

# 자동차 클러치 다이어프램 스프링의 유한요소해석 및 최적설계

이춘열\* · 채영석\* · 권재도\* · 남옥희\*\* · 김태형\*\*\*  
(1999년 8월 23일 접수)

## Finite Element Analysis and Optimal Design of Automobile Clutch Diaphragm Spring

Choon-Yeol Lee, Young Suk Chai, Jae-Do Kwon,  
Wook Hee Nam and Tae-Hyung Kim

**Key Words:** Clutch(클러치), Diaphragm Spring(다이어프램 스프링), Finite Element Method(유한요소법), Sensitivity(민감도), Optimal Design(최적설계)

### Abstract

A diaphragm spring is an important component of a clutch assembly, characteristics of which depends largely on that of a diaphragm spring. A diaphragm spring is subject to high stress concentration in driving condition, which frequently causes cracks and fracture around finger area. In this paper, behavior of a diaphragm spring is analysed by finite element method to calculate sensitivity of design parameters, which is used to perform optimal design of diaphragm spring shape. As an object function, hoop stresses are taken and minimized to improve durability. Characteristics of the diaphragm is used as equality constraint to maintain the original design purpose and sequential linear programming(SLP) is utilized as an optimization tool. With optimized design, it is verified that concentrated stress is decreased maintaining release load characteristic.

### 1. 서 론

수동 트랜스미션(transmission)을 장착한 자동차에 사용되고 있는 원판 마찰 클러치(clutch)의 구성은 Fig. 1에서와 같이 클러치 디스크(clutch disc), 클러치 커버(clutch cover), 릴리즈 베어링(release bearing)으로 구성되어 있으며 그 중 다이어프램 스프링(diaphragm spring)은 커버 플레이

트, 압력판(pressure plate)으로 구성된 클러치 커버의 부품으로서 압력판과 클러치 디스크를 밀착시키는 원판형의 부품이다. 클러치는 크랭크 샤프트(crank shaft)에 연결된 플라이휠(flywheel)을 원동축으로 하여 플라이휠과 압력판 사이에 위치한 클러치 디스크를 통하여 마찰력에 의해 종동축인 트랜스미션 축으로 회전력이 전달된다. 한편 클러치 페달을 밟게되면 릴리즈 베어링이 다이어프램 스프링에 하중을 가하게 되어 압력판을 종동축 방향으로 이동시키게 됨으로써 플라이휠과 압력판 사이에 장착된 클러치 디스크의 결합을 완화하여 동력을 차단하게 된다.

이러한 클러치의 설계시 다이어프램 스프링특성이 클러치의 성능을 결정하는 만큼 가장 먼저 다이어프램 스프링의 형상, 릴리즈 하중(release

\* 회원, 영남대학교 기계공학부

E-mail: yschai@yu.ac.kr

TEL : (053)810-2464 FAX : (053)813-3703

\*\* (주) 평화 발레오

\*\*\* 영남대학교 대학원 기계공학부

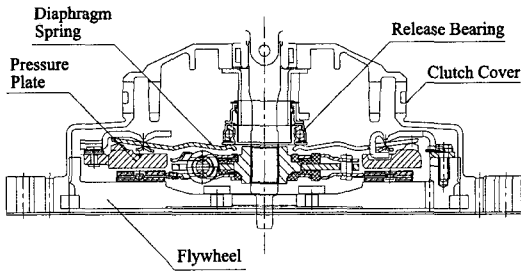


Fig. 1 Configuration of automobile clutch system

load) 특성, 응력 특성과 장착하중, 장착위치 등이 결정된 후 클러치 디스크의 크기, 클러치 커버의 크기와 재질, 압력판의 크기 등 다른 모든 부품의 형상이나 물성치 등을 결정할 수 있다. 또한 다이어프램 스프링은 형상, 치수, 재질, 가공방법, 열처리, 내구성 등의 기술적인 문제로 이론적인 해석과 설계가 쉽지 않은 부품이다.

클러치에서는 기본적으로 마찰력에 의하여 높은 토크(torque)로 동력이 전달되므로 플라이휠, 클러치 디스크, 압력판 등의 마찰에 따른 열부하 및 열피로, 클러치 접촉에 따른 단속적인 토크에 의한 동적 부하, 마찰에 의한 고온에서의 클러치 커버 및 디스크의 열화 등의 현상이 발생하게 된다. 이러한 현상에 의하여 클러치 커버의 압력판과 다이어프램 스프링에서는 열부하 및 동적 부하에 따르는 피로현상과 균열 등이 발생하게 되고 이것은 클러치수명을 단축하는 중요한 요인이 되고 있다. 특히 다이어프램 스프링은 제품 특성상 다양한 응력집중부위를 갖게되며 이 응력집중부위에서 크랙(crack)이 발생 및 성장하여 파단에 이르는 경우가 상당히 발생되고 있다. 또한 릴리즈 베어링의 작동과 클러치 디스크의 마모에 따라 다이어프램 스프링에 발생하는 응력 특성은 실제 차량에서의 반복적인 사용에 따라 내구성에 많은 영향을 미치게 된다.<sup>(1,2)</sup>

본 연구의 목표는 클러치 접촉에 의한 압력판과 다이어프램 스프링의 거동을 해석하여 다이어프램 스프링의 최적설계를 위한 기본적인 자료를 개발하는 것이다. 이러한 연구를 통하여 다이어프램 스프링의 형상 및 규격에 대한 최적설계를 구현하여 클러치의 신뢰성을 높이고 수명을 연장할 수 있도록 하는 것을 본 연구의 궁극적인 목표로 한다.

다이어프램 스프링은 힘과 변위의 관계가 비선형적인 특성을 가지며 최대응력은 스프링의 주요부인 상단과 하단에 발생하는 원주 응력(hoop stress)이 된다.<sup>(3,4)</sup> 다이어프램 스프링의 핑거(finger)부가 없는 단순한 형태의 디스크 스프링(disk spring)에 대한 이론적 해석은 Almen과 Laszlo<sup>(5)</sup>에 의하여 이루어졌으며 반경방향으로 테이퍼된 단면을 가지는 디스크 스프링에 대한 해석은 Brecht와 Wahl<sup>(6)</sup>에 의하여 이루어졌다. 현재까지 다이어프램 스프링의 설계는 이러한 단순화된 형태에 대한 이론적인 해를 기초로 하고 있으며 릴리즈 하중위치, 핑거부 등을 고려하기 위하여 제작사마다 고유의 실험을 기초로 한 변환식을 개발하여 사용하고 있다.<sup>(7-12)</sup> 본 연구에서는 이러한 제작사 고유의 이론해 변환식의 문제점 보완 및 대안으로서 유한요소법을 이용하여 다이어프램 스프링의 릴리즈 하중 특성 및 원주 응력 특성을 구하였다. 먼저 다이어프램 스프링의 힘-변위 특성, 응력 특성을 유한요소 해석을 통하여 구하여 다이어프램 스프링의 형상을 결정하는 설계변수에 따른 릴리즈 하중 및 원주 응력 등의 변화량을 구하였으며<sup>(13)</sup> 유한요소해석에는 ANSYS를 사용하였다.<sup>(14)</sup> 이러한 설계변수의 변화에 따른 변화량을 기준으로 하여 민감도를 계산하고 설계변경 가능범위를 설정하여 최적설계를 수행하였다. 본래의 설계상태에서 크게 벗어나지 않아야 하므로 클러치 페달 답력특성 및 릴리즈 하중 특성을 그대로 유지하기 위하여 제한조건으로 설정하였으며 각 부위의 원주 응력을 목적함수로 하였다. 최적설계 기법으로는 순차선형계획법(Sequential Linear Programming)을 사용하였다.<sup>(15)</sup>

## 2. 다이어프램 스프링의 유한요소해석

### 2.1 유한요소 모델링

Fig. 2에는 일반적인 다이어프램 스프링의 평면도, 측면도, 핑거 선단부 및 코이닝(coining)부의 형상을 나타내었다. 다이어프램 스프링의 구조는 일반적으로 원추형(cone shape)의 얇은 판으로서 코이닝의 형상이 교번 축대칭을 이루고 있다.

해석에 사용된 모델링은 Fig. 3과 같이 대칭성을 고려하여 다이어프램 스프링 핑거 중 하나에

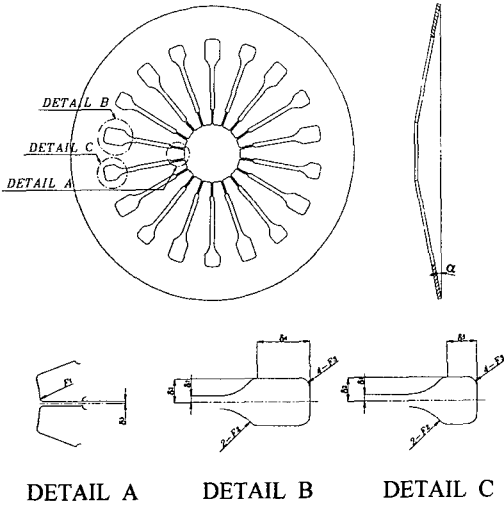


Fig. 2 Finger and coining parts of a diaphragm spring

대해 수행하였다.

사용된 유한요소는 절점(node)이 8개인 셸(shell) 요소이며 경계조건으로서 다이어프램 스프링의 대칭성을 고려하여 다이어프램 스프링의 핑거부를 제외한 절단된 부분, 즉 Fig. 4에서 빗금 친 단면부분에 대칭경계조건을 주기 위하여  $\theta$  방향의 변위와  $r$ ,  $z$  방향의 회전을 고정하였으며 압력판의 피크부와 다이어프램 스프링이 접촉하는 부분은  $z$  방향 변위를 구속하였다. 하중조건으로서 릴리즈 베어링부와 다이어프램 스프링이 접촉하는 부분에 클러치 페달의 작용에 의한  $z$  방향의 변위 ( $\delta$ )를 가하였으며, 그때의 변위량은 압력판 피크부와 다이어프램 스프링이 접촉하는 부분을 기준으로 하여, 클러치 페달이 작동되지 않는 무하중 상태( $\delta/H = 0$ )에서부터 클러치 페달을 최대한 밟았을 때의 거리인 핑거부의 행정(stroke)의 2배( $\delta/H = 2$ )까지로 하여 해석을 수행하였다. 이러한 릴리즈 베어링부와 다이어프램 스프링이 접촉하는 부분의 주어진 변위에 대한 압력판 피크부와 다이어프램 스프링이 접촉하는 부분의 반력으로써 릴리즈 베어링의 하중을 계산하였으며 진술한 바와 같이 하중-변위 특성을 대변형을 고려한 비선형 해석을 통하여 구하였다.

또한 Fig. 4에 나타난 바와 같이 실제 다이어프램 스프링이 차량에 장착되어 작동시 응력을 탐

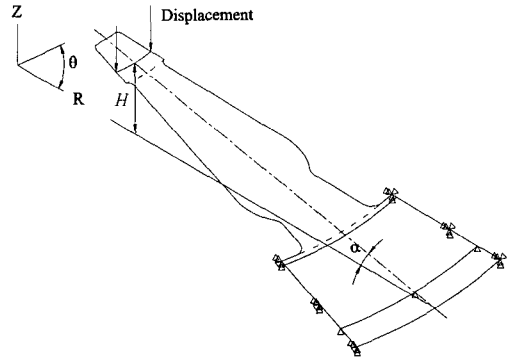


Fig. 3 Shape of a finger and boundary conditions

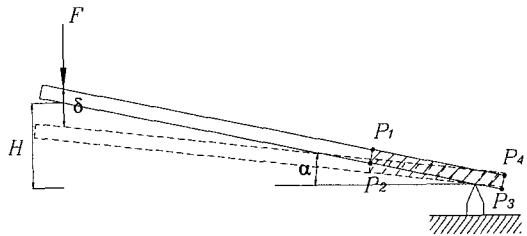


Fig. 4 Locations of release load and hoop stresses

이 받게 되는 부위인 다이어프램 스프링의 윗면과 아랫면의 양단( $P_1, P_2, P_3, P_4$ )에서의 응력을 구하였다. 이때 고려되어지는 4점에서는 접선방향의 응력이외의 응력은 0 또는 매우 작은 값이 되므로 원주방향의 응력( $\sigma_\theta$ )에 주목하여 원주방향의 응력을 최소화하기 위한 최적설계를 수행하였다.

본 연구에 사용된 재료는 자동차 클러치용 다이어프램 스프링 강인 50CrV4로서 물성치로서는 종탄성계수(Young's Modulus)  $E = 206 \text{ GPa}$  및 포아송 비(Poisson's Ratio)  $\nu = 0.3$ 을 사용하였다.

### 2.2 유한요소 해석

먼저 주어진 다이어프램 스프링의 특성을 구하기 위하여 유한요소 해석을 수행하였으며 클러치 페달을 밟을 때 릴리즈 베어링과 다이어프램 스프링의 변위에 의하여 발생하는 릴리즈 하중 특성은 Fig. 5와 같이 근사적으로 3차 함수 특성을 가지고 있음을 알 수 있다. 여기서 주의해야 할 점은 동력이 전달되고 있는 상태, 즉 장착상

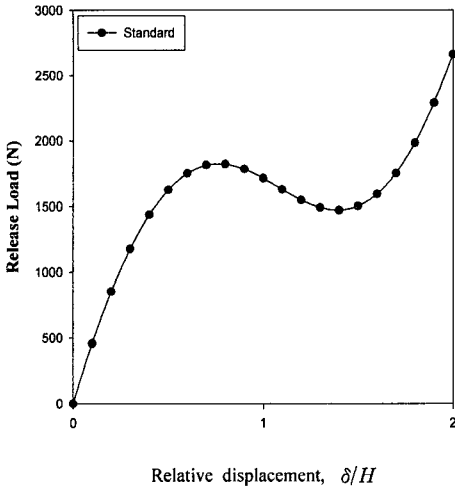


Fig. 5 Variation of release load with respect to relative displacement  $\delta/H$

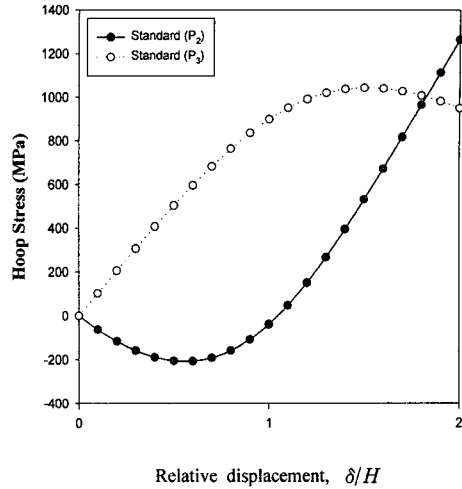


Fig. 6 Variation of hoop stress with respect to  $\delta/H$  in the bottom surface edges

대는  $\delta/H = 1$ 인 경우이며 이러한 릴리즈 하중 특성은 클러치의 다이어프램 스프링의 작동을 용이하게 하며 클러치 디스크가 어느 상태까지 마모되더라도 릴리즈 하중 특성으로 인해 장착위치에서의 압력판과 클러치 디스크의 결합력은 더 강화된다. 본 논문에서는 주어진 다이어프램 스프링이 이상의 조건은 이미 만족하고 있다고 가정하고 최적설계과정에서도 이상과 같은 다이어프램 스프링의 특성을 그대로 유지하기 위하여 다이어프램 스프링의 특성 곡선을 제약조건으로 사용하였다.

유한요소 해석에는 ANSYS를 사용하였으며 Fig. 6에는 유한요소 해석결과 구해진 다이어프램 아랫면의 점  $P_2$ 와  $P_3$ 에서의 변위에 따른 원주 응력의 변화가 나타나 있으며 Fig. 7에는 장착위치 ( $\delta/H = 1$ )에서의 아랫면의 원주 응력이 나타나 있다.

또한 Fig. 8에는 다이어프램 윗면의 점  $P_1$ 와  $P_4$ 에서의 변위에 따른 원주 응력의 변화가 나타나 있으며 Fig. 9에는 장착위치에서의 윗면의 원주 응력이 나타나 있다. Fig. 6, 8에 나타난 바와 같이 다이어프램 스프링의 장착된 상태에서는 다이어프램 스프링의 안쪽에서는 압축응력이 작용하며, 바깥쪽에서는 인장응력이 작용함을 알 수 있고 코이닝부와 릴리즈 베어링의 접촉부에서 응력집중이 발생하는 것을 볼 수 있으며, 이는 실

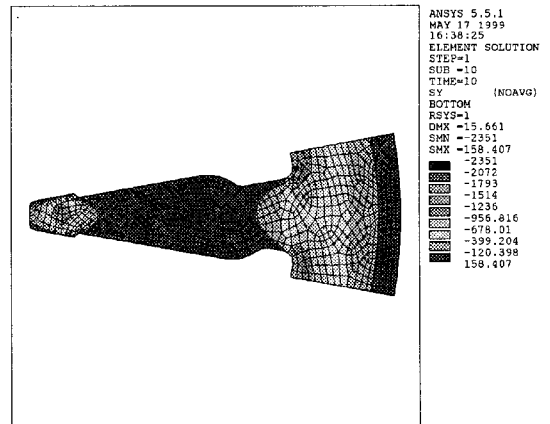


Fig. 7 Distribution of hoop stress in the bottom surface at  $\delta/H = 1$  (MPa)

제 차량에서의 파손 유형과 일치한다. 즉 다이어프램의 파손을 방지하고 수명을 연장시키기 위하여는 이러한 응력을 최소화하여야 한다. 본 논문에서는 이를 위하여 이러한 점  $P_1, P_2, P_3, P_4$ 에서의 원주 응력을 목적함수로 사용하여 최적설계를 수행하였다.

### 3. 민감도 해석 및 최적설계

#### 3.1 설계변수에 따른 민감도 해석

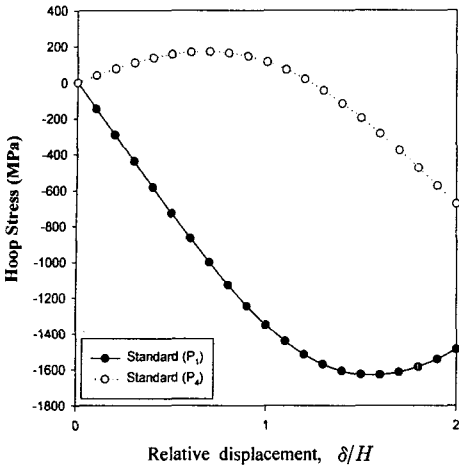


Fig. 8 Variation of hoop stress with respect to  $\delta/H$  in the top surface edges

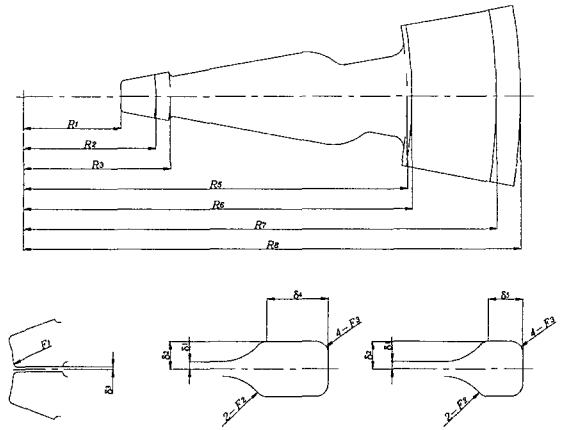


Fig. 10 Design parameters for shape optimization

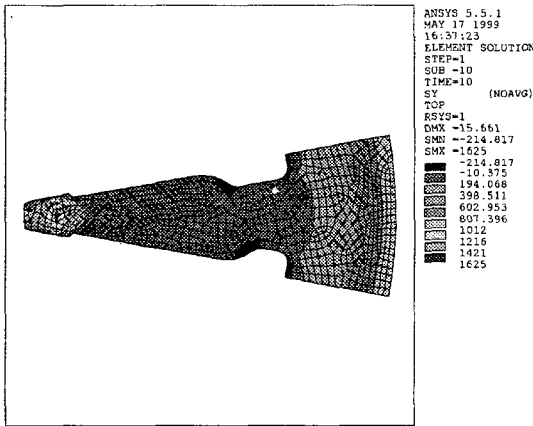


Fig. 9 Distribution of hoop stress in the top surface at  $\delta/H = 1$  (MPa)

Table 1 Initial and optimized design parameters

	$t$ (mm)	$\alpha$ (degree)	$N$ (each)	$R_2$ (mm)	$R_7$ (mm)	$\delta_2$ (mm)	$R_5$ (mm)
initial	2.40	11.3	18	27.5	98.0	5.5	79.5
opti- mized	2.36	10.9	18	29.0	96.0	6.5	78.5

7.  $R_5$ : 다이어프램 스프링의 내접원의 반경

또한 설계변수의 초기값은 현재 설계되어 사용되고 있는 기존의 설계값을 기준하였으며 이는 Table 1에 나타나있다. 설계변수에 따른 제한조건으로 사용되는 릴리즈 하중 특성과 목적함수로 사용되는 원주응력 등의 값들의 변화량을 구하기 위하여 설계변수들을 기존의 설계값으로부터 미소한 양만큼(5%내외) 각각 변화시켜 유한요소 해석을 수행하여 릴리즈 하중과 점  $P_1, P_2, P_3, P_4$ 에서의 원주 응력의 변화량을 구하였다.

또한 이러한 변화량으로부터 설계변수 각각에 대한 민감도를 계산하였다.

3.2 순차선형계획법(SLP)을 이용한 최적설계

전술한 바와 같이 다이어프램 스프링은 비선형 특성을 나타내므로 기본적으로는 비선형 최적설계를 수행하여야한다. 그러나 비선형 최적설계의 경우 모든 고차의 민감도를 이론적인 식이 아닌 유한요소해석을 통하여 구하는 것은 간단한

다이어프램의 최적설계를 위하여 먼저 민감도 해석을 수행하였다. 이를 위하여 다이어프램 스프링의 형상을 결정하는 설계변수를 Fig. 10과 같이 정하였으며 각각의 의미는 다음과 같다.

1.  $t$  : 다이어프램 스프링의 두께
2.  $\alpha$  : 다이어프램 스프링의 기울어진 각도
3.  $N$  : 핑거의 개수
4.  $R_2$  : 릴리즈 베어링 접촉부
5.  $R_7$  : 압력판 피크부의 위치
6.  $\delta_2$  : 슬롯 홀(Slot Hole)의 폭 / 2

일이 아닐 뿐만 아니라 수렴성의 문제 등으로 실제적이 못하다. 본 논문에서는 보다 실제적인 최적설계의 방법으로 주어진 설계에서 크게 벗어나지 않는 범위 내에서는 선형적인 거동을 할 것이라는 가정 하에 설계기준에서의 작은 변화 (small perturbation)를 고려하여 릴리즈 하중 및 점  $P_1, P_2, P_3, P_4$ 에서의 원주응력 등 각각의 함수들을 다음과 같이 테일러 전개(Taylor expansion)로써 선형화 하였다.<sup>(15)</sup>

$$f = f_0 + \frac{\partial f_0}{\partial t} dt + \frac{\partial f_0}{\partial \alpha} d\alpha + \dots$$

$$h = h_0 + \frac{\partial h_0}{\partial t} dt + \frac{\partial h_0}{\partial \alpha} d\alpha + \dots$$

또한 이를 기초로 하여 본래의 설계상태에서 크게 벗어나지 않는다는 가정 하에 순차선형계획법을 이용하여 최적설계를 수행하였다. 최적설계를 위한 목적함수(object function)로서는 앞장에서 기술된 바와 같이 점  $P_1, P_2, P_3, P_4$ 에서의 각각의 원주응력의 제곱의 합을 취하였으며 릴리즈 하중 특성을 그대로 유지하기 위하여 릴리즈 하중값을 등식제한조건(equality constraint)으로 취하였다.

또한 각각의 설계변수들은 실제적인 의미를 갖는 값을 가져야하며 주어진 설계의 범위에서 크게 벗어나지 않아야 하므로 설계가능범위를 설계상태에서 10%로 하였으며 이것을 다음과 같은 부등식제한조건(inequality constraint)으로 취하였다.

Minimize

$$f = (\sigma_\theta)_{P_1}^2 + (\sigma_\theta)_{P_2}^2 + (\sigma_\theta)_{P_3}^2 + (\sigma_\theta)_{P_4}^2$$

Subject to

$$h_1 = (h_1)_{\delta/H=1} \text{ (release Load at } \delta/H = 1)$$

$$h_2 = (h_2)_{\delta/H=1} \text{ (slope of release load at } \delta/H = 1)$$

$$t_{\min} \leq t \leq t_{\max}$$

$$\alpha_{\min} \leq \alpha \leq \alpha_{\max}$$

$$N_{\min} \leq N \leq N_{\max}$$

$$R_{2\min} \leq R_2 \leq R_{2\max}$$

$$R_{7\min} \leq R_7 \leq R_{7\max}$$

$$\delta_{2\min} \leq \delta_2 \leq \delta_{2\max}$$

$$R_{5\min} \leq R_5 \leq R_{5\max}$$

Table 2 Calculated design sensitivity at  $\delta/H = 1$  according to design parameters

	$t$	$\alpha$	$N$	$R_2$	$R_7$	$\delta_2$	$R_5$
$\frac{\Delta f_1}{\Delta p}$	264.2	177.95	-25.75	1.26	4.85	-124.30	-36.00
$\frac{\Delta f_2}{\Delta p}$	-264.9	70.33	5.57	-2.89	-3.90	-11.39	-30.05
$\frac{\Delta f_3}{\Delta p}$	166.0	122.96	-6.47	1.44	3.43	-10.14	-14.28
$\frac{\Delta f_4}{\Delta p}$	-165.0	57.80	-7.31	-0.89	-2.59	-8.72	-17.49
$\frac{\Delta h_1}{\Delta p}$	1798.3	189.36	-67.65	34.20	-27.24	-31.46	-75.91
$\frac{\Delta h_2}{\Delta p}$	218.73	-110.38	-2.26	-0.12	1.32	12.35	50.46

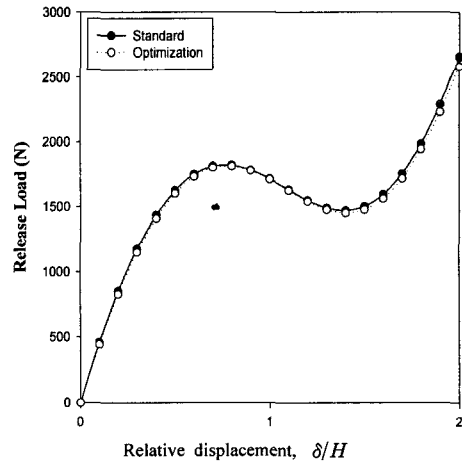


Fig. 11 Variation of release load with respect to relative displacement  $\delta/H$

### 3.3 다이어프램 스프링 최적설계 결과

순차선형계획법을 사용하여 최적설계를 수행한 후 결정된 설계변수들의 최적값은 Table 2에 나타난 바와 같다. Table 2에서  $f_1, f_2, f_3, f_4$ 는 장착위치( $\delta/H = 1$ )에서 점  $P_1, P_2, P_3, P_4$ 에서의 원주응력을 나타내며  $h_1$ 과  $h_2$ 는 장착위치에서 릴리즈 하중과 릴리즈 하중의 기울기를 나타낸다.

이상과 같은 최적화된 설계변수에 의한 최적설계의 효과를 확인하기 위하여 유한요소해석을 수행하여 릴리즈 하중 특성과 점  $P_1, P_2, P_3, P_4$ 에

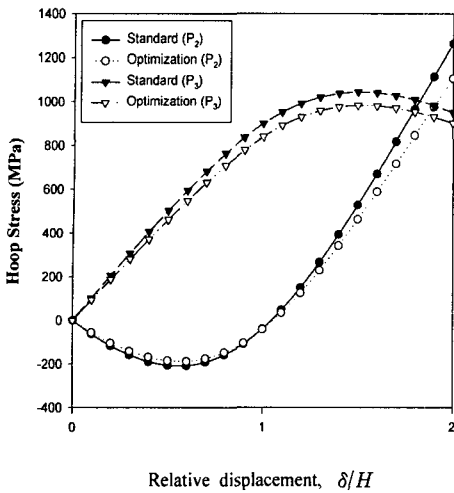


Fig. 12 Variation of hoop stress with respect to  $\delta/H$  in the bottom surface edges

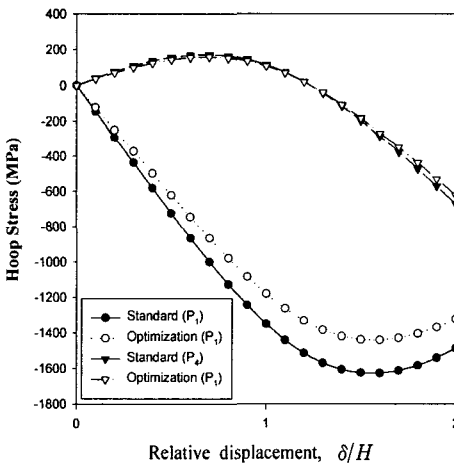


Fig. 13 Variation of hoop stress with respect to  $\delta/H$  in the top surface edges

서의 원주응력을 구하였다. Fig. 11에서는 기준상태와 최적화된 후의 다이어프램 스프링의 릴리이즈 하중 특성이 나타나있으며 릴리이즈 하중을 제한조건으로 사용한 바와 같이 변화가 없음을 알 수 있다.

Fig. 12와 13에는 각각의 점에서의 원주응력의 변위에 따른 변화가 나타나있으며 보이는 바와 같이 응력의 절대값이 변위의 전 범위에서 감소한 것을 알 수 있다. 그러므로 이상의 결과로 본 논문의 최적설계의 목적이었던 릴리이즈 하중을

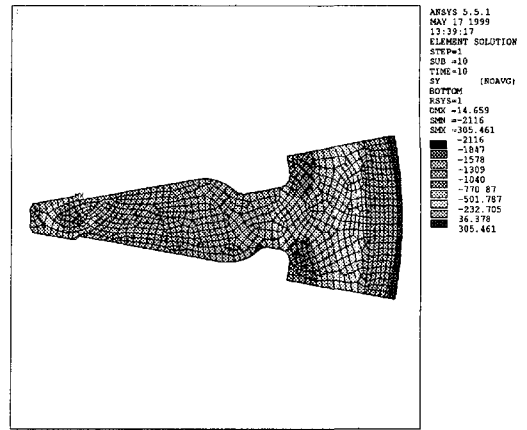


Fig. 14 Distribution of hoop stress in the bottom surface at  $\delta/H = 1$  (MPa)

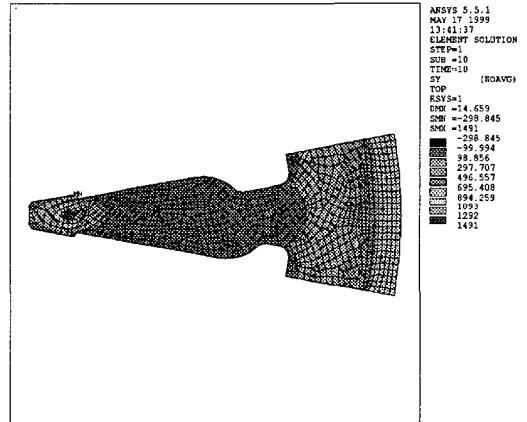


Fig. 15 Distribution of hoop stress in the top surface at  $\delta/H = 1$  (MPa)

그대로 유지하면서 원주응력이 감소하였음을 알 수 있다.

또한 최적화된 설계변수값을 적용하였을 때의 장착위치에서의 다이어프램 스프링의 아랫면과 윗면에 발생하는 원주응력 분포가 Fig. 14와 15에 나타나 있으며 다이어프램 스프링에 작용하는 최대 원주응력이 각각의 면에서 모두 감소하였음을 알 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 먼저 주어진 다이어프램 스프

링에 대하여 유한요소 해석을 수행하고 다이어프램 스프링의 형상을 구성하는 설계변수들을 결정한 후 이를 변화시켜 다이어프램 스프링의 릴리즈 하중 특성과 원주응력의 변화를 유한요소해석을 통하여 구하였다. 또한 이러한 설계변수 각각에 대한 변화량으로부터 설계변수가 변화하였을 때 다이어프램 스프링의 릴리즈 하중 특성과 원주응력에 미치는 영향을 정량적으로 나타내는 무차원화된 민감도를 계산하였다.

이렇게 하여 구해진 민감도를 이용하여 다이어프램 스프링의 형상을 구성하는 설계변수에 따른 다이어프램 스프링의 릴리즈 하중 특성이나 원주응력의 변화를 알아볼 수 있었으며 최적설계 기법인 순차적 선형 계획법(SLP)을 이용해 릴리즈 하중 특성을 그대로 하면서 원주 응력을 최소화하는 설계변수들의 조합을 최적설계를 통하여 구할 수 있었다.

최적설계 후 다이어프램 스프링의 특성을 결정하는 릴리즈 하중 특성은 변화가 없었으며 원주응력은 변위의 전 범위에서 감소하였다. 또한 다이어프램 스프링의 아랫면과 윗면에 발생하는 원주응력 분포에서는 각각의 면에서 최대응력이 모두 감소하였다.

그러므로 이러한 최적설계 과정을 통하여 다이어프램 스프링의 파손을 방지하고 수명을 연장시키기 위한 설계를 제시할 수 있었다.

### 참고문헌

- (1) Almen, J. O. and Laszlo, A., 1936, "The Uniform Section Disk-Spring," *Trans. ASME* 58, S. 305-314.
- (2) Brecht, W. A. and Wahl, A. M., 1930, "The Radially Tapered Disk Spring," *Trans. ASME* Vol. 52, part 1.
- (3) Wernitz, W., 1954, "Die Tellerfeder," *Konstruktion*, 6, S. pp. 361-376.
- (4) Lutz, O., 1960, "Zur Berechnung Der Tellerfeder," *Konstruktion*, 12, S. pp. 57-59.
- (5) Reissner, E., 1949, "On the Theory of Thin Elastic Shells," *Reissner Anniversary Volume*, J.W. Edwards, Ann Arbor, Michigan, pp. 231-247.
- (6) Timoshenko, S. P. and Woinowsky-Krieger S., 1959, *Theory of Plates and Shells*, McGraw-Hill Inc., New York, N.Y.
- (7) Arora, J. S., 1989, *Introduction to Optimum Design*, McGraw-Hill Inc., New York, N.Y.
- (8) Crisfield, M. A., 1991, "Non-Linear Finite Element Analysis of Solids and Structures," John Willey & Sons Ltd., Baffins Lane., Chichester., West Sussex PO19 1UD., England.
- (9) Kasai, H., Inoue, N. and Asagi, Y., 1986 "A Unique Development Method for Microcomputer Controlled Mechanical Clutch and Transmission," *SAE* 860599.
- (10) Steinhagen, H. G., 1980, "The Plate Clutch," *SAE* 800978.
- (11) Willyard, J. J., 1989, "Heavy Duty, Large Single Plate Diaphragm Spring, Dry Clutches," *SAE* 892476.
- (12) Maycock, I. C., 1983, "Improvements in Agricultural Tractor Clutch Performance," *SAE* 831348.
- (13) 김기세, 김종엽, 황원걸, 1977, "공회전 이음 해석 및 저감에 관한 연구," 대한기계학회 춘계 학술대회논문집 A, pp. 123-129.
- (14) 안병민, 장일도, 홍동표, 1988, "대형트럭 공회전시 기어래들 진동소음 저감에 관한 연구," 대한기계학회논문집 A, Vol. 22, No. 4, pp. 762-767.
- (15) 1998, *ANSYS User's Manual*, Release 5.5, ANSYS Inc., Houston.