접촉수직응력과 같이 클수록 좋은 밀봉성능을 나타내는 특성치는 망대특성을 적용하였다. SN값이 큰 경우가 그때의 설계 파라미터들이 응력과 변형면에서 안정되고 우수한 밀봉성능에 효과적임을 의미한다. 또한 본 논문에서는 SN값을 사용하여 설계 파라미터들이 최적설계에 미치는 영향을 간이분석법을 통하여 분석하였고, 각 파라미터들이 특성값에 미치는 기여율을 계산하였다[7].

### 2-5. 설계 파라미터와 직교배열표

O-링 그루브의 최적설계에 사용된 파라미터는 Fig. 3에서 나타낸 것처럼 차량 주입구와 O-링 그루브와의 거리  $h$ , O-링의 두께  $d$ , 차량 주입구와 충전노즐 본체와의 간극  $c$  그리고 O-링 그루브의 폭  $w$ 로 지정하여 형상을 변화시켰다.

여기서 각 인자는 ISO 3601 G Series 규격의 내경 18.00mm, 두께 2.65mm인 O-링과 SAE AS568 Sizes 규격의 내경 18.72mm, 두께 2.62mm인 O-링의 오차범위 내에서 지정하였다[6].

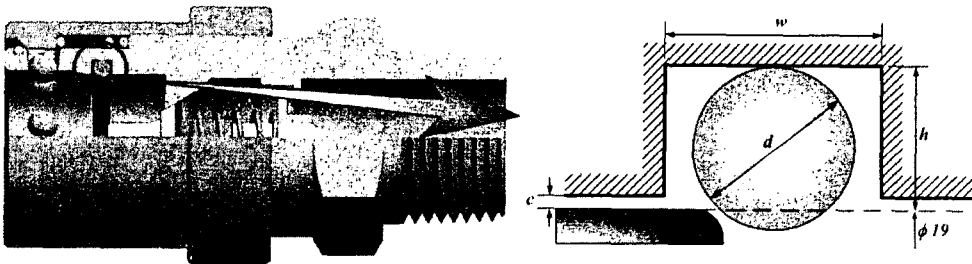


Fig. 3 Design parameters for optimized O-ring groove using taguchi method

Table 1 Factors and levels for Taguchi method

		Factors			
		A(h) : mm	B(d) : mm	C(c) : mm	D(w) : mm
Levels	1	2.1	2.56	0.05	3.0
	2	2.2	2.65	0.15	3.1
	3	2.5	2.74	0.25	3.2

Table 2 Analysis layout of orthogonal array table of  $L_9(3^4)$

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

Table 3 Compression ratio of various Taguchi models(unit : %)

Model number	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Compression ratio	17.969	20.755	23.358	14.062	16.981	19.708	2.344	5.660	8.759

Table 1과 같이 모두 4개의 파라미터들은 각각 3개의 수준으로 설계하였다. 이와 같이 총 4개의 파라미터를 3수준으로 나누어 3수준계 직교배열표인  $L_9(3^4)$ 형을 사용하였으며 Table 2에서 나타내었다.

Table 3은 각각의 모델들의 압축률을 나타낸 표이다. 차량 주입구와 O-링 그루브 사이의 거리  $h$ 가 작을수록, O-링의 두께  $d$ 가 클수록 압축률이 증가하는 것을 알 수 있다.

### 3. 해석결과 및 고찰

#### 3-1. 최적화 설계

##### (1) 최대 cauchy 응력

비선형 거동과 대변형특성을 나타내는 탄성중합체의 경우는 응력을 계산할 때 변형된 면적을 고려하는 cauchy응력이 초기면적에 의해 응력을 계산하는 von Mises응력에 비해 중합체의 특성을 정확하게 반영할 수 있다. 따라서 대변형을 감안하여 계산되는 cauchy응력을 관찰하였다.

Fig. 4는  $18\text{kg/cm}^2$ 에서 가장 큰 압축률을 나타내는 3번 모델, 가장 작은 압축률을 갖는 7번 모델 그리고 가장 낮은 응력을 나타내는 9번 모델의 cauchy응력분포를 나타내고 있다.

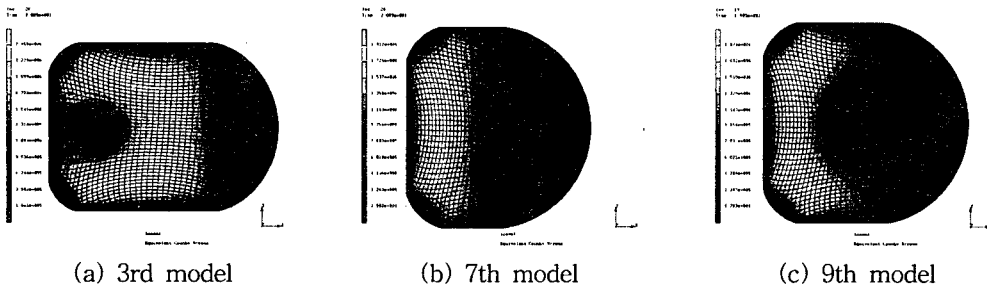


Fig. 4 Cauchy stress contour distribution of O-ring at  $P=18\text{kg/cm}^2$

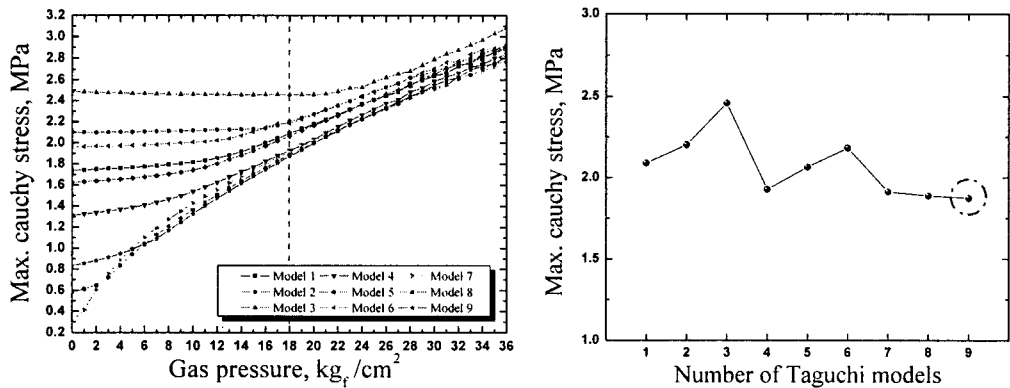


Fig. 5 Max. cauchy stress according to gas pressure and various Taguchi models

응력은 압력이 작용하는 반대위치에 나타나며 압축정도가 클수록 위와 아래로 양분되는 현상을 보인다.

Fig. 5(a)는 O-링에서 발생하는 최대 cauchy응력을 압력에 따라 나타낸 그래프이고, Fig. 5(b)는 일반적인 LPG 주입압력인  $18\text{kgf/cm}^2$ 에 대한 응력을 각각의 모델에 따라 나타낸 그래프이다. 차량 주입구가 충전노즐에 삽입될 때의 응력은 주입구 압축에 의해서만 영향을 받는다. 따라서  $0\text{kgf/cm}^2$ 에서의 응력은 Table 3에서 나타낸 압축률에 비례한다. 가스압이 증가할수록 응력이 증가하여 주입압력인  $18\text{kgf/cm}^2$ 에서는 모델에 따라 약  $1.87\sim 2.46\text{MPa}$ 의 응력이 나타나며,  $36\text{kgf/cm}^2$ 의 고압력에서도 약  $2.74\sim 3.08\text{MPa}$ 의 안정적인 응력이 발생한다. 또한 가압력이 증가할수록 압축률의 영향보다 가스압의 영향이 증대되어 고압력에서는 응력이 수렴되면서 증가하는 경향을 보인다.

비교적 높은 압축률을 가진 1~6번 모델은 전 압력구간에서 압축률 크기의 순서대로 최대 cauchy응력이 상승한다. 높은 압축률로 인하여 초기에 큰 응력이 발생하여 상대적으로 가스압의 영향이 작게 나타나기 때문이다. 따라서 저압력 상태에서는 낮은 기울기를 보이다가 약  $14\text{kgf/cm}^2$ 전후의 압력에서 주입구에 의한 압축보다 가스압의 영향이 증대되어 응력이 상승하는 것으로 보인다. 그러나 압축률이 작은 7~9번 모델에서는 초반에 O-링이 차량 주입구에 의해 압축되어 받는 영향보다 LPG의 가압에 의해 받는 영향이 상대적으로 크다. 따라서 약  $3\sim 24\text{kgf/cm}^2$ 에서 압축률이 가장 작은 7번 모델이 8, 9번 모델보다 큰 응력을 나타내며, 8번 또한 9번 모델보다 큰 응력을 가지는 역전현상이 나타난다.  $24\text{kgf/cm}^2$ 이상의 압력에서는 O-링이 가스압의 영향을 충분히 받고 있으므로 다시 압축률에 비례하는 응력상태를 보인다.

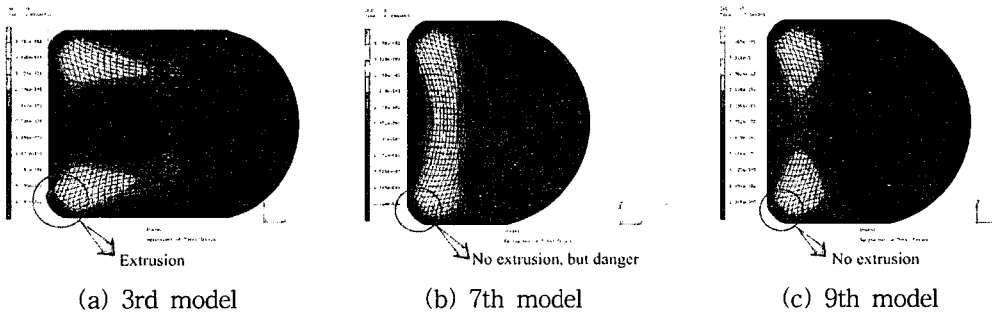
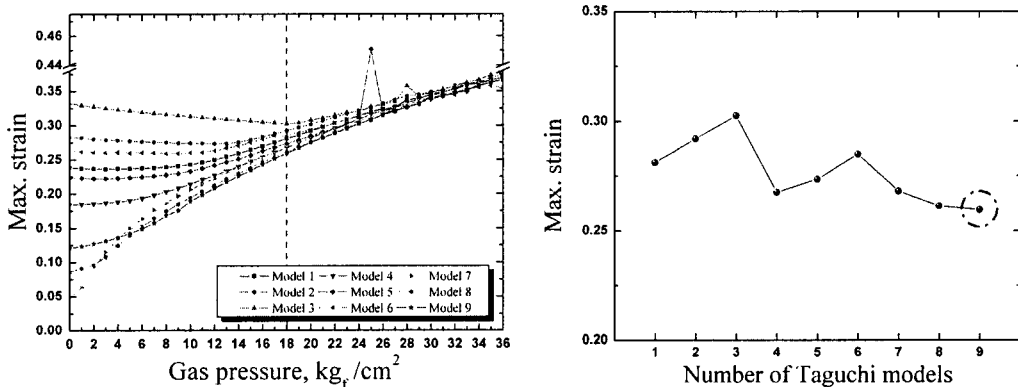


Fig. 6 Strain contour distribution of O-ring at  $P=36\text{kgf/cm}^2$



(a) According to gas pressure (b) According to model number( $18\text{kgf/cm}^2$ )  
Fig. 7 Max. strain according to gas pressure and various Taguchi models

## (2) 최대변형률

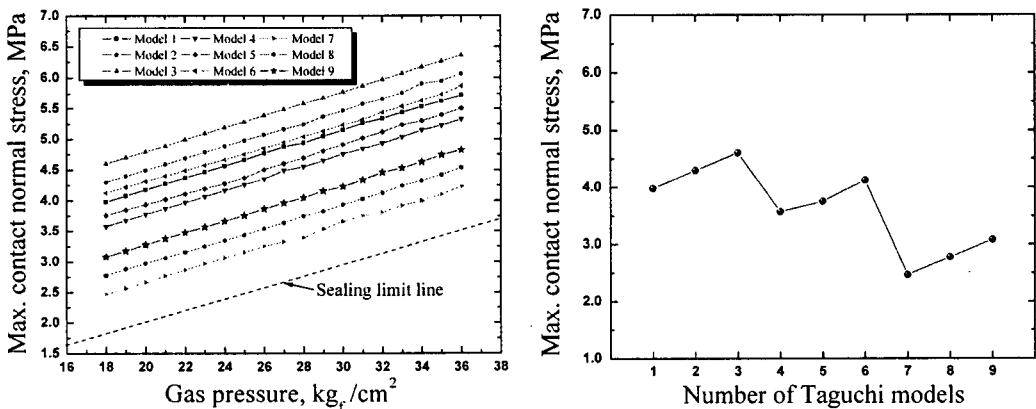
Fig. 6은  $18\text{kgf/cm}^2$ 에서 3, 7, 9번 모델의 변형률 분포를 나타내고 있다. 또한 Fig. 7(a)는 O-링에서 발생하는 최대변형률을 압력에 따라 나타낸 그래프를, Fig. 7(b)는  $18\text{kgf/cm}^2$ 에 대한 변형률을 각각의 모델에 따라 나타내고 있다.

주입압력인  $18\text{kgf/cm}^2$ 에서 모델에 따라 약 25.9~30.2%의 최대변형률이 관찰되며,  $36\text{kgf/cm}^2$ 의 높은 압력에서도 약 37.9~36.6%의 안정적인 변형률이 나타난다. 그러나 3번 모델의 경우 약  $27\text{kgf/cm}^2$ 에서, 5번 모델은 약  $25\text{kgf/cm}^2$ 에서 변형률이 급증하였다가 급감하는 현상이 발생하는 것으로 보인다. 이는 Fig. 6(a)에서와 같이 O-링이 압축되고 가압력이 작용하면서 차량 주입구와 충전노즐 본체사이의 간극으로 돌출되어 나타나는 현상이다. O-링이 과도하게 압축되거나 간극이 0.25mm로 매우 커서 그루브가 O-링의 하단부를 충분히 지지해 주지 못하면 돌출현상이 발생하게 되는데, 이러한 돌출이 발생되면 돌출부에서의 과도한 응력과 변형으로 인하여 O-링이 찢어지는 현상이 발생하게 되어 더 이상 밀봉성능을 발휘할 수 없게 된다[5]. 그러므로 이런 형상의 O-링 그루브는 LPG의 외기로의 누출을 확실히 차단하기 어렵다고 할 수 있으므로 바람직하지 않다. Fig. 6(b)에서와 같은 7번 모델 또한 돌출이 발생하지는 않았으나 돌출될 위험성을 지니고 있으므로 바람직하지 않은 모델이라고 할 수 있다. 그러나 Fig. 6(c)에서와 같이 타 모델들은 간극이 작고 O-링 그루브의 옆면이 O-링을 충분히 지지할 수 있는 높이를 확보할 수 있으므로 고압에서도 안정적인 거동과 밀봉성능을 확보하고 있는 것으로 보인다.

## (3) 최대 접촉수직응력

최대 접촉수직응력은 Fig. 2의 ㉨와 같이 차량 주입구에 의해 O-링이 압축되는 부분에서 관찰하였다. 이는 O-링의 밀봉성능이 상실될 때 가스누설이 가장 먼저 일어나는 경로이기 때문이며, 동일한 조건인 그루브 안쪽과의 접촉부에서도 거의 비슷한 응력이 작용하므로 한 쪽 면만을 관찰하였다.

Fig. 8(a)는 O-링에서 발생하는 최대 접촉수직응력을 압력에 따라 나타낸 그래프이고, Fig. 8(b)는  $18\text{kgf/cm}^2$ 에 대한 최대 접촉수직응력을 전 모델에 대해 나타낸 것이다. 차량 주입구와 O-링의 접촉면에서 측정된 밀봉능력의 척도인 최대 접촉수직응력은  $18\text{kgf/cm}^2$ 에서 모델에 따라 약 2.47~4.60MPa 응력을 보이며 압력의 증가에 따라 선형적으로 상승한다. 이는 접촉수직응력은 접촉된 상태에서 작용하는 영향만을 고려하기 때문인데, 압축정도에 따라 반발탄성에 의한 반력의 크기가 달라지며 또한 가압력에 비례하여 O-링이 주입구나 그



(a) According to gas pressure

(b) According to model number( $18\text{kgf/cm}^2$ )

Fig. 8 Max. contact normal stress according to gas pressure and various Taguchi models

Table 4 S/N ratios for cauchy stress, strain, contact normal stress of O-ring

Analysis No.	Cauchy stress	Strain	Contact normal stress
1	-6.401	11.024	11.995
2	-6.858	10.692	12.667
3	-7.811	10.386	13.262
4	-5.700	11.455	11.066
5	-6.296	11.266	11.498
6	-6.783	10.907	12.309
7	-5.630	11.440	7.841
8	-5.517	11.662	8.879
9	-5.454	11.718	9.772

루브의 표면에 접촉하려는 힘은 증가하게 되므로 선형적인 응력 상승을 보이게 된다. 따라서 압축률이 높은 모델일수록 큰 접촉수직응력이 발생한다.

Table 4는 Table2의 직교배열표에 의한 9개 모델을 해석하여 O-링에서 발생한 최대 cauchy응력, 변형률, 접촉수직응력을 SN비로 나타낸 표로 일반적인 가스주입압력인 18kg/cm<sup>2</sup>을 기준으로 적용하였다.

Cauchy응력과 변형률면에서는 SN비가 각각 -5.454, 11.718로 가장 큰 9번 모델이 가장 우수하다고 할 수 있다. 접촉수직응력은 가스의 안전한 밀봉에 관한 척도를 나타내므로 응력이 가스압보다 높아야 하므로 값이 클수록 좋다. 따라서 돌출이 일어나거나 돌출 위험이 있는 모델을 제외한 모델 중 2번 모델에서 12.667로 가장 우수하다고 할 수 있다. 그러나 다른 모델들 또한 가스압 18~36kg/cm<sup>2</sup>(1.765~3.531MPa)에 비해 큰 응력을 가지므로 밀봉성에는 문제가 없다고 할 수 있다.

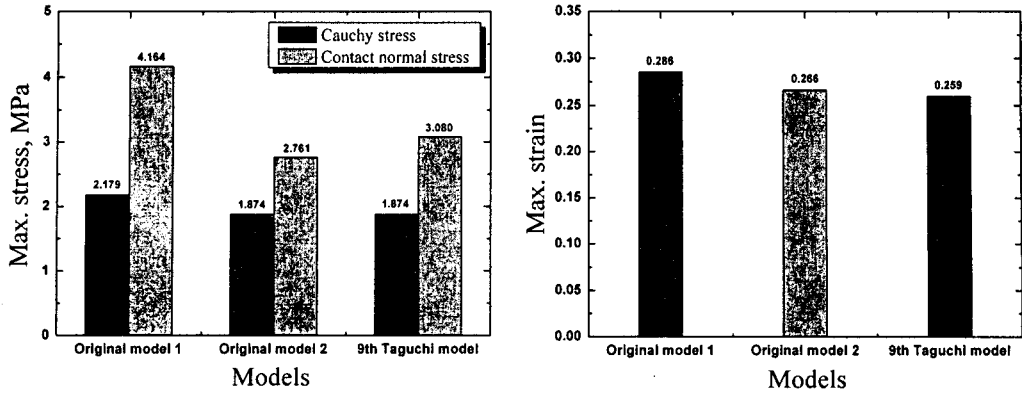
돌출이 발생하는 모델을 제외한 모든 모델이 안정적인 응력과 변형률을 나타내고 있으며 밀봉성 또한 확보하고 있으므로 적절한 모델이라고 할 수 있다. 그러나 최적의 모델을 선정하고자 한다면 9번 모델이 cauchy응력과 변형률면에서 가장 큰 SN비를 나타내므로 가장 우수한 성능을 지니고 있다고 할 수 있다. Gland seal에서 사용되는 O-링은 최소 5%에서 최대 30%의 압축률을 추천하고 있다. 9번 모델의 O-링은 약 8.8%인 권장사항 내의 압축률을 지닌다[6].

Table 4에서 구한 SN비의 값을 가지고 O-링에서 발생하는 cauchy응력, 변형률, 접촉수직응력에 영향을 미치는 파라미터들의 기여율을 간이분석법을 이용하여 계산하여 Table 5와 같이 나타내었다.

Table 5에서와 같이 cauchy응력은 차랑 주입구와 그루브의 거리 h가 약 46.40%로 가장 크게 작용하고 O-링의 두께 d가 약 24.05%로 두 번째로 큰 영향이 작용하며, 변형률은 h가 약 50.62%, 그 다음으로 그루브의 폭 w가 약 18.04%의 영향을 미치는 것으로 나타났다. 접촉수직응력 또한 h가 약 66.37%로 매우 큰 영향력을 보이며 d가 약 25.78%로 두 번째로 큰

Table 5 Affecting ratio in O-ring groove

Affecting ratio, %	A : h	B : d	C : c	D : w	Sum
Cauchy stress	46.398	24.054	17.917	11.631	100
Strain	50.624	16.930	14.403	18.044	100
Contact normal stress	66.366	25.782	5.251	2.601	100



(a) Max. cauchy stress

(b) Max. strain

Fig. 9 The comparison of Max. cauchy stress and Max. strain between original model and optimized model at  $P=18\text{kg}/\text{cm}^2$

영향을 미치는 것으로 나타났다.

거리  $h$ 와 O-링 두께  $d$ 가 O-링의 압축률을 결정하게 되는데 이 압축률에 의해 O-링이 가장 큰 영향을 받기 때문이다. 따라서 과도압축과 돌출이 일어나지 않도록 거리  $h$ 와 O-링의 지름  $d$  그리고 간극  $c$ 를 설계한다면 안정적인 cauchy응력과 변형률 그리고 안정적인 밀봉성을 확보할 수 있을 것으로 판단된다.

### 3-2. 기존모델과의 비교

Fig. 9(a)는  $18\text{kg}/\text{cm}^2$ 의 압력이 작용할 때 기성 O-링과 다구찌법으로 최적화된 모델의 최대 cauchy응력을 비교한 그래프이고, Fig. 9(b)는 최대 변형률을 비교한 그래프이다.

여기서 기존 모델1은 AS568 Sizes 5-256 규격의 내경 17.76mm, 두께 2.62mm인 O-링을 나타내며, 기존 모델2는 AS568 Sizes 2-116 규격의 내경 18.72mm, 두께 2.62mm인 O-링을 말한다. 기존 모델1은 압축률이 약 19.8%이고, 모델2는 약 5.3%이다.

기존 모델1은 최적모델에 비해 약 11%정도 압축률이 크므로 최대 cauchy응력과 변형률이 각각 약 16.3%, 10.1%정도 증가하며, 최대 접촉수직응력은 약 35.2% 증가한 것으로 관찰된다. cauchy응력과 변형률이 최적모델에 비해 상승하였지만 안정적인 범위에 있으며, 밀봉 성능은 오히려 더욱 우수해진다.

기존 모델2는 최적모델에 비해 약 3%정도 압축률이 작다. 그러나 최대 cauchy응력은 거의 비슷하고 변형률은 약 2.62% 상승하는 것으로 보인다. 또한 최대 접촉수직응력은 10.4% 감소한다. cauchy응력과 변형률은 비슷하거나 약간 상승하므로 안정적이라고 판단되며, 밀봉 성능 또한 감소하였지만 주입되는 가스를 밀봉하기에는 무리가 없다.

즉, 시중에서 현재 사용되고 있는 두 개의 모델들 또한 충전노즐에 적용하기에 적절하다고 판단된다. 2-116 규격의 약 5.3%의 압축률은 O-링이 가져야하는 최소 압축률에 근접한 값이므로 사용에 제약이 따르지만 5-256 규격 O-링의 경우 19.8%라는 최적조건의 추천 압축률을 지니므로 우수한 성능을 발휘할 수 있을 것으로 판단된다.

### 4. 결론

본 논문에서는 LPG 충전노즐에서 O-링 그루브의 최적설계를 다구찌법과 유한요소법으로 해석하였다. LPG 충전노즐에서 가스의 외부로의 누출을 차단하는 O-링의 그루브 형상을 차량 주입구와 O-링 그루브와의 거리  $h$ , O-링의 두께  $d$ , 차량 주입구와 충전노즐 본체와의



간극  $c$  그리고 O-링 그루브의 폭  $w$ 로 고려하여 모두 9개의 다구찌 해석모델을 계산하였다. 각각의 해석모델에 대한 O-링의 안정성과 밀봉성을 평가하기 위해서 cauchy응력과 변형률은 망소특성을, 접촉수직응력은 망대특성을 각각 적용하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 거리  $h$ 와 O-링 두께  $d$ 에 의해 cauchy응력, 변형률, 접촉수직응력이 받는 영향이 가장 큰 것으로 나타났다.  $h$ 와 O-링 두께  $d$ 가 O-링의 압축률을 결정하게 되는데 이 압축률에 의해 O-링이 가장 큰 영향을 받기 때문이다.
- 2) 간극  $c$ 가 커서 그루브가 O-링의 하단부를 충분히 지지해 주지 못하면 돌출현상이 일어나 O-링에 손상이 발생하게 되며 따라서 더 이상 밀봉성능을 발휘할 수 없게 된다.

따라서 과도압축과 돌출이 일어나지 않도록 설계하여 안정적인 cauchy응력과 변형률 그리고 안정적인 밀봉성을 확보할 수 있는 설계 파라미터를 설정하는 것이 중요하다.

본 논문에서는  $h:2.5\text{mm}$ ,  $d:2.74\text{mm}$ ,  $c:0.15\text{mm}$ ,  $w:3.0$ 인 9번 모델이 가스주입 압력인  $18\text{kgf/cm}^2$ 에서 비교적 작은 압축률을 유지하여 안정적인 cauchy응력, 변형률을 나타내면서 충분한 밀봉성능을 확보하고 있고 또한 돌출을 유발하지 않는 간극을 유지하므로 가장 적절한 모델이라 할 수 있다.

또한 시판중인 모델과의 비교에서 두 기성품 또한 안정적인 cauchy응력, 변형률과 밀봉성을 확보하고 있음을 알 수 있었다. 그러나 O-링의 수명연장과 더욱 안정된 접촉거동을 확보하기 위해서는 Taguchi 실험법에 의해 최적화된 모델을 사용하는 것이 바람직하다.

## 5. 참고문헌

1. 윤재건, "LPG자동차의 안정성에 대한 고찰", 한국자동차공학회지 Vol.19, No.4, pp. 10~15, (1997)
2. 선우명호, 백안선, 송정훈, "LPG 자동차에서의 LPG 누출 검사 방법에 관한 연구", 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp. 423~429, (1995)
3. Eric Johnson, "LPG: a secure, cleaner transport fuel? A policy recommendation for Europe", Energy policy, pp. 1573~1577, (2003)
4. Anil K. Bhowmick and howard I. Stephens, "Handbook of elastomers", second edition, revised and expanded, M. Dekker, pp. 785~790, pp. 809~811, (2001)
5. 조승현, 강현준, 김청균, 김영규, "고압, 고온용 구조물의 밀봉시스템 설계", 한국가스학회 춘계학술대회 논문집, pp. 217~226, (2004)
6. Dan Visscher 외, "The dichtometik O-ring handbook", Dichtometik North America.
7. 박성현, "현대실험계획법", 민영사, (2003)
8. "MARC Analysis", Version K7.3, (1999)