

다구찌 기법을 이용한 자동차 페달 암의 형상 최적설계

이부윤[#], 이현우^{*}

Shape Optimal Design of an Automotive Pedal Arm Using the Taguchi Method

Boo Youn Lee[#] and Hyun Woo Lee^{*}

ABSTRACT

The Taguchi method is applied to obtain the optimal design of an automotive pedal arm in consideration of the stiffness test specification. Design parameters are defined to describe shape of the pedal arm. Volume, maximum Von-Mises stress and maximum displacement of the pedal arm are established as the smaller-the-better characteristics. Optimal parameters are determined on the basis of the analyzed level averages of the characteristics.

Key Words : Automotive Pedal Arm(자동차 페달 암), Shape Optimal Design(형상 최적설계), Stiffness Test(강성시험), Taguchi Method(다구찌 기법)

1. 서론

자동차는 다양한 기능을 갖는 많은 종류의 부품들로 구성되며, 자동차의 성능과 안전성을 높이는 데 있어서 이러한 부품들이 큰 비중을 담당한다. 이 중에서 클러치(clutch)의 페달 암(pedal arm)은 운전자가 가하는 페달 답력(pedal effort)을 클러치에 전달하는 주요한 역할을 하는 부품이다. 페달 암의 제조업체에서는 그간 주로 설계자의 경험에 의존하여 구조 설계를 수행해 왔으며, 근래에 들어서 체계적인 방법을 사용하여 기존 설계안의 안전성 및 과잉설계 여부를 분석할 필요성이 제기되었다. 또한 연비 절감을 위해 차량 경량화가 요구되는 시대

적 추세에 따라 페달 암의 최적설계안 도출이 필요한 것으로 판단된다. 본 연구는 무게를 최소화하는 페달 암의 최적 형상을 도출하는데 주안점을 두고자 한다.

현재까지 제시된 페달의 성능 관련 연구로서 Son¹의 클러치 밸브 작동 기구의 특성 시험을 통한 답력 저감 연구, Lee²의 클러치 유압시스템의 동특성 해석을 통한 응답 특성 분석, Lee 등³의 브레이크 페달의 제동 성능 연구 등이 있다. 진동 분야 연구로서 Kim 등⁴의 페달 변위에 따른 클러치의 고착-미끄럼 진동현상에 관한 실험, Hong 등⁵의 가속 페달의 급조작시 자동차의 진동특성 해석 등이 있다. 구조분야 연구로서 Kim 등⁶의 복합재 브레이크 페

접수일: 2006년 9월 8일; 게재승인일: 2007년 1월 2일

교신저자: 계명대학교 기계자동차공학부

E-mail bylee@kmu.ac.kr Tel. (053) 580-5922

* 계명대학교 저공해자동차부품기술개발센터

달의 응력해석과 구조 인증시험, Kim⁷의 자동차 페달에 작용하는 하중 측정 및 내구시험 방법 제안 등이 있다.

한편 페달 암의 개발 단계에서 운전자가 페달의 답변부에 하중을 가할 때의 구조적 건전성을 보장하기 위한 강성시험(stiffness test)을 거치게 되는데, 이러한 강성시험 규격을 만족하는 최적의 형상을 결정하기 위하여 최적설계 기법을 적용함으로써 보다 효율적이고 경제적인 설계안을 도출할 수 있다. 그간 자동차 부품의 최적설계에 관해서는 다수의 연구가 수행되어 왔다⁸. 페달 암의 경우에 Shin과 Im⁹은 페달 암에 원형 구멍을 천공하는 방식으로 중량을 감소시키는 가능성을 검토하였으나, 시행착오 방법으로 구멍의 위치를 선정하였으며 구멍 주위에 응력집중이 발생하는 문제점을 도출한 바 있다. 최근에 Lee와 Lee¹⁰는 페달 암의 시험 규격에 대한 안전성을 해석적으로 평가하고, 위상최적화(topology optimization) 해석을 통하여 기존 페달 암의 외곽 형상이 대체적으로 최적 형상과 일치하는 형태임을 확인하였다. 그리고 Lee와 Lee¹¹는 수치적 직접탐색법(numerical direct-search method)의 최적화 기법을 이용하여 강성시험 규격의 제약조건(constraint condition) 하에서 목적함수(object function)인 부피가 최소가 되는 페달 암의 형상 최적설계를 도출하였다.

본 연구에서는 페달 암의 최적 형상을 도출하기 위한 새로운 방법으로서, 품질에 관계되는 여러 설계인자의 영향도를 통계적으로 반영하는 실험계획법인 다구찌 기법(Taguchi method)^{12,13}을 적용하고자 한다. 최적화를 위하여 다구찌 기법을 적용하면, 직접탐색법에 의한 수치적 최적화¹¹ 과정에서 발생하는 반복해석(iteration)의 수렴성 문제와 과도한 해석시간 문제를 피할 수 있게 된다. 다구찌 기법 적용을 위한 평가특성(characteristics)으로는 페달 암의 부피, 강성시험 조건에서의 최대 응력과 최대 변위를 사용하고자 한다.

2. 페달 암의 강성시험 규격과 기존 설계안의 해석

본 연구는 승용차 클러치 페달 암을 다루고자 하며, Fig. 1은 800~1200 cc급의 경승용차에 사용되는 기존의 페달 암 조립체를 나타낸다.

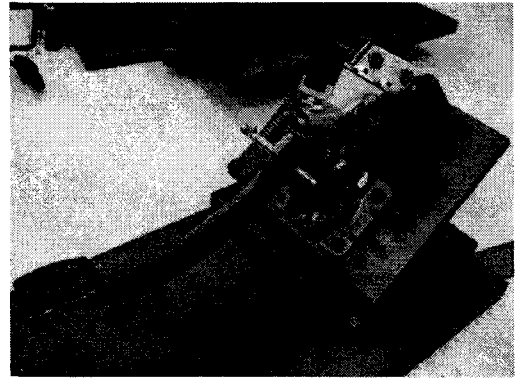


Fig. 1 Photograph of the pedal arm assembly

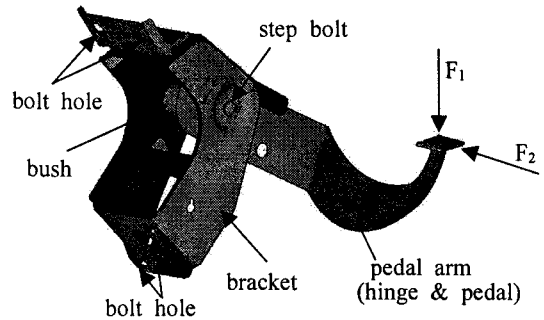


Fig. 2 Loading conditions of the stiffness test

Fig. 2는 페달 암이 브라켓과 단볼트(step bolt) 및 부시(bush)와 조립된 구조를 보여준다. 페달 암, 단볼트, 부시의 재질은 SS41P이고 브라켓의 재질은 SPHC이다. 운전자가 페달 암의 답변부에 하중을 가할 때의 강성을 보장하기 위하여 개발 단계에서 강성시험을 거치게 되는데, Fig. 2의 F_1 과 F_2 는 각각 수직강성시험(vertical stiffness test)과 수평강성시험(transverse stiffness test)에서 답변부에 가해지는 하중 방향을 나타낸다. 수직강성시험 규격은 페달 답변부에 수직방향으로 $F_1 = 294$ N의 하중을 가한 상태에서 답변부의 변위를 6 mm 이내로 규정하고 있다. 수평강성시험 규격은 페달 답변부에 $F_2 = 98$ N의 하중을 횡방향으로 가한 상태에서 하중 방향의 답변부 변위를 14 mm 이내로 규정하고 있다. 수직강성시험은 수평강성시험과 독립적으로 행해지므로, 페달 암의 최적설계시에 어느 강성시험 조건을 고려할 것인지가 결정되어야 한다. Lee와 Lee¹¹의

최근 연구에서 수직강성시험 규격보다는 수평강성 시험 규격이 더 보수적이고, 따라서 형상 최적설계를 위한 제약조건으로 수평강성시험 규격을 사용하는 것이 적절하다는 사실이 제시되었다. 따라서 본 연구에서는 수평강성시험 규격을 하중조건으로 사용하여 최적설계를 도출하고자 한다.

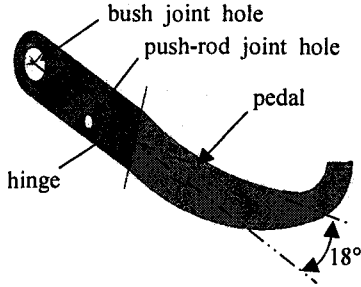


Fig. 3 Original design of the pedal arm

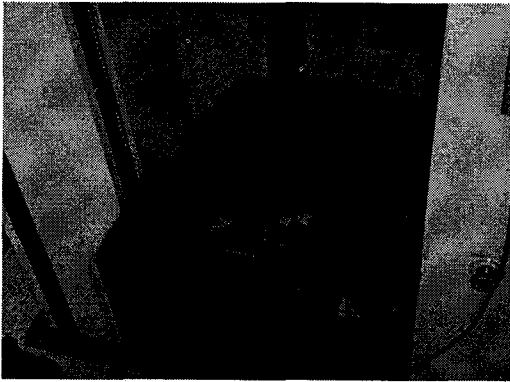


Fig. 4 Photograph of the transverse stiffness test



Fig. 5 Finite element model of the assembly

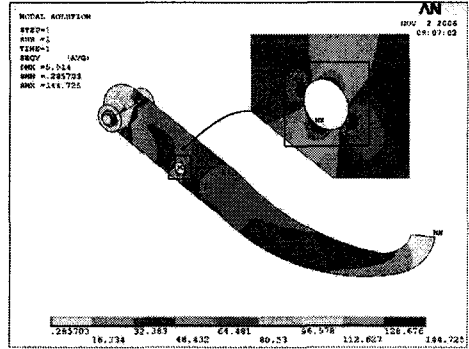


Fig. 6 Distribution of Von-Mises stress of the pedal arm for the original design

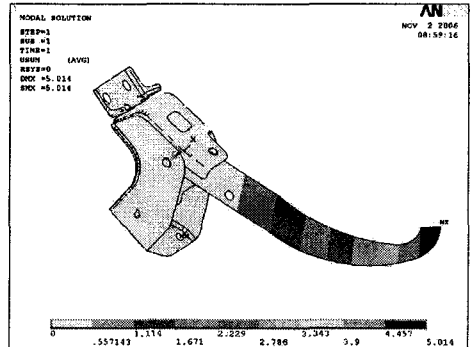


Fig. 7 Distribution of sum of displacements of the assembly for the original design

Fig. 3은 기존 설계안의 페달 압 형상을 나타내는데, 페달 압은 크게 힌지(hinge)부와 페달부로 구분할 수 있으며, 힌지부와 페달부는 횡방향으로 18°의 절곡(bending) 각도를 이루고 있다.

기존 설계안의 페달 압에 대하여 Fig. 4와 같은 수평강성시험 장치를 사용하여 강성시험을 수행하였다. 시험 결과, 페달 압이 시험 규격을 만족하였으며 외관상 영구 변형과 균열이 없고 원활하게 작동하는 것으로 나타났다.

Fig. 5는 페달 압, 브라켓, 단볼트 및 부시로 구성되는 조립체의 유한요소 모델을 나타낸다. 유한요소 해석에는 ANSYS¹⁴를 사용하였다. 페달 압과 브라켓은 ANSYS의 SHELL63 요소, 단볼트와 부시는 SOLID45 요소를 사용하였다. 브라켓과 단볼트가 접하는 부위에 위치하는 절점은 축, 반경 및 원주방향 자유도를 선형 연계(coupling)시켰으며, 단

볼트와 부시가 접하는 양끝 부위에 위치하는 절점도 반경 및 축방향 자유도를 선형 연계시켰다. 브라켓의 볼트 고정부는 모든 자유도를 구속하였다.

수평강성시험 규격을 적용하여 기존 설계안의 페달 암 답변부에 $F_2 = 98 \text{ N}$ 의 하중을 횡방향으로 가하여 해석을 수행한 결과 계산된 페달 암의 Von-Mises stress의 분포를 Fig. 6에 나타내었다. 최대 Von-Mises stress는 푸시로드 연결부에서 144.7 MPa 로서, 페달 암의 재질인 SS41P의 항복강도가 278.8 MPa 인 점을 감안하면 안전한 응력 수준임을 알 수 있다. Fig. 7은 조립체의 변위 크기의 분포를 나타내는데, 최대 변위는 페달 답변부에서 5.014 mm 로서 시험 규격 14 mm 보다 충분히 작은 것을 알 수 있다. 이는 수평강성시험 시에 시험 규격을 만족하는 것으로 나타난 결과와 일치하는 경향을 보이는 것으로 판단된다. 초기 설계안에서 응력 (160.7 MPa)은 항복강도(278.8 MPa)의 58% 수준이고 변위(5.571 mm)는 시험규격(14 mm)의 40% 수준으로서, 초기 설계안이 규격에 비하여 상당히 여유가 있는 것을 알 수 있다.

3. 다구찌 기법의 적용 및 해석

본 장에서는 수평강성시험 조건에 대하여 다구찌 기법을 이용하여 형상 최적설계 문제를 정의하고 해석하고자 한다. 다구찌 기법^{12,13}은 기술개발, 제품설계, 공정설계 및 공정관리 등을 최적화하기 위하여 사용되는 통계적 실험계획법으로서, 제품설계에 적용하면 사용환경을 고려하여 우수한 기능이 발휘되도록 설계변수를 최적화시킬 수 있다. 다구찌 기법을 적용하려면, 먼저 제품 기능의 기준이 되는 특성치를 평가특성으로 선정하게 된다. 구조설계 문제에서 평가특성은 응력, 변위, 무게 등을 고려할 수 있다. 다음은 설계인자(design parameters)를 선정하는데, 구조설계 문제에서 설계인자는 제품의 치수와 형상 등을 고려할 수 있다. 각 설계인자가 가질 수 있는 값의 범위를 분할하여 여러 개의 수준(level)으로 정의한다. 설계인자와 수준을 선정 한 후에는 실험(또는 해석)을 실시하여 평가특성을 구하게 된다. 이 때 설계인자와 수준의 수를 고려하여 적절한 직교배열표(orthogonal array)¹⁵를 선정하고, 직교배열표에 배치한 경우에 대하여만 실험을 실시한다. 이와 같이 구한 평가특성으로부터 각 설계인자의 수준별 평균값을 계산할 수 있으며,

이를 통하여 각 설계인자에 대한 평가특성의 민감도와 영향도를 평가하여 최적의 설계인자를 결정할 수 있다.

본 연구에서는 평가특성을 페달 암의 부피(V_{tot}), 페달 암의 최대 Von-Mises stress (S_{max}), 페달 암 답변부에서의 최대 변위 (D_{max})의 3개로 설정하였다. 3개의 평가특성 V_{tot} , S_{max} , D_{max} 는 모두가 값이 작을수록 우수한 설계이므로 망소특성(smaller-the-better)에 해당된다.

페달 암의 형상 변수(shape variables)는 Fig. 8에 표시된 $T, D1, D2, H, X, R1, R2$ 로 나타낼 수 있다. Fig. 8에서 해칭 부위는 페달의 답변부와 용접되는 부분으로서 형상 변수에서 제외된다. Fig. 8에 표시된 형상 변수 중에서 T 는 페달 암의 두께를 나타낸다. $D1$ 은 힌지부의 폭에 해당하며, $D2$ 는 힌지부 끝에 위치한 부시의 내경을 나타낸다. $R1$ 과 $R2$ 는 각각 페달부의 상부 원호반경과 하부 원호반경을 나타내는데, 원호의 시작점과 끝점 및 반경을 이용하여 페달부의 곡선 경계 형상을 정의한다. H 는 부시 구멍에서 절곡 위치까지의 길이를 나타내며, X 는 힌지부와 페달부 사이의 절곡 각도를 나타낸다. 기존 설계안에서 각 형상 변수의 값은 $\{T, D1, D2, H, X, R1, R2\} = \{6 \text{ mm}, 46 \text{ mm}, 24 \text{ mm}, 120 \text{ mm}, 18^\circ, 180 \text{ mm}, 150 \text{ mm}\}$ 이다.

최근에 Lee와 Lee¹¹는 동일한 페달 암에 대하여 강성시험 규격의 제약조건에서 무게 최소화를 위한 두께 T 의 최적설계 문제를 해석하여, 두께 T 를 기존 설계안의 6 mm 에서 5.4 mm 로 줄여도 된다는 연구 결과를 제시하였다.

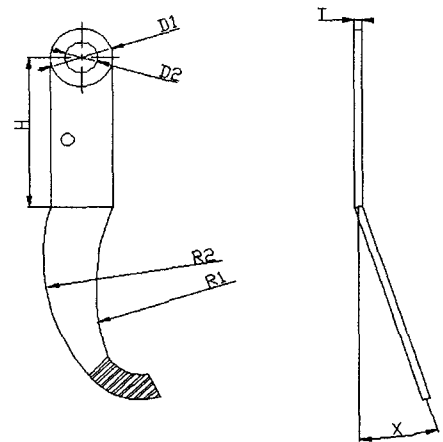


Fig. 8 Shape variables of the pedal arm

Table 1 Levels of design parameters

design parameter	D1 (mm)	D2 (mm)	H (mm)	X (°)	R1 (mm)	R2 (mm)
level 1	42	20	110	10	150	140
level 2	46	24	120	14	180	150
level 3	50	28	130	18	200	165

Table 2 Layout of the $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ array

No.	dum.	dum.	D1	D2	H	X	R1	R2
1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	2	2	2	2	2	2
3	1	1	3	3	3	3	3	3
4	1	2	1	1	2	2	3	3
5	1	2	2	2	3	3	1	1
6	1	2	3	3	1	1	2	2
7	1	3	1	2	1	3	2	3
8	1	3	2	3	2	1	3	1
9	1	3	3	1	3	2	1	2
10	2	1	1	3	3	2	2	1
11	2	1	2	1	1	3	3	2
12	2	1	3	2	2	1	1	3
13	2	2	1	2	3	1	3	2
14	2	2	2	3	1	2	1	3
15	2	2	3	1	2	3	2	1
16	2	3	1	3	2	3	1	2
17	2	3	2	1	3	1	2	3
18	2	3	3	2	1	2	3	1

따라서 본 연구에서는 두께 T 가 5.4 mm인 경우를 초기설계안으로 설정하였다. 초기 설계안에서 최대 Von-Mises stress는 푸시로드 연결부에서 160.7 MPa이고, 최대 변위는 페달 담변부에서 5.571 mm이다. 초기 설계안에서 페달암의 부피 V_{tot} 는 $1.541 \times 10^5 \text{ mm}^3$ 이다.

이와 같이 다구짜 기법 적용을 위한 설계인자로 는 형상 변수 중에서 두께 T 를 제외한 $\{D1, D2, H, X, R1, R2\}$ 의 6개를 사용하고자 한다. 각 설계인자들의 수준은 3개의 수준으로 정의하여 Table 1에 나타내었다. 페달 암의 초기 설계안은 $\{D1, D2, H, X, R1, R2\}$ 의 수준이 각각 $\{2, 2, 2, 3, 2, 2\}$ 수준에 해당된다. 직교배열표는 3개 수준의 계에서 널리 사용되는 $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ 을 사용하였으며, Table 2에 직교배열표를 나타내었다. 인자 수가 총 6개임을 고려하여 Table 2의 $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ 직교배열표에서 첫번째 열과 두번째 열의 인자는 실제 적용되지 않는 더미(dummy) 변수로 정하였다. $L_{18}(2^1 \times 3^7)$ 직교배열표를

사용하므로 해석 경우는 6개의 인자들이 각각 1~3 수준으로 정의되는 총 18 경우가 된다.

Table 2의 직교배열표에 따라 18 경우에 대한 해석을 수행하여, 계산된 평가특성을 Table 3에 정리하였다. 설계인자의 수준별 평균값은 다음 식에 의해서 구할 수 있다.

$$\text{Level average} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i \quad (1)$$

여기서 y_i 는 i 번째 경우의 평가특성 해석결과, n 은 해당 수준에 대한 각 인자별 경우의 수를 나타낸다. 식 (1)을 사용하여 각 설계인자에 대한 평가특성의 수준별 평균값을 계산하여 Table 4에 수록하였다.

Fig. 9는 설계인자의 평가특성의 수준별 평균값을 나타낸 요인효과 선도로써 기울기가 급할수록 기여도가 큰 설계인자이며, 현재 수준과 비교하여 그 차이로 개선 효과를 평가할 수 있다. Fig. 9를 보면 설계인자 $D1$ (хин지부의 폭)과 $D2$ (хин지부 끝단의 부시 내경)가 3개의 평가특성에 대한 기여도가 가장 큰 것을 알 수 있다. 이 요인효과 선도에 의거하여 다음 장에서 최적설계안을 선정하고 초기 설계안과 비교하여 개선 효과를 평가하고자 한다.

Table 3 Results of characteristics

No.	V_{tot} (10^5 mm^3)	S_{max} (MPa)	D_{max} (mm)
1	1.407	205.8	7.380
2	1.531	178.6	6.581
3	1.663	182.2	5.884
4	1.411	205.4	7.329
5	1.535	178.5	6.653
6	1.653	182.2	5.851
7	1.479	205.9	7.283
8	1.618	195.3	6.204
9	1.505	159.4	6.372
10	1.560	205.5	6.734
11	1.486	179.0	6.899
12	1.550	159.4	6.211
13	1.480	205.4	6.910
14	1.579	195.4	6.609
15	1.535	159.4	6.403
16	1.554	205.6	7.082
17	1.450	178.4	6.741
18	1.603	159.8	6.090

Table 4 Level averages of characteristics

	level	D1	D2	H	X	R1	R2
V_{tot} (10^5 mm^3)	1	1.482	1.466	1.534	1.527	1.522	1.543
	2	1.533	1.530	1.533	1.531	1.535	1.535
	3	1.585	1.605	1.532	1.542	1.544	1.522
S_{max} (MPa)	1	205.6	181.2	188.0	187.8	184.0	084.1
	2	184.2	181.3	184.0	184.0	185.0	185.0
	3	167.1	194.4	185.0	185.1	187.9	187.8
D_{max} (mm)	1	7.123	6.854	6.685	6.550	6.718	6.577
	2	6.614	6.221	6.635	6.619	6.599	6.616
	3	6.135	6.394	6.549	6.701	6.553	6.676

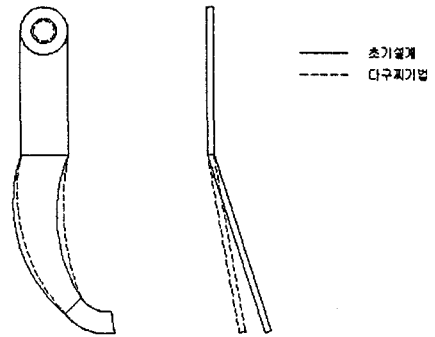


Fig. 10 Initial and optimal shapes

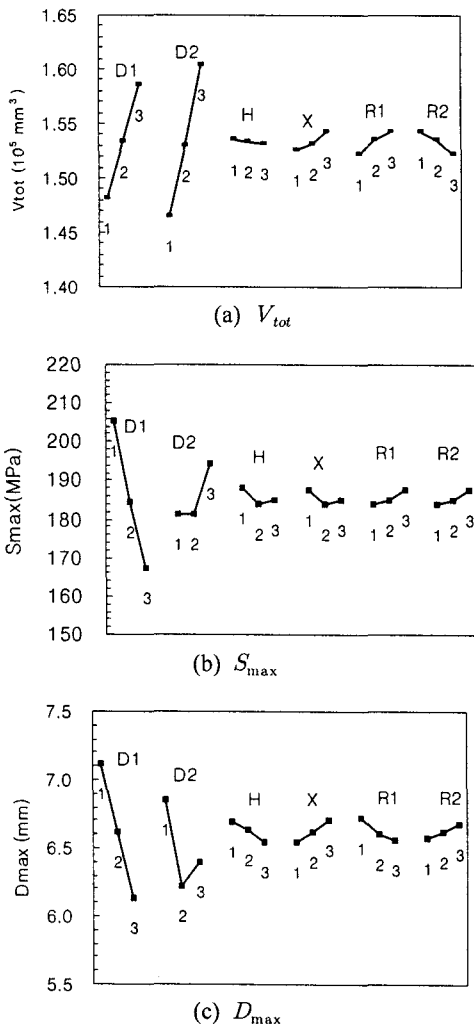


Fig. 9 Graph of level averages

4. 최적설계안의 선정 및 해석

Fig. 9에 표시된 평가특성 V_{tot} , S_{max} , D_{max} 의 요인효과 선도를 검토하여 최적설계안을 위한 6개의 설계인자 수준을 선정하였다. 인자 D1은 V_{tot} 가 1수준이 최소이고 S_{max} 와 D_{max} 가 3수준이 최소임을 감안하여 V_{tot} , S_{max} , D_{max} 가 모두 중간인 2수준을 선정하였다. 인자 D2는 V_{tot} 와 S_{max} 가 최소인 1수준을 선정하였다. 인자 H와 X는 요인효과 선도의 기울기가 완만하여 평가특성에 대한 기여도가 낮다. 이를 감안하여 인자 H는 S_{max} 가 최소이며 V_{tot} 와 D_{max} 가 중간인 2수준을 선정하였고, 인자 X는 V_{tot} 와 D_{max} 가 최소인 1수준을 선정하였다. 인자 R1, R2는 페달부의 곡선 경계 형상을 나타내므로 페달부의 부피에 큰 영향을 미친다. 이를 감안하여 인자 R1은 V_{tot} 가 최소인 1수준, 인자 R2는 V_{tot} 가 최소인 3수준을 선정하였다.

이상과 같이 선정된 최적 설계안은 설계인자 {D1, D2, H, X, R1, R2}가 {2, 1, 2, 1, 1, 3} 수준이며, 인자값은 {46 mm, 20 mm, 120 mm, 10°, 150 mm, 165 mm}이다. Fig. 10은 최적 설계안과 초기 설계안의 형상을 비교하여 나타낸 것이다. 최적 설계안은 초기 설계안에 비해 페달부의 상하부 원호의 반경 R1, R2가 증가하였으며, 힌지부와 페달부 사이의 각도 X가 감소한 형상을 나타낸다. 이 최적 형상에서 페달암의 부피 V_{tot} 는 $1.435 \times 10^5 mm^3$ 로서, 초기 설계안의 $1.541 \times 10^5 mm^3$ 에 비하여 7% 감소하였다.

이와 같이 결정된 최적 형상에 대하여 수평강성

시험 규격의 하중을 부여하여 해석을 수행하였다. 해석 결과 계산된 페달 암의 Von-Mises stress의 분포를 Fig. 11에 나타내었다. 최대 Von-Mises stress는 푸시로드 연결부에서 178.6 MPa로서, 초기 설계안의 160.7 MPa에 비해 조금 증가하였으나 항복강도보다 작으므로 만족스럽게 나타났다. Fig. 12는 변위 크기의 분포를 나타내는데, 최대 변위는 페달 답변부에서 6.898 mm로서 초기 설계안의 5.571 mm보다 조금 증가하였으나 시험 규격 14 mm 보다 작으므로 만족스럽게 나타났다. 도출된 최적 설계안에서 최대 Von-Mises stress(178.6 MPa)는 항복강도(278.8 MPa)의 64% 수준이고 변위(6.898 mm)는 시험규격(14 mm)의 49% 수준으로서, 초기 설계안 대비 각각 6%와 9% 증가하였다. 따라서 경량화 설계 지향 관점에서 볼 때 무게가 7% 감소하면서 응력과 변위가 이 정도 증가하는 것은 무난한 것으로 판단된다.

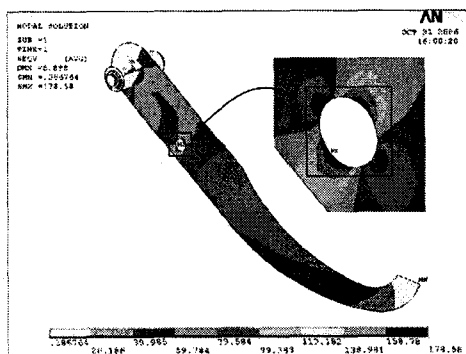


Fig. 11 Distribution of Von-Mises stress of the pedal arm for the optimal design

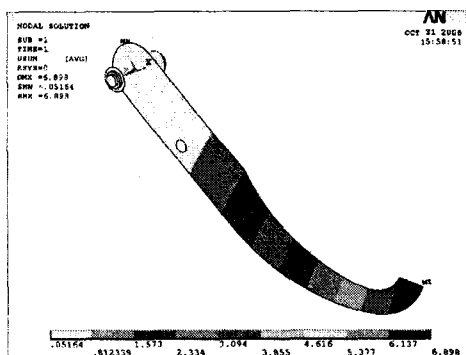


Fig. 12 Distribution of sum of displacements of the pedal arm for the optimal design

5. 결론

본 연구에서는 강성시험 규격을 만족하는 자동차 페달 암의 경량화 설계를 도출하기 위하여, 다구찌 기법을 사용한 형상 최적화 방법을 제시하였다.

부피와 수평강성시험 조건의 최대 응력과 변위를 평가특성으로 사용하고, 요인효과 분석을 통하여 페달 암의 형상 설계인자의 최적값을 결정하였다. 도출된 페달 암의 최적 형상에 대한 해석 결과, 최대 응력과 최대 변위가 강성시험 규격을 만족하고 초기설계에 비하여 부피가 7% 감소하였다.

페달 암의 경량화 형상 최적화를 도출하기 위하여 본 연구에서 제시한 방법으로 다구찌 기법을 적용하게 되면, 직접탐색법에 의한 수치적 최적화 과정에서 필연적으로 수반되는 반복해석(iteration) 수렴의 어려움과 해석 시간의 과다소요 등의 문제를 피할 수 있게 된다. 그리고 이러한 형상 최적설계 방법을 신모델 페달 암을 개발할 경우에 적용함으로써, 제품개발 기간을 단축하고 경량화 설계를 효율성있게 도출할 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 산업자원부-한국산업기술평가원 지정 계명대학교 저공해자동차부품기술개발센터의 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

1. Son, G. R., "A Study on the Reducion of Clutch Pedal Effort in Automobile," M. S. Thesis, Busan National University, 2000.
2. Lee, J. C., "Computerized Analysis of Clutch Hydraulic System and Optimization of Clutch Pedal Characteristics," Proc. of the Center for Automotive Parts Technology, Vol. 8, pp. 7-11, 2003.
3. Lee, S. H., Park, T. W., Jung, I. H. and Seo, J. H., "Development of Automotive Braking Performance Analysis Program Considering Dynamic Characteristic," Trans. KSAE, Vol. 12, No. 2, pp. 175-181, 2004.
4. Kim, S. S., Jang, H. K., Cho, Y., Park, Y. W. and

- Chai, J. B., "An Experimental Study on the Stick-Slip Vibration of the Clutch during Starting of a Vehicle," Trans. KSNVE., Vol. 11, No. 3, pp. 461-470, 2001.
5. Hong, D. P., Kim, S. S., Tae, S. H. and Chung, T. J., "An Analysis on the Vibration Characteristic of an Automobile at the Sudden Change of an Accelerator under Traveling," Trans. KSNVE, Vol. 4, No. 3, pp. 353-364, 1994.
6. Kim, K. S., Joe, C. R. and Kim, H. S., "Development of Composite Brake Pedal for KTX-1 and Tests for Structural Certification," Trans. KSME A, Vol. 23, No. 7, pp. 1104-1111, 1999.
7. Kim, J. D., "A Study on Load Analysis and Durability Test Condition Evaluation of Automobile Brake Pedal," M. S. Thesis, Changwon National University, 2004.
8. Park, K. J., "Application of Optimal Design Technology in Automotive," Machine Design, Vol. 17, No. 9, pp. 82-89, 2002.
9. Shin, H. M. and Im, M. H., "Development of the Weight Optimized Clutch and Brake Arms for Automobiles," Proc. of the Center for Automotive Parts Technology, Vol. 7, pp. 109-116, 2002.
10. Lee, B. Y. and Lee, H. W. "Structural Analysis and Topology Optimization of an Automotive Pedal Arm Considering Qualification Test Specifications," J. KOSME, Vol. 30, No. 5, pp. 562-571, 2006.
11. Lee, B. Y. and Lee, H. W., "Shape Optimal Design to Minimize the Weight of the Pedal Arm of an Automotive Clutch," Trans. KSME A, Vol. 31, No. 2, 2007.
12. Taguchi, K. and Konish, S., "Taguchi Methods," ASI Press, 1992.
13. Park, S. H., "Quality Engineering, Minyoungsa," Seoul, 1997.
14. ANSYS, "User's Manual," Revision 6.2, ANSYS Inc., 2002.
15. Kang, J., Lee, J. M., Kang, J. H., Park, Y. C. and Park, H. C., "Optimization of a Gate Valve Using Orthogonal Array and Kriging," J. KSPE, Vol. 23, No. 8, pp. 119-126, 2006.