

# 근사함수를 이용한 스틸휠의 디스크 홀의 최적화

## Optimal Design of the Steel Wheel's Disc Hole Using Approximation Function

임 오 강\*      유 완 석\*      김 우 현\*\*      조 재 승\*\*  
Lim, O-Kaung      Yoo, Wan Suk      Kim, Woo Hyun      Cho, Jae Seung

(논문접수일 : 2002년 11월 5일 ; 심사종료일 : 2003년 3월 18일)

### 요 지

승용차의 휠은 타이어와 차체 부재를 지지하며, 회전력과 정지력을 노면으로 전달한다. 휠의 경량화는 차량의 연료효율에 효과적이므로, 스틸휠의 무게를 최소화하도록 디스크 홀의 형상을 최적화 하였다.

설계모델은 Pro/ENGINEER를 사용하여 설정하고, 설계모델의 해석은 ANSYS를 이용하였다. 범용 소프트웨어간의 직접적인 자료의 전달이 어려우므로 두 프로그램을 병합 사용하기 위해, 반응표면법을 이용한 근사함수를 구하였다. 5수준의 요인배치법의 실험값을 사용하여 최대응력과 최대 변위를 추출하였다. 초기 모델은 14 인치 승용차용 스틸휠을 사용하였고, 디스크 홀의 폭을 설계변수로 선택하였다. 순차이차계획법과 활성화제약조건을 사용하는 PLBA(Pshenichny Lim Belegundu Arora) 알고리즘을 이용하여 최적해를 구하였다.

**핵심용어** : 반응표면법, 요인배치법, 디스크 열구멍, 최적화, 스틸 휠

### Abstract

Wheels for passenger car support the car weight with tires, and they transmit rolling and braking power into the ground. Whittling away at wheel weight is more effective to boost fuel economy than lighting vehicle body structure. A shape of hole in disk is optimized for minimizing the weight of steel wheel.

Pro/ENGINEER program is used for formulating the design model, and ANSYS package is selected for analyzing the design model. It has difficulties to interface these commercial software directly. For combining both programs, response surface methodology is applied to construct approximation functions for maximum stresses and maximum displacements are obtained by full factorial design of five levels. This steel wheel is modeled in 14 inch diameter of rim, and wide parameter of hole in disk is only selected as design variable for reducing the weight of steel wheel. PLBA(Pshenichny Lim Belegundu Arora) algorithm, which uses the second order information in the direction finding problem and uses the active set strategy, is used for solving optimization problems.

**Keywords** : response surface methodology, full factorial design, disc hole, optimal design, steel wheel

### 1. 서 론

자동차 휠은 노면상태와 운전조건에 따라 휠에 전달되는 하중 조건이 매우 다양하므로 피로 파손이 일어나지 않는 강도가 요구된다. 휠에는 알루미늄 휠과 스틸휠이 있

다. 일반적으로 알루미늄 휠이 스틸휠보다 더 가볍고 변형량이 적어서 주행성능이 우수하나 스틸휠에 비해서 고가이다. 상대적으로 가격이 저렴한 스틸휠의 성능을 향상시켜 알루미늄이 가지는 성능을 얻는 연구가 요구되고 있다.

\* 책임저자, 정회원 · 부산대학교 기계설계공학과 교수  
전화: 051-510-2306; FAX: 051-582-9164  
E-mail: oklim@pusan.ac.kr

\* 부산대학교 기계설계공학과 교수

\*\* 부산대학교 기계설계공학과 석사

• 이 논문에 대한 토론을 2003년 6월 30일까지 본 학회에 보내 주시면 2003년 9월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

본 연구에서는 스틸휠에서 디스크 홀의 크기를 설계대상으로 하여 형상 최적화를 수행하였다. 스틸휠은 디스크/허브와 접촉하는 디스크 부분과 타이어나 접착되는 림부분으로 구성되어있다. 디스크 부분은 볼트에 의해서 체결되는 디스크 안쪽 부분과 림과 연결되는 디스크 바깥 부분으로 되어있다.

형상 최적화는 설계항상을 결정하기 위하여 해석과정을 통한 설계 모델의 반복적인 변화의 과정이다. 목적함수와 제약함수는 설계변수들로 이루어진 근사식으로 선정하였다. 목적함수와 제약함수는 초기 모델에서 설계변수 변화에 따른 형상의 변화와 형상 변화에 따른 해석 값의 변화에 의한 함수로 나타낸다.

모델링 프로그램은 Pro/E<sup>1)</sup>를 사용하였고, 유한요소 해석은 ANSYS<sup>2)</sup>를 사용하였다. 범용 프로그램을 이용할 경우에 연결 프로그램의 작성이 어려울 뿐 아니라 두 프로그램의 데이터를 교환하는데 시간이 많이 걸린다는 문제가 발생한다.<sup>3)</sup>

본 연구에서는 근사식을 구하기 위해 반응 표면법<sup>4)</sup>을 이용하였다. 목적함수는 질량을 최소화하도록 2차 근사함수를 선정하였으며, 제약함수는 디스크 홀 부분의 변위와 응력을 제한하는 3차의 근사함수를 사용하였다. 최적해는 각 근사식을 이용해서 순차이차계획법인 PLBA(Pshenichny-Lim-Belegundu-Arora)<sup>5)</sup> 알고리즘을 이용하여 구하였다. 그 결과로 디스크 홀의 크기가 초기형상의 80% 정도 증가하였으며 허용치에 대해서 전체 질량은 2.5% 감소를 보였다.

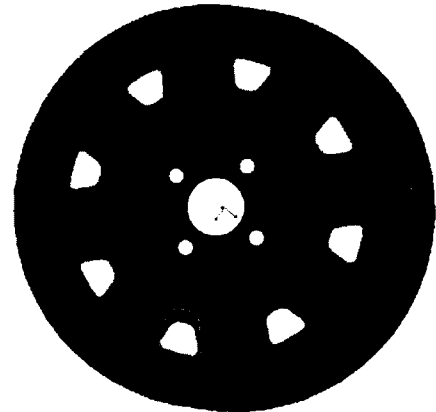
## 2. 유한요소 해석

스티얼휠이 서스펜션 디스크/허브에 장착될 때의 휠의 변형과 응력값을 구하기 위하여 유한요소 해석을 수행하였다.

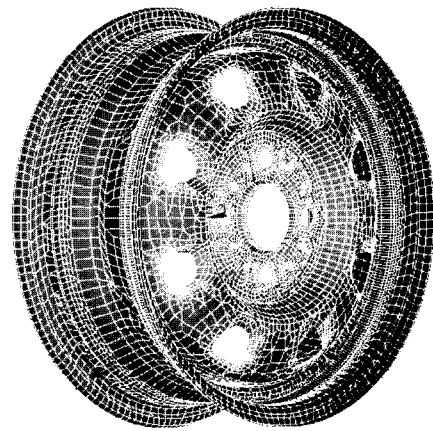
### 2.1 스틸휠의 해석 모형

스티얼휠의 유한요소 해석을 위해 Pro/Engineer를 이용하여 모델링 과정을 수행한 후 Pro/MESH를<sup>1)</sup> 이용하여 유한요소를 생성하였다. 초기 모델과 유한요소 모델은 Fig. 1과 같다. 사용되어진 요소는 4노드와 6개의 자유도를 가지는 ANSYS의 Shell43 요소<sup>2)</sup>를 사용하였고, 스틸휠의 림과 디스크의 두께는 각각 2.6mm, 3.6mm로 하였다.

휠의 디스크 안쪽부분은 디스크 홀의 넓이와 관계없이 일정한 절점에 최대응력값을 유지하기 위하여 절점을 직접



(a)



(b)

Fig. 1 Finite element modeling

제어하여 같은 요소의 모양을 가지게 하였다.

### 2.2 설계변수의 선정

최적화 과정에서 대상물의 형상이 변경되는 형상 최적설계 문제에서 설계변수를 선정하는 방법은 절점의 좌표를 직접 설계변수로 취하는 방법과 설계 대상물의 형상을 스플라인, 다항식, 베지어곡선등을 이용하여 표현하고 스플라인이나 다항식을 제어할 수 있는 값을 설계변수로 선정하는 방법 등이 있다.

설계 대상물이 선정되면 설계변수는 제품의 실용화가 가능하며, 유연하고 타당성 있는 최적형상을 얻을 수 있도록 선정되어야 한다. Fig. 2는 스틸휠 디스크 옆구멍의 설계 치수이다. 디스크 옆구멍의 높이 방향은 고정시키고 폭 방향만을 변화시키는 매개변수를 P점으로 하여 하나의 설계 변수를 선정하였다. 옆구멍의 폭 방향으로 일정 비례를 유지시키면서 설계변수의 하한 값은 기존 값의 0.5배 상한 값은 2.5배로 하였다. Pro/Engineer의 매개변수 기법을 사용하여 홀의 형상을 나타내었다.

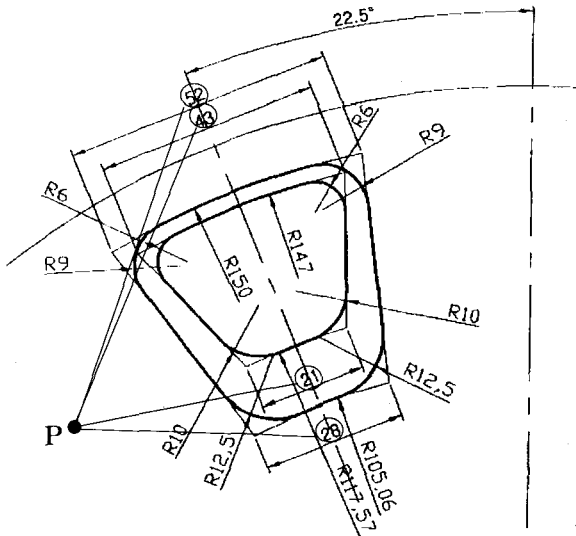


Fig. 2 Design variable

### 2.3 하중 및 구속

스틸 휠에 작용하는 하중은 체결력에 의한 하중과 차체에 의한 하중으로 나누어진다.

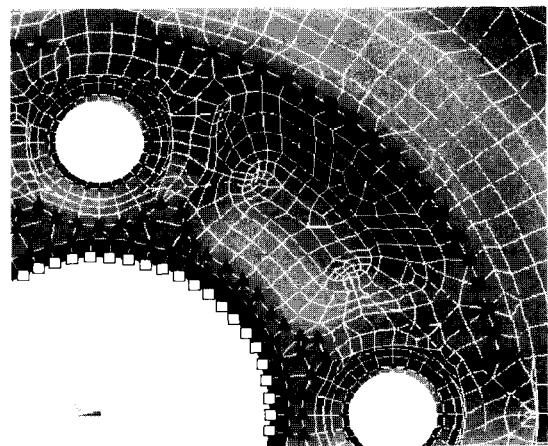
Fig. 3은 휠이 회전할 때, 차량의 하중이 휠에 가해지는 방향을 모드 I, II, III으로 나누어 나타내었다. 모드 I은 디스크 홀사이와 디스크 부의 볼트구멍을 통과하는 방향으로 하중이 전달되는 것을 나타내고, 모드 III는 디스크 홀사이와 디스크 부의 볼트구멍사이를 통과하는 방향으로 하중이 전달되는 경우이다. 모드 II는 모드 I 과 모드 III의 중간 과정으로 휠의 회전시 나타나는 대표적인 하중상태를 나타내었다.

볼트에 의한 체결력은 M12나사를 이용한 나사공식으로부터 구해진다. 자리부와 나사 몸통부의 마찰 토크는 다음 식과 같다.<sup>6)</sup>

$$T = \frac{\mu_1 Q r_m}{\sin \alpha} + Q \frac{p + \pi d_2 \mu'}{\pi d_2 - p \mu'} \frac{d_2}{2} \quad (1)$$

여기서  $\mu_1$ 은 자리부의 마찰계수,  $r_m$ 은 자리부의 평균 반경,  $p$ 는 피치,  $d_2$ 는 수나사의 유효지름,  $\mu'$ 은 나사 몸통부의 마찰계수,  $\alpha$ 는 자리부의 기울기를 나타낸다. 식(1)에서 조임 토크  $T$ 는  $98 N \cdot m$ 로 할 때, 수직항력  $Q$ 는  $19.8 kN$ 를 얻었다.

스틸휠을 서스펜션 디스크/허브에 장착 될 때의 조건을 고려하여 Fig. 4와 같이 구속은 크게 세 부분으로 나누어 구성되었으며 현재 사용되어진 좌표계는 화면을 기준으로 하여 나타난 평면이  $y-z$ 평면이며 두께방향이  $x$ 축이 된다. 바깥쪽 접촉부는 공정시  $0.1 \sim 0.4mm$ 로 프레스가공이 되어 있다. 이 지점에  $x$ 축을 고정시킴으로써 해서 안쪽 접촉부는 프레스가공을  $0.3mm$ 로 가정하고  $0.3mm$ 까지는 변형을 할 수 있지만,  $0.3mm$ 가 넘게 되면 고정을 시켰다. 그리고 안쪽 돌출부에 나머지 자유도를 묶어줌으로써 해서 체결력 및 차량하중에 의해  $x$ 축으로 변형은 생기더라도 나머지 자유도에 대해 변형을 지지할 수 있는 구속을 주었다.



■  $x = 0.0$  Fixed  
 ▲  $x = -0.3$  Fixed  
 □  $y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z$  Fixed

Fig. 4 Constraints of steel wheel

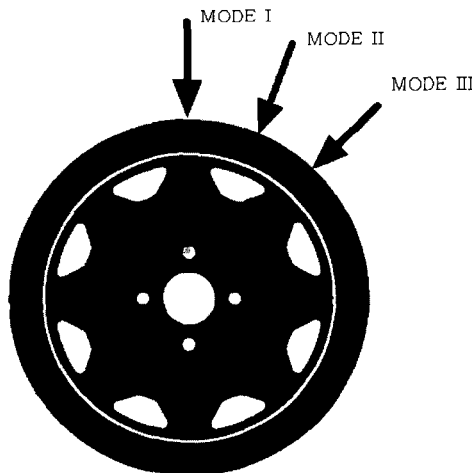


Fig. 3 Condition of vehicle load

### 2.4 비선형재료

탄성형경화소성체(elastic-plastic body, linear strain hardening) 재료를 사용하여 해석을 수행하였다. ANSYS에서 사용되는 수치는 선형탄성계수  $E$ 와 비선형탄성계수  $E_T$  그리고 항복응력  $\sigma_y$ 로 구성되어 있다. 선형탄성계수  $E$ 는  $215.6 GPa$ 를 사용하였으며, 항복응력은  $245 MPa$ 를 사용하였으며, 비선형탄성계수는  $2.125 GPa$ 의 값을 사용하였다.

### 3. 반응 표면법

반응표면법은 설계영역의 여러 실험점에서 계산된 결과를 바탕으로 시스템의 응답에 대한 전역적인 근사식을 구하는 대표적인 방법이다. 반응표면법은 보통 두 과정으로 이루어진다. 처음은 근사식에 필요한 응답량을 구하기 위해 실험하는 과정이고 다음은 직접 근사식을 구하는 과정이다. 또한 반응표면법으로 근사식을 구할 경우 정확도 면과 비용적인 면이 상당히 중요한데 근사식의 형태와 실험점의 위치가 전자에 영향을 미치고, 실험점의 개수가 후자에 영향을 미친다.

#### 3.1 근사식

근사 함수  $f(\xi)$ 는 다음 식과 같이 표현되어 진다.<sup>4)</sup>

$$f(\xi) = \sum_{i=0}^k a_i \phi_i(\xi) \quad (2)$$

여기서,  $k$ 는 함수의 수,  $\phi$ 는 기저함수 그리고  $\xi$ 는 실험점을 나타낸다. 식(2)의 상수  $a$ 는 다음과 같은 최소자승함수  $L$ 에 의해 정해진다.

$$L = \sum_{p=1}^n w_p [y(\xi_p) - f(\xi_p)]^2 = \sum_{p=1}^n w_p [y(\xi_p) - \sum_{i=0}^k a_i \phi_i(\xi_p)]^2 \quad (3)$$

$p$ 는 실험점들을 나타내고,  $y$ 는 실제응답,  $w$ 는 가중치를 나타낸다. 만약 가중치가 없다면, 근사식은 다음과 같이 표현되어 진다.

$$y = X\beta + \epsilon y = X\beta + \epsilon \quad (4)$$

여기서,  $\epsilon$ 는 잔차오차,  $\beta$ 는 계수벡터를 나타낸다. 그리고  $X$ 는 실험점에서의 기저함수의 값으로 다음 식과 같다.

$$X = [X_{ui}] = [\phi_i(\xi_u)] \quad (5)$$

계수벡터  $\beta$ 를 다음과 같은 최소자승함수를 최소화함으로써 구할 수 있다.

$$L = \sum_{p=1}^n \epsilon_i^2 = \epsilon^T \epsilon = (y - X\beta)^T (y - X\beta) \quad (6)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \beta} = -2 X^T y + 2 X^T X \beta = 0 \quad (7)$$

$$\beta = (X^T X)^{-1} X^T y \quad (8)$$

피팅된 최종적인 회귀모델은 다음과 같다.

$$\hat{y} = X\beta \quad (9)$$

기저함수  $\phi$ 의 선택이 근사식의 정확도에 가장 큰 영향을 미친다.

#### 3.2 요인배치법

설계영역 내에서 근사식을 구성하는데 필요한 실험점의 위치와 실험점의 개수를 결정하는 방법을 실험계획법이라 한다. 식(9)의  $\beta$ 를 결정하기 위해서는 적절한 위치에서 비교적 적은 회수의 구조해석이 수행되어야 한다. 본 연구에서는 하나의 설계변수를 이용하기 때문에 많은 실험이 필요하지 않으므로 5 수준의 요인배치법(full factorial design)을 택하였다.

관심영역을 균등하게 분할하여 모든 경우에 대하여 실험하는 방법으로 설계변수가  $n$ 개이고, 기저함수의 최고 차수가  $r$ 일 경우 필요한 실험횟수는  $(r+1)^n$ 이 된다. 이 방법은 설계변수의 수가 3개 이하일 경우 많이 이용된다.<sup>7)</sup>

#### 3.3 분산분석

최소자승법을 이용해 구한 근사함수에 대한 근사화의 정확성을 평가하는 과정이 필요한데, 이러한 과정을 분산분석이라고 한다. 분산분석에는 크게 근사함수의 정확성을 평가하는 몇 가지 방법이 있는데 여기서는 결정계수  $R^2$ 과 수정계수  $R^2_{adj}$ 으로 근사함수의 정확도를 평가하였다. 결정 및 수정계수는 실험점들에 대한 근사함수의 적합도를 나타낸다. 이 값은 0에서 1 사이의 값을 가지며, 1에 가까울수록 근사화가 잘되었음을 의미한다. 결정계수  $R^2$ 는 다음 같이 정의된다.

$$R^2 = \frac{SS_R}{S_{yy}} = 1 - \frac{SS_E}{S_{yy}} \quad (10)$$

수정계수  $R^2_{adj}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$R^2_{adj} = 1 - \frac{SS_E / (n - p)}{S_{yy} / (n - 1)} \quad (11)$$

여기서,  $n$ 은 총실험횟수,  $m$ 은 변수의 개수

$$S_{yy} = y^T y - \frac{\left(\sum_{i=1}^n y_i\right)^2}{n}, p = m + 1 : \text{총편차 제곱합}$$

$$SS_E = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 : \text{잔차제곱합}$$

$$SS_R = S_{yy} - SS_E : \text{회귀제곱합}$$

#### 4. 수치해석

스틸 휠이 서스펜션 디스크/허브에 장착될 때, 스틸 휠의 디스크 홀부분(디스크 옆구멍)에 최대응력을 반응치로 하여 목적함수와 제약함수의 근사식을 구하여 순차이차계획법과 활성화제약조건을 사용하는 PLBA(Pshenichny-Lim Belegundu-Arora) 알고리즘을 수행하여 최적값을 구하였다.

##### 4.1 제한 조건의 선정

스틸 휠은 요인배치법에 의해서 설계변수의 하한값인 0.5배에서 상한값인 2.5배까지 5단계의 설계값을 선정하였다. 각경우의 절점수와 요소의 수는 Table 1과 같이 생성되어 있다. 디스크는 설계 변수에 의해서 형상이 바뀌기

Table 1 Number of Element and node

Prameter Ratio	Number of Node			Number of Element		
	Disk	Rim	Total	Disk	Rim	Total
0.5	7047	6921	13968	7066	6890	13956
1.0	7166	6921	14087	7166	6890	14006
1.5	8079	6921	15000	8010	6890	14900
2.0	10308	6921	17229	10145	6890	17035
2.5	12976	6921	19897	12816	6890	19706

때문에 각 경우에 대해서 절점과 요소의 수가 변화된다. 그러나 림은 설계변수와 무관하기 때문에 일정한 요소와 절점으로 구성된다. 그리고 각 요소마다 상당응력이 윗면, 중립면, 아래면에 대해 3개가 있다. 그 중 최대응력을 제한조건으로 설정하였다. 각각의 경우에 대해서 최대 응력과 변위가 설계변수의 변화에 대해서 같은 위치에서 발생된다. 그래서 응력에 대한 조건은 최대응력에 의한 1개의 제한조건을 사용하였다. 단, 디스크 볼트 체결부위는 체결력에 의한 응력집중이 발생하므로 그 부분은 제한 조건에서 제외시켰다. 그리고 디스크 홀부분의 응력 최대값을 제한조건으로 택하였다. 사용되어진 재료 SAPH370의 인장강도가<sup>3)</sup> 370MPa이며 허용응력은 인장강도의 1/2의 값인 185MPa를 사용하였다.

##### 4.2 목적함수와 제한함수의 근사식

요인배치법의 실험 방법으로 실험하여 반응 표면법으로 목적함수와 제약함수의 근사식을 구하였다. 목적함수의 근사식은 아래와 같다.

$$f(x) = 7.7035 - 0.1682x + 0.00862x^2 \quad (12)$$

제약함수의 근사식은 모드별로 각각의 디스크 홀부분의 응력 구하고, 디스크 홀의 최대응력이 발생하는 부분의 값으로 근사식을 구하였다. 근사식의 정확도를 높이기 위해서 3차 근사식을 적용시켰다. Table 2는 모드 I에서의 설계변수 변화에 따른 디스크 홀의 최대응력이 발생한 3번째, 5번째, 7번째 홀에서 응력값으로 구한 근사식과 결정계수와 수정계수를 나타내었다. 3번째 홀에서 결정계수와 수정계수의 값이 0.74852와 0.66468로 3차 근사식으로 표현

Table 2 Maximum stress of disk side-hole part and approximation functions of constraint at load case mode I

(a) Maximum stress of disk hole (unit : kgf/mm<sup>2</sup>)

Parameter ratio	1st hole	2nd hole	3rd hole	4th hole	5th hole	6th hole	7th hole	8th hole
0.5	7.832	9.658	<b>14.981</b>	12.213	12.2125	8.68	8.389	8.007
1	12.077	13.557	<b>21.447</b>	15.676	11.072	2.53	15.229	11.742
1.5	13.92	14.828	3.779	16.751	<b>16.848</b>	5.99	4.498	15.213
2	14.905	15.54	5.395	13.651	<b>19.323</b>	5.105	7.317	16.947
2.5	18.392	16.956	7.111	18.505	15.988	8.194	<b>20.64</b>	17.308

\* disk hole of maximum stress and values for approximation functions

(b) Approximation functions of constraint

Position of hole	3rd Order Approximation	R <sup>2</sup>	R <sup>2</sup> <sub>adj</sub>
3rd	$\hat{y}_1 = -8.9554 + 80.576X - 69.907X^2 + 16.156X^3$	0.74852	0.66469
5th	$\hat{y}_2 = 24.320 - 40.306X + 35.982X^2 - 8.4843X^3$	0.98164	0.97552
7th	$\hat{y}_3 = -19.809 + 91.018X - 76.649X^2 + 18.717X^3$	0.90374	0.87165

R<sup>2</sup> : coefficient of multiple determination R<sup>2</sup><sub>adj</sub> : adjusted R<sup>2</sup>

Table 3 Maximum stress of disk side-hole part and approximation functions of constraint at load case modelII

(a) Maximum stress of disk hole(unit :  $kgf/mm^2$ )

Parameter ratio	1st hole	2nd hole	3rd hole	4th hole	5th hole	6th hole	7th hole	8th hole
0.5	7.14	10.598	<b>19.234</b>	9.338	7.086	12.912	4.071	6.668
1	10.648	15.164	<b>22.434</b>	12.433	8.076	11.441	13.924	8.839
1.5	16.64	8.161	9.575	<b>19.75</b>	13.001	8.053	16.973	10.937
2	13.535	6.399	11.315	16.067	16.182	8.486	<b>18.608</b>	12.948
2.5	<b>20.853</b>	8.31	14.84	14.529	12.699	8.289	19.129	13.848

\* disk hole of maximum stress and values for approximation functions

(b) Approximation functions of constraint

Position of hole	3rd Order Approximation	$R^2$	$R^2_{adj}$
1st	$\hat{y}_1 = -7.1838 + 38.555X - 24.239X^2 + 5.2927X^3$	0.87680	0.83574
3rd	$\hat{y}_2 = 4.0946 + 53.134X - 49.175X^2 + 11.896X^3$	0.76540	0.68720
4th	$\hat{y}_3 = 2.9934 + 12.005X + 0.44071X^2 - 1.3847E^3$	0.81126	0.74835
7th	$\hat{y}_4 = -13.904 + 46.550X - 22.807X^2 + 3.7933X^3$	0.99759	0.99679

$R^2$ : coefficient of multiple determination,  $R^2_{adj}$ : adjusted  $R^2$

Table 4 Maximum stress of disk side-hole part and approximation functions of constraint at load case modelIII

(a) Maximum stress of disk hole (unit :  $kgf/mm^2$ )

Parameter ratio	1st hole	2nd hole	3rd hole	4th hole	5th hole	6th hole	7th hole	8th hole
0.5	9.707	<b>24.355</b>	23.715	9.338	5.635	8.382	10.084	7.746
1	12.905	18.421	<b>22.423</b>	12.632	3.859	12.605	18.038	12.073
1.5	15.207	4.555	12.928	<b>17.728</b>	5.431	14.84	15.051	13.779
2	15.15	5.754	14.189	<b>17.814</b>	8.901	16.278	17.128	14.458
2.5	<b>17.748</b>	8.138	17.356	16.196	5.606	16.511	17.295	16.446

\* disk hole of maximum stress and values for approximation functions

(b) Approximation functions of constraint

Position of hole	3rd Order Approximation	$R^2$	$R^2_{adj}$
1st	$\hat{y}_1 = 1.8944 + 20.683X - 11.670X^2 + 2.3673X^3$	0.98351	0.97802
2nd	$\hat{y}_2 = 28.862 - 0.33229X - 18.294X^2 + 6.0780X^3$	0.93587	0.91449
3rd	$\hat{y}_3 = 20.092 + 18.708X - 24.706X^2 + 6.7393X^3$	0.88097	0.84129
4th	$\hat{y}_4 = 6.5636 + 2.7042X + 6.2797X^2 - 2.3373X^3$	0.97298	0.96397

$R^2$ : coefficient of multiple determination,  $R^2_{adj}$ : adjusted  $R^2$

하였을 때, 오차를 가지는 것을 알 수 있다. Table 3은 모드II에서의 설계변수 변화에 따른 디스크 홀의 최대응력이 발생한 1번째, 3번째, 4번째, 7번째 홀에서 응력값으로 구한 근사식과 결정계수와 수정계수를 나타내었고, 7번째 홀의 결정계수와 수정계수의 값이 0.99759와 0.99679로 우수한 값을 가졌다. Table 4는 모드III에서의 설계변수 변화에 따른 디스크 홀의 최대응력이 발생한 1번째, 2번째, 3번째, 4번째 홀에서 응력값으로 구한 근사식과 결정계수와 수정계수를 나타내었고, 결정계수와 수정계수의 값이 0.9이상으로 정확한 근사식을 구하였다.

### 4.3 최적설계 결과

4.2절에서 언급한 근사목적함수와 근사제약함수의 최적화 문제를 구성하고, PLBA 알고리즘을 이용하여 이 문제를 해결하였다. 설계변수의 상한과 하한 및 초기치는 Fig. 2의 P점 값의 0.5 배에서 2.5배의 값을 사용하였다.

최적설계 수행 결과 47번의 반복후 수렴하였으며, 수렴후 설계변수 값은 1.79배였다. 목적함수의 수렴과정이 아래 그림에 도시되어 있다. 초기모델 7.540 kg의 목적함수가 최적화 후 7.429 kg이 되어 2.5%의 무게 감소효과를 보였다.

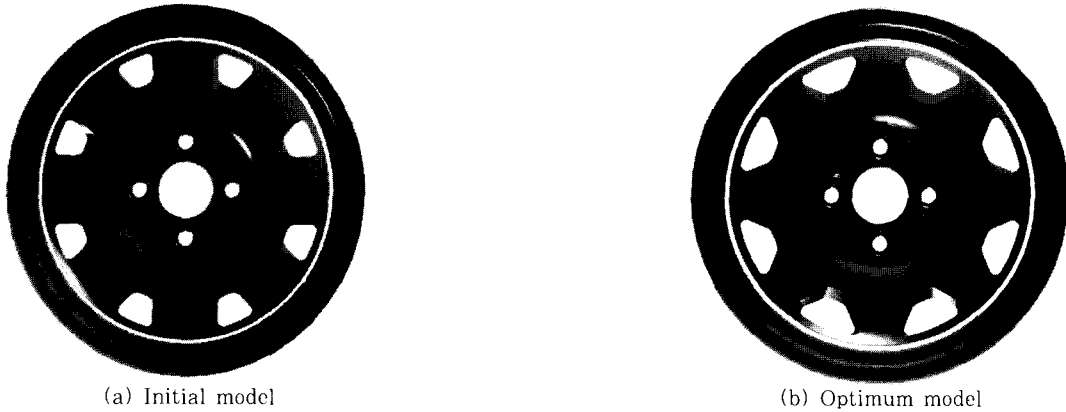


Fig. 4 Initial model and optimum model

초기 모델은 Fig. 4(a), 최적화된 모델은 Fig. 4(b)와 같다.

### 5. 결 론

본 연구에서 근사식을 이용한 스틸휠의 형상 최적설계를 수행하였다. 순차이차계획법과 활성화제약조건을 사용하는 PLBA알고리즘을 이용하여 최적화를 수행하였고, 제한 조건은 시스템의 응답량을 반응 표면법에 의한 근사식을 사용하여 구성하였다.

- 1) 목적함수인 스틸휠의 무게가 초기 모델의 경우 7.540 kg에서 최적화 후에 7.429 kg으로 2.5%의 감소효과를 가져왔다. 설계변수는 1.79배로 약 80%의 변화를 가져왔다.
- 2) 스틸휠의 디스크홀의 너비 방향의 파라미터를 모두 비례에 의한 방법으로 설계변수를 택하여 하나의 설계변수만으로 외간 상으로도 우수한 형상의 스틸 휠을 설계 할 수 있었다.
- 3) 스틸 휠은 노면에서 전해지는 각종 하중과 차량 하중에 의해서 서스펜션 디스크/허브와 디스크의 접촉면이 달라진다. 그것은 승차감에 큰 영향을 미친다. 본 연구에서 설계변수를 선정할 때, 휠의 무게감소에는 영향을 미치지만 서스펜션 디스크/허브와 접촉하는 부분에는 영향을 거의 미치지 않는다는 것을 유한요소 해석을 통하여 알 수 있었다.
- 4) 본 연구에서 경량화를 목적함수로 하여 최적화를 수행하였다. 이와 더불어 접촉에 큰 영향을 주는 설계변수를 선정하여 승차감 향상을 위한 최적화 역시 가능하리라 생각된다.

### 감사의 글

본 연구는 한국 과학 기술 재단 지정 최적설계 신기술 연구센터와 부산대학교 학술연구 조성비(4년과제)의 지원으로 수행되었습니다.

### 참 고 문 헌

1. *Pro/Engineer Manual*, PTC(Parametric Technology Corporation), 1993
2. *ANSYS APDL Programmer's guide Release 5.5*, Swanson Analysis System, Inc., 1998
3. 김정진, 이진식, 임오강, "근사 최적설계를 위한 순차 설계영역에 관한 연구", 한국전산구조공학회논문집, 제14권, 제3호, 2001, pp.339~348
4. Raymond, H. Myers, Douglas, C. Montgomery, *Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Design Experiments*, John Wiley & Sons, Inc., Canada, 1995, p.700
5. J. S. Arora, *Introduction to Optimum Design*, McGraw-Hill, Singapore, 1989
6. 박영조, 기계설계, 보성문화사, 1995, p.540
7. Kok S. and Stander N., "Optimization of a sheet metal forming process using successive multipoint approximation", *AIAA*, 1998, pp.2728~2740
8. 한국산업규격 D3519-1994, 자동차 구조용 열간 압연 강판 및 강대