

<기술논문>

시멘트 분쇄기용 테이블 라이너의 굽힘 피로강도의 실험적 조사

백석흠* · 이경영** · 조석수** · 장득열*** · 주원식†
(2007년 8월 30일 접수, 2007년 10월 22일 심사완료)

An Experimental Investigation of Bending Fatigue Strength in Table Liner for Cement Mill

Seok-Heum Baek, Kyung-Young Lee, Seok-Swoo Cho, Deuk-Yul Jang and Won-Sik Joo

Key Words: Bending Fatigue Strength(굽힘 피로강도), Goodman Diagram(Goodman 선도), Mean Stress(평균응력), Stress-Life Curve(S-N 곡선), Vertical Roller Mill(수직형롤러분쇄기)

Abstract

The vertical roller mill, which performs the grinding and partly blending of raw material, is the one of the important machine to produce ordinary portland cement. It has been reported that an unexpected fatigue failure occurred in a table liner in the course of grinding portland cement. The life of table liner is estimated to 4×10^7 cycles in the design stage, but at the field, when its operating time reaches to $2 \times 10^6 \sim 8 \times 10^6$ cycles, the fracture of table liner begins to be found. The fracture of table liner is initiated from the outside edge of grinding path contacting with the grinding roller. Its maintenance normally take 30 % of the total maintenance costs of the roller mill. Therefore, this study shows the clarification of the reasons occurring the fatal destruction of the table liner by fatigue fracture analysis utilizing fracture mechanics and by the finite element method. And, the results form Goodman diagram illustrate relationship of including information on the transition between tensile and bending fatigue strength in the fatigue characterization of table liner.

1. 서론

시멘트생산을 위한 독일에서 도입된 석회석 분쇄용 수직형 롤러 분쇄기(vertical roller mill)는 기존의 튜브 분쇄기(tube mill)보다 에너지비용 측면에서 효율이 높다. 회전기계인 롤러 분쇄기의 내구해석은 테이블 라이너(table liner) 재료에 대한 피로거동의 상세기술이 필요하다. 피로거동은 일반적으로 상수 R선(또는 응력비)을 따르는 범위와

평균응력(mean stress) 함수의 Goodman 선도(Goodman diagram)로 나타낸다.^(1,2,3) 피로 사이클에 대한 R 값의 정의는 다음과 같다.

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (1)$$

여기서 σ_{min} 은 피로응력의 최소응력, σ_{max} 은 피로응력 사이클(인장은 양수, 압축은 음수로 고려)에서 최대응력이다.

홍순혁 등^(4,5)은 터빈 블레이드의 파손원인을 X선 회절로 분석하고 주기적인 반복 하중하에서의 원심력과 비틀림 마운트 사이의 관계를 정적하중으로 가정하고 Goodman 선도로서 매우 보수적인 안전기준을 결정하였다. Mandell 등^(3,6,7)은 풍력터빈

† 책임저자, 회원, 동아대학교 기계공학과
E-mail : wsjoo@dau.ac.kr
TEL : (051)200-7641 FAX : (051)200-7656

* 회원, 동아대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 강원대학교 자동차공학과

*** 회원, 강원대학교 기계공학과

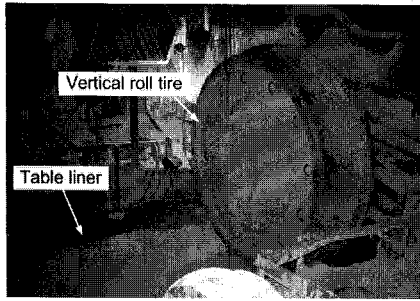


Fig. 1 Vertical roller mill

블레이드의 손상에 대해 13개의 다양한 R 값에서 응력-수명 곡선에 대한 Goodman 선도를 구성해서 S-N 거동(stress-life behavior)의 상세한 공식화를 제시하였다.

수직형 롤러 분쇄기의 최대 문제점은 Fig. 1에 나타낸 롤 타이어(roll tire)와 8개의 분리된 판으로 구성된 테이블 라이너의 내마모재의 수명에 있다. 특히 테이블 라이너 재료는 SC450 강에 플라즈마로 용사된 WC-15%Co 코팅층이다. 설계수명은 4×10^7 사이클이지만 대부분 $2 \times 10^6 \sim 8 \times 10^6$ 사이클에 파손되고 있다. 테이블 라이너의 표면 경화층(surface hardening layer)은 마모와 반복 굽힘 피로하중을 받고 있다. 따라서 마모를 고려한 접촉 피로 문제로 테이블 라이너의 파손 문제를 해결하여야 하나 테이블 라이너의 표면 경화층이 입자상으로 구성된 재료인 것을 고려한다면 접촉에 의한 응력집중은 무시할 수 있다.

이상과 같은 관점에서 테이블 라이너는 파손 양식이 다소 복잡적이고 회전 기계이므로 실제상황을 모사한 시험장치 구성이 어렵다. 따라서 피로강도의 평가는 실험적 조사에 기반한 실험의 응력측정과 굽힘 피로시험 및 유한요소해석의 결과로 Goodman 선도에 의해 설명한다. Goodman 선도로부터의 결과는 테이블 라이너 재료특성에서 인장 및 굽힘 피로강도 사이의 파손 기준과 피로한도를 설명하였다.

2. 피로 시험

2.1 실험적 상세

Fig. 2는 테이블 라이너의 파손형태를 나타낸 것이다. 완전 파손된 테이블 라이너와 부분적으로 파손된 테이블 라이너의 파손을 관찰하면 외측 테이블 라이너 모서리에서 균열이 발생하여 원주

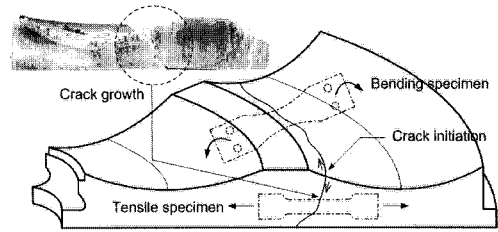


Fig. 2 Sampling direction of tensile and bending specimen and fracture process of table liner

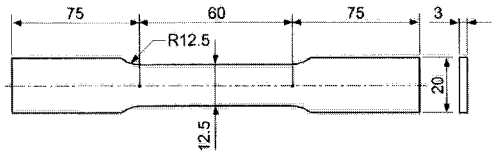


Fig. 3 Tensile test specimen configuration

Table 1 Mechanical properties of SC450 steel

Properties	Unused	Used
Yield strength (MPa)	238.2	241.6
Ultimate tensile strength (MPa)	480	474
Poisson's ratio	0.3	0.306
Elongation (%)	24	22.7
Young's modulus (GPa)	203	206

방향과 축 방향으로 성장하여 최종 파단에 이르게 된다. 따라서 테이블 라이너의 기계적 성질을 시험하기 위한 시험편은 주응력 방향이 테이블 라이너 반경 방향과 일치되도록 채취하였다. 인장 및 피로 시험편은 각각 6개, 18개로 시험편 제작은 열 영향부가 최소가 되도록 저속 다이아몬드 커터로 가공하였다.

Fig. 3은 ASTM E8M-94a의 규정⁸⁾에 의한 인장 시험편의 치수와 형상을 나타낸 것이다. 인장시험은 정격하중 147 kN인 만능재료시험기(INSTRON, model 1337)와 표점거리 25 mm인 신장계(INSTRON, model 2630-004)를 사용하여 수행하였다. 신장계는 2 μ m의 고정밀도를 가지는 캘리브레이터(calibrator)로서 교정한 결과 ASTM E399-90⁹⁾에서 표시된 $\pm 2.5 \mu$ m범위를 가지고 있어 시험에 충분한 신뢰성을 가지고 있다. 또한, 포와송 비는 표점 거리 5 mm인 변형률 게이지(KFC-5-D16-23)와 측정장치(KYOWA, UCOM-93)를 이용하였다.

Table 1은 미사용 및 파손된 테이블 라이너의 건전부에서 각각 채취하여 인장시험한 결과이다.

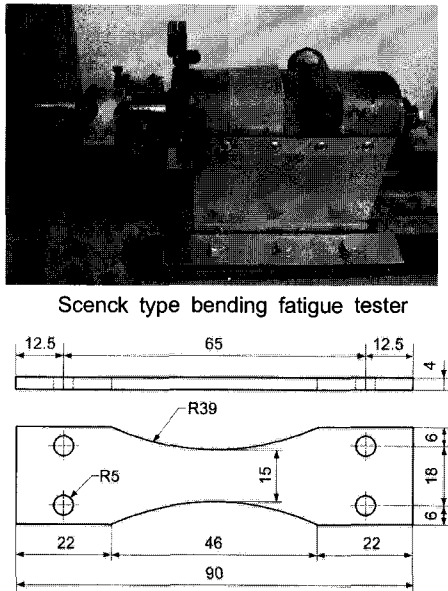


Fig. 4 Configuration of test specimen used in scenck type bending fatigue tests

파손된 테이블 라이너는 미사용 테이블 라이너와 비교해서 기계적 성질이 거의 변화하지 않고 있어 충분한 탄성영역을 확보하고 있음을 알 수 있다.

2.2 평면 굽힘 피로시험

Fig. 4는 쉐크형(schenck type) 평면 굽힘 피로 시험기(mori testing machine, model 5171)와 사용된 시험편 형상을 나타낸 것이다. 피로 시험편 형상은 Peterson⁽¹⁰⁾이 제안한 응력집중계수선도와 굽힘 피로 시험기의 그림(grip) 크기를 고려하여 응력집중계수가 1.05, 곡률반경은 시험부분의 치수보다 두 배정도 큰 39 mm로 결정하였다.⁽¹¹⁾ 최대 굽힘 모멘트는 20 N·m이고 하중속도는 1500 rpm로 상온에서 시험하였다.

3. 테이블 라이너의 피로강도해석

3.1 테이블 라이너의 파손 양상

수직형 롤러 분쇄기의 제원은 분쇄기 직경이 6,240 mm, 테이블 라이너 반경이 2,390 mm, 구동동력이 4,250 kW로 석회석의 분쇄량은 시간당 5.5 MN의 대응량이다.

Fig. 5는 수직형 롤러 분쇄기의 테이블 라이너의 주요 파손 양상을 나타낸 것이다. 테이블 라이너 표면은 롤 타이어의 직접 접촉에 대한 마모

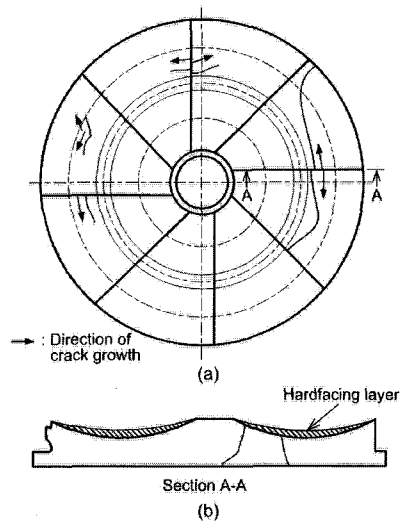


Fig. 5 Fracture aspect of table liner for vertical mill

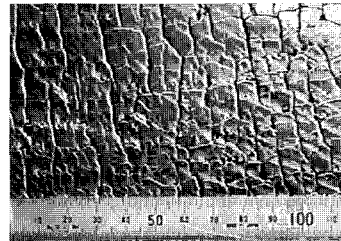


Fig. 6 Macrostructure of hardfacing layer in table liner

를 감소시키기 위해 육성용접(built-up welding)을 이용한 표면 경화층 처리를 한다. Fig. 6은 육성용접 후 경화층에 나타난 균열로 크기는 5 mm~8.5 mm 분포를 보인다. 이러한 균열은 사용 중에 발생된 것이 아니라 테이블 라이너 표면의 다층 용접과정에서 용접 비드에 입자상 균열(cross crack)을 발생시켜 용접잔류응력 최소화 및 모재로부터 박리현상을 감소시키기 위함이다.

테이블 라이너는 4×10^7 사이클 이하의 수명에 대해서는 표면 경화층이 어느 정도 존재하고 있으나 4×10^7 사이클 이상의 수명은 표면 경화층이 거의 존재하지 않는다.⁽¹²⁾ 즉, 테이블 라이너는 4×10^7 이상의 반복하중을 받으면 표면 경화층이 마모 한계에 있다고 생각된다. 그러나 테이블 라이너에 대한 대부분의 파손 영역은 롤 타이어와 접촉하는 표면 경화층에서 마모가 진행되지 않고 라이너 측면에서 파손되고 있다. 주요 파손 양상은 롤 타이어와 테이블 라이너가 접촉하는 표면

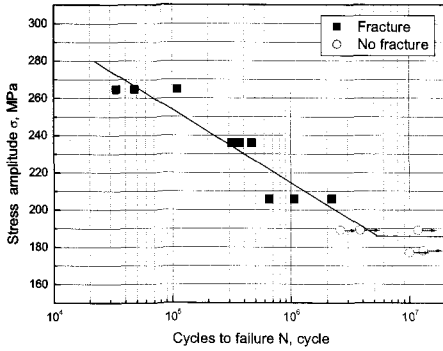


Fig. 7 S-N curve of SC450 steel

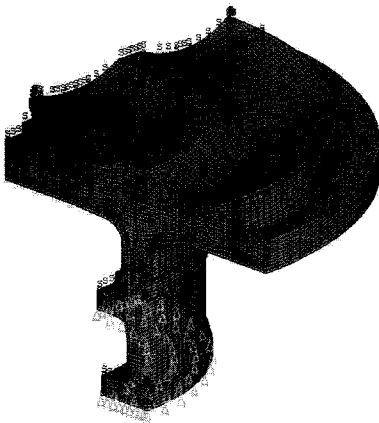


Fig. 8 FE model of vertical roller mill

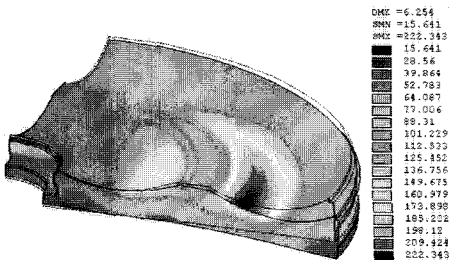


Fig. 9 Von-Mises stress distribution of table liner for vertical roller mill

경화층과 테이블 라이너 계면사이에서 피로 균열이 시작되어 테이블 라이너 분할면을 따라 피로 균열이 급격하게 성장하여 파단된다. 이러한 결과는 Ahmed 등⁽¹³⁾이 제시한 논문의 플라즈마 용사된 WC-15%Co 코팅층에 대한 구름접촉 피로(rolling contact fatigue) 시험에서 피로 균열은 코팅층과 모재 사이의 상이한 기계적 성질과 코팅된 모재에서 발생하는 최대 전단응력의 영향과 매우

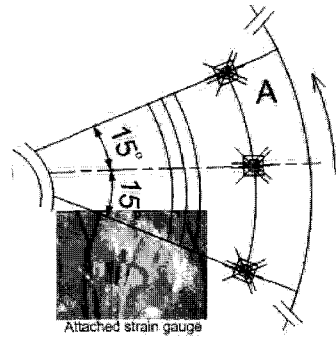


Fig. 10 Location of strain gauge used at static stress measurement. Photography of strain gauge attached to table liner

비슷한 경향을 보이고 있다.

3.2 정적응력해석

Fig. 7은 SC450 강 of 평면 굽힘 피로시험 결과로 응력비 -1에 대한 응력진폭과 파단 반복수 관계를 나타낸 것이다. 1×10^7 사이클 이상에서 미파단 실험조건이 나타난다. 계단식 시험법(staircase test method)을 이용하여 얻은 피로 한도의 평균값은 185 MPa 이다.

수직형 롤러 분쇄기의 유한요소해석은 ANSYS를 이용하고 유한요소모델은 8절점 육면체요소를 사용하였다(Fig. 8). 사용된 요소 및 절점수는 각각 88,149 개와 100,638 개이다. 경계조건은 분쇄기 형상에 1/4 모델인 축대칭 경계조건을 사용하였다. 하중조건은 롤 타이어와 테이블 라이너 사이의 정적 평형관계를 이용하여 부하되는 하중을 구하였다.⁽¹⁴⁾

Fig. 9는 테이블 라이너에 대한 정적 유한요소 해석결과를 나타낸 것이다. 테이블 라이너에서 발생하는 최대 주응력은 하중 작용 지점인 롤 타이어가 접촉한 위치에서 가장 높은 222.3 MPa이 나타나고 롤 타이어에서 거의 90°되는 지점에서 가장 낮은 28.94 MPa이 나타난다.

유한요소해석 결과를 실험적으로 검토하기 위하여 테이블 라이너에 하중을 부하하는 유압 피스톤(model no. RG 400/180-550)으로 정적 응력 측정 시험을 수행하였다. 응력측정에 사용한 변형률 게이지는 실제 주응력 방향을 미지의 상태로 가정하여 등각 3축형 로우젯 게이지(delta rosette gauge, KYOWA-KFG-5-120-D17-11)를 사용하였으며 표점거리는 실제 테이블 라이너에 부착

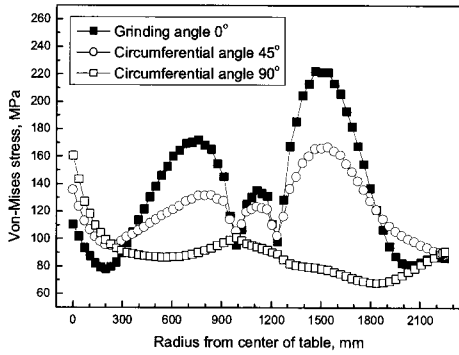


Fig. 11 Radial stress distribution of table liner

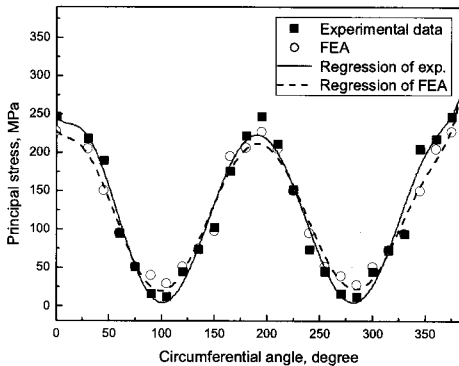


Fig. 12 Comparison of principal stress distribution of circumferential direction

할 면적 크기를 고려하여 5 mm로 하였다.

Fig. 10은 변형률 게이지의 측정 위치를 나타낸 것이다. 이 위치는 유한요소해석 결과와 실제 테이블 라이너 파손이 가장 빈번하게 발생하는 영역이다. 측정 지점은 롤 타이어가 하중을 부하될 때의 측면 영역의 주응력을 구하기 위한 지점이며 A 지점을 기준으로 15°간격으로 반시계 방향으로 원주 방향에 대한 주응력을 측정하였다.

Fig. 11은 테이블 라이너 중심에서 롤 타이어가 테이블에 하중을 가하는 위치인 0°, 45° 및 90°의 원주 방향에 대한 유한요소해석의 응력 분포를 나타낸 것이다. 응력은 테이블 라이너 반경 방향으로 거의 정현파형(sine waveform)을 보이고 있어 분쇄 경로에 응력이 집중된다. 또한 측정 지점은 롤 타이어가 테이블 라이너에 접촉되는 지점으로서 외측 분쇄 경로가 내측 분쇄 경로에 비하여 대략 1.3배 정도의 높은 응력 분포를 보이므로 외측 분쇄 경로가 구조적 위험 영역임을 알 수 있다. 이와 반대로 원주 방향의 45°지점은 응력

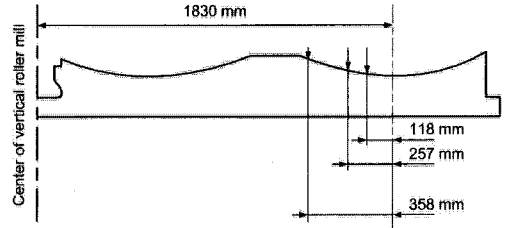


Fig. 13 Estimation of fracture position at outside grinding path by visual examination and finite element analysis

분포가 상대적으로 낮게 나타난다. 90° 지점은 외측 분쇄 경로보다 내측 분쇄 경로가 응력이 높지만 피로 한도보다 훨씬 낮으므로 내측 분쇄 경로는 구조적 위험 영역이 될 수 없다. 따라서 이상의 결과를 종합하면 롤 타이어가 테이블 라이너에 하중을 가하는 지점 중 외측 분쇄 경로에서 응력이 가장 크게 나타나고 있다.

Fig. 12는 롤 타이어 근방의 최대 주응력이 나타난 지점에 대해 15°간격으로 원주 방향에 따른 테이블 라이너의 응력 분포를 나타낸 것이다. 그림에서 실선은 변형률 게이지에서 얻은 최대 주응력의 회귀 곡선을, 점선은 유한요소해석에서 얻은 최대 주응력의 회귀 곡선을 각각 나타낸다. 테이블 라이너의 최대 주응력은 변형률 게이지에서 얻은 결과에 비해 유한요소해석이 약 12% 정도의 오차를 보이고 있으나 그 형태는 비슷하다. 이러한 응력파형의 형태로부터, 테이블 라이너는 펌프와 터빈 및 기어 등과 같은 회전기계(rotary machine)에서 나타나는 응력파형과 비슷한 정현파형을 받으면서 작동된다는 것을 알 수 있다.⁽¹⁵⁾ 특히, 롤 타이어가 테이블 라이너의 임의 지점에 가하는 하중 패턴이 180°의 대칭구조를 이루고 있어 원주 방향에 따른 응력 분포가 180°마다 반복된다. 즉, 테이블 라이너 1회전에 2회의 주기적인 반복하중을 받는다. 따라서 회전기계인 수직형 톨러 분쇄기의 1회전에 대해 응력은 테이블 라이너에 두 배로 작용한다.

Fig. 13은 테이블 라이너의 외측 분쇄 경로의 중앙을 기준으로 반경 방향의 최대 주응력 발생 위치와 실제 파손 위치를 도식적으로 나타낸 것이다. 최대 주응력 발생위치는 높은 응력 분포 지점을 기준으로 10개 위치에서 실험으로 측정된 것이다. 그림에서 실제 테이블 라이너의 최대 주응력 지점은 외측 분쇄경로 중심에서 118 mm와

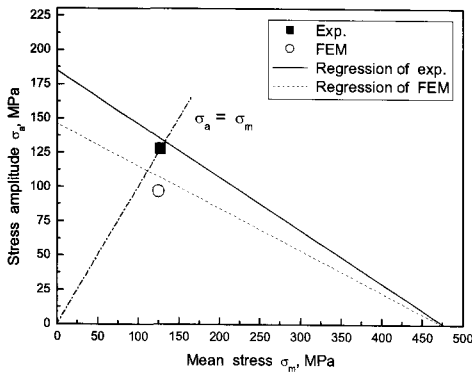


Fig. 14 Goodman diagram for table line. Note that the Goodman line endpoint is the UTS from an axial tensile test

358 mm 사이에 존재하고 있으므로 유한요소해석에서 구한 257 mm가 실제 파손 상황을 잘 설명하고 있다. 따라서 상술의 결과에서 얻은 최대 주응력 작용 지점은 테이블 라이너에서 가장 파손이 빈번하게 발생된다고 판단된다.

3.3 피로강도평가

반복하중에 의한 유한수명에서의 재료의 피로강도 또는 무한수명에서의 내구한도에 관한 파손해석을 위해서는 Goodman 선도가 이용된다.

Fig. 14는 SC450 강에 대한 피로 내구선도인 Goodman 선도에 테이블 라이너에 정상 작동조건을 가정하에서 응력해석 결과를 나타낸 것이다. 그림에서 실선은 응력진폭을 응력비 -1일 때의 피로 한도인 185 MPa에서 평균응력과 인장강도 474 MPa로 설정한 두 값을 직선으로 연결한 것이다. 또한, 그림에서 일점쇄선은 평균응력과 응력진폭이 같아지는 지점을 나타내는 것으로 응력비로 환산하면 0이다. 유한요소해석 결과에서 얻은 최대 및 최소응력을 기준으로 평균응력 125.6 MPa, 응력진폭 96.7 MPa로 설정하여 Goodman 선도에 표시하면 Goodman 선도의 안전영역의 내부에 있으나 피로 내구선도 경계영역에 위치하고 있어 좀 더 면밀한 검토가 필요한 설계로 판단된다. 여기서 사용된 Goodman 선도의 안전영역을 결정하는 응력비 -1에서의 피로 한도 185 MPa는 표면이 경면 연마된 상태에서의 피로 한도이다. 그러나 현장의 테이블 라이너 표면은 기계적으로 측정할 수 있는 표면 거칠기 값에서 매우 큰 값인 500 μm 을 보이고 있어

SC450 강의 피로 한도를 저하시킬 수 있다. Collins^(16,17)가 0.33 %C 탄소강을 이용하여 표면 거칠기가 피로 한도에 미치는 영향을 평가한 결과에 의하면 경면 연마한 시험과 매우 거칠게 연마된 시험을 서로 비교하면 피로 한도가 대략 21 % 정도 감소한다고 보고하였다. 따라서 본 연구에서는 응력 진폭에서 설정하는 응력비 -1에서의 피로 한도를 상술의 조건을 고려하여 146.2 MPa로 설정하였다. 이상의 조건을 Fig. 14에 표시하면 점선으로 표시할 수 있다. 그림에서 유한요소해석 결과와 변형을 개이지에서 얻은 시험결과 모두 Goodman 선도의 안전영역 경계에 있거나 벗어나고 있어 피로강도 관점에서 위험영역에 존재하고 있음을 확인하였다. 이러한 결과로부터 테이블 라이너의 마모를 고려한 접촉 피로 한도는 약 인장강도의 31 %를 이용하여야 적절하다.

4. 결 론

본 논문은 수직형 롤러 분쇄기용 테이블 라이너 재료인 SC450 강의 S-N 거동에 대한 Goodman 선도로부터 피로강도를 평가하고 실험적 조사와 비교해서 평균응력 영향을 설명하였다. 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 테이블 라이너의 파손 양상은 분쇄 경로의 표면 경화층의 마모와는 관계없이 분쇄 경로의 측면에서 균열이 발생되고 성장하여 파괴된다.
- (2) 테이블 라이너에서 발생하는 원주 방향의 응력 분포는 분쇄기 1회전에 두 배의 정현파형이 작용한다.
- (3) Goodman 선도 결과로부터 테이블 라이너의 표면 거칠기를 고려하지 않으면 안전영역 내부에 존재하나 실제 테이블 라이너의 표면 거칠기를 고려하면 안전영역 외부에 존재하고 있어 테이블 라이너는 유한수명을 갖게 된다.
- (4) 평면 굽힘 피로시험 결과로부터 응력비 -1에서 SC450 강의 피로 한도는 185 MPa로 평가되었다. Goodman 선도 파손조건을 설계기준으로 적용하려면 마모를 고려한 접촉 피로 한도는 인장강도의 31 %를 이용하는 것이 적절하다.

참고문헌

(1) Goodman, J., 1899, *Mechanics Applied to*

- Engineering*, Longmans, Green, and Co., London.
- (2) Wang, S., Dixon, M. W., Huey, C. O. and Chen, S., 2000, "The Clemson Limit Stress Diagram for Ductile Parts Subjected to Positive Mean Fatigue Loading," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 122, pp. 143~146.
- (3) Sutherland, H. J. and Mandell, J. F., 2004, "Effect of Mean Stress on the Damage of Wind Turbine Blades," *ASME J. Sol. Energy Eng.*, Vol. 126, pp. 1041~1049.
- (4) Hong, S. H., Cho, S. S. and Joo, W. S., 2001, "A Study on Failure Analysis of Low Pressure Turbine Blade using AFM and FEM," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 25, No. 11, pp. 1705~1712.
- (5) Kim, S. W., Hong, S. H., Jeon, H. Y., Cho, S. S. and Joo, W. S., 2002, "A Study on the Failure Mechanism of Turbine Blade using X-Ray Diffraction and FEM," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 26, No. 8, pp. 1656~1652.
- (6) Mandell, J. F., Samborsky, D. D., Wang, L. and Wahl, N. K., 2003, "New Fatigue Data for Wind Turbine Blade Materials," *ASME J. Sol. Energy Eng.*, Vol. 125, pp. 506~514.
- (7) Sutherland, H. J. and Mandell, J. F., 2005, "Optimized Constant-Life Diagram for the Analysis of Fiberglass Composites Used in Wind Turbine Blades," *ASME J. Sol. Energy Eng.*, Vol. 127, pp. 563~569.
- (8) ASTM Standard E8M-94a, 1994, *Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials*, ASTM Standards Sec. 3, Vol. 3, No.1, pp. 81~100.
- (9) ASTM E399-90, 1994, *Standard Test Method for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials*, Annual Book of ASTM Standards, Vol. 03.10, pp. 407~437.
- (10) Peterson, R. E., 1953, *Stress Concentration Design Fracture*, John Wiley & Sons, p. 44.
- (11) Yum, Y. H., 2000, *Material and Testing Methods*, Dong-Myung Publishing Company, pp. 249~250.
- (12) Duck-Won Industry Co. Ltd., 2000, *R/M Table Liner Inspection Report*, Tong Yang Major Corporation.
- (13) Ahmed, R. and Hadfield, M., 1999, "Failure Modes of Plasma Sprayed WC-15%Co Coated Rolling Elements," *Wear*, Vol. 230, No. 1, pp. 39~55.
- (14) Baek, S. H., Cho, S. S., Kim, H. S. and Joo, W. S., 2006, "Trade-off Analysis in Multi-objective Optimization Using Chebyshev Orthogonal Polynomials," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 20, No. 3, pp. 366~375.
- (15) Norton, R. L., 1999, *Machine Design: An Integrated Approach*, Prentice Hill, Inc.
- (16) Collins, J. A., 1993, *Failure of Materials in Mechanical Design*, Willy Interscience Publication, pp. 207~213.
- (17) ASM, 1996, *Fatigue and Fracture*, ASM handbook, Vol. 19, pp. 314~320.