

B-Spline 및 유한요소 유연화법 활용 자동차 록업클러치의 형상최적화

현석정¹⁾ · 김철^{*1)} · 손종호¹⁾ · 신세현¹⁾ · 장재덕²⁾ · 주인식²⁾

경북대학교 기계공학부¹⁾ · 한국파워트레인(주)²⁾

The Shape Optimization of a Torque Converter Lock-up Clutch Using the B-Spline and Finite Element Mesh Smoothing

Seokjeong Hyun¹⁾ · Cheol Kim^{*1)} · Jongho Son¹⁾ · Sehyun Shin¹⁾ · Jaeduk Jang²⁾ · Insik Joo²⁾

¹⁾School of Mechanical Engineering, Kyungpook National University, Daegu 702-701, Korea

²⁾R&D Center, Korea Powertrain Co., 597-10 Daechun-Dong, Dalseo-Gu, Daegu 704-330, Korea

(Received 29 May 2003 / Accepted 22 March 2004)

Abstract : A FEM-based efficient method is developed for the shape optimization of 2-D structures. The combined SLP and Simplex method are coupled with finite element analysis. Selected set of master nodes on the design boundaries are employed as design variables and assigned to move towards their normal directions. The other nodes along the design boundaries are grouped into the master node. By interpolating the repositioned master nodes, the B-spline curves are formed so that the rest mid-nodes efficiently settle down on the B-spline curves. Mesh smoothing scheme is also applied for the nodes on the design boundary to maintain most finite elements in good quality. Finally, a numerical implementation of optimum design of an automobile torque converter piston subjected to pressure and centrifugal loads is presented. The results shows additional weight up to 13% may be saved after the shape optimization.

Key words : Shape optimization(형상최적화), Torque converter(토크컨버터), Finite element method(유한요소법), B-spline curve(B-스플라인 곡선), Adaptive remeshing(순응 재격자법), Lock-up clutch(록업클러치)

1. 서론

동력전달효율 및 연비 향상을 위해서 자동차의 경량화 설계는 매우 중요하다. 최근 자동차의 진동 구동시스템 채택의 증가로 인하여 자동차 중량의 전후방 분배가 힘들어지고있어 자동차 중량배분을 좌우하고 전체 중량의 약 20~25%를 차지하는 엔진 과 변속기의 경량화 요구가 증가되고 있다. 이 때문에 엔진은 점점 소형화, 경량화 되고 있으며 이와 연결된 자동변속기의 토크 컨버터(torque converter)도

초박형으로 설계할 필요가 있다. 이에 대한 연구가 선진 자동차사를 중심으로 이루어지고 있으나, 국내의 초박형 토크컨버터에 대한 연구는 부족한 실정이다. 초박형 토크컨버터의 개발을 위해서는 토러스(torus) 형상의 편평비를 개선하고 반복적으로 작용하는 유압을 견디면서 엔진의 진동을 흡수하도록 록업클러치(lockup clutch)의 구조를 개선해야 한다. 이를 위해서는 설계 초기단계부터 부품의 강도 및 강성을 만족시키면서 최소중량을 갖도록 형상을 최적화할 필요가 있다.

형상최적화는 Zienkiewicz와 Campbell¹⁾이 순차선형법(SLP), 절점위치 감도해석(sensitivity analysis),

*To whom correspondence should be addressed.
kimchul@knu.ac.kr

등매개변수(isoparametric) 유한요소를 이용하여 아치캠의 형상을 계산한 것이 최초이다. 형상최적화의 특징은 최적화 과정에서 구조물의 형상이 지속적으로 변하기 때문에 유한요소모델이 형상을 연속적, 자동적으로 재구성해야 한다. 유한요소모델의 모든 절점좌표를 형상설계변수로 설정하는 것이 80년대까지 보편적이었으나, 최적화 중간에 형상의 변화가 크면 유한요소가 변형되어 경계면 상의 응력값에 차이가 생겨 이것이 절점이동에 불안을 초래하기 쉽다. 따라서 유한요소모델에서 절점좌표를 직접적인 설계변수로 하지 않는 스플라인(spline) 곡선의 제어점(control point) 좌표를 설계변수로 취하는 방법이 Fleury²⁾에 의해 제안된 후 보편화되었다. 또 경계면의 정보와 순응격자정밀화기법(adaptive mesh refinement scheme)을 사용하여, 최적화 과정중 경계면의 변형에 따른 격자를 자동으로 생성하는 방법이 Bennett과 Botkin³⁾에 의해 제시되어 설계 형상 최적화에 큰 발전을 가져왔다.

본 연구에서는 유한요소 격자유연화기법(mesh smoothing)과 요소절점을 통과하며 제어점에 의해서 형성되는 B-spline^{4,5)} 곡선을 사용하여 형상최적화 과정 중 구조물 내부 및 경계면 유한요소의 과도한 변형을 방지하고 수렴성과 경계면의 유연함을 향상시키는 유한요소법에 근거한 이차원 형상최적화 프로그램을 개발하였다. 이를 사용하여 결과가 알려진 외팔보와 필렛(fillet)을 가진 판 구조물의 형상최적화를 통해서 본 프로그램의 신뢰도를 검증한 후, 자동차 자동변속기에 사용되는 토크컨버터의 록업클러치 피스톤 부품의 단면형상최적화를 수행하였다. 이를 위해 목적함수를 부품의 체적으로, 설계변수는 절점의 좌표로, 구속조건은 폰 미세스 등가응력 및 최대 허용응력으로 설정하였다.

2. 형상최적화이론

2.1 최적화 알고리즘

비선형 최적화 문제의 효율적인 계산을 위해서 여러가지 해석법들이 제안이 되었다.⁶⁾ 본 논문에서는 목적함수와 구속조건을 설계점(design point) X^p 에서 Taylor급수 전개하여 선형항만을 취하는 근사계산을 하고, 순차선형계획법과 simplex method⁷⁾를

이용하여 절점좌표를 계산하는 방식을 취하였다. 근사화된 선형 목적함수 및 구속조건은 다음과 같다.

$$\text{Minimize } W = c + b^T X \quad (1)$$

Subject to

$$\begin{aligned} AX &\geq d \\ X &\geq 0 \end{aligned} \quad (2)$$

여기서,

$$c = W(X^p) - \nabla^T W(X^p) X^p \quad (3)$$

$$b^T = \left[\frac{\partial W(X^p)}{\partial X_1} \dots \frac{\partial W(X^p)}{\partial X_n} \right] \quad (4)$$

$$A = \begin{bmatrix} \frac{\partial g_1(X^p)}{\partial X_1} & \dots & \frac{\partial g_1(X^p)}{\partial X_n} \\ \vdots & & \vdots \\ \frac{\partial g_m(X^p)}{\partial X_1} & \dots & \frac{\partial g_m(X^p)}{\partial X_n} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$d = \begin{bmatrix} \nabla^T g_1(X^p) X^p - g_1(X^p) \\ \vdots \\ \nabla^T g_m(X^p) X^p - g_m(X^p) \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\nabla^T = \left[\frac{\partial}{\partial X_1} \dots \frac{\partial}{\partial X_n} \right] \quad (7)$$

선형화된 목적함수 및 구속조건을 구하기 위해서는 식 (3)~(7)과 같이 각각의 설계변수에 대한 편미분이 필요한데, 이것은 계산상의 효율이 높은 준이론적 민감도해석법⁸⁾(semi-analytical sensitivity analysis)으로 수행되었다. 이 식을 구조형상최적화 문제에 응용할 경우 목적함수 $W(X)$, 설계변수 X , 구속함수 $g_i(X)$ 는 각각 구조물의 체적, 경계절점의 좌표 및 최대 허용응력으로 대체된다.

Simplex법에 의한 형상최적화 문제는 수렴이 이루어질 때까지 설계변수가 업데이트되면서 반복적으로 계산된다. 본 논문에서 수렴유무의 판정은 형상최적화의 결과로 야기되는 체적변동률을 이용하였다. 형상최적화 중 이전단계의 체적을 V_{i-1} , 현 단계의 체적을 V_i 라고 하면 형상최적화의 결과로 나타나는 체적변동률 ϕ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다. ϕ 가 0.01이하로 될 때 수렴했다고 간주하고 형상최적화를 위한 반복 계산을 종료하였다.

$$\phi = \left| \frac{\Delta V_i}{V_i} \right| = \left| \frac{V_i - V_{i-1}}{V_i} \right| \quad (8)$$

2.2 Adaptive Remeshing 기법

2.2.1 B-스플라인 곡선

일반적인 B-스플라인 곡선^{4,5)}은 다음 식으로 정의된다.

$$P(u) = \sum_{i=0}^n N_{i,k}(u) P_i \quad (t_{k-1} \leq u \leq t_{n+1}) \quad (9a)$$

$$N_{i,k}(u) = \frac{(u-t_i)N_{i,k-1}(u)}{t_{i+k-1}-t_i} + \frac{(u-t_{i+k})N_{i+1,k-1}(u)}{t_{i+k}-t_{i+1}} \quad (9b)$$

$$N_{i,1}(u) = \begin{cases} 1 & t_i \leq u \leq t_{i+1} \\ 0 & \text{others} \end{cases} \quad (9c)$$

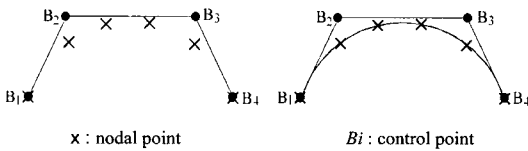


Fig. 1 Construction of a B-spline curve from nodal points

여기서 $N_{i,k}(u)$, P_i , t_i , k 는 각각 블렌딩함수, 제어점, 매듭값(knot value)과 B-스플라인의 차수이다. 처음 및 마지막 제어점을 통과하는 비주기적 B-스플라인 곡선을 사용하기 위한 비주기적 매듭값은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$t_i = \begin{cases} 0 & 0 \leq i < k \\ i-k+1 & k \leq i \leq n \\ n-k+2 & n < i \leq n+k \end{cases} \quad (10)$$

Fig.1은 여섯 개의 주어진 유한요소절점을 이용하여 B-스플라인 곡선을 생성하는 것을 나타낸다.⁴⁾ 식 (9a)를 계산의 편리함을 위해서 행렬식 형태로 나타내면 다음과 같이 표현된다.

$$D = NB \quad (11a)$$

$$B = N^{-1} D \quad (11b)$$

여기서, 주어진 절점의 좌표벡터는 D, 블렌딩 함수행렬은 N, 제어점의 좌표벡터는 B이며, 이 식을 사용하면 Fig. 1의 예와 같이 절점을 지나는 임의의 B-스플라인 곡선을 정의할 수 있다.

경계면 상에 있는 모든 절점좌표 값을 설계변수

로 사용할 경우 계산시간이 길어질 뿐만 아니라 경계면에 불연속면이 생기기 쉬운 단점들이 있다.⁶⁾ 따라서 B-스플라인 곡선을 이용해 경계면의 형상을 적절히 보정하는 방법이 적극적으로 사용되고 있다. B-스플라인을 이용해서 경계면의 형상을 표시하기 위해서는 우선 구조물의 경계면 상의 절점 중 데이터 점으로 이용할 주절점(master node)을 선택해야 한다. 본 논문에서는 경계선 상에 위치한 모든 절점들을 한 칸씩 건너뛰는 규칙적인 방식으로 주절점을 선택하였다. 주절점으로 선택된 절점은 순차선형계획법 및 simplex법에 의해 얻어진 새로운 절점좌표로 직접 이동이 된다. 본 논문에서는 경계면의 보존성을 높이고 매끈한 경계면을 얻기 위해서 경계면에 직교한 법선 방향으로만 주절점이 움직이도록 구속하였다. 이렇게 이동된 주절점 좌표를 데이터 점으로 설정하면 B-스플라인 곡선을 이용하여 연속적인 경계면을 형성할 수 있다.

Fig. 2에 설계경계면상에 위치한 절점들을 B-스플라인을 이용해서 이동시키는 순서를 도시하였다. 먼저 선택된 주절점은 순차선형계획법 및 simplex법에 의해 얻어진 새로운 절점좌표로 법선방향으로 이동한다(Fig. 2 a, b 참조). 법선의 방향은 각각의 최적화단계마다 형성되는 곡선의 주절점에서의 gradient를 계산하여 정해진다. 새로운 위치로 이동한 주절점들을 데이터 점으로 하는 B-스플라인을 구성한 후 주절점 사이에 놓여있는 중간절점(mid-node)은 주절점에 의해서 형성된 B-스플라인 상의 적절한 점을 찾아서 이동을 시킨다(Fig. 2 b, c 참조). 본 논문에서는 경계요소의 변형을 줄이기 위해서 중간절점들을 B-스플라인 상으로 이동시킬 때 이웃한 두 개의 주절점들까지 거리가 동일한 지점으로 이동하도록 하였다. 이렇게 해서 경계선상의 모든 절점들을 B-스플라인에 의해 만들어진 연속적인 경계면을 따라서 위치시킬 수 있다. Fig. 2(d)는 경계면의 법선 방향으로 먼저 이동한 주절점들이 형성한 B-스플라인 곡선 상으로 나머지 중간절점들이 이동하는 것을 도시하고 있다.

2.2.2 유한요소 최적화

형상최적화가 진행됨에 따라서 절점의 이동에 따른 경계형상의 변화를 가져오고 이것은 내부의 유

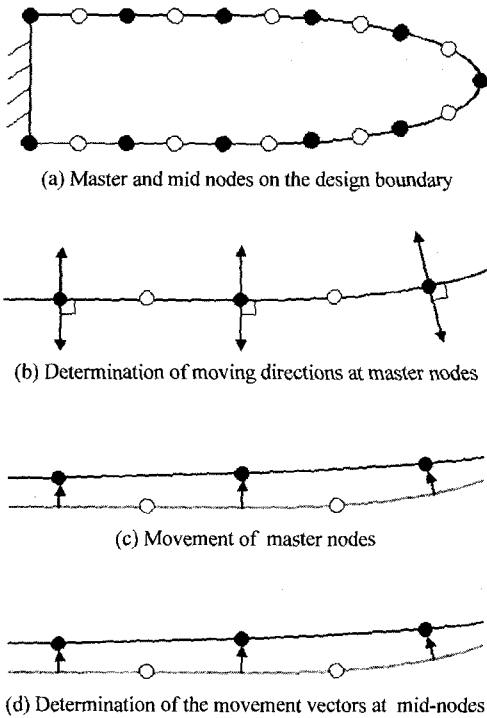


Fig. 2 Procedure to determine a new design boundary

한요소 변형을 초래하게 된다. 최적화된 형상을 얻기 위해서는 유한요소법에 의한 정확한 계산결과가 매우 중요하므로 지속적인 격자의 변형방지 및 유연화가 필요하다. 요소의 변형량 측정 및 격자유연화는 Hyun^{9,10}의 격자유연화 기법을 이용하였다. Fig. 3은 중앙절점 $(x, y)_o$ 에 접촉하는 이웃한 요소들이 네 개인 경우의 전형적인 내부격자 구조를 나타내고 있다. 내부격자들을 유연화시키기 위해서 중앙절점을 이동시킬 경우, 이동하게 될 새로운 위치 $(x, y)_{new}$ 는 이웃하는 각 절점들의 좌표와 요소들의 면적을 적절히 활용하여 결정되며, 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$(x, y)_{new} = (1 - \alpha)(x, y)_{new, L} + \alpha(x, y)_{new, A} \quad (12)$$

여기서 α 는 0과 1 사이의 임의의 값이며 모든 내부 절점들은 위의 식에 의해서 순차적으로 새로운 좌표로 이동되어 유연화가 이루어지게 하였다. 식 (12)의 $(x, y)_{new, L}$ 과 $(x, y)_{new, A}$ 는 각각 다음과 같이 주어진다.

$$(x, y)_{new, L} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x, y)_i \quad (13a)$$

$$(x, y)_{new, A} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{A_i - R_i}{A_i + R_i} (y_o - y_i, x_i - x_o) \quad (13b)$$

단, $(x, y)_i$ 는 이동할 중앙절점 $(x, y)_o$ 에 직접 접촉해 있는 이웃하는 절점의 좌표이다. Fig. 3에 나타난 경우는 중앙절점 $(x, y)_o$ 에 접촉하는 이웃한 요소들이 네 개인 경우로 이웃하는 절점 $(x, y)_i$ 는 모두 8개가 된다. A_i 와 R_i 는 중앙절점을 지나는 한 변을 공유하는 유한요소의 면적이다. 예를 들면, Fig. 1에서 $i=1$ 일 때 $A_i=A_1, R_i=A_4$ 이다.

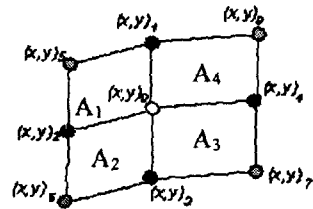


Fig. 3 Typical element patch

최적화된 요소들을 효과적으로 얻기 위해서는 격자유연화 등을 통한 요소최적화를 수행하기 전후에 각 요소들의 변형 정도를 측정하는 것이 또한 필요하다. 각 요소의 변형 정도를 정량적인 값으로 나타낼 수 있다면 전체 요소의 최적화 정도를 쉽게 평가하고 비교할 수 있게 된다. 본 논문에서는 요소들의 변형 정도를 나타내는 값 D_f 를 측정해서 요소들의 최적화 정도를 정량적으로 나타내었다. 최적화 진행 중 전후의 D_f 의 값의 차이 (ΔD_f)가 $\Delta D_f \leq 0.001$ 만 족할 때 변형 정도를 받아들였다. 요소의 변형을 나타내는 대표 값 D_f 는 다음과 같이 계산된다.

$$D_f = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n C_{ij}^2 - \frac{1}{n} \left(\sum_{i=1}^n C_{ii} \right)^2 \quad (14a)$$

$$C_{ij} = \frac{1}{\det |J|} \sum_{k=1}^n J_{ki} J_{kj} \quad (14b)$$

여기서, J_{ij} 는 요소에 대한 자코비안행렬의 각 성분들이며, n 은 2차원일 때 2이고 3차원문제일 때 3이다.

3. 형상최적화 적용 및 계산결과

3.1 정확도 검증

3.1.1 외팔보

형상최적화 프로그램의 정확도 검증을 위해 Fig. 4(a)와 같은 외팔보(300mm × 30mm)에 경계조건 및 끝단 하중을 가하고 보의 상하면상의 절점들의 좌표를 설계변수로 하여 형상최적화를 수행하였다. 평면 응력조건으로 계산을 수행하였으며, 구속조건으로 최대 허용 폰 미세스 등가응력을 1.8 MPa로 유지하면서 체적을 최소화하게 하였다. 최적화된 최종형상은 Fig. 4(b)에서 볼 수 있듯이 결과가 알려진 형상으로 수렴했으며, 체적이 초기 9,000.0 mm³에서 형상최적화 후 6,396.0 mm³로, 약 28.9% 감소하였다. Fig. 5는 형상최적화 진행 중 면(체)적과 점 A에서의 폰 미세스 등가응력을 나타내고 있다.

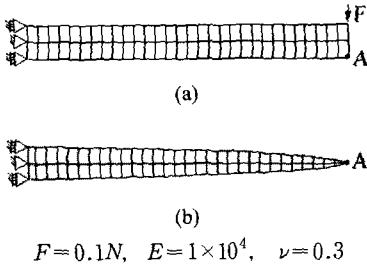


Fig. 4 Shape optimization of a cantilever under a tip load

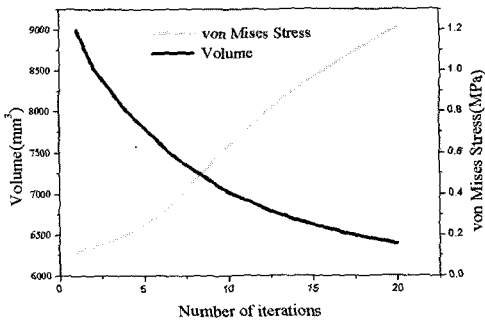
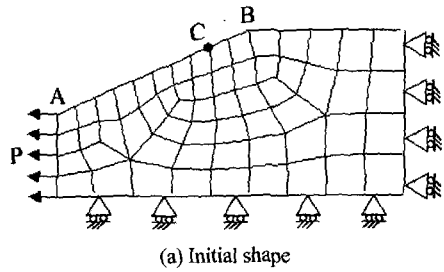


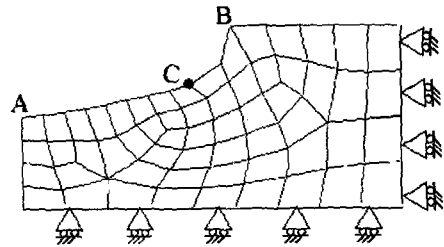
Fig. 5 Volume and von Mises stress history

3.1.2 필렛(Fillet)

필렛의 초기 형상, 하중 및 경계조건은 Fig. 6(a)에 나타내었으며 구속조건으로 최대허용 폰 미세스 등가응력을 4.5 MPa로 두고 체적을 최소화하도록 하면서 A와 B사이의 경계면상의 절점들의 좌표를 설계변수로 하였다. 평면 응력조건으로 계산한 결과 초기 체적 15,525.0mm³에서 14,168.0mm³로 약 8.7%



(a) Initial shape



(b) Final optimized shape

$P=5MPa, E=1 \times 10^4, \nu=0.3$

Fig. 6 Shape optimization of a fillet

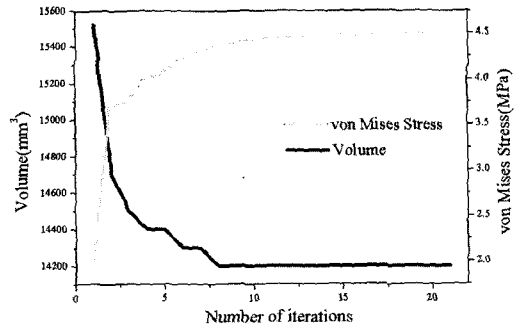


Fig. 7 Volume and von Mises stress history

감소하였으며 19번의 반복계산만에 최대허용응력에 수렴하였다. 최적화된 형상은 Fig. 6(b)에 나타내었으며 체적 변화와 C점에서의 폰 미세스 응력의 수렴과정은 Fig. 7에 나타내었다. Rajan과 Belegundu¹¹⁾에 의해 계산된 결과와 매우 유사한 경향을 나타내고 있다.

3.2 토크 컨버터 피스톤

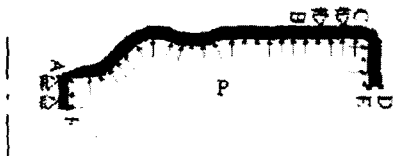
자동차용 토크 컨버터 피스톤(torque converter piston)은 원판의 형태로 자동변속기 내에서 동력 전달기능을 하는 매우 중요한 부품이다. 피스톤의 내부면에 걸리는 유압과 회전으로 인한 원심력을 하중

으로 고려하였다. 댐퍼클러치 작동시 접촉으로 인해 토크컨버터의 프론트 커버상에서 발생하는 충격력, 피로수명¹²⁾ 등은 고려되지 않았다.

Fig. 8은 유한요소해석 및 형상최적화 계산을 위해 설정된 경계 조건을 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 프론트 커버의 접촉부위(B와 C사이)는 축방향의 변위를, 스플라인 허브에 접촉하는 부분(A와 F 사이)은 수평방향의 변위를 각각 고정하였다. 주어진 하중으로는 E와 F사이의 아랫면에 균등한 압력을 주었으며 원심력을 위한 회전속도는 2000rpm으로 설정하였다. 형상 최적화를 위한 구속 조건으로 디스크 외면상에 위치한 A에서 B까지의 절점들과 내면상에 위치한 E에서 F까지의 절점들의 폰 미세스 등가응력이 설정된 범위 내에 속하도록 조절하면서 최적화된 형상을 갖도록 하였다. 단, 댐퍼클러치 작동시 접촉이 일어나는 부위(B에서 C 사이)와 케이싱의 구조상 형상의 왜곡이 허용되지 않는 부위(C에서 D사이)의 절점들은 형상최적화에서 제외하였다. 또 기하학적인 구속조건으로 디스크 두께가 지나치게 얇아지는 것을 막기 위해서 형상 최적화가 진행되는 동안 디스크의 두께가 모든 최적화 구역에서 0.6mm 이상으로 유지하도록 구속하였다.

형상최적화를 위해서 유압 하중만 고려할 때는 허용응력의 범위를 35~65 MPa로, 유압과 원심력을 동시에 고려할 때는 그 범위를 60~85 MPa로 각각 설정하여 최적화를 수행하였다. 유압 하중만이 작용한 경우, 15번만에 수렴하였고 유압과 원심력이 동시에 작용한 경우는 16번만에 최종형상을 형성하였다.

Figs. 9와 10은 초기형상과 최적화된 후의 최종형상을 단면과 삼차원의 형상으로 각각 보여주고 있



rotation axis

$$P = 0.784\text{MPa}, E = 2.09 \times 10^5, \nu = 0.3, \omega = 2000\text{rpm}$$

Fig. 8 Load and boundary conditions

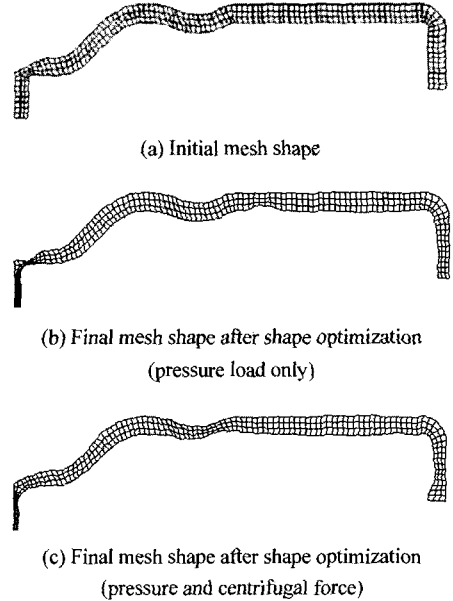
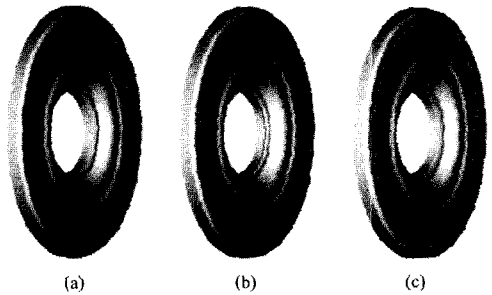


Fig. 9 Finite element meshes before and after shape optimization



(a) Initial shape

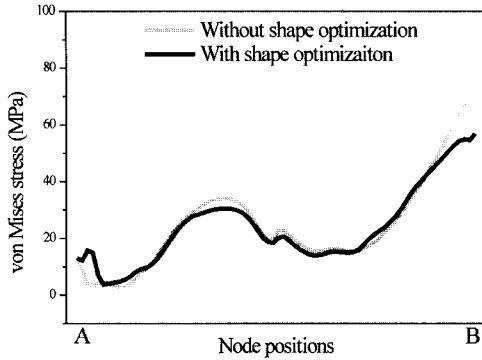
(b) Optimized shape with a pressure load only

(c) Optimized shape with both pressure and centrifugal force

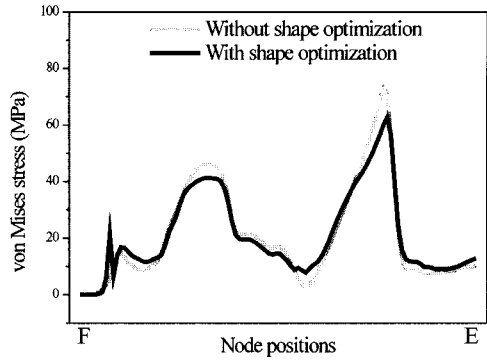
Fig. 10 Piston shapes of an automobile torque converter

다. 최적화된 최종 형상은 유압만을 하중으로 주었을 경우와 유압 및 원심력이 같이 작용하는 경우를 모두 수행하여 함께 나타내었다. 그림에서 가장 작은 하중이 걸리는 왼쪽 끝 부분은 가장 얇게 최적화되었다.

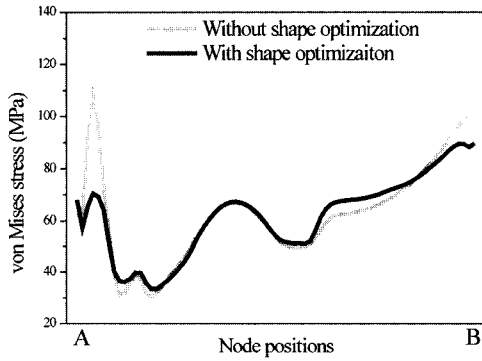
Fig. 11은 형상 최적화 적용유무에 따른 폰 미세스 응력분포를 보여주고 있는데 형상최적화의 결과 압력만을 하중으로 설정했을 경우 최대 폰 미세스 응력은 73.02 MPa에서 62.32 MPa로 감소하였으며 최대 축방향 변형량은 0.1242 mm에서 0.1134 mm로



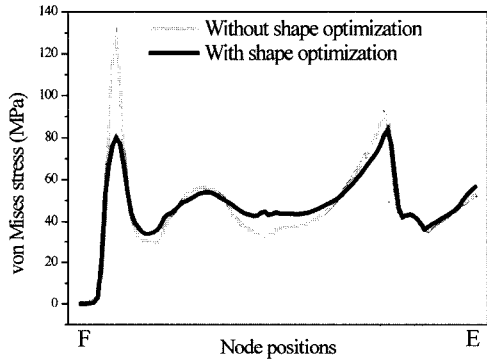
(a) von Mises stress distributions between A and B (pressure load only)



(b) von Mises stress distributions between E and F (pressure load only)



(c) von Mises stress distributions between A and B (pressure and centrifugal force)



(d) von Mises stress distributions between E and F (pressure and centrifugal force)

Fig. 11 von Mises stress distributions along the specified surfaces

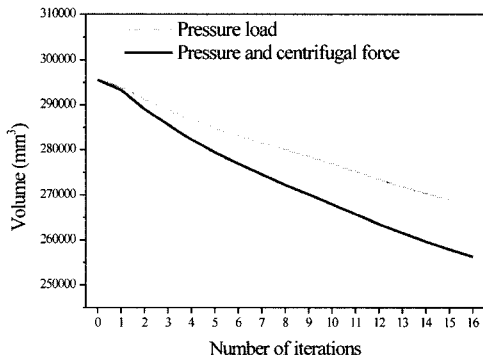


Fig. 12 History of volume changes

감소하였다. 또 유압과 원심력을 모두 하중으로 작용했을 경우에는 최대 폰 미세스 응력은 127.24 MPa에서 80.05 MPa로 감소하였으며 최대 축 방향 변형량은 0.2413 mm에서 0.2359 mm로 감소하였다.

Fig. 12에 보는 바와 같이 압력만을 하중으로 작용한 경우의 최적화된 형상의 체적은 268,867.7 mm³이며, 압력과 원심력을 모두 하중으로 작용한 경우의 최종 형상 체적은 256,257.7 mm³로서 초기체적 295,577.3 mm³ 보다 각각 9.03%와 13.3%씩 감소하였다.

4. 결론

유한요소격자 유연회기법과 B-스플라인 곡선을 사용하여 형상최적화 수행 중 수렴성과 경계면의 유연함을 향상시키는 효율적인 이차원 형상최적화 기법을 개발하여 자동변속기 토크컨버터의 토크컨버터 피스톤의 단면형상최적화를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 유한요소법, 격자유연화 기법, CAD의 B-스플라인 곡선, 순차선형법, 심플렉스법 등의 기법을 결합하여 개발된 본 2차원 형상최적화 프로그램은 정확도, 수렴성, 경계요소의 과도변형방지, 계산 시간, 사용의 용이함 등에서 향상된 성능을 보였다.
- 2) 형상최적화 중 계속 변하는 구조물의 형상을 자동으로 재구성하고 설계변수를 업데이트하는 효율적인 기법이 개발되어 적용되었다.
- 3) 굴곡이 많아 비교적 복잡한 단면을 가진 기존에 사용중인 토크컨버터 피스톤의 형상최적화 결과, 중량을 최대 13%이상 절감할 수 있는 설계형상 대안을 제시할 수 있었다.
- 4) B-스플라인의 채택으로 피스톤의 굴곡부가 최적화과정 중에 완만한 곡면을 나타내면서 변하였다.
- 5) 본 프로그램이 기본설계 단계에서 2차원 형상을 확정하는데 매우 유용하게 사용될 수 있음을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 과학기술부 한국과학기술재단 지정 계명대학교 저공해 자동차부품 개발센터의 지원에 의한 것입니다.

References

- 1) O. C. Zienkiewicz, J. S. Campbell, "Shape Optimization and Sequential Linear Programming," In Optimum Structural Design, (Ed.) R. H. Gallagher and O. C. Zienkiewicz, John Wiley, pp.109-126, 1973.
- 2) C. Fluery, B. Braibant, "Structural Optimization: A New Dual Method using Mixed Variables," Int. J. Num. Meth. Engrg., Vol.23, pp.409-428, 1986.
- 3) J. A. Bennett, M. E. Botkin, "Structural Shape Optimization with Geometric Problem Description and Adaptive Mesh Refinement," AIAA J., Vol.23, No.3, pp.458-464, 1985.
- 4) D. F. Rogers, J. A. Adams, Mathematical Elements for Computer Graphics, 2nd ed., McGraw-Hill, pp.346-351, 1990.
- 5) V. B. Anand, Computer Graphics and Geometric Modeling for Engineers, John Wiley, pp.254-276, 1993.
- 6) Y. Ding, "Shape Optimization of Structures : A Literature Survey," Computers & Structures, Vol.24, pp.985-1004, 1986.
- 7) W. H. Press, S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling, B. P. Flannery, Numerical Recipes in Fortran, Cambridge University Press, pp.423-435, 1992.
- 8) E. Atrek, R. H. Gallagher, K. M. Ragsdell, O. C. Zienkiewicz, New Directions in Optimum Structural Design, John Wiley & Sons Ltd., pp.139-166, 1984.
- 9) S. Hyun, L. E. Lindgren, Proceedings of NUMIFORM '98 the 6th International Conference on Numerical Methods in Industrial Forming Process, pp.109-114, 1998.
- 10) S. Hyun, L. E. Lindgren, "Smoothing and Adaptive Remeshing Scheme for Graded Element," Communications in Numerical Methods in Engineering, Vol.17, pp.1-17, 2001.
- 11) S. D. Rajan, A. D. Belegundu, "Shape Optimal Design Using Fictitious Loads," AIAA J., Vol.27, No.1, pp.102-107, 1988.
- 12) M. S. Kim, C. W. Lee, S. H. Son, H. J. Lim, S. J. Ha, "Shape Optimization for Improving Fatigue Life of a Lower Control Arm Using the Experimental Design," Transactions of KSAE, Vol.11, No.3, pp.161-166, 2003.