

변속기 케이스의 위상최적설계

Topology Optimization of a Transmission Case

박지원¹, 강동수¹, 탁승민¹, 김정경¹, 송철기^{2,✉}, 이석순², 박중환³
 Jiwon Park¹, Dongsu Kang¹, Seungmin Tak¹, Jungkyeng Kim¹, Chul Ki Song^{2,✉}, Seoksoon Lee²
 and Junghwan Park³

¹ 경상대학교 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Gyeongsang National Univ.)

² 경상대학교 기계공학과, 공학연구원 (Department of Mechanical Engineering, Engineering Research Institute, Gyeongsang National Univ.)

³ S&T 중공업 (S&T DYNAMICS)

✉Corresponding author: cksong@gnu.kr, Tel:055-751-6074

Manuscript received: 2010.3.4 / Revised: 2010.5.4 / Accepted: 2010.8.16

The transmission case has bearing loads. The case should be designed with more stiffness and lightweight under high external loads. In this study, we performed FEA(Finite Element Analysis) for the transmission case and performed topology optimization base on the results of FEA. We performed topology optimization with the control of the shape size which is the results of topology optimization and suggested the shaped of the transmission case of topology optimization.

Key Words: Transmission Case (변속기 케이스), Topology Optimization (위상 최적화), FEA (유한요소해석)

기호설명

W_i = weight

C_i = compliance

λ_i = eigenvalue

n = the number of mass

m = the number of eigenvalue

NF = Normalization factor

U_i = Displacement vector

F_i = Load Vector

K_j = Stiffness matrix

1. 서론

2000 년대에 이르러 고성능화된 컴퓨터와 함께 컴퓨터를 이용한 유한요소 전산해석 소프트웨어가 발전되고 고도성장을 이루었다. 이로 인해서 복잡한 형상을 지니는 기계 부품이나 구조물의 유한요

소해석 기술과 함께 최적설계 이론을 적용한 연구가 다양한 산업분야에서 활발하게 진행되고 있다. 이러한 최적설계는 자동차 등의 일반 기계부품 뿐만 아니라 선박, 항공 우주 산업 등과 같은 수송 기계 산업에서 추구하는 구조 경량화 추세로 인해 보다 적은 질량을 가지면서 부여된 하중이나 경계 조건 등을 만족할 수 있는 구조물의 최적 구조설계에 대한 관심이 높아 매우 활발한 연구가 진행되고 있다.¹ 즉 이러한 부품의 질량을 줄임으로써 제품의 생산 원가 절감 효과 및 항공기나 자동차의 전체 질량 감량으로 같은 연료에서 보다 높은 효율을 얻고, 이로 인해서 운행비 절감 등의 효과를 얻을 수 있다.

최적화 문제는 크게 3 가지로 분류할 수 있다. 치수(size) 최적화, 형상(shape) 최적화, 그리고 위상(topology) 최적화가 있다. 치수 최적화는 정해진 형상에 대해서 공학적 설계 변수인 단면적, 형상의 두께, 질량관성모멘트 등을 이용하여 이들의

치수를 변화시키면서 반복적 FEA 를 통해 최적의 치수를 얻는 방법이다. 그리고 형상 최적화는 구조물의 연속적인 경계면의 형상을 변수로 하여 최적화하는 기법이다. 이들 방법은 모두 간단한 최적화에 속한다. 하지만 치수 최적화는 형상을 변화시키지 못하고, 주어진 구조물의 형상 내에서만 최적화 과정을 수행하므로 변할수 있는 자유도 (degree of freedom)가 한정적인 단점을 지닌다. 치수, 형상 최적화는 구조물의 초기 위상이 결정되고 난 이후에 최적화 과정의 수행이 가능하고, 최적화 과정을 진행하는 동안 구조물의 위상이 고정된 것으로 가정하므로 최적화된 형상이 설계자의 직관과 경험에 의해서 초기 위상에 많은 제한을 받게 된다. 이러한 경우로 인해서 심지어 설계를 처음부터 개선해야 하는 경우가 발생할 수도 있다. 반면 위상 최적화는 구조물을 구성하는 다공성의 물질 내부에 존재하는 비어 있는 공간의 크기를 설계변수로 이용한다. 그렇기 때문에 위상 최적화 기법을 이용하면 치수, 형상 최적화 과정에서 부딪히는 단점인 위상이 고정되는 것을 막을 수 있고, 또한 위상의 변화를 가능하게 할 수 있다. Chung² 은 균질화법이 외팔보나 리브(Rib) 등과 같은 단순한 형태에 대하여 주어진 질량에서 최대의 강성을 갖는 구조물의 위상을 찾는 것과 주어진 형상에서 강성을 증가시키기 위하여 리브를 찾는 문제에 적용시킬 수 있음을 보이고 있다.

본 연구에서는 구조물의 치수, 형상, 위상문제를 전부 포함하는 일반화된 최적구조설계법인 균질화설계법을 이용하여 개념적으로 최적구조설계 문제를 최적재료분포 문제로 전환하여 문제해결일 시도하였다. 변속기 케이스에 베어링 하중이 가해질 경우 캐리어가 받는 구조적인 안전성을 검토한다. 그리고 원하는 질량과 구조 해석된 변위값을 검토하여 이를 변위 구속조건으로 이용한다. 하중이 부과되어지는 베어링 고정부위와 각 케이스의 조립 부분을 비설계 영역으로 지정하여 위상의 변화가 없게 하였다. 그 외의 나머지 부분은 위상 변화가 가능한 부분으로 지정하여 위상 최적설계를 수행하였다.

형상 모델링은 CATIA V5, 전처리기(Pre-processing)는 HyperMesh, 유한요소 해석과 후처리기(Post-processing)는 ABAQUS/STANDARD 와 ABAQUS/CAE-Visualization 을 사용하였으며, 위상 최적화는 균질화법을 바탕으로 하는 상용 Software 인 Altair 사의 Optistruct 를 사용하였다.^{3,4}

2. 위상 최적화 기본 이론(균질화법)

위상 최적화의 기법 중 균질화법은 대표적인 이론이다. 일정주기의 미시구조를 지니는 재료의 등가 재료 상수를 예측하여 재료의 분포설계를 이용한 최적의 위상을 찾아내는 방법이 균질화법이다. 이는 이론적인 근거가 확실한 방법이다. 균질화법이란 구조물의 치수, 형상, 위상 문제를 포함하는 일반적인 최적구조 설계법을 일컫는다. 적용 방법은 설계영역에 무수히 많은 미세 구멍을 분포시켜 구조물을 생성하는 것이다. 즉 최적 설계문제를 최적 재료분포문제로 만들어 해결한다. 균질화법을 이용한 위상 최적화의 목표는 주어진 경계 조건 내에서 구조물이 가장 경량화되고, 충분한 강성을 가지게 하는 것을 목표로 한다. 이러한 방법은 응력집중과 같은 구조물의 국부적인 취약성을 고려하지 못한다. 하지만 국부적 변형은 결합(내부 균열)이나 집중 하중 등에 의해서 결정되므로 초기 개념 설계에서는 일반적으로 고려되지 않는다. 개념설계는 대개 구조물이 전체적으로 가장 강한 구조물의 위상을 갖도록 하는 것이 일반적인데, 이러한 위상을 가지는 구조물은 하중조건에 따라 나타나는 변형이 최소가 되거나 또는 강성이 강하고 굴성이 최소가 되는 구조물이다. 다시 말하면 주어진 하중조건에 대해서 구조물의 컴플라이언스(compliance)가 최소가 됨을 말한다. 컴플라이언스는 굴성이라고도 표현하는데 휨과 변형력의 비로 표시하는 물질 상수를 일컫는다. 즉 물질이 변형하기 쉬운 정도를 나타내는 양을 의미한다. 컴플라이언스를 최소화하는 것은 탄성체에 물체력과 표면력이 작용한 경우 최소한으로 변형하는 구조를 구하는 것이기 때문에 강성의 최대화 같은 의미를 지닌다고 할 수 있다. 구조물이 지니는 컴플라이언스 지수는 다음의 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.

$$\text{Minimize } S = \sum_{i=1}^n W_i C_i + N F \frac{\sum_{j=1}^m (W_j / \lambda_j)}{\sum_{j=1}^m W_j} \quad (1)$$

여기서 C_i 는 다음 식과 같이 각각의 경우에 대한 컴플라이언스이며, 수식에 포함된 각 기호의 설명은 서두에 나타낸 바와 같다.

$$C_i = \frac{1}{2} U_i^T K_i U_i = \frac{1}{2} F_i^T U_i \quad (2)$$

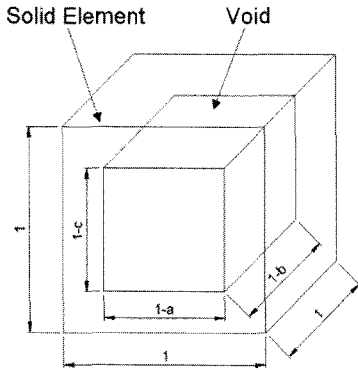


Fig. 1 Design variables a, b, and c for a solid design element

위상 최적화는 일반적으로 재료밀도(material density)라고 불리는 설계 변수를 최적화를 위한 설계 변수로 사용한다. 재료밀도는 크기나 형상 최적화에서 사용되는 구조물의 좌표와 두께 등을 설계변수로 사용하는 것이 아니라 다공성 물질내에 존재하는 빈 공간의 크기를 최적화의 변수로 사용하는 것으로 정의할 수 있다. Fig. 1 은 이번 최적화 과정에서 사용된 솔리드 요소에 대한 재료 밀도를 나타낸다.

$$\rho_{MAX} = 1 - (1-a)(1-b)(1-c) \quad (3)$$

식 (3)은 최적화 과정에서 변화되며 컴플라이언스 치수가 최소화 될 때 수렴하게 된다.^{5,6}

3. 유한요소해석(FEA)

3.1 3D 형상 및 유한 요소 형상 모델링

위상 최적화를 위한 변속기 케이스의 3D 형상 모델링은 Fig. 2 에 나타내었다. CATIA V5 를 사용하여 모델링하였으며, 모델링 시에 불필요한 부분은 해석을 위해서 제거하였다.

그리고 변속기 케이스의 유한요소 모델을 Fig. 3 에 나타내었다. 유한요소 모델은 솔리드 요소를 사용하였다. 변속기 케이스의 질량은 60.715 kg 이다. 유한요소 모델링에 사용된 요소는 4 면체 4 절점 솔리드 요소를 사용하였으며, ABAQUS 에서 제공하는 C3D4 로 지정하였다. 재료가 빠져나가는 부분을 자세하게 나타내기 위해서 요소의 개수를 일반적으로 생성시키는 개수 보다 많이 하였으며,

총 요소의 개수는 총 91,636 개, 절점의 개수는 총 102,264 개이다.

사용된 재질은 알루미늄 합금강인 AC4CH T6 이다. AC4CH T6 의 재료 물성치는 Table 1 에 나타낸 바와 같다.



Fig. 2 3D Model(CATIA)

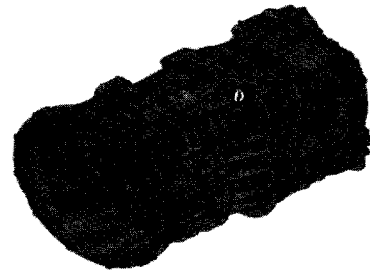


Fig. 3 FE Model(Hypermesh)

Table 1 Material Properties

	Young's Modulus (GPa)	Yield Strength (MPa)	Poisson's ratio	Density (kg/m ³)
AC4CH T6	71.8	257	0.33	2,680

3.2 경계 조건 적용

변속기 케이스는 엔진에서 전달된 구동토크를 주축을 통해 지지하는 베어링이 받게 된다. 특히 차량이 최저단 기어로 출발할 때 최대 베어링하중을 받는다. 변속기 케이스는 Clutch case (Fig. 4), TM case (Fig. 5), Rear case (Fig. 6) 로 나눌 수 있는데 각 베어링 하중은 ROMAX Designer⁷를 이용하여 힘과 모멘트를 구한다.

변속기 경량화를 위한 최적설계를 수행하기 위하여, ROMAX 해석결과에 따른 하중조건을 Fig. 4~6 과 같이 적용하였으며, 변속기 자중을 고려하지 않고 엔진에 부착되는 결합부를 Fig. 7 과 같이 구속하였다.

3.3 유한요소 해석 결과

유한요소 해석을 통해서 변속기 케이스가 가지는 최대 응력을 구하였다. Fig. 5는 초기 모델의 응력해석 결과를 나타내고 있다. 최대 응력값은 베어링 하중이 가해지는 부위에 나타났다.

해석 결과로 나타난 최대 응력은 59.15 MPa 으로 설계 요구조건 및 재료의 항복 응력 이하에서 분포됨으로 변속기 케이스는 구조적으로 안전하다고 할 수 있다. 응력해석 결과를 바탕으로 변속기 케이스의 위상 최적화를 수행한다.

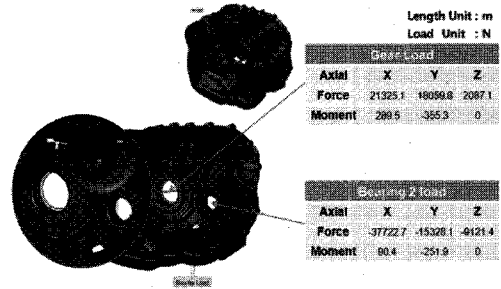


Fig. 5 Load condition of the TM case

4. 위상최적화(Topology Optimization)

4.1 위상최적화 경계조건 부여

위상최적화를 위한 경계 조건은 유한 요소 해석 조건과 동일하게 적용한다. 그리고 응력 제한 조건(Stress constraint)으로 안전율 약 4를 고려하여 100 MPa로 설정한다. 변속기 케이스에 작용하는 응력이 100 MPa 이하인 요소는 설정된 조건에 의해 붉은색으로 표현된다.

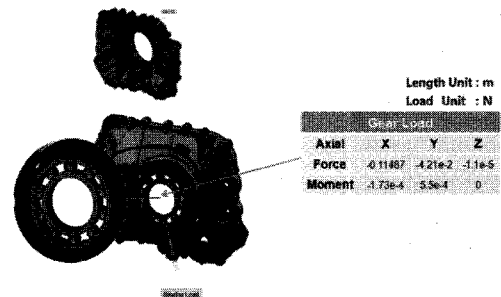


Fig. 6 Load condition of the Rear case

4.2 설계·비설계 영역 정의

위상 최적화를 수행하기 위해서 위상 최적화 이후에도 재료 밀도의 변화가 없는 부위는 따로 정의해 주어야 한다.

즉 비설계 영역(non-design domain)이란 위상 최적화를 위해서 실시한 유한 요소 해석시에는 적용이 되지만 위상 최적화를 수행할 시에는 설계 변수에 의한 형상의 변화가 없는 영역을 의미한다. 그 반대의 의미의 영역이 설계 영역(design domain)이다. 즉 위상 최적화를 통하여 최적의 재료밀도를 산출하고 최적의 위상을 가질 수 있도록 형상을 변화시키는 영역을 의미한다.

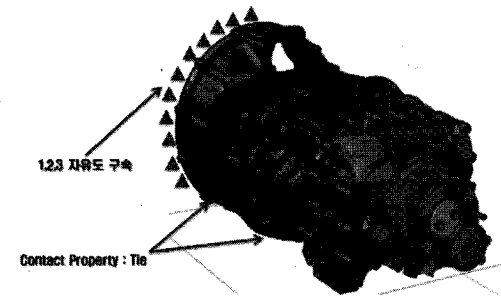


Fig. 7 Constraints of the transmission model

변속기 케이스에 베어링 하중이 가해지는 부분과 구속조건이 부여되는 부위에 비설계 영역으로 설정하고 나머지 모든 부위를 설계영역으로 설정한다.

4.3 위상 최적화 해석 결과

Fig. 8의 변속기 초기 해석 모델을 기준으로 위상 최적화 해석을 수행하였다.

Fig. 9의 Clutch case는 TM case와 결합이 되는 부위와 TM case 외부 옆 면의 리브에 푸른색(흑백 사진에서는 가장 길게 보임)으로 나타나는 것을 볼 수 있다. 이 부위는 응력을 거의 받지 않아 질량을 제거하여도 구조물에 크게 영향을 주지 않는 부위이다.

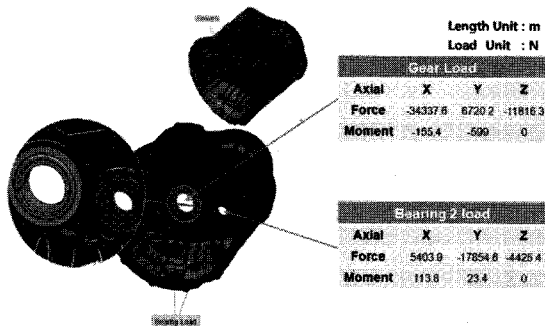


Fig. 4 Load condition of the Clutch case

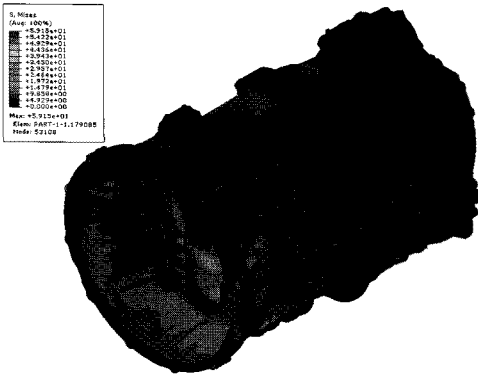


Fig. 8 The FEA result of the initial model

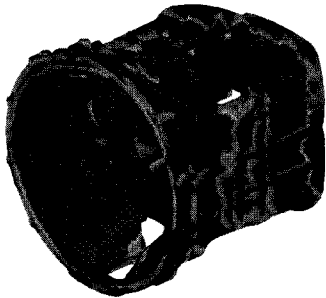


Fig. 9 Topology optimization of the Clutch case

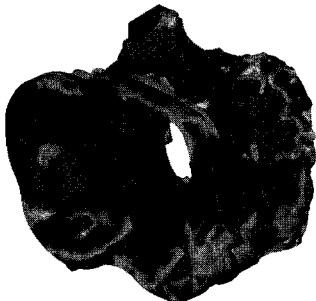


Fig. 10 Topology optimization of the TM case

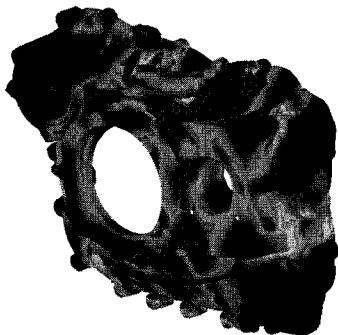


Fig. 11 Topology optimization of the Rear case

Fig. 10의 TM case 도 Clutch case, Rear case 와의 결합부위와 측면의 리브 부위에 대부분 푸른색으로 나타난다. Fig. 11의 Rear case 는 적은 힘을 받는 부분이므로, 베어링이 부착되는 주위와 TM case 가 연결되는 부위를 제외하고 대부분의 영역에서 푸른색을 나타내는 것을 확인할 수 있다.

5. 최적 형상의 구조해석

5.1 위상 최적화 모델링 및 경계조건 부여

위상 최적화 모델의 응력 해석에 부여된 하중 조건 및 구속조건은 초기 모델의 해석에 부여된 조건과 동일하게 적용하였다. 최적화 형상은 Fig. 9~11 에서와 같이 Topology Optimization 결과를 바탕으로 재 모델링 하였다. Clutch case 와 TM case 는 최적화 결과 Fig. 9, 10 과 같이 외부 옆면 리브, 그리고 서로 결합되는 결합부에서 불필요한 재료의 분포가 나타났다. 따라서 Fig. 12, 13 과 같이 응력

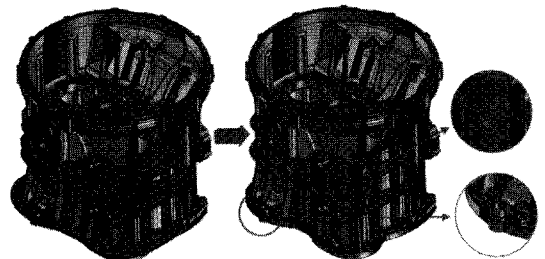


Fig. 12 The modified Clutch case

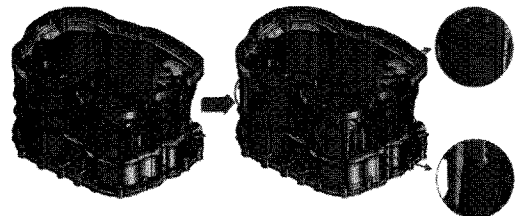


Fig. 13 The modified TM case

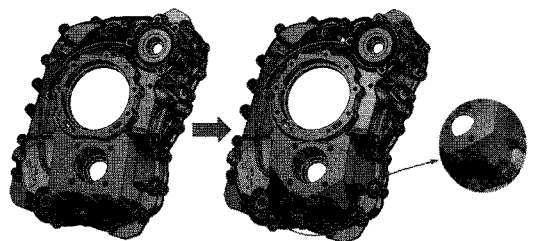


Fig. 14 The modified Rear case

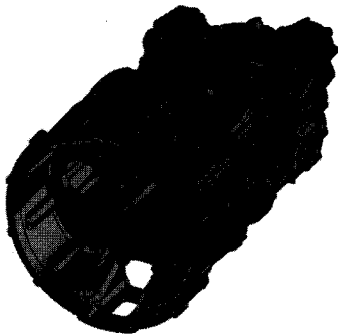


Fig. 15 3D modeling of the modified shape

이 나타나지 않는 과잉 설계된 리브를 주로 제거하였다. 또한 Rear Case 는 Fig. 11 과 같이 불필요한 재료의 분포를 나타내는 모서리부에 Fig. 14 와 같이 Fillet 을 생성하였다. 재 모델링된 최종 형상의 유한요소 모델은 Fig. 15 에 나타내었다.

5.2 위상 최적화 모델의 구조해석 결과

Fig. 16 은 최적화 형상에 대한 구조해석 결과를 보여주는 그림이다. Fig. 8 에서 나타난 초기 모델의 응력 분포와 비슷하지만 응력이 초기 모델보다 광범위하게 분포됨을 알 수 있다. 최대 응력의 발생 위치는 초기 모델과 달리 베어링이 지지되는 부위에서 나타났으며 최대 응력값은 56.49 MPa 로 초기 모델 대비 4% 정도 감소하였으며, 이 값은 재료의 탄성한도 내의 항복응력을 초과하지 않기 때문에 구조적으로 안전한 것으로 판단된다.

최적화 과정을 통하여 재 생성된 모델의 질량은 58.84 kg 으로 초기 60.71 kg 보다 약 1.87 kg(약 3%) 만큼 감소시킨 형상을 얻었다.

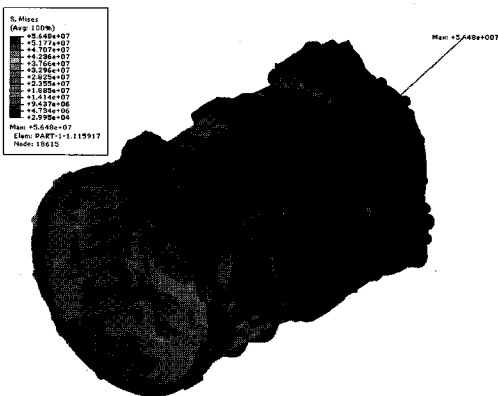


Fig. 16 The FEA result of the modified shape

6. 결론

차량 구조물이 최대 하중을 받는 저속 출발 시 변속기 케이스에 대한 위상 최적설계 연구에 관한 과정 및 결과는 다음과 같이 요약할 수 있다.

(1) 초기 형상에 대한 구조해석 결과 내부의 리브에 최대 응력이 발생하였으나, 항복응력보다 적은 값으로 안전율 4 이상을 만족함으로써, 구조적으로 안전함을 확인할 수 있었다.

(2) 위상최적화를 수행한 결과, 베어링 부착부위와 주위 케이스와의 연결 부위를 제외하고 대부분의 부분에서 과잉 설계되어 있음을 확인할 수 있다.

(3) 위상최적 형상을 모델링하여 구조해석을 재수행함으로써, 구조적으로 안전한 응력 분포를 유지하면서 약 3% (1.87 kg)의 질량 감소 효과를 기대할 수 있다.

후 기

본 연구는 2 단계 지역대학 육성사업(BK21)과, 교육과학기술부와 한국산업기술진흥원의 지역혁신 인력양성사업으로 수행된 연구결과이다.

참고문헌

1. Song, Y. J., Min, S. J. and Kikuchi, N., "Finite Element Method and Optimal Structural Design CAE," Sungandang, 2010.
2. Chung, J.-P. and Lee, K. W., "Optimal Topology Design of Structures and Ribs Using Density Distribution," Journal of the KSPE, Vol. 13, No. 7, pp. 66-77, 1996.
3. Altair Engineering, "Optistruct 7.0 Reference Guide," 2005
4. Altair Engineering, "Optistruct 7.0 tutorial," pp. 126-134, 2005.
5. Bendose, M. P., "Optimization of Structural Topology - Shape and Material," Springer, 1995.
6. Rao, S. S., "Engineering optimization theory and practice(3rd Edition)," John Wiley & Sons, 1996.
7. Romax Technology, "ROMAX Designer 12.6," 2009.