

## 균질화법을 이용한 수직형 롤러 분쇄기용 테이블 라이너의 위상최적설계에 관한 연구

이동우<sup>#</sup>, 홍순혁<sup>\*</sup>, 조석수<sup>\*\*</sup>, 이선봉<sup>\*\*</sup>, 주원식<sup>\*\*\*</sup>

### A Study on Topology Optimization of Table Liner for Vertical Roller Mill using Homogenization Method

Dong-Woo Lee<sup>#</sup>, Soon-Hyeok Hong<sup>\*</sup>, Seok-Swoo Cho<sup>\*\*</sup>, Sun-Bong Lee<sup>\*\*</sup> and Won-Sik Joo<sup>\*\*\*</sup>

#### ABSTRACT

Topology optimization is begun with layout optimization that is attributed to Rozvany and Prager of the 1960's. They claimed that structure was transformed into truss connecting all the nodes of finite element and optimized by control of its sectional modulus. But, this method is partial topology optimization. General layout optimal design applicable to continuum structure was proposed by Bendsoe and Kikuchi in 1988. Topology optimization expresses material stiffness of structure into function of arbitrary variable. If this variable is 1, material exists but if this variable is 0, material doesn't exist. Therefore, topology optimization searches the distribution function of material stiffness for structure. There are a few researchs for simple engineering problem such as topology optimization of square plane structure or truss structure. So, This study applied to topology optimization of table liner for vertical roller mill that is the largest scale in the world. After table liner decreased by 20% of original weight, the structure analysis for first optimized model was performed.

**Key Words** : Homogenization Method(균질화법), Sensitivity(민감도), Topology optimization(위상 최적설계), Vertical roller mill(수직형 롤러 분쇄기)

#### 1. 서론

고가의 기계 구조물이나 플랜트 생산 설비 등은 노후화에 따른 체계적인 정비와 보수가 필요하여 이에 대한 안정성 확보 방법이 요구되고 있다. 따라서 각 기계 구조물에 대한 정비 시기를 예측할

수 있는 방법을 개발하는 것은 상당히 중요한 문제이다. 그러나 대부분의 구조물이 초기 개념설계에서 최적 설계 개념이 적용되지 않아 사용 도중의 강성과 내구성 저하에 따른 구조물의 보강 설계나 과도 설계로 인한 사용 설비 부품의 경량화 등이 요구된다. 그러나 최적화되지 못한 구조물에 대한

2002년 6월 11일 접수  
교신저자, 동아대학교 기계공학과 대학원  
Email : dr\_wooow@yahoo.co.kr, Tel : (051) 200-6844  
\* 부경대학교 공과대학 CAD/CAM Lab.  
\*\* 삼척대학교 기계·정밀기계·자동차공학부  
\*\*\* 동아대학교 기계·산업시스템공학부

여 단지 물체의 형상을 나타내는 다수의 설계파라미터만을 명확하게 정의하여 그 값들을 변화시켜 최적 형상을 찾아낸다는 것은 매우 어려운 문제이다.<sup>1</sup> 또한 일반적 최적 설계 방법은 위상 최적 설계와는 달리 명확하게 설계 변수를 정의하여야 한다.

이상의 문제점을 해결하기 위하여 1960년대 Rozvany와 Prager에 의해 레이아웃(Layout) 최적 설계라는 이름으로 시작된 것이 위상 최적 설계(Topology optimization)이다. 이러한 최초의 방법은 구조물을 유한 요소의 모든 절점을 연결하는 트러스로 만든 후 각각의 트러스 요소에 대한 단면계수를 조정하는 것이었다. 그러나 1988년에 Bendsoe와 Kikuchi<sup>2,3</sup>가 연속체 구조물에 적용할 수 있는 일반적 레이아웃 최적 설계 방법을 발표하면서 주목을 받기 시작하였다. 한편, 위상 최적 설계가 나오기 전에는, 주로 구조물의 단면계수를 다루는 크기 최적 설계(Sizing optimization)나 외형을 변경시키는 형상 최적 설계(Shape optimization)가 주류였다. 그러나 전자의 경우 주어진 형상 내에서만 최적설계를 수행한다는 단점이 있고, 후자는 최적설계의 과정 중에 유한 요소가 찌그러지면(Distortion) 그 상태에서 다시 요소를 생성시켜야만 한다. 이에 반해 위상 최적설계는 이러한 단점들을 보완하고, 초기 설계가 없어도 적용시킬 수 있으므로 제품의 개념 설계단계에서 유용하게 사용할 수 있다.

Chung 등<sup>4</sup>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 적용시킬수 있음을 보이고 있다. Choi 등<sup>5</sup>은 외팔보와 브래킷(Bracket) 등에 대하여 구조물로부터 낮은 응력을 받는 요소들을 조직적으로 제거함으로써 최적의 형상과 위상을 얻는 방법인 ESO법(Evolutionary structural optimization method)을 이용하여 위상 최적 설계 방법을 제안하였다. 이상의 최적 위상 설계에 대한 연구 결과를 살펴보면 실제 구조물에 대한 위상 최적화를 도입한 연구 결과는 매우 부족한 실정으로 주로 사각 평판 구조물이나 단순한 보 구조물(Truss structure)의 위상 설계 수준에 그쳐 매우 비현실적인 공학 문제에만 적용되고 있다. 따라서, 본 연구에서는 구조물의 치수, 형상, 위상문제를 전부 포함하는 일반화된 최적구조설계법인 균질화설계법을 이용하여 개념적으로 최적구조설계 문제를 최적재료분포 문제로 전환하

여 종래 방법과는 전혀 다른 방법으로 문제해결을 시도하였고 그 유용성을 평가하였다.

## 2. 테이블 라이너의 파손

최근 석회석 분쇄와 시멘트 업계 등을 중심으로 해서 수직형 롤러 분쇄기(Vertical roller mill)의 수요가 높아지고 있다. 그러나 이런 수직형 롤러 밀은 분쇄 롤러(Grinding Roller)와 테이블 라이너(Table liner)등 소모성 부품 비용의 상승과 짧은 운전수명이 문제가 된다고 보고되고 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위해서 1993년도부터 2001년 현재까지 구조와 육성가공을 통하여 내구성 향상에 노력을 해왔지만 근본적인 방법을 마련하지 못하고 있는 실정이다.

Fig. 1은 테이블 라이너의 파손 양상을 나타낸 것으로 설계수명이  $4 \times 10^7$ 사이클 정도이나 대략  $4 \times 10^6 \sim 8 \times 10^6$  사이클 정도에서 파괴되고 있어 계획 예방 정비에 대한 어려움이 있다. 이는 수직형 롤러 분쇄기의 경우 테이블 라이너(Table liner)의 보수비용이 전체 분쇄기 보수 비용의 30% 이상을 차지하고 있어 이에 대한 보강 설계가 매우 시급한 것으로 생각된다.<sup>6</sup>

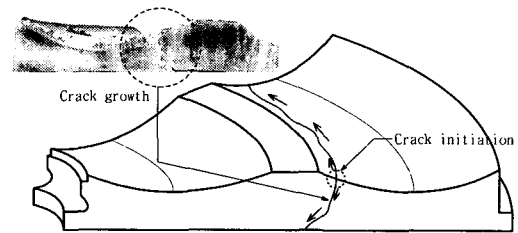


Fig. 1 Fracture process of table liner

Fig. 2는 1998년과 2000년에 발생한 테이블 라이너의 파손지점을 나타낸 것으로 동일한 위치에 마모와 균열이 진행되고 있음을 알 수 있다. 특히, 수직형 롤러 분쇄기의 테이블 라이너는 접촉하는 분쇄 요소가 압축 하중에만 견딜 수 있고 인장 하중에는 견딜 수 없는 입자 상태로 이루어져 있으므로 접촉 하중에 의하여 테이블 라이너가 변형되었다기 보다는 표면 경화층상의 접촉 하중이 입자상의 표면 경화층에 의하여 분포 하중으로 변환되어져 테이블 라이너가 변형된다. 따라서 테이블 라이너는 접촉 하중에 의하여 파손되었다기 보다는 마

모에 따른 테이블 라이너의 강성 저하와 이에 따른 반복 하중에 의하여 파손되었다고 생각할 수 있다.

### 3. 해석 결과 및 고찰

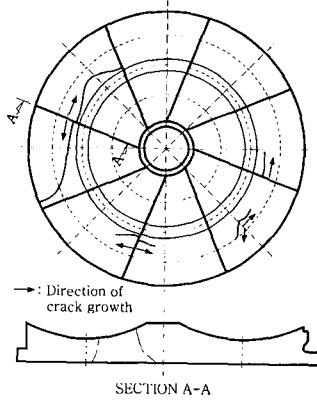


Fig. 2 Fracture aspect of table liner for vertical roller mill

#### 3.1 유한요소 모델

##### 3.1.1 구조해석 방법

수직형 롤러 분쇄기용 테이블 라이너(Table liner for vertical roller mill)의 응력 해석에 이용한 해석 프로그램은 상용 구조 해석용 프로그램인 ANSYS 5.6을 사용하였다. 응력 해석 대상 부품으로는 전체 분쇄기를 해석하되 테이블 라이너의 파손에 대한 테이블 라이너의 보강설계를 수행하였다. 이때의 요소는 테이블 라이너의 분포하중(압력)을 요소의 표면에 가할 수 있도록 등방성 재료를 모델링하는데 사용하는 8절점 육면체요소(3-D Eight-node brick element)인 SOLID 45와 8절점 사변형 고체-솔리드 요소인 PLANE 82를 각각 사용했다. 3차원 육면체 요소의 절점과 요소수는 100638, 88149개이다. 사용되어진 재료는 구조용 주강재료인 SC450으로 각 물성값은 Table 1에 나타내었다.

##### (1) 경계 조건

경계조건은 수직형 롤러 분쇄기의 형상을 고려하여 1/4대칭면에 해당하는 각각의 면을 대칭경계조건(Symmetric constraint condition)을 설정하고 X축 상의 절점에 Y축 방향 변위를 구속하였으며 테이블과 테이블 라이너는 고정된 평판이라고 가정하여 접촉부분을 동일 요소로 부여하였다.

##### (2) 하중 조건

수직형 롤러 분쇄기는 전기 모터 동력이 4250 kW, 테이블은 890rpm으로 회전하는 주구동기어장치를 감속기로 23.2rpm으로 감속하여 저속 회전한다.<sup>7</sup> 한편, 부하되는 하중은 테이블 라이너와 분쇄 롤러 사이의 정적 평형관계를 이용하여 구할 수 있는데 테이블 라이너에 가하는 유압 실린더의 단면적은 0.1002m<sup>2</sup>이고 상용 압력은 15MPa이므로 한쌍의 분쇄 롤러에 가해지는 전체 하중은 3.0MN이다. 따라서 내측과 외측 분쇄 롤러에 작용하는 각각의 하중은 분쇄 롤러의 자중 0.4905MN과 모우먼트 평형관계를 고려하면 내측 분쇄 롤러가 가하는 하중은 1.1MN이고 외측은 2.9MN으로 외측이 내측에 비하여 1.8MN만큼 더 큰 하중을 받는다. 그러므로 유한요소모델에 적용하는 하중조건은 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 분쇄 롤러와 테이블 라이너의 접촉영역에 상술의 하중을 부과하는 부분분포하중으로 설정하였다.

Table 1 Mechanical properties of SC450 steel

Yield strength $\sigma_{ys}$ (MPa)	Tensile strength $\sigma_{ts}$ (MPa)	Poisson's ratio $\nu$	Elongation $\epsilon_f$	Young's modulus $E$	Density (kg/cm <sup>3</sup> )
241.6	474	0.306	22.7	200	$7.85 \times 10^{-6}$



Fig. 3 Loading condition and boundary condition of vertical roller mill

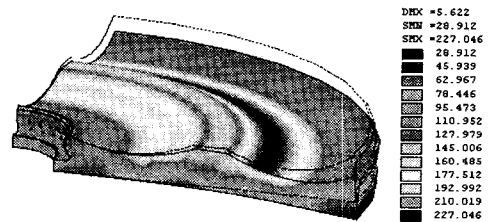
Table 2 Comparison of 2D-FE model and 3D-FE model

Model type		2D Structure	3D Structure
Von Mises Stress (MPa)	max	227.046	222.343
	min	28.912	15.641
X-directional Stress (MPa)	max	246.377	242.26
	min	-12.688	-9.686
Displacement(mm)		5.622	6.291
Element type		PLANE82	SOLID95

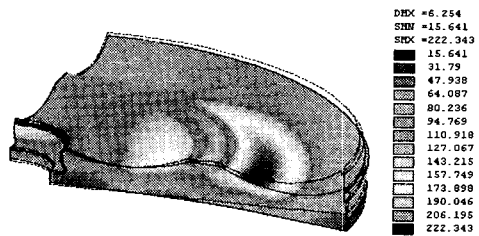
### 3.2 초기 구조 해석

수직형 롤러 분쇄기의 해석 모델은 전체 체적이 16,059×106m<sup>3</sup>이고 테이블 중앙에서 반지름이 2.39m인 테이블 라이너가 8개의 판으로 구성되어 있으며 분쇄기의 형상과 하중이 테이블 중심 축을 기준으로 대칭이고 2.34rad/s의 일정한 각속도로 회전하는 축 대칭 형상으로 생각할 수 있다. 따라서 테이블 라이너는 Fig. 4(a)와 Fig. 5(a)에서 2차원 축대칭 구조물로, Fig. 4(b)와 Fig. 5(b)에서 3차원 축대칭 구조물로 가정하여 유한요소 해석한 결과를 나타낸 것이다. 또한 Table 2는 Fig. 4와 Fig. 5의 해석결과를 수치적으로 서로 비교한 것이다. 본 논문은 각각의 경우에 구조해석시 고려된 축대칭 요소를 사용하여 전형적인 큰 규모의 문제를 해석해 나갈 때 2차원 요소의 타당함을 검증할 것이다. 그림에서 알 수 있는 것처럼 테이블 라이너는 구조적 위험 영역(Structural critical area)에서의 응력은 비슷하다. 전자의 경우는 227MPa이고 후자의 경우는 222MPa로서 2차원 축대칭 형상이 3차원 축대칭 형상에 비하여 대략 5MPa정도의 차이를 보이고 있어 평면 유한 요소와 솔리드 유한 요소사이의 해석 결과에 거의 차이가 없음을 알 수 있다. 또한 테이블 라이너가 주강인 것을 고려하여 X축 방향의 응력 결과를 나타낸 것인데 마찬가지로 4MPa정도의 차이를 보이고 있음을 알 수 있다. 그리고 해석결과 시인성과 직관성을 제공할 수 있도록 Fig. 5는 각각의 경우에 처짐을 나타낸 것이다. 2차원 모델과 3차원 모델의 처짐정도가 0.6mm차이를 보이고 있어 매우 만족할 만한 결과를 나타낸다. 따라서 이러한 구조해석의 차이는 유한 요소해석시 하중조건 적용의 방법에서 찾아볼 수 있는데, 2차원 축대칭의 경우 작용 하중을 전체 단면적으로 나누어 준

것에 비하여 3차원 축대칭의 경우 작용 하중을 좌측과 우측 롤러의 하중 접촉 면적이 전체 면적의 1/8임을 고려하여 작용 하중을 좌측과 우측에 각각

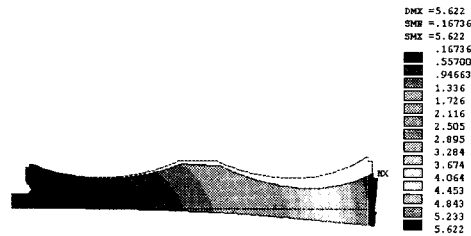


(a) 2D Von Mises stress

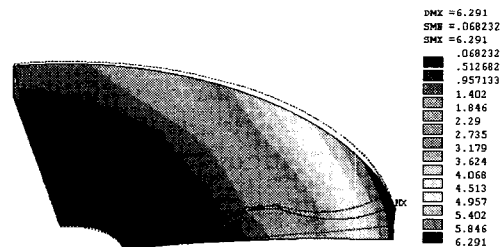


(b) 3D Von Mises stress

Fig. 4 Von Mises stress distribution of 2D-FE and 3D-FE model



(a) 2D displacement



(b) 3D displacement

Fig. 5 Displacement distribution of 2D-FE and 3D-FE model

전체 하중의 1/2로 나누어 작용시킴으로서 작용 하중의 근사화 방법에 차이가 있었기 때문이라고 생각된다. 따라서 이상의 구조해석 결과를 종합해 보면 두 요소의 하중적용 방법의 차이로 인하여 응력이 약 2.2%차이를 보이므로, 수직형 롤러 분쇄기의 거동표현 및 위상최적화에 적용할 요소의 선택으로 2차원 요소를 사용해도 해석 결과에 그다지 차이가 없음을 알 수 있다.

#### 4. 위상 최적화 알고리즘

평면 탄성 문제에 있어서 균질화법은 수학적으로 다음과 같이 정의된 최적화 문제로 기술된다.<sup>2</sup>

$$\text{Maximize [ Minimize } F(n) \text{ ]} \quad (1)$$

$$a, b, \theta \quad v \in V$$

Subject to

$$\int_{\Omega} \rho_s(1-ab) d\Omega \leq \Omega_s$$

$$0 \leq a(x) \leq 1$$

$$0 \leq b(x) \leq 1$$

여기서,  $\Omega$ 는 전체설계영역,  $V$ 는 전체 부피,  $v$ ,  $a$  및  $b$ 는 빈공간을 포함하고 있는 단위 셀의 경우에 있어서 부피와 빈공간의 크기,  $\theta$ 는 물질의 이방성에 대한 각도를 나타낸다. 이러한 최적화 문제를 해결하기 위한 최적화조건은 설계 변수 및 상태 변수 모두에 있어서 일반적으로 비선형 형태이고, 평형방정식에 있어서도 설계 변수는 비선형적으로 표시되므로 반복적인 수치해법이 요구된다. 일반적인 최적화 문제에 있어서는 순수한 수치적 접근방법인 수리계획법(Mathematical programming)<sup>8</sup>이 보편적이지만, 실용적 최적 구조 설계에 있어서는 많은 설계 변수를 적용할 수 있는 최적화 기준법(Optimality criteria method)<sup>9</sup>이 효과적이며 본 연구의 균질화법에서도 이 방법을 사용하였다.

#### 5. 테이블 라이너의 위상 최적 설계

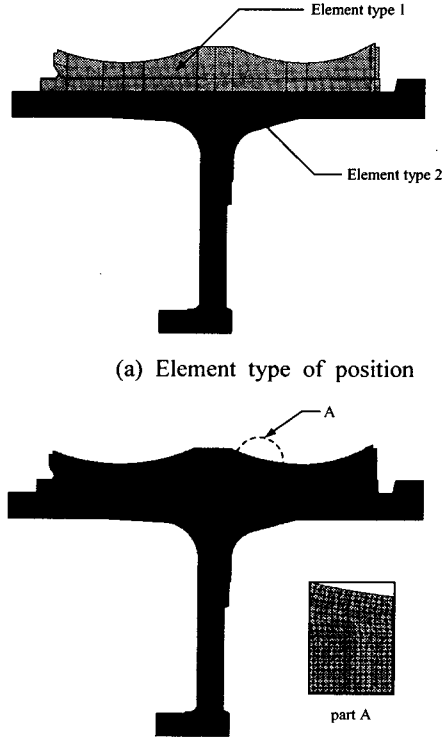
수직형 롤러 분쇄기용 테이블 라이너에 대한 위상 최적 설계의 과정은 우선 재료의 최적배치를 위한 형상과 구조해석이 필요하다. 위상최적화 단계에서는 경계조건과 하중조건은 구조 해석과 동일하

게 부여하고 최적화할 목적 함수(Objective function)와 제약조건(Constraint function)을 결정한다. 최적화 알고리즘으로는 FDM(Feasible direction method)을 사용하는데 이때 설계 변수의 기울기나 헷세 행렬(Hessian matrix)같은 민감도(Sensitivity)에 대한 정보가 필요하므로 본 연구에서는 유한 요소 해석에서 사용한 평형 방정식(Equilibrium equation)을 미분함으로써 설계 변수에 대한 컴플라이언스의 기울기 값을 구해 사용하였다.<sup>10</sup>

Fig. 6의 (a)는 수직형 롤러 분쇄기에서 위상 최적화를 수행할 부분과 수행하지 않을 부분을 각각 Element type 1(Optimized)과 Element type 2(Not optimized)로 설정한 것을 나타낸 것이다. 그림에서 테이블 라이너는 Element type 1로, 테이블은 Element type 2로 지정하여 위상 최적화를 수행하였다. 이러한 설정은 위상 알고리즘 균질화 방법의 이론적 배경에서 나온 것으로 Element type 1로 지정된 부분은 재료가 꼭 채워져 있다는 것을, Element type 2로 지정된 부분은 재료가 완전히 비어있다는 것을 의미한다. 이는 형상을 개선하고자 하는 테이블 라이너는 재료 밀도를 주고 형상을 개선시키지 않을 테이블 라이너는 재료 밀도를 제거한다는 것을 의미한다. (b)는 유한요소 형상의 모양을 나타낸 것으로 위상 해석의 결과의 정확도를 위해서 전체 좌표계에서 X-Y 방향에 평행한 변을 가진 정사각형이 되도록 형성하여 가우스 추출점의 간격이 중심에 대하여 대칭적으로 위치해 주어진 추출점의 개수에 대해 가능한 최고의 정확성을 주도록 하였다.

본 연구에서 사용하는 위상최적화의 해석 파라미터로서는 체적제거율(Amount of volume reduction)과 하중스텝의 수(Number of load steps) 및 수렴오차(Convergence tolerance)의 3가지가 있다. 초기 테이블 라이너의 위상 해석의 경우는 체적 제거율을 35%로 두고, 하중 조건은 각속도와 분쇄 롤러의 자중 및 작용 하중의 3가지 하중 형태를 동시에 고려하여 실제의 하중 조건에 만족될 수 있도록 해석을 수행하였다. 수렴오차는 0.0001~0.00025의 간격으로, 전체 해석의 반복 루프수는 12로 설정하여 수행하였다.

우선, 1차 위상 해석을 실시한 뒤 이것을 근거로 하여 2차 개선모델의 형상을 찾을 수 있었다. 또한 2차 위상 해석에서는 1차와 동일한 조건으로 해석을 실시하나 단지 체적 제거율을 1차 위상 해석



(a) Element type of position

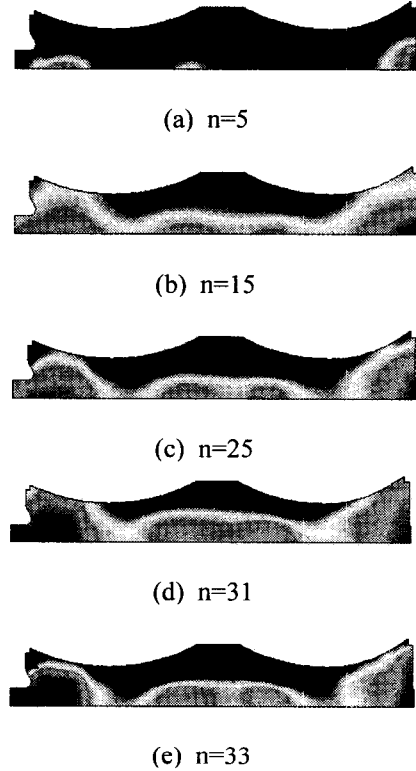
(b) Finite element shape for Topology optimization

Fig. 6 Vertical roller mill for Topological design

보다 작은 25%를 주고 해석하였다. 이러한 설정은 1차 위상 해석에서 중량 감소와 단면 형상을 찾는 것이 주요 목적이지만 2차 위상 해석에서는 중량감소보다는 보다 정확한 치수를 찾는 것이 더 중요하다고 판단되어져 체적 제거율을 25%로 주었다. 따라서 본 연구에서는 1차 위상 해석을 통하여 구멍과 제거될 부분을 결정한 뒤 2차 위상 해석에서는 단면 형상의 치수를 결정하는 방법을 도입하였다.

### 5.1 테이블 라이너의 1차 위상 최적화

Fig. 7은 체적 제거율을 35%로 해서 위상 최적화를 수행한 결과를 나타낸 것으로 입의 영역의 밀도가 0.5미만으로 나오는 영역은 위상의 제거 대상이 될 수 있다. 그림에서 테이블 라이너 바닥의 좌측과 우측 부분은 체적 밀도가 거의 0(Fig. 7의 A부분)에 가까운 값을 나타내므로 이 부분을 가장 많이 제거할 수 있으며 만약 중량 감소를 위하여 구



(e) n=33

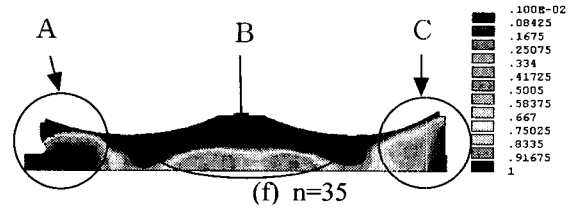


Fig. 7 Initial topology optimization of table liner 35% volume reduction

멍(Hole)을 생성시킨다면 이 부분이 가장 적절한 위치임을 알 수 있다. 또한 테이블 라이너 바닥 중앙부분도 구멍(Fig. 7의 B부분)을 낼 수 있으나 이는 분쇄 롤러와 접촉하는 반타원의 분쇄 경로의 아랫 부분으로 표면에 비해 체적 밀도가 0에 가깝지만 테이블 라이너의 실제 파손영역과 인접한 부분이므로 형상 개선시의 대상으로는 매우 신중하게 고려할 필요가 있다. 따라서 본 연구에서는 테이블 라이너에 대한 개선 모델로서, 사용수명과 밀접한

관계가 있음이 판단되므로 이 부분을 형상 개선 대상에 포함시키지 않았다.

이상의 내용을 기초로 하여 테이블 라이너에 대한 초기 위상 최적화에서 중량의 감소는 테이블 라이너에 대하여 실제 파손영역과 인접한 부분(Fig. 7의 B부분)을 제외하면 약 20%정도의 감소시킬 수 있을 뿐 만 아니라 자중에 의한 원심력과 처짐을 줄일 수 있음을 알 수 있었다. 이와 같은 효과는 구조설계시 강건 설계의 기초 자료가 될 수 있는 매우 중요한 사항으로 고려될 것으로 생각된다. 따라서 초기 위상 최적 설계의 내용을 2차 테이블 라이너 개선 모델에 충분히 반영하였으며 그 결과를 다음 절에 나타내었다.

1차 위상최적화 결과를 종합해 보면 테이블의 형상은 T형으로 구속조건이 하중 방향에 대해 수직인 방향으로 놓였기 때문에 유한요소 해석에서도 전역 좌표계에 대해 수직인 방향으로 민감하게 반응하는데 이는 굽힘응력이 매우 강하게 작용한다는 결론을 얻을 수 있다. 즉, 테이블의 중앙부분은 바깥쪽부분에 비하여 하중분담비율이 매우 높다. 따라서 테이블 라이너의 양바깥쪽 부분의 체적을 감소시키거나 테이블에 리브(Ribs)를 설치하는 방법<sup>11)</sup>을 고려할 수 있는데 본 연구에서는 구조물자체의 효율적 공간에 주목하여 전자쪽을 선택했다. 이와 같은 위상최적화의 도입은 고정된 위상을 최적화함으로써 재료의 효율적 사용을 극대화시킬 수 있고 테이블 라이너와 같이 파손된 구조물의 재보강이나 설계 전단계에서 매우 유용한 도구로 사용되어질 수 있음을 알 수 있다.

### 5.1 위상 최적화의 정식화

테이블 라이너의 최적설계 정식화는 다음과 같다.

Minimize : Mean compliance  $L(\rho)$

$$L(\rho) = U^T [K] U$$

$$L(\rho) = \int_{\Omega} \{u(\rho)\}^T \{f\}^B d\Omega + \int_{\Gamma} \{u(\rho)\}^{ST} \{f\}^S d\Gamma + \sum_i \{u(\rho)\}^T \{f\}^i + C_p \int_{\Omega} \rho(1-\rho) d\Omega$$

Subject to : Mass limit  $M_0$

$$M(\rho) = \int_{\Omega} \rho d\Omega - M_0 \leq 0$$

and side constraints :  $\rho = \{\rho^e\}$

$$0 \leq \rho^e \leq 1 \quad e = 1, 2, 3, \dots, m \quad (2)$$

식 (2)의  $\{f\}^S$ 는 표면력(surface traction)을,  $\{f\}^B$ 는 체적력(body force)를,  $\{f\}^i$ 는 집중력(concentrated force)를,  $\{u\}$ 는 변위를,  $\rho^e$ 는 각 유한요소의 밀도를,  $m$ 은 유한요소의 개수를,  $\Gamma$ 는 표면력이 작용하는 영역을,  $\Omega$ 은 전체 설계영역을,  $M_0$ 는 질량한계를,  $L(\rho)$ 는 평균 컴플라이언스를 각각 나타낸다.

### 5.3 테이블 라이너의 2차 위상 최적화

Fig. 8은 이상의 내용을 기초로 하여 기존의 테이블 라이너에 대하여 체적 제거율을 25%로 설정하여 위상 최적화를 수행한 결과를 나타낸 것이다. 위상 최적화 루프의 반복수는 19번으로 설정하였으며, 위상 타입(Topology type)은 초기에 OC(Optimality

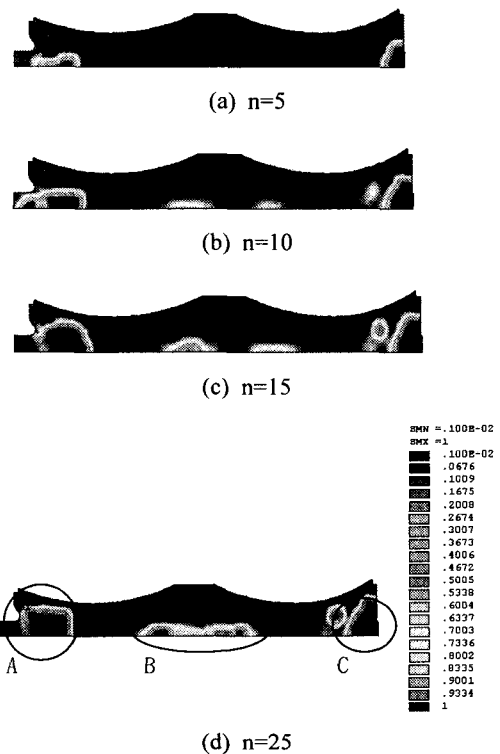


Fig. 8 Result of the last topology optimization

criteria)를 선택하여 체적감소율에 만족되는 컴플라이언스 지수의 상한값을 찾고 이 상한값을 다시 SCP(Sequential convex programming)에 테이블 라이너의 체적 제거율에 만족되는 컴플라이언스 지수를 대입하는 FDM을 사용하였다.<sup>12</sup> 이는 유한요소 재료 밀도와 균질화된 탄성 계수를 근사화하여 최적화를 수행하는 것으로 재료 밀도에 대한 목적함수와 구속 조건의 기울기를 반복 계산하여 주어진 질량 한계를 넘지 않으면서 최대의 강성을 가지는 형상을 찾아내는 것으로 계산 시간을 단축하고 설계 속도를 향상시키는 방법이다.

Fig. 9와 Fig. 10은 위상 최적화의 반복수에 따른 목적함수와 제약함수를 나타낸 것이다. 목적함수는 제약함수에 비하여 빠르게 수렴되고 있으며 이러한 결과는 FDM의 특성에 기인하는 것으로 생각된다. Fig. 11은 기존의 테이블 라이너 형상과 균질화 방법을 이용하여 위상 최적화된 형상을 나타낸 것이다. 초기 위상 최적 설계 결과를 기초로 최종적으로 위상 최적화된 테이블 라이너는 내측 분쇄 경로 바닥은 거의 체적 감소 효과가 나타나지 않고 외측 분쇄 경로 바닥 측면도 체적 밀도가 매우 작게 되고 있다. 이러한 결과는 초기 위상 최적화시 어느 정도의 위상이 완성되었음을 의미하고 단지 최종 위상 최적화에서는 테이블 라이너가 강성이 저하되지 않는 범위 내에서 강성을 제약함수로 설정하여 체적을 감소시켜 나갈 수 있음을 나타낸다. 따라서 보다 더 큰 중량 감소를 위해서는 단면 형상이나 구멍(Hole) 등의 치수를 파라미터로 하여 적합한 형상으로 조절해 나가는 방법이 도입이 필요한 것으로 생각된다.

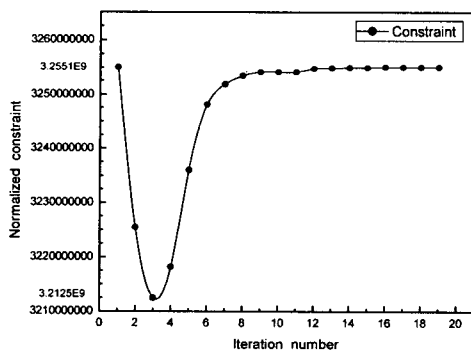


Fig. 9 Relation between constraint and iteration number

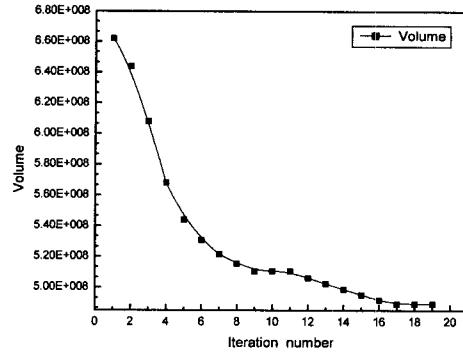


Fig. 10 Relation between objective function and iteration number

## 6. 안전성 평가 및 확장된 최적설계 문제 제안

Fig. 11, 12는 주어진 테이블 라이너의 체적 감소에 따른 강성 저하와 응력 집중 여부를 확인하기 위하여 수행한 구조 해석 결과를 나타낸 것이다. 테이블 라이너의 체적이 17% 감소했음에도 불구하고 응력 해석시 형상이 변화한 부분에서 응력 집중현상을 보이고 있지 않으며 오히려 위상 최적화된 테이블 라이너의 최대 응력이 기존의 테이블 라이너에 비하여 전체적으로 40MPa정도 낮게 나타나고 있다. 따라서 이러한 결과는 외부에서 받는 하중에 대하여 위상 최적화 되어진 테이블 라이너가 응력과 변형률 분포가 전체적으로 고르게 분포되어진다는 것을 나타낸다는 것을 알 수 있다.

이상의 내용을 기초로 Table 3은 기존의 테이블 라이너와 위상 최적화된 테이블 라이너에 대한 유한요소 해석 결과의 주요 사항들을 나타낸 것이다. 테이블 라이너는 초기 개념 설계 단계에서 위상 최적화 방법을 도입하지 않아 적극적인 중량 감소를 위한 구체적 방법은 적용되지 못했음을 알 수 있으나 기존의 테이블 라이너가 전통적인 최적 설계 과정을 통해 어느 정도까지는 최적화되어진 부품인 것으로 생각된다. 따라서 이제까지의 연구 결과를 통하여 기존의 테이블 라이너와 같이 구조 부품의 안정성 및 경량화에 있어서 만일 부품이 비교적 잘 설계되어져 있다면 크기나 외형형상을 변경해 주어진 목적을 만족하는 경량화를 시도한다 하더라도 큰 효과를 얻을 수 없었으나 내부에 구멍을 만들거나 내부구멍까지 포함한 형상을 변경함으로써 그



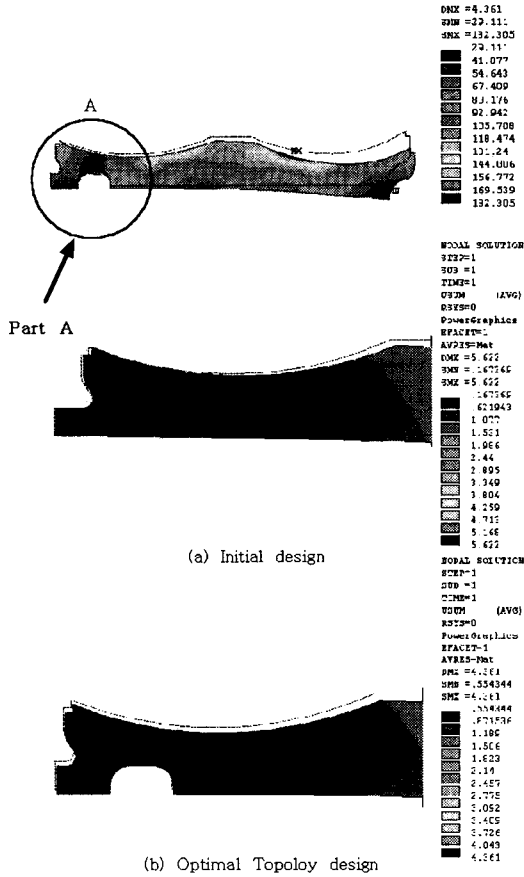
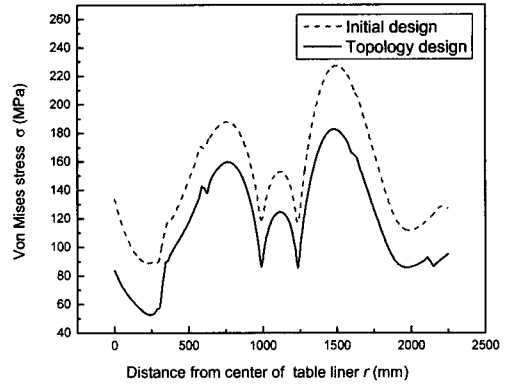


Fig. 11 Comparison between initial model and topology optimized model for stress & disp.

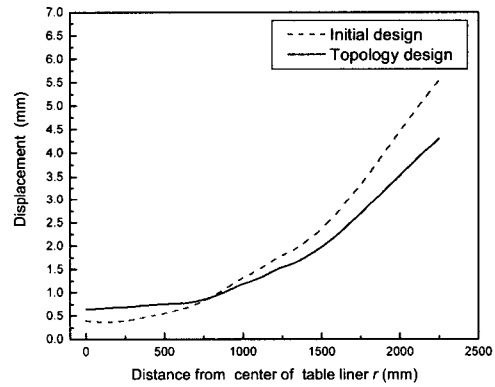
목적을 달성할 수 있었다. 따라서 실제 공학적 문제에 대한 위상 최적화 문제는 단순히 외부 형상만을 다루어서는 해결할 수 없고, 설계 영역에 존재하는 내부의 임의 형상을 도입해야지만 목적하고자 하는 응력감소나 경량화 등을 달성할 수 있었다.

### 7. 결론

본 연구에서는 기존의 수직형 롤러 분쇄기용 테이블 라이너의 작동 조건에 적합한 위상을 찾으면서 체적을 감소시키기 위하여 ANSYS 5.6의 균질화 방법에 기초한 위상 최적화 방법을 적용하였다. 이러한 방법은 설계시 고려되지 않은 응력 집중이 제작 후에 생겨 문제가 되는 경우 기존 구조물의 형상 변경이나 보강 설계에 매우 유용하게 사용될 수 있



(a) Von Mises stress



(b) Displacement

Fig. 12 Von Mises stress and displacement of initial model and topology optimized model

Table 3 Reanalysis result of table liner

Shape	Von Mises stress(MPa)		Deflection (mm)	Mass (1/4 model : kg)
	Max	Min		
Initial design	222.343	15.641	6.291	1181.0
Topology design	182.305	29.111	4.361	1102.4

었으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 위상 최적화 설계는 상세 설계를 하기 전의 개념 설계 단계에서 수행하여야 하나 기존의 형상을 기초로 위상 최적화하여도 안정적인 응력 및 변

형률 특성을 얻을 수 있었다.

(2) 체적 제거율을 35%로 해서 위상 최적화를 수행한 결과 테이블 라이너의 내측과 외측의 분쇄 경로의 밀바닥은 체적 밀도가 거의 0에 가까운 값을 나타내므로 이 부분을 가장 많이 제거할 수 있으나 파손영역에 인접하고 있어 위상 개선 대상에서 제외한 결과 기존 테이블 라이너에 대하여 중량이 대략 20%정도 감소되었다.

(3) 위상 최적화되어진 테이블 라이너는 응력과 변형율이 기존의 테이블 라이너에 비하여 각각 40MPa, 1.9mm정도 더 적게 발생되고 있어 그 성능이 더 우수한 것으로 평가된다.

### 후 기

본 논문은 2002 학년도 삼척대학교 학술연구조성비에 의하여 연구되었음.

### 참고문헌

1. Lee, Sang-Jin, "Introduction of Topological Optimization," Computational Structural Engineering, Vol. 13, No. 3, pp. 25~33, 2000.
2. Suzuki, K., et al., "A Homogenization Method for Shape and Topology Optimization," Comp, Meth. Appl. Mech. Eng., Vol. 93, pp. 291~318, 1991.
3. Ma, Z. D., et al., "Topological Optimization TEchnique for Free Vibration Problems," ASME, J. Applied Mechanics, Vol. 62, pp. 200~207, 1995.
4. Chung, Jin-Pyung, et al., "Optimal Topology Design of Structures and Ribs Using Density Distribution," Journal of the KSPE, Vol. 13, No. 7, pp. 66~77, 1996.
5. Choi, Kang-Suk, et al., "Development of Improved Element REduction Method for Topology Structural Optimization," Journal of the KSPE, Vol. 7, No. 4, pp. 260~267, 1999.
6. Choi, Hyung-Mo, et al., "A Study on the Fracture

Analysis of Table Liner for Vertical Roller Mill using FEM," Proceedings of the KSME Spring Annual Meeting, pp. 35~43, 2001.

7. Lee, Kyoung-Young, et al., "A Study on the Fracture Mechanism of Table Liner for Vertical Roller Mill using FEM and Fatigue Analysis," roceedings of the KSAE Fall Annual Meeting, pp. 964~971, 2001.
8. Vanderplaats, G. N., Numerical optimization Techniques for Engineering Design with Applications, McGraw-Hill BOOK Co., 1984.
9. Haftka, R. T., et al., "Elements of Structural Optimization (3rd Ed.)," Kluwer, Dordrecht, 1992.
10. Kumar, A. K., "Shape and Topology Synthesis of Structures using a Sequential Optimization Algorithm," Ph. D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1993.
11. Mroz, Z., "Multiparameter Optimal Design of Plates and Shells," Journal of Structural Mechanics, Vol. 1-3, pp. 371~392, 1978.
12. ANSYS Theory reference 11th edition, "Chapter 20 Design Optimization," Swanson Analysis system, Inc., pp. 20-20~20-25.