

시험 규격을 고려한 자동차 페달 암의 구조해석과 위상최적화

이부윤† · 이현우*

(원고접수일 : 2006년 4월 26일, 심사완료일 : 2006년 7월 21일)

Structural Analysis and Topology Optimization of an Automotive Pedal Arm Considering Qualification Test Specifications

Boo-Youn Lee† and Hyun-Woo Lee*

Abstract : Finite element analysis is performed to evaluate structural reliability of an automotive pedal arm under conditions of the stiffness, the load and the endurance test specifications. Results of the analysis shows that the pedal arm is safe enough under the tests. A topology optimization is numerically implemented, overall shape of the pedal arm being verified to be reasonable. A design concept to insert holes in the arm is established, which may be used to reduce its weight.

Key words : Automotive pedal arm(자동차 페달 암), Topology optimization(위상최적화), Structural analysis(구조해석), Load test(정부하시험), Stiffness test(강성시험), Endurance test(내구시험)

1. 서 론

최근 산업 발달로 인한 자동차의 수요가 급증함에 따라 자동차의 성능과 운전자의 안전에 대한 관심이 더욱 높아지고 있다. 다양한 기능을 갖는 많은 종류의 부품을 필요로 하는 자동차 산업의 특성 때문에 부품 업계에서는 부품의 성능 및 안전성을 높이기 위한 연구에 집중하고 있다. 자동차 주요 부품 중의 하나인 클러치(clutch)는 자동차의 구동과 안전에 중요한 역할을 하는 부품이며, 그 중 페달 암(pedal arm)은 운전자가 가하는 페달 답력(pedal effort)을 클러치에 전달하는 역할을 한다.

페달과 관련된 그간의 연구를 살펴보면 주로 클러치나 브레이크의 성능에 주안점을 둔 연구로서, Son⁽¹⁾의 클러치 페달의 밸브 작동 기구의 특성 시험을 통한 답력 저감 연구, Lee⁽²⁾의 클러치 유압시스템의 동특성 해석을 통한 응답 특성 분석, Lee et al.⁽³⁾의 브레이크 페달 답력, 페달 변위, 제동 효율 등의 제동 성능 연구를 들 수 있다. 진동 분야 연구로서는 Kim et al.⁽⁴⁾의 클러치 페달 변위에 따른 클러치의 고착-미끄럼 진동현상에 관한 실험, Hong et al.⁽⁵⁾의 가속 페달의 급조작시 자동차의 진동특성 해석 등이 있다. 구조분야 연구로서는 Kim et al.⁽⁶⁾의 복합재 브레이크 페달

† 책임저자(계명대학교 기계자동차공학부), E-mail:bylee@kmu.ac.kr, Tel:053)580-5922

* 계명대학교 저공해자동차부품기술개발센터

개발시 페달의 응력해석과 구조 인증시험, Kim^[7]의 자동차 페달에 작용하는 하중 측정 및 내구시험 방법 제안 등이 있다.

한편, 지금까지 페달 압의 치수와 형상은 구조 설계 단계에서 엄밀한 해석을 통한 평가가 아닌 설계자의 경험에 의존하여 주로 설계되어 왔다. 이에 따라 기존 모델을 해석적으로 분석하여 설계 안전성 및 과잉설계 여부를 검토할 필요성이 제기되었으며, 연비 절감을 위한 차량 경량화라는 시대적 추세에 따라 페달 압의 최적설계안 도출이 필요한 것으로 판단된다. 페달 압의 설계 과정에서 형상 등의 치수 관련 설계를 결정하기 위해서는 유한요소해석 프로그램을 사용하여 많은 횟수의 해석을 반복 수행하여 치수 변화가 변위와 응력에 미치는 영향을 분석할 수 있다. 하지만, 치수가 변화할 때마다 유한요소 모델을 수정하여 해석을 수행하는 데에 많은 작업시간과 노력이 소요된다. 이러한 이유로 제품개발 단계에서 그 제품에 대하여 요구되는 시험 규격을 만족하는 최적의 형상을 결정하기 위하여 최적설계 기법을 효율적으로 활용할 수 있다. 페달 압의 설계 과정에서도 이와 같은 최적설계 기법을 적용함으로써 보다 효율적이고 경제적인 설계안을 도출할 수 있다. 그간 자동차 부품의 최적설계에 관해서는 다수의 연구가 수행되어 왔으며^[8], 페달 압의 경우에는 Shin and Im^[9]이 제시한 페달 압의 경량화 설계를 위한 기초적 연구가 있다. 그들은 상용화된 브레이크 페달 압에 원형 구멍을 천공하는 방식으로 중량을 감소시키는 가능성을 검토하였으나, 구멍의 위치 선정에 있어서 시행착오 방법을 사용하였으며 천공된 구멍 주위에 응력 집중이 발생하는 문제점을 도출한 바 있다.

본 연구에서는 유한요소해석 프로그램을 이용하여 페달 압의 기존 설계안을 평가하고, 위상최적화(topology optimization) 해석을 수행하여 기존 페달 압의 형상의 적합성을 해석적으로 검증하고자 한다. 위상최적화의 결과에 대한 고찰을 통하여 기존 페달 압 모델의 타당성을 평가하고, 연비 감소를 위한 자동차 부품의 경량화 관점에서 페달 압의 부피를 감소시키면서 최적의 형상을 도

출하는 방법을 제시하였다.

2. 페달 압의 시험 규격

자동차 부품은 완성차업체가 요구하는 기능과 안전성을 보장하기 위해서 개발 단계에서 인증시험을 거친다. 본 연구에서는 페달 압의 기존 설계안에 대하여 인증시험 규격에 대한 안전성을 해석적으로 검증하고, 최적형상의 설계 개념을 도출하고자 한다. 페달 압의 시험 규격은 정부하시험(load test), 강성시험, 내구시험 등으로 나눌 수 있으며, 강성시험은 적용하중에 따라 수직강성시험(vertical stiffness test)과 수평강성시험(transverse stiffness test)으로 구분된다. Fig. 1은 본 연구에서 사용된 배기량 800~1200 cc급의 경승용차에 적용되는 기존 설계안의 페달 압 조립체를 나타낸다. Fig. 2는 정부하시험과 강성시험에서 하중부여 위치와 방법을 나타낸다. 정부하시험과 수직강성시험의 경우는 페달 답변부에 수직하게 하중을 가하고, 수평강성시험의 경우는 페달 답변부에 좌우측 횡방향으로 하중을 가한다.

정부하시험은 페달 압을 지그(jig)에 고정시키고 페달 답변부에 수직방향으로 588 N의 하중을 가하고 제거하는 과정을 5회 반복 실시한 후에 영구 변형에 의한 답변부의 변위를 측정하는 시험이다. 규격에서는 푸시로드(push rod) 연결부를 핀으로 고정하여 시험을 수행하도록 하고 있다. 정부하시험 규격에서는 시험 후에 영구 변형에 의한 페달 답변부의 최종 변위를 10 mm 이내로 제한하고 있다.

강성시험은 적용하중에 따라 수직과 수평강성시험으로 구분된다. 수직강성시험은 정부하시험과 동일하게 페달 압을 지그에 고정시키고, 페달 답변부에 수직방향으로 294 N의 하중을 1회 가하여 답변부 중앙에서의 변위를 측정하게 된다. 수직강성시험 규격에서는 하중을 가한 상태에서 답변부의 변위를 6 mm 이내로 제한하고 있다. 수평강성시험의 경우는 수직강성시험과 달리 푸시로드 연결부를 지지하는 핀을 제거한 상태에서 하중을 가한다. 페달 답변부에 98 N의 하중을 좌에서 우

로, 위에서 좌로 각각 1회씩 가하여 답변부의 변위를 측정하게 된다. 수평강성시험 규격에서는 하중을 가한 상태의 답변부 변위를 14 mm 이내로 제한하고 있다. 정부하시험과 강성시험 후에 페달 암은 외관상 균열이 없이 원활하게 작동하여야 한다.

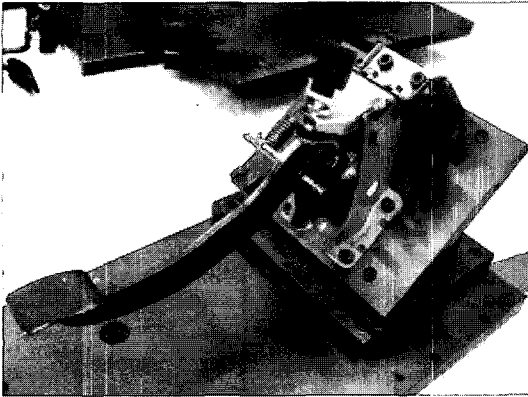


Fig. 1 Pedal arm assembly

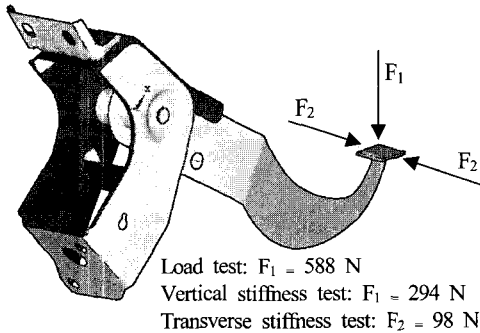


Fig. 2 Loading conditions of the test

내구시험은 페달 답변에 수직하게 0~196 N의 교변하중을 반복 적용하여 페달 암의 내구성을 판단하는 시험이다. 유압 장치를 사용하여 페달 답변부에 연속적으로 100만회 하중을 가하고, 푸시로드 연결부에도 150 mm의 스트로크를 일정하게 유지한다. 시험 규격을 만족하기 위해서는 내구시험 후 답변부 중심에서의 유격이 5.5 mm 이내여야 하고, 페달 암이 외관상 균열과 이상마모 등이 없어야 하며 조작성 소음 없이 원활히 작동해야 한다.

3. 페달 암의 유한요소 모델

Fig. 1의 페달 암 모델은 초기 설계 시에 유한요소해석이나 실험을 통한 엄밀한 분석 없이, 기존의 중·소형차에 사용되었던 페달 암을 크기만을 축소시켜 제작하였다. 이 기존 모델에 대하여 유한요소해석을 통하여 설계 안전성을 평가하고 과잉 설계 여부를 검토하였다. 해석에는 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS⁽¹⁰⁾를 사용하였다.

Fig. 3은 유한요소해석에 사용될 페달 암의 형상을 나타낸다. 페달 암은 크게 힌지(hinge)부와 페달부로 구분할 수 있으며, 본 모델은 힌지부와 페달부 사이에 횡방향으로 18° 각도를 갖고 있다. 힌지부에는 하중을 전달하는 푸시로드 연결부가 있으며, 해석에서는 페달의 답변부를 생략하고 해석을 수행하였다. 해석 모델에는 브라켓(bracket)을 포함한 조립체를 사용하여 최대한 실제와 가까운 해석 결과를 얻도록 하였다. Fig. 4는 페달 암이 브라켓과 단볼트(step bolt) 및 부시(bush)와 조립된 상태를 나타낸다. 브라켓은 4개의 볼트 체결부가 있어 차체에 고정되며, 페달 암에 가해지는 하중을 지탱하는 역할을 한다. 브라켓 자체는 몇 개의 부재로 이루어져 있으며, 서로 용접 고정되어 있다. 페달 암의 회전 축 역할을 하는 단볼트는 볼트머리 반대쪽에 단을 두어 볼트 길이 방향으로의 이동을 제한하는 역할을 한다. 부시는 페달 암의 부시 체결 홀에 용접되어 사용된다.

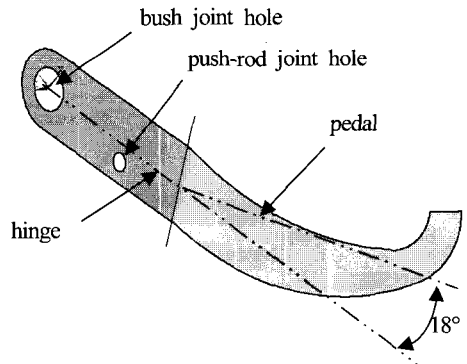


Fig. 3 Geometry of the pedal arm

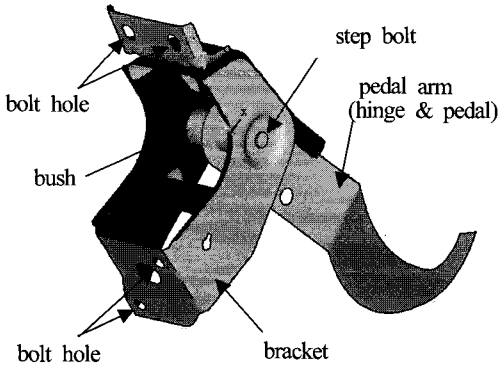


Fig. 4 Geometry of the assembly

Table 1 Material properties

Parts (Material)	Yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)	Young's modulus (GPa)	Poisson ratio
Pedal arm (SS41P)	278.8	409.9	230.5	0.3
Bracket (SPHC)	227.5	326.0	252.5	0.3
Step bolt (SS41P)	278.8	409.9	230.5	0.3
Bush (SS41P)	278.8	409.9	230.5	0.3

페달 암과 단볼트 및 부시의 재질은 SS41P이며, 브라켓의 재질은 SPHC이다. 페달 암과 브라켓 및 기타 부품들의 재료 물성치는 Table 1에 나타내었다.

클러치 페달 암, 브라켓, 단볼트 및 부시로 구성되는 조립체의 유한요소 모델을 생성하였으며, Fig. 5에 이를 나타내었다. 페달 암과 브라켓은 ANSYS의 4절점 요소인 SHELL63으로 생성하였으며, 단볼트와 부시는 8절점 요소인 SOLID45로 생성하였다. 그리고, 정부하시험과 수직강성시험 해석에서는 푸시로드 연결부에 보 요소인 BEAM188 요소를 사용하여 핀 체결 조건을 고려하였다. BEAM188 요소의 양끝은 모든 자유도를 구속하고, BEAM188 요소의 절점과 푸시로드 연결부의 절점은 반경 방향으로 구속하였다. 브라켓과 단볼트가 접하는 부위에 위치하는 절점은 축, 반경 및 원주 방향의 자유도를 선형 연계

(coupling)시켰으며, 단볼트와 부시가 접하는 양 끝 부위에 위치하는 절점도 양끝을 반경 및 축 방향으로 자유도를 선형 연계시켰다. 브라켓 부재들 간의 용접부는 모든 자유도를 선형 연계시켰으며, 브라켓의 볼트 고정부는 모든 자유도를 구속하였다.

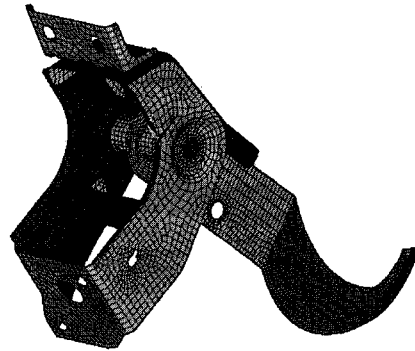


Fig. 5 Finite element model of the assembly

4. 시험 규격 조건의 구조해석 결과

4.1 강성 해석

수평강성시험 규격을 적용하여 탄성해석을 수행한 결과 계산된 페달 암의 Von-Mises stress의 분포를 Fig. 6에 나타내었다. 푸시로드 연결부에서 최대 Von-Mises stress가 발생하였으며 크기는 144.7 MPa로서, 페달 암의 재질인 SS41P의 항복강도가 278.8 MPa인 점을 감안하면 안전한 응력 수준임을 알 수 있다.

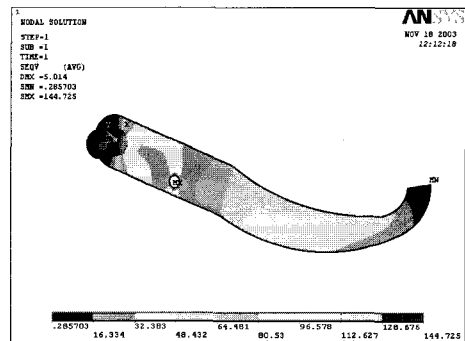


Fig. 6 Distribution of Von-Mises stress of the pedal arm (Transverse stiffness test)

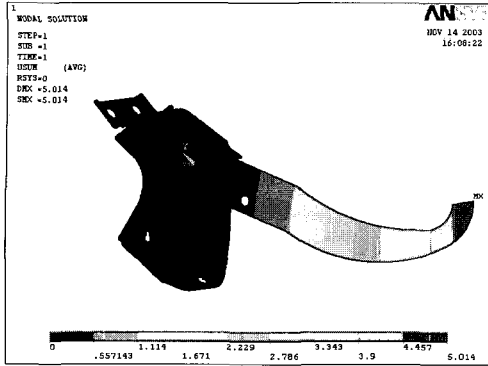


Fig. 7 Distribution of sum of displacements of the assembly (Transverse stiffness test)

Fig. 7은 수평강성시험 조건에서의 변위 합 분포를 나타낸다. 최대변위는 페달 답변부에서 나타났으며 그 크기가 5.014 mm로서, 시험 규격 14 mm 이내를 충분히 만족하는 것을 알 수 있다.

수직강성시험 규격을 적용한 탄성해석의 경우 페달 암의 Von-Mises stress 분포를 Fig. 8에 나타내었다. 최대값은 단볼트 끝단에서 나타났으며 크기가 103.9 MPa이다. 이와 같이 페달 암의 최대응력은 항복강도 278.8 MPa를 초과하지 않으므로, 수직강성시험에 대하여 안전함을 알 수 있다. Fig. 9는 변위 합 분포를 나타낸다. 최대 변위는 페달 답변부에서 나타났으며 크기가 1.121 mm로서, 시험 규격 6 mm 이내를 충분히 만족하는 것을 알 수 있다.

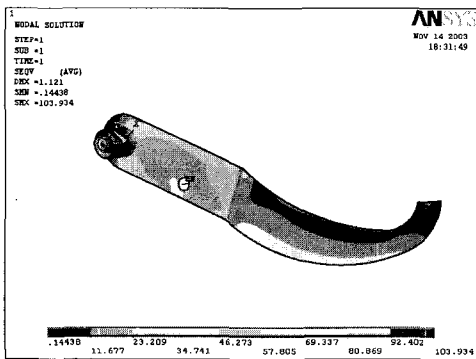


Fig. 8 Distribution of Von-Mises stress of the pedal arm (Vertical stiffness test)

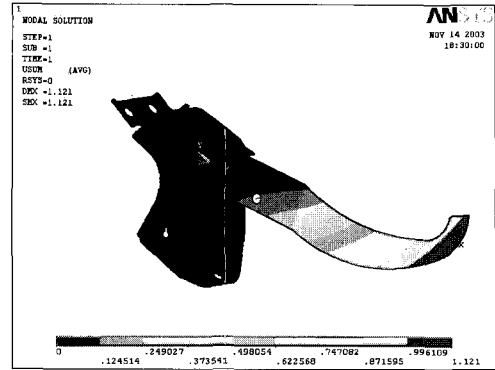


Fig. 9 Distribution of sum of displacements of the assembly (Vertical stiffness test)

이와 같이, 수평 및 수직강성시험 조건에서의 해석 결과가 시험 규격에 비하여 안전율이 충분히 높은 것으로 나타났다.

4.2 정부하 해석

정부하시험 규격에서는 588 N의 하중을 5회 반복하여 가하게 된다. 따라서 하중의 가감을 5개의 하중단계(load step)로 구분하여 탄소성 해석을 수행하였으며 ANSYS의 KINH(multilinear kinematic hardening) 기능을 사용하였다. 브라켓의 재질에 대하여 인장시험을 5회 실시하여 응력-변형율의 평균값을 산출하였으며, 응력-변형율 선도는 Fig. 10과 같다.

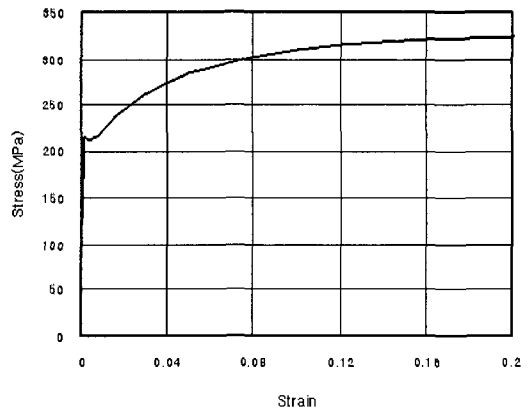


Fig. 10 Stress-strain curve of bracket material

Table 2 Results of displacements of load steps

Load step	1st	2nd	3rd	4th	5th
Disp. A (mm)	2.157	2.161	2.163	2.167	2.168
Disp. B (mm)	0.037	0.043	0.045	0.048	0.051

정부하시험 조건의 해석 결과는 Table 2에 나타내었다. Table 2에서 변위 A와 변위 B는 각각 하중단계에서 하중을 가했을 경우(A)와 하중을 감했을 경우(B)의 페달 답변부의 변위를 나타내는데, 하중단계가 거듭될수록 영구변형에 의한 변위가 증가하는 것을 볼 수 있다. Fig. 11은 마지막 하중단계인 5 번째 하중을 가한 후 그 하중을 제거하였을 때의 변위 분포를 나타낸다. 페달 답변부에서의 변위는 0.051 mm로 시험 규격의 10 mm보다 작으므로 페달 암의 설계안이 정부하시험 규격을 충분히 만족함을 확인할 수 있다.

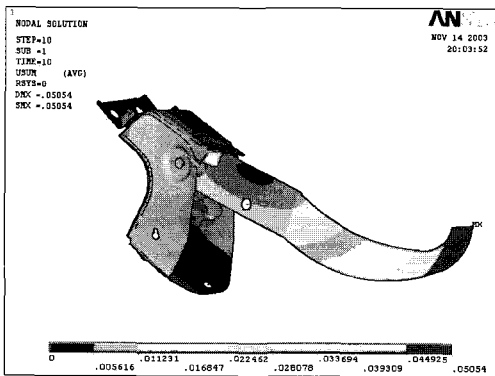


Fig. 11 Distribution of sum of displacements of the assembly at last load step

4.3 내구 해석

페달 암에는 운전자가 페달 답변부에 하중을 반복적으로 가하게 되므로 피로파손에 대한 안전성을 보장하기 위한 내구시험이 요구된다. 내구시험에서는 페달 답변에 수직하게 0~196 N의 교변하중을 100만회 가하고 푸시로드 연결부에 150 mm의 스트로크를 일정하게 가하게 된다.

내구시험의 해석 모델로는 페달 암이 하중을 받아 150 mm의 최대 스트로크를 이동하여 멈추었을 때의 정적 평형상태를 사용하였다. 내구시험 장치에서는 150 mm 스트로크를 이동한 페달 암이 유압 장치에 의해 멈추도록 되어 있으며, 해석에서는 페달 암이 150 mm 스트로크만큼 이동한 상태에서 보 요소를 사용하여 연결 핀의 역할을 할 수 있도록 하였다. 하중은 내구시험 규격의 최대 하중인 196 N을 페달 답변부에 수직으로 가하였다. 해석을 위한 경계조건은 수직강성시험의 해석 시와 동일하게 부여하였다.

Fig. 12는 내구시험 조건을 적용한 해석 결과의 Von-Mises stress 분포를 나타낸다. 최대 Von-Mises stress는 단볼트 끝단에서 나타났으며 그 값은 69.7 MPa이다. 해석 결과 최대응력이 항복강도 278.8 MPa보다 작으므로, 페달 암의 피로해석에서는 응력-수명이론(stress-life theory)^{(11),(12)}을 사용하여 피로수명을 계산하였다. Fig. 13은 페달 암 재료에 대해서 구한 S-N 선도를 나타내고 있다. 내구한도(endurance limit) S_e 는 205.0 MPa로 페달 암의 최대응력 69.7 MPa에 비해 충분히 큰 값이다. 그러므로 페달 암은 내구시험 시 피로파손이 발생하지 않는 것을 확인할 수 있으며, 이는 내구시험의 결과와 일치한다.

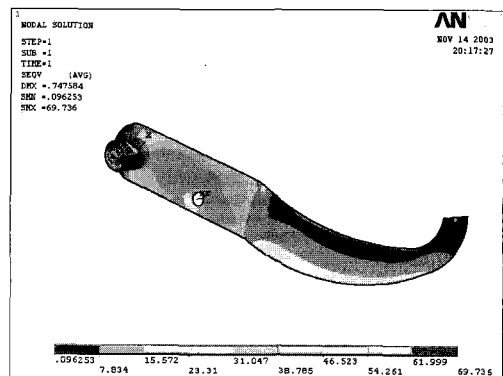


Fig. 12 Distribution of Von-Mises stress under endurance test condition

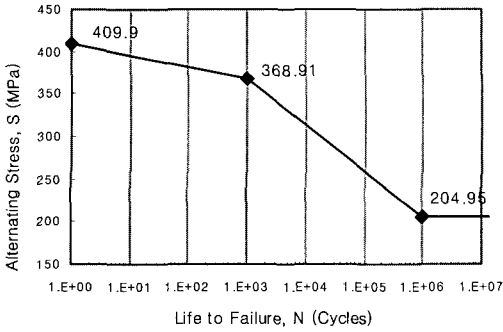


Fig. 13 S-N curve of pedal arm material

5. 위상최적화

5.1 위상최적화 모델

위상최적화 문제는 해석 대상에 대하여 주어진 제약조건을 만족하는 범위 내에서 최적화 대상의 목적함수를 최소화 또는 최대화시키는 재료 분포를 구하는 밀도법 문제로 설정할 수 있다^{(13),(14)}. 따라서 본 연구에서 위상최적화 문제는 식 (1)과 같이 컴플라이언스를 최소화하는 내부 가상밀도 (internal pseudo-density)를 결정하기 위한 최적설계 문제로 정의하였다⁽¹⁴⁾.

$$\begin{aligned}
 & \text{Find } n_i, \quad i=1, \dots, N \\
 & \text{minimizing } U_c \equiv U^T K U \quad (1) \\
 & \text{subject to } 0 < n_i \leq 1 \\
 & \quad \quad \quad V \leq V_0 - V^*
 \end{aligned}$$

여기서, 설계변수 n_i 는 N 개의 유한요소 각각에 할당된 내부 가상밀도를, 목적함수 U_c 는 컴플라이언스를, U 는 전체 변위 벡터(global displacement vector)를, K 는 전체 강성 행렬(global stiffness matrix)을 나타낸다. 식 (1)의 제약조건에서 V 는 부피, V_0 는 부피의 초기값, V^* 는 위상최적화로 제거될 부피를 나타낸다. 이와 같이 정의된 위상최적화 문제에서는 부피를 V^* 만큼 감소시킬 때 최소의 컴플라이언스를 갖는 가상밀도 분포를 계산하게 된다. 본 연구에서는 부피 감소율

에 따른 최적의 가상밀도 분포를 서로 비교하기 위하여, 제거될 부피인 V^* 를 V_0 대비 10%에서 80%까지 10% 간격으로 감소시키는 여덟 가지 경우의 위상최적화 문제를 해석하였다. 위상최적화 문제의 해석에는 ANSYS의 Topology Optimization 기능을 사용하였다.

위상최적화를 위한 초기 모델로 Fig. 14(a)의 Type 1과 (b)의 Type 2의 2 가지를 설정하였다. Type 1의 경우는 페달 암의 이상적인 형상을 검토하기 위한 모델이며, Type 2는 상부 원호 형상을 기존의 페달 암 설계와 동일하게 오목한 형상으로 설정한 모델이다. 두 모델 모두 기존 페달 암 모델과 동일하게 힌지부와 페달부 사이에 횡방향으로 18°의 꺾어진 각도를 고려하였다. 페달 암 조립체를 고려한 앞 장의 시험 규격 조건의 해석과는 달리, 위상최적화에서는 페달 암만을 모델링하여 해석에 사용하였다.

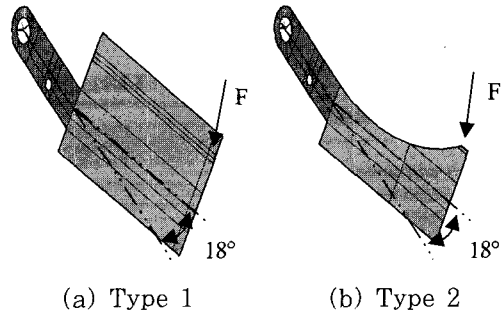


Fig. 14 Two initial types of the pedal arm for topology optimization

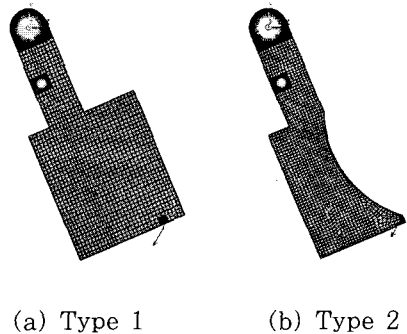
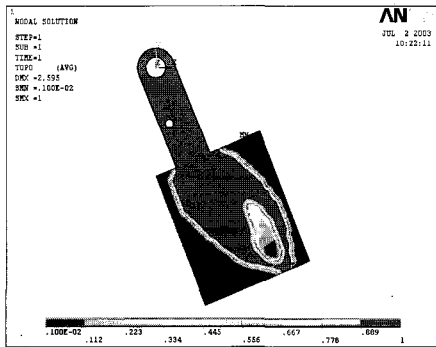
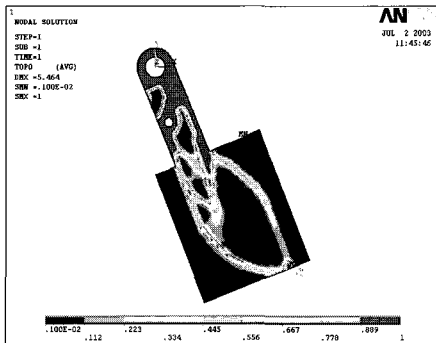


Fig. 15 Finite element models for topology optimization

Fig. 15(a)와 (b)는 각각 Type 1과 Type 2의 위상최적화 문제를 해석하기 위한 유한요소 모델을 나타낸다. 두 모델 모두 페달 암의 힌지부와 푸시로드 연결부는 기존 모델과 동일하게 요소 분할하였다. ANSYS의 4절점 쉘 요소인 SHELL93 요소를 사용하였다. Fig. 15에서 짙은 색의 요소는 하중이 가해지는 부분, 푸시로드 연결부, 부시 체결부의 요소로서, ANSYS에서 요소 종류(element type)를 ET=2로 설정하여 위상최적화의 설계변수에서 제외되도록 하였다. 하중은 수직강성시험 조건을 적용하였으며, 푸시로드 연결부의 절점을 반경 방향으로 구속하였고, 부시 체결부의 절점은 반경 방향과 축 방향으로 구속하였다.



(a) 40% volume reduction



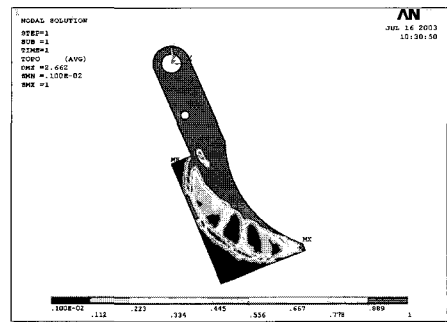
(b) 80% volume reduction

Fig. 16 Results of topology optimization (Type 1)

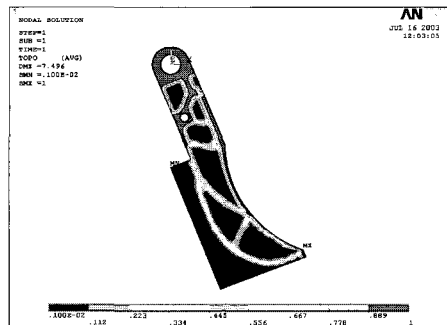
5.2 위상최적화 해석 결과

Type 1의 여덟 가지의 위상최적화 문제의 해석

결과 중에서 부피 감소율이 각각 40%와 80%인 대표적인 두 경우를 수록하였는데, Fig. 16(a), (b)는 두 경우의 최적 가상밀도 분포를 나타낸다. Fig. 16(a)에서 해석 모델의 부피가 40% 감소되면서 기존 페달 암에서 존재하는 하부 원호의 형상을 볼 수 있으며, 볼록한 상부 원호의 형상, 그리고 페달부의 중앙에서 상·하부 원호 사이에 구멍이 생성된 것을 볼 수 있다. Fig. 16(b)에서 해석 모델의 부피가 80% 감소되면서 상·하부 원호 사이의 구멍이 커지고 힌지부에서도 구멍이 생성된 것을 볼 수 있다. 이와 같이 Type 1의 해석 결과에서 나타난 하부 원호는 Fig. 3에 주어진 기존 설계 모델의 형상과 일치하는 형태로 나타났다. 본 논문에서 수록이 생략된 부피 감소율 10~30%인 경우의 최적 가상밀도는 초기설계로부터 Fig. 16(a)로 변화하는 분포를 나타내었으며, 부피 감소율 50~70%인 경우는 Fig. 16(a)으로부터 Fig. 16(b)로 변화하는 분포를 나타내었다.



(a) 40% volume reduction



(b) 80% volume reduction

Fig. 17 Results of topology optimization (Type 2)

한편, Type 1의 위상최적화 결과에서 나타난 불룩한 모양의 상부 원호는 자동차 실내의 설치 공간 및 페달 조작성 등의 문제를 야기할 수 있으므로, Type 2의 위상최적화 문제는 상부 원호 형상이 Fig. 14(b)와 같이 오목한 형상을 적용한 것이다. Type 2의 여덟 가지의 위상최적화 문제의 해석 결과 중에서 부피 감소율이 각각 40%와 80%인 대표적인 두 경우를 수록하였는데, Fig. 17(a), (b)는 두 경우의 최적 가상밀도 분포를 나타낸다. Fig. 17(a)에서 해석 모델의 부피가 40% 감소되면서 기존 페달 암에서 볼 수 있는 하부 원호와 오목한 상부 원호 사이에서 구멍들이 생성되어 부피의 감소가 이루어짐을 볼 수 있다. Fig. 17(b)에서 부피가 80% 감소되면서 상·하부 원호 사이의 구멍이 커지고 힌지부에서도 큰 구멍이 생성되며, 기존 설계 모델과 일치하는 형태의 하부 원호와 상부 원호 형상을 볼 수 있다. Type 1의 결과와 마찬가지로, 부피 감소율 10~30%인 경우의 최적 가상밀도는 초기설계로부터 Fig. 17(a)로 변화하는 분포를 나타내었으며, 부피 감소율 50~70%인 경우는 Fig. 17(a)으로부터 Fig. 17(b)로 변화하는 분포를 나타내었다.

이와 같은 위상최적화 결과로부터 기존 설계의 페달 암의 하부 원호 형상은 컴플라이언스를 최소화하는 형상이며, 현재 설계 모델의 형상이 위상최적화 해석의 결과와 일치함을 확인하였다. 한편, 기존 설계의 페달 암의 상부 원호의 오목한 형상은 Type 1의 위상최적화의 해석 결과인 불룩한 형상과는 일치하지 않으나, 이는 상부 원호가 불룩해짐에 따른 공간과 조작을 고려한 것 때문으로 판단된다. 그리고 오목한 상부 원호 형상을 채택한 Type 2의 위상최적화 해석 결과는 페달부의 외곽 형상이 기존 설계와 잘 일치하는 것으로 나타났다. 또한 자동차의 경량화 설계 관점에서 페달 암의 내부에 구멍을 천공하여 질량을 감소시키는 것이 필요할 수 있으며, 이러한 경우에 구멍의 위치나 형태에 대한 자료로 Fig. 17의 Type 2 해석 결과를 활용할 수 있을 것으로 판단된다.

6. 결 론

본 연구에서는 자동차 페달 암에 대한 시험 규격 조건에 대한 유한요소 해석을 통하여 기존 설계의 안전성을 평가하고, 위상최적화 문제를 해석하여 경량화 설계를 구현하기 위한 페달 암의 최적 형상을 도출하였다.

수평강성시험과 수직강성시험 조건의 해석 결과, 시험하중 부여 시에 페달 암의 최대응력은 항복강도보다 작고 페달 답변부의 변위는 규격을 만족하는 것으로 나타났다. 정부하시험 조건의 해석 결과, 시험하중 제거 시에 페달 답변부의 소성변형에 의한 영구 변위는 규격을 만족하는 것으로 나타났다. 내구시험 조건의 응력해석과 응력-수명 이론에 의한 피로수명 평가 결과는 내구한도를 초과하지 않는 것으로 나타났다. 본 연구에서 제시한 시험 규격 조건의 해석 과정을 새로운 페달 암을 개발할 경우에 적용함으로써 개발 기간을 단축하고 시행착오를 크게 줄일 수 있을 것으로 판단된다.

페달 암의 최적 형상 도출을 위한 두 가지의 위상최적화 문제를 정의하여 해석한 결과, 기존 설계의 페달 암은 외곽 형상이 대체적으로 최적 형상과 일치하는 형태임을 확인할 수 있었다. 여기에서 도출된 페달부의 상·하부 원호 형상과 힌지부와 페달부 내부의 구멍 형상은 경량화 설계 관점에서 가벼운 신모델 페달 암의 개발시에 효율적으로 적용할 수 있을 것이다.

참고문헌

- [1] G. R. Son, A Study on the Reducion of Clutch Pedal Effort in Automobile, M.S. Thesis, Busan National University, 2000.
- [2] J. C. Lee, "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] S. H. Lee, T. W. Park, I. H. Jung and J. H. Seo, "Development of Automotive Braking Performance Analysis Program Considering Dynamic Characteristic." Trans. KSAE, Vol. 12, No. 2, pp. 175-181, 2004.
- [4] S. S. Kim, H. K. Jang, Y. Cho, Y. W. Park and J. B. Chai, "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] D. P. Hong, S. S. Kim, S. H. Tae and T. J. Chung, "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] K. S. Kim, C. R. Joe and H. S. Kim, "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] J. D. Kim, A Study on Load Analysis and Durability Test Condition Evaluation of Automobile Brake Pedal, M.S. Thesis, Changwon National University, 2004.
- [8] K. J. Park, "Application of Optimal Design Technology in Automotive." Machine Design, Vol. 17, No. 9, pp. 82-89, 2002.
- [9] H. M. Shin and M. H. Im, "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] ANSYS User's Manual, Revision 6.2, ANSYS Inc., 2002.
- [11] J. A. Bannantine, J. J. Comer and J. L. Handrock, Fundamental of Metal Fatigue Analysis, Prentice Hall, New Jersey, 1990.
- [12] J. E. Shigley and C. R. Mischke, Mechanical Engineering Designs, 5th ed., McGraw-Hill, New York, 1989.
- [13] Y. J. Hwang, S. K. Kang, J. B. Kim, S. S. Lee, C. G. Choi and J. H. Son, "Topology Optimal Design for Lightweight Shape of the Vehicle Mechanical Component," J. KSPE, Vol. 20, No. 7, pp. 177-184, 2003.
- [14] S. M. Wang, H. G. Moon and Y. S. Kim, "Topology Optimization and Applications," J. KSME, Vol. 40, No. 3, pp. 34-37, 2000.

저 자 소 개



이부윤 (李富潤)

1957년 1월생. 1981년 2월 부산대학교 기계공학과 졸업. 1984년 2월 한국과학기술원 기계공학과 졸업(공학석사). 1991년 8월 한국과학기술원 기계공학과 졸업(공학박사). 1984년 3월~1998년 2월 한국중공업(주) 기술연구원 선임연구원. 1998년 3월~현재 계명대학교 기계자동차공학부 부교수.

차공학부 부교수.



이현우 (李賢雨)

1972년 01월생. 1999년 2월 계명대학교 재료공학과 졸업. 2004년 2월 계명대학교 기계공학과 졸업(공학석사). 2000년 6월~2003년 2월 몰텍(주) 금형기술연구소 연구원. 2004년 3월~현재 계명대학교 저공해자동차부품기술개발센터

연구원