

FEM을 이용한 상용차용 S-cam 브레이크슈의 구조해석

서창민* · 지현철*

*경북대학교 기계공학부

Structural Analysis of S-cam Brake Shoe for Commercial Vehicle by FEM

Chang-Min Suh* and Hyun-Chul Jee*

*School of Mechanical Engineering, Kyungpook National University, Daegu, Korea

KEY WORDS: Finite element method (FEM) 유한요소법, S-cam brake shoe 브레이크 슈, Dynamic analysis 동역학 해석, S-N curve S-N 곡선

ABSTRACT: Structural analysis of a brake shoe for commercial vehicle was performed using finite element method. Since the strength of a brake shoe is affected by the magnitude and distribution shape of the contact pressure with the drum, the contact pressure between the shoe friction material and drum was calculated using a 2-Dimensional non-linear contact analysis in a state. And the brake was actuated by input air pressure and the drum of it was calculated both stationary and dynamic based on forced torque applied to the drum during the static state analysis. The results of the above analysis were then used as the load boundary conditions for a 3-Dimensional shoe model analysis to determine the maximum strain on the shoes. In the analysis model, the values of tensile test were used for the material properties of the brake shoes and drum, while the values of compression test were used for the friction material. We assumed it as linear variation, even though the properties of friction material were actually non-linear. The experiments were carried out under the same analysis conditions used for fatigue test and under the same brake system which equipped with a brake drum based on the actual axle state in a vehicle. The strains were measured at the same locations where the analysis was performed on the shoes. The obtained results of the experiment matched well with those from the analysis. Consequently, the model used in this study was able to determine the stress at the maximum air pressure at the braking system, thereby a modified shoe model in facilitating was satisfied with the required endurance strength in the vehicle.

1. 서 론

산업현장에서 사용되고 있는 대형 상용차용 브레이크(Brake)는 적용 초기에 외국에서 사용되는 구조를 도입하여 그것을 기반으로 일부분 또는 전체를 국산화하여 현재까지 사용되어 오고 있다. 그러나 끊임없는 가격 경쟁력 확보 및 연비절감을 위한 경량화의 요구로 외국으로부터 재차 수입선 다변화가 진행되고 있고 이미 수입되어 적용되고 있는 제품의 경우에는 경쟁력 강화 목적으로 국산화가 진행되고 있으며 국내 생산품의 경우에서도 경쟁력 확보를 위한 설계변경이 강력히 요구되고 있다.

여기에 브레이크의 사용은 지역 및 도로조건과 사용자의 다양성 및 각 나라에서 규제하는 제동에 관련된 법규 차이 등의 사용 환경에서 오는 차이가 있고 또한 외국으로부터 도입되는 제품의 국산화는 동일구조에 대해서 동일한 기계적 특성을 가진 재료를 적용해야 하지만 가격, 재질 및 소요량의 문제로 요구되는 소재의 적용에 어려움이 있기 때문에 각 사용조건 및 목적과 환경에 맞도록 재설계를 할 필요가 있으며 이에 대한 적용성 평가를 위해 강도 해석을 수행할 필요가 요구되고 있다.

브레이크 시스템은 여러가지의 부품으로 구성되어 있지만 마

찰력의 발생 부품인 슈(Shoe)는 관련부품에 외력을 부과하는 요소이다. 슈는 강도해석을 통하여 브레이크의 성능 및 슈와 연결된 부품에 가하여지는 하중을 파악할 수 있다. 이것은 관련된 부품의 요구강도를 결정하는 조건이 되므로 브레이크 설계에 있어서 중요한 요구 사항이라 할 수 있다.

대형 상용차용 브레이크에 있어서 유한요소법(Finite element method, FEM)은 성능의 파악을 주목적으로 브레이크 드럼과 슈의 마찰 접촉면에서의 압력 크기 및 분포형태의 해석에 중점을 두어 수행되었다.

접촉면에서의 압력분포 해석에는 Stepney(1946)는 드럼과 브레이크의 구성이 강체이고 접촉면에서의 마찰계수가 일정하다는 가정하에 브레이크 구조에 따른 기하학적인 산출방법을 사용하였다. 그러나 Mayer(1975)는 반복된 실험의 결과 제동시의 브레이크의 모든 구성품은 탄성체로서의 변형을 수반하며 마찰계수도 접촉면에서의 압력의 크기 및 분포에 따라 변화된다는 것이 확인되었다. 이후 실제현상에 근접한 제동성능의 예측을 주목적으로 유한요소법을 적용하여 접촉면에서의 압력분포 해석이 수행되었다.

Day and Harding(1979)는 복잡한 브레이크 구조에서 드럼을 강체로 슈는 탄성체로 모델링하고 드럼과 슈의 단면을 균일한

단면으로 등가화한 모델에서 2차원 접촉해석을 수행하여 Stepney(1946)의 여러 가지 가정에 기초한 기하학적인 압력분포의 산출방법이 실제현상과 많은 차이를 가지며 실제의 압력분포의 거동은 브레이크 슈 및 구성부품의 강성의 영향을 크게 받는다는 것을 지적하였다.

McCallum and Tolan(1983); Day and Harding(1983); Day et al.(1984)은 설계상에 고려되어야 하는 주요 변수들을 고려하여 브레이크 성능에 미치는 영향을 나타내었고, Watson and Newcomb(1990)에 의해 드럼과 슈를 탄성체로 고려한 3차원 비선형 접촉해석이 수행되어 드럼의 축방향 변형을 고려함으로써 더욱 실제현상에 근접하는 결과를 나타내었다.

접촉면에서의 압력분포 및 크기는 브레이크 성능에 지배인자로서 작용하지만 슈의 강도에도 크게 영향을 미친다. 따라서 본 연구에서는 드럼은 강체로 슈는 탄성체로 가정하고 드럼과 슈의 단면을 균일한 단면으로 등가화한 Day(1991)에 의한 모델을 이용하여 2차원 비선형 접촉해석을 수행하였고 그 결과를 하중경계조건으로 3차원 슈 모델에 적용하고 해석을 수행하여 가장 높은 응력을 기준으로 요구강도를 만족하는 슈의 형상을 도출하였다.

2. S-cam 브레이크의 구조

S-cam 브레이크의 구조는 Fig. 1에서와 같이 압축공기로 작동하는 에어 챔버(Air chamber)에 핀(Pin)으로 연결된 레버 역할의 슬랙 어저스터(Slack adjuster)와 슬랙 어저스터에 구속된 S-cam 및 여기에 구름접촉하는 브레이크 슈와 슈를 일정한 위치에 구속하는 브라켓, 슈 주변을 회전하는 브레이크 드럼으로 구성되어있다. 제동(Braking)시 압축공기가 에어 챔버로 입력됨에 따라 강제적으로 회전되는 슬랙 어저스터와 S-cam에 의하여 확장된 브레이크 슈가 주위를 회전하는 드럼과 강제적으로 접촉되어 마찰력을 발생시킨다. 브레이크 드럼과 슈 사이의 마찰재는 유기물과 무기물을 혼합하고 결합제를 첨가하여 고온에서 압축성형한 부품으로서 제동시에 적절한 토크를 발생하기 위한 마찰계수를 유지하고 제동에너지를 흡수하여 마모를 동반한다.

Fig. 1의 단면도에서 보는 것과 같이 브레이크 슈는 마찰재와 림(Rim) 및 웨브(Web)로 구성되고 슈의 강도의 대부분은 보의 형태를 가지는 웨브에 의해서 유지되는 구조이다. 본 연구에서는 슈를 구성하는 웨브의 단면을 변경함으로써 요구되는 강성을 유지하는 슈를 설계하였다.

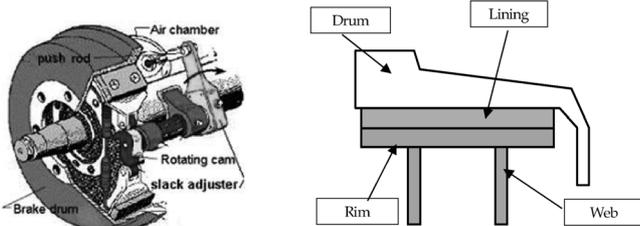


Fig. 1 Pivoted leading and trailing shoes of S-cam brake

3. 실험장치 및 실험결과

3.1 브레이크 슈의 스트레인 측정용 실험장치

스트레인 측정용에 사용된 브레이크는 수년동안 트럭(Truck), 카고(Cargo), 덤프(Dump) 등의 상용차용으로 사용되는 S-cam 브레이크이며 슈는 그 내부에 I자형 웨브의 내부 곡률부에서 스트레인(Strain)이 가장 크게 발생한다.

따라서 본 연구에서는 슈의 웨브에서 스트레인을 측정하였으며 스트레인은 Fig. 2와 같이 웨브의 내부에서 위치별로 15°씩 각도를 표기하여 측정하였다. 이때 스트레인 게이지를 부착하는 부위는 얇은 두께를 가지므로 단축게이지를 주응력으로 고려되는 방향인 원주방향에 일치시켜 부착하였다.

Fig. 3는 본 연구에 사용된 피로시험기의 구성도를 나타내었고, 이러한 회로로 구성된 실험장치인 시소시험기(Seesaw tester)

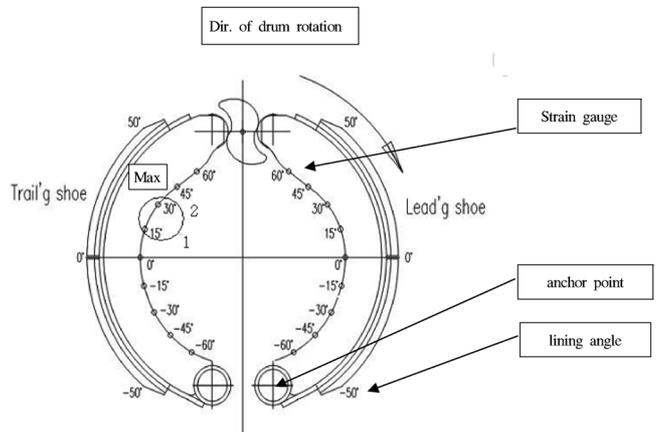


Fig. 2 Schematic diagram of brake shoes and added positions of strain gauge divided each 15° degree

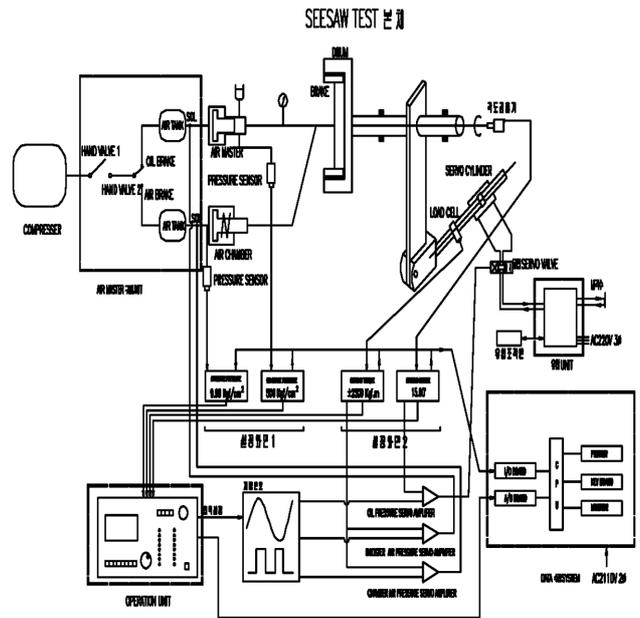


Fig. 3 Control circuit of seesaw tester

를 사용하였다. 이 실험장치는 브레이크 어셈블리의 내구시험이 주목적인 전용장치로서 브레이크의 사용조건에서 요구되는 이론적인 토크를 설정하면 설정된 토크를 발생하기 위해 공기압을 제어하는 폐회로(Closed loop)로 구성된 서보밸브에 의하여 자동적으로 제어되면서 실험 가능한 것이다. 이 시험기의 최대용량은 토크 25,000N.m, 사용공기압 100MPa, 회전각도 $\pm 15^\circ$ 이다.

스트레인은 스트레인 게이지를 부착한 브레이크 슈를 브레이크 상태로 Fig. 3의 시소시험기에 부착하여 제동시에 발생하는 스트레인을 별도의 측정시스템(NEC Japan, DE1200)을 이용하여 측정하였다.

3.2 스트레인 측정결과 및 분석

본 실험은 정적상태와 동적상태로 구분하여 실시하였다.

3.2.1 정적상태하의 스트레인 변화

정적상태는 브레이크 드럼은 고정되어 있고 브레이크 챔버에 공기압을 입력한 상태에서 슈의 스트레인을 측정하였다. 동적상태는 정적상태에서 브레이크 드럼을 강제로 회전시켜 2초 동안 이론적으로 설정된 토크 크기로 제동 될 때의 스트레인을 정적시험과 동일한 공기압에서 조사하였다. 실험시 온도는 50°C 이하로 제동에 의한 열적인 영향은 무시하였다.

Fig. 4(a, b)는 정적상태의 리딩(Leading) 및 트레일링(Trailing) 브레이크 슈에서 측정된 스트레인 분포를 나타낸다. Fig. 4(a)에서 리딩슈는 작용력이 증가함에 따라 슈에 압축 스트레인이 증가하였으며 앵카(Anchor)에서 인장 스트레인이 줄고 압축이 늘어나는 경향을 나타내었다. 압축스트레인과 인장스트레인이 교차되는 점이 S-cam으로부터 슈의 고정점(Anchor)부로 이동하는 경향이 관찰되었다. 이러한 현상은 하중이 큰 경우에는 더욱 변화곡선의 폭이 증가하였다.

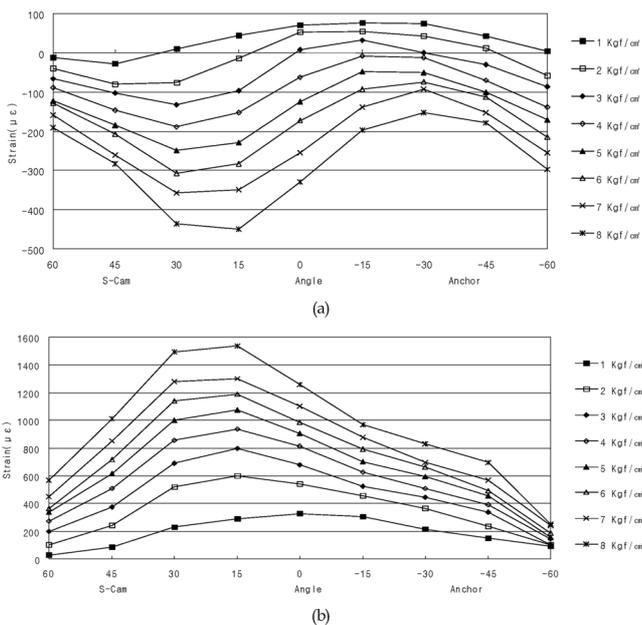


Fig. 4 Strain variation of (a) trailing shoe, (b) trailing shoe web at static tests

이것은 입력하중이 슈를 드럼에 밀착시키려는 하중과 슈를 고정점 방향으로 굽히려는 하중으로 분력되고 슈를 드럼에 밀착시키려는 분력하중은 드럼 접촉면에서의 압력을 증가시켜 웨브의 스트레인 크기를 상승시키는 역할을 하고 슈를 고정점 방향으로 굽히려는 분력하중은 압축스트레인과 인장스트레인이 교차되는 점을 이동시키는 역할을 하기 때문으로 판단된다.

Fig. 4(b)에서 트레일링 슈는 전구간에서 인장스트레인을 나타내며 최대 인장스트레인은 S-cam측 15° 근방에서 나타났다. Fig. 4(a)와 Fig. 4(b)에서 최대스트레인은 S-cam측 15° 근방에서 각각 나타났고 또한 인장과 압축을 동시에 고려하면 리딩슈에 비하여 트레일링 슈의 최대 인장스트레인이 5배 정도로 높은 것을 알 수 있다.

이와 같이 트레일링 슈의 변형률이 큰 것은 입력하중이 슈를 드럼에 밀착시키려는 하중과 슈를 S-cam 방향으로 굽히려는 하중으로 분력되고 두 분력 하중이 중첩되어 인장방향으로 슈를 굽히는 역할을 하기 때문이다.

3.2.2 동적상태하의 스트레인 변화

Fig. 5(a)와 Fig. 5(b)는 정적상태와 동일한 부위에서 15° 씩 변화된 곳에서의 동적상태의 리딩 및 트레일링 슈 스트레인 분포를 나타낸다. Fig. 5(a)에서 리딩 슈에 생긴 마찰력의 작용으로 최대 스트레인 발생지점이 Anchor방향으로 이동하는 것과 최대 압축스트레인의 크기가 2배 이상으로 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 Fig. 4(a)의 정적실험결과와는 상반되는 결과를 나타내었다. 즉 S-cam에서 최대압축은 최대인장을 나타낸 것이다.

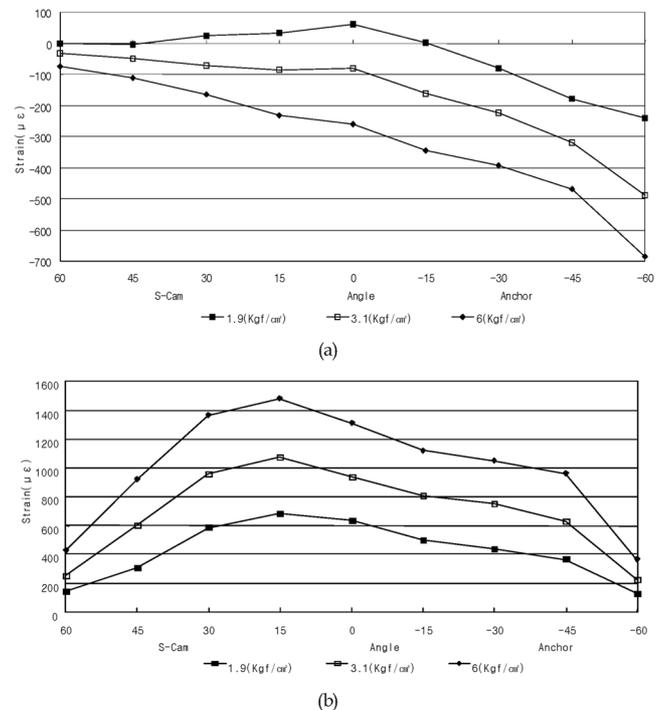


Fig. 5 Strain variation of (a) trailing shoe, (b) trailing shoe web at dynamic tests

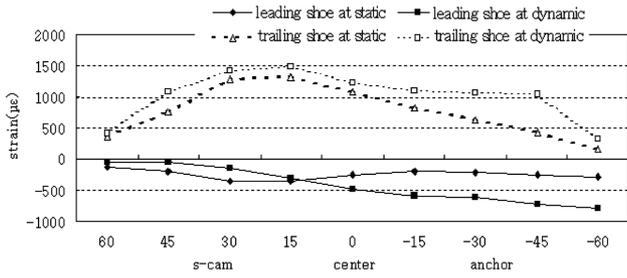


Fig. 6 Strain variation of shoe web under constant pressure 60 MPa

이는 리딩 슈에서 드럼의 회전방향에 의한 마찰력이 S-cam에서의 입력하중의 압축굽힘 분력 방향으로 중첩되어 작용함으로써 압축스트레인이 커지고 동시에 압축스트레인과 인장스트레인이 교차되는 점을 고정점 방향으로 이동시키는 역할을 하기 때문에 판단된다.

Fig. 5(b)에서 트레일링 슈는 Fig. 4(b)의 정적시험과 유사하며 각도에 따른 스트레인의 변화형상이 아주 유사하다. 즉 S-cam에서 최대 인장스트레인이 발생하고 Anchor점으로 점차 감소하였다.

3.2.3 일정압력하의 스트레인 변화

Fig. 6은 리딩 슈와 트레일링 슈의 정적 및 동적 스트레인 변화상태인 Fig. 4(a, b)에서 Fig. 5(a, b)까지의 스트레인 변화특성과 같은 방법으로 구한 것을 동시에 비교하여 나타낸 곡선이다. 이 실험결과는 일정한 공기압 60MPa 하에서의 스트레인 실험 비교결과로서 트레일링 슈의 최대변형률은 재료의 항복응력에 근접하며 또한 전체조건에서 가장 높은 변형률 분포를 가지므로 강도설계 기준으로 평가된다.

4. 유한요소 해석

4.1 브레이크 드럼과 슈의 접촉면 압력분포

Fig. 7에서는 브레이크 드럼과 슈의 접촉면 사이의 작동 메카

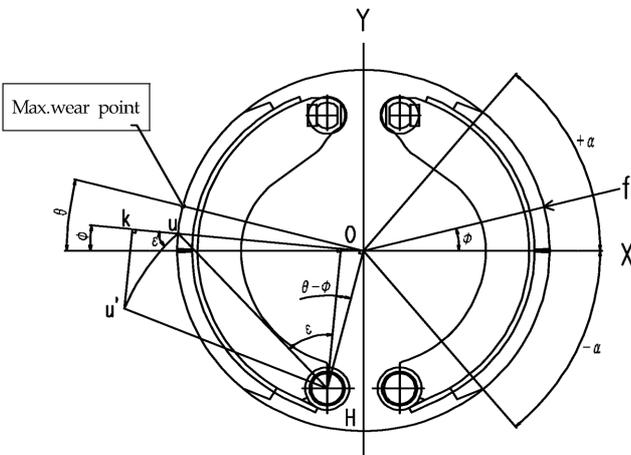


Fig. 7 Schematic diagram of brake shoe for pressure distribution

니즘을 나타내고 있다. 여기서 브레이크 챔버(Camber)에 입력되는 압축공기에 의해 S-cam이 강제적으로 회전하고 S-cam과 접촉된 슈가 점 H를 중심으로 강제회전운동을 하게 됨에 따라 슈 외부의 마찰재가 고정된 드럼방향으로 이동하여 마찰재의 마모가 발생하게 된다. 이러한 마찰재는 탄성체이며 마찰면에서 발생하는 마찰계수는 일정하고 브레이크 슈와 드럼 등의 기타 부품은 강체로 가정하여 접촉면의 압력분포를 기하학적 방법으로 산출하였다.

여기서 P: 브레이크 시스템 압력, A: 브레이크 챔버 면적, l: 슬랙 조정 길이, F_L : 리딩슈 입력하중, F_T : 트레일링 슈 입력하중, r_b : S-cam의 involute 기초원 반경, Ts: 슈 발생 토크, T_L : 리딩 슈 토크, T_T : 트레일링 슈 토크, r: 브레이크 드럼 반경, w: 라이닝 마모량, f: 드럼 반경방향 하중, k: f의 최대값, μ : 라이닝과 드럼 접촉면의 마찰계수,

$$SF_L: \text{리딩 슈 효율 계수}(SF_L = \frac{\text{리딩슈마찰력}}{\text{리딩슈입력}} = 1.5),$$

$$SF_T: \text{트레일링 슈 효율 계수}(SF_T = \frac{\text{트레일링슈마찰력}}{\text{트레일링슈입력}} = 0.5)$$

이다.

Fig. 7의 S-cam으로부터 식 (1)을 구할 수 있다(Stepney, 1946).

$$PA l = (F_L + F_T) \times r_b \tag{1}$$

S-cam의 대칭구조로 인하여 리딩과 트레일링 슈는 기구학적으로 동일한 드럼방향의 이동량을 가지므로 라이닝의 마모는 동일하게 되고 동일한 마모량에 근거하여 리딩과 트레일링 슈에는 동일한 마찰력 및 토크가 발생된다고 고려하면 식 (2)를 구할 수 있다.

$$T_s = T_L = T_T$$

$$T_s = SF_L \times F_L \times r = SF_T \times F_T \times r \tag{2}$$

기하학적 방법(Stepney, 1946)에서 결정된 SF_L 과 SF_T 을 도입하면 $SF_L = 1.5$, $SF_T = 0.5$ 가 되고, 식 (2)에 의해 $F_T = 3 F_L$ 이 되어 식 (1)에서 식 (3)을 구할 수 있다.

$$F_L = PA l / 4r_b, F_T = 3 PA l / 4r_b \tag{3}$$

주어진 브레이크 시스템 압력과 부품의 기하학적 구조로부터 F_L 과 F_T 가 결정되며 주어진 SF_L 과 SF_T 을 적용하여 식 (2)로부터 슈에서 발생하는 제동토크를 산출할 수 있다.

또한, 라이닝의 마모량 w는 Fig. 7의 브레이크 구조로부터

$$w = \overline{u\kappa} = \overline{Hu\xi\cos\epsilon}$$

$$\overline{Hu\cos\epsilon} = \overline{OH\cos(\theta - \Phi)}$$

그러므로 $w = \overline{OH\xi\cos(\theta - \Phi)}$ 로 되며 최대마모량은 Φ 가 θ 인 지점에서 $\overline{OH\xi}$ 로서 주어진다. 또한 f는 마모량에 비례한다고 고려하여 최대 반경 하중을 k로 하면 식 (4)로 된다.

$$f = kc\cos(\theta - \Phi) \tag{4}$$

식 (4)를 적용하여 슈에서 발생하는 토크는 식 (5)로 유도되고

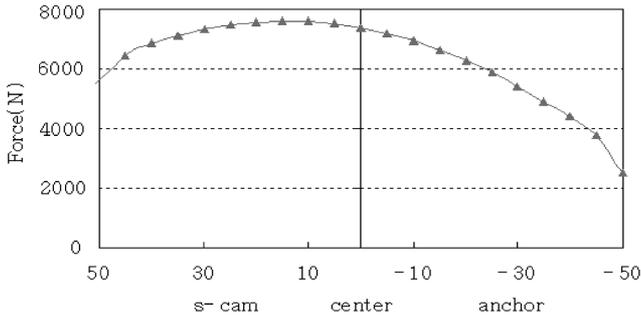


Fig. 8 Theoretical pressure distribution on the brake shoe

k는 식 (6)과 같이 산출되어 식 (4)로 부터 마찰면의 하중분포를 산출할 수 있다.

$$T_s = \sum \mu fr = k \mu r \int_{-\alpha}^{\alpha} \cos(\theta - \phi) d\phi = 2k \mu r s \sin \alpha \cos \theta \quad (5)$$

$$k = \frac{T_s}{2\mu r s \sin \alpha \cos \theta} \quad (6)$$

Fig. 8은 이를 위치별 하중분포의 산출결과로 나타내었다. 이 그림에서 브레이크 드럼과 슈의 접촉면에서의 최대 압력이 Fig. 7에서 OH에 직각으로 형성된 최대 마모점인 S-cam방향 17°인 지점에서 발생하였고 이 점을 중심으로 +α와 -α방향으로 사인 함수적으로 감소하였다.

그러나 유한요소법에 의한 접촉면에서의 압력분포 해석결과는 정적상태에서는 브레이크의 슈를 고정시키는 부분의 기하학적 공차에 의해서도 변화하고(Mayer, 1975), 드럼과 슈의 탄성에 의한 변형 및 마찰재의 압축성에 의해서도 변화하며(Day and Harding, 1979; McCallum and Tolan, 1983) 슈의 변형에 의한 S-cam접촉부 하중의 입력각도에 의해서도 변화가 발생하는 것을 보고하고 있다(Day and Harding, 1983; Day et al., 1984; Watson and Newcomb, 1990; Day, 1991).

특히 Day(1991)의 3차원 해석에서는 드럼의 축 방향의 변형도 나타났고 동적상태에서는 정적상태에서의 압력분포 변화요소에 마찰재의 마모발생과 그에 따른 마찰재의 마찰계수 및 압력분포의 연속적인 변화를 동반하게 되어 전술의 가정하에 산출된 압력분포는 실제 현상과 많은 차이를 나타내었다.

4.2 모델링(Modeling)

본 연구의 해석모델은 드럼과 슈를 조합한 2차원 모델과 3차원 슈 모델을 각각 사용하였다.

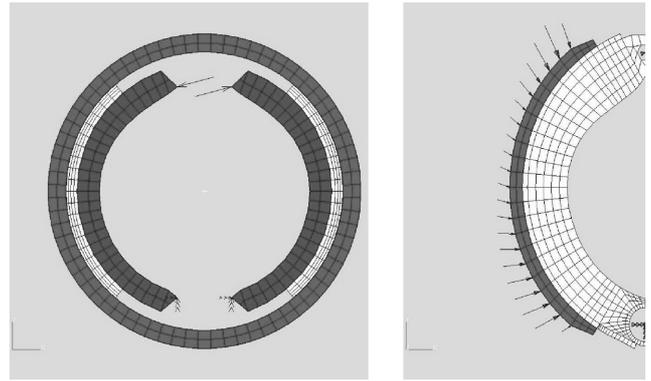


Fig. 9 Dynamic analysis model

드럼과 슈가 조합된 2차원 모델은 접촉면에서의 압력의 분포를 해석적으로 산출하기 위하여 드럼과 슈의 단면을 굽힘보(Curved beam)의 굽힘응력 이론에 기초하여 불규칙한 단면을 폭 방향으로 균일하게 등가화하고 폭 방향의 변형이 고려되지 않은 2차원으로 모델링하여 접촉면에서 비선형 접촉(Nonlinear slide line contact)을 가정하였으며 드럼은 강체로 가정하였다.

해석모델에서 리딩과 트레일링 슈는 고정점(Anchor)부에서 실제 구조와 같은 거동을 가지도록 Z축 회전 자유도를 부여하고 S-cam과의 접촉부에서 전술한 이론에 따라 시스템 공기압 60MPa에 상당하는 입력을 부여하였다.

드럼과 슈의 접촉면에서 산출된 압력의 분포 및 크기는 실제 형상의 3차원 슈 모델에서 접촉면의 하중경계조건으로 적용되었고 3차원 슈 모델은 2차원에서와 동일하게 고정점(Anchor)부에 회전방향 자유도와 2차원 모델에서의 S-cam부 하중입력방향의 직각방향으로 자유도를 부여하여 슈 내부의 변형률 및 응력을 산출하였다. 해석은 실험에서와 마찬가지로 정적상태와 동적상태로 구분하여 수행되었으며 Fig. 9는 그 예로서 동적상태의 모델을 나타낸다.

정적상태는 드럼이 고정된 상태에서, 동적상태는 정적 조건에서 드럼을 강제로 회전시켜 마찰력의 부가에 따른 접촉면의 압력크기를 산출하였다. 이때의 접촉면 마찰계수는 0.34로 하였다.

해석에 사용된 프로그램은 모델링 및 결과 확인에 MSC/PATRAN과 MSC/NASTRAN을 사용하였다. 또한 드럼과 슈가 조합된 2차원 모델은 2차원 강체요소(2D solid element) 424개와 절점(Node) 566개가 각각 사용되었으며 3차원 슈 모델은 육면체요소(Hex 8 element) 3004개와 절점(Node) 4763개가 각각

Table 1 Material properties

Material		Tensile strength (MPa)	Yield strength (MPa)	Elastic modulus (MPa)	Poisson ratio (ν)	
Brake shoe	Rim	SPHC (JIS G3131)	370	260	166,330	0.3
	Web	SAPH45 (JIS G3113)	460	310	166,330	0.3
	Lining	Mixture	120	109	1,100	0.25
Drum	FC25 (JIS G5501)		230	-	120,000	0.25

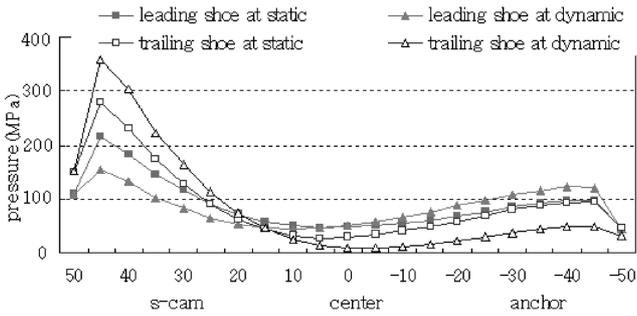


Fig. 10 Pressure distribution on drum and lining interface

사용되었다. 또한 구성재료의 특성은 각 부품의 소재를 인장시험한 결과를 사용하였으며 Table 1에 정리하여 나타내었다.

4.3 해석결과

4.3.1 압력분포

실험결과에서 적정해석조건으로 설정된 브레이크 시스템 압력 60MPa 하에서 접촉면 압력분포의 해석결과를 Fig. 10에서 나타내었다. 이 해석결과는 스트레인 게이지로 측정된 연구결과와 유사한 형태의 결과를 얻었다. 정적상태에서 접촉면 압력분포는 입력하중 작용점인 S-cam부와 지지점인 앵커부에서 국부적으로 집중하중의 형태를 나타내었고 리딩과 트레일링에서 분포의 크기 및 형태의 차이를 보였다. 이는 S-cam부에서 슈에 부여되는 입력하중의 방향에 의한 것으로 판단된다.

드럼이 회전하는 동적상태에서 드럼의 회전방향으로 확장되는 방향에 있는 리딩 슈는 압력분포가 S-cam부에서 감소하여 앵커부 방향으로 이동되어 가는 것을 볼 수 있으며 드럼의 회전방향에 반대 방향으로 확장되는 트레일링의 경우에도 회전 방향에 있는 S-cam부의 접촉면 면압이 증가하였으며 앵커부는 유사한 크기만큼 감소하는 것을 알 수 있다. 이것은 마찰력의 작용에 의해 접촉면 압력의 크기와 방향이 변화하고 특히 드럼의 회전방향으로 압력의 분포크기가 이동되어 크게 되는 경향을 알 수 있다.

이는 전술한 드럼과 슈가 강체인 조건하에서 계산된 이론 압력분포와 크게 차이를 보이며 드럼 및 슈가 탄성체로서 접촉면 압력분포에 주는 영향이 크다는 것을 알 수 있다.

4.3.2 슈에서 스트레인 분포

2차원 비선형 접촉 모델로부터 산출된 슈와 드럼의 접촉면 압력을 실제 슈의 형상을 가진 3차원 모델에 부여하여 산출된 슈 웹의 스트레인 결과를 정적상태는 Fig. 11(a)에 나타내었고 동적상태는 Fig. 11(b)에 각각 나타내었다. Fig. 11(a)에서 스트레인은 리딩의 경우 크기 및 경향이 서로 다르고 트레일링의 경우 서로 경향은 유사하지만 크기는 서로 다른 결과를 얻었다. 리딩에서의 불안정한 결과는 스트레인 값이 비교적 낮은 경우이고 해석에서 드럼이 강체로 가정된 것에 대하여 실제 드럼의 폭방향의 탄성체적 변화의 영향과 접촉면에서의 마찰계수 및 슈와 드럼을 제외한 부품들의 변형이 원인이라고 판단된다.

Fig. 11(b)은 마찰력이 부여되고 드럼이 회전하므로 슈 스트레인 해석결과는 리딩과 트레일링에서 경향과 크기가 실험과 매우

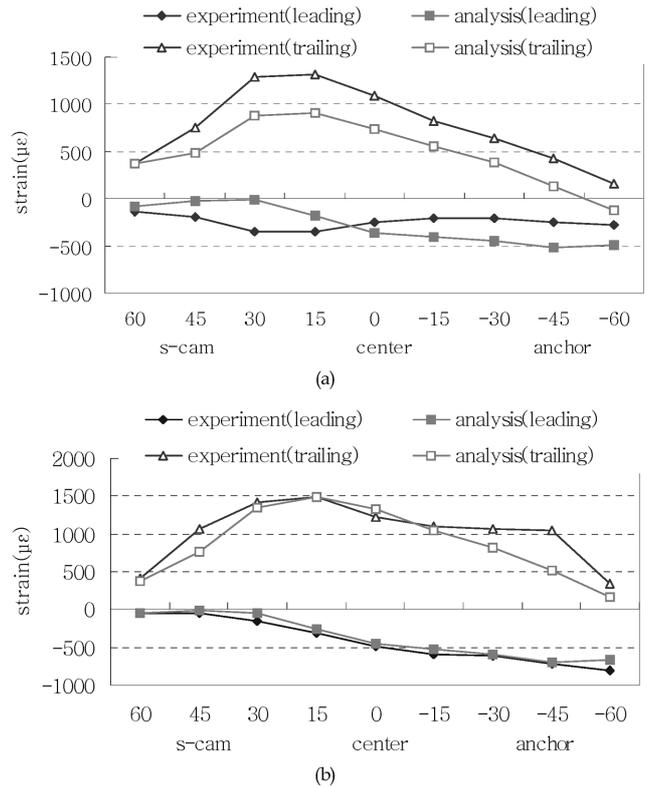


Fig. 11 Simulated strain of brake shoe web under (a)static analysis and (b) dynamic analysis

근접하여 해석모델이 유효함을 알 수 있다. 다만 트레일링 슈의 앵커부 15°~60° 부분의 해석과 실험의 오차는 실험 과정에서의 오차와 해석과정에서의 가정에 의해서 나타난다고 판단된다.

슈 전체의 구조를 결정하기 위하여 리딩의 압축스트레인을 절대값으로 하여 트레일링과 같이 나타내면 앵커부에서의 해석과 실험에서 오차를 줄일 수 있으며 리딩과 트레일링의 스트레인 교차점 이상의 범위로부터 두가지 슈의 변형률 범위를 고려한 구조의 결정이 가능하다.

본 연구에서는 최대 스트레인이 생긴 해석모델의 주변위치에서는 낮은 스트레인을 보이므로 상대적으로 큰 응력을 나타내는 트레일링 슈의 최대 스트레인 발생지점을 기준으로 최대응력에 대한 강도 평가를 수행하였다.

5. 구조변경을 위한 해석

5.1 최대 공기압하의 슈 응력의 변화

브레이크 시스템 공기압 60MPa에서 검증된 해석 모델로부터 차량 최대감속도 0.8G에 상당하는 브레이크 시스템 최대공기압 80MPa에 대한 슈 웹에서의 응력산출 결과를 Fig. 12에 나타내었다.

최대응력은 330MPa이고 전술한 소재의 실험결과와 비교하여 항복강도 310MPa를 초과한다는 것을 알 수 있으며 결과값에 대한 강도 평가를 위해 실제차량의 운행조건에서 브레이크를 사용

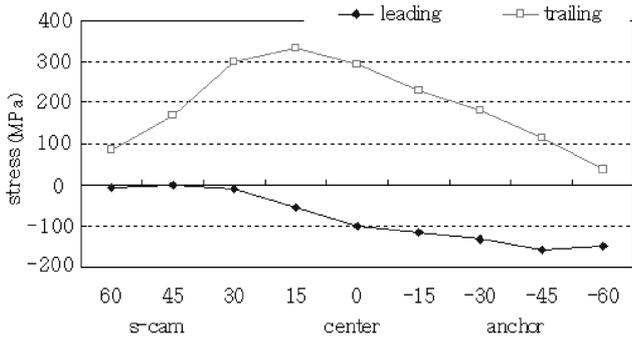


Fig. 12 Variation of shoe web strain under dynamic analysis at maximum pressure

하는데 따른 응력 및 사용횟수를 기준으로 Nastran과 Patran을 사용하여 수명평가를 수행하였다.

5.2 내구강도 기준

자동차의 상용브레이크 반복제동에 대한 요구강도는 각 나라마다 기준에 따라 다르지만 강도를 평가하기 위한 방법으로서 국내에서는 일본의 JASO C441(상용 브레이크장치 반복강도 대 상시험방법) 규격을 기준으로 하고 있다.

JASO C441에서는 브레이크의 강도를 평가하기 위한 기준으로서 일본의 양산차량에 사용되고 있는 브레이크를 종류별로 수집하여 각각에 대해 적용 차량의 중량에 대한 일정 감속도에 상당하는 제동토크 부하를 반복적으로 가하여 파손되는 횟수를 조사하고 감속도(G)와 제동횟수(N) 선도로 나타낸다.

Fig. 13은 JASO C441의 G - N선도를 나타낸다. 이 선도는 일제 브레이크를 사용하는 차량중량에 대한 0.6G 상당 토크 부하로서 20만회의 반복제동 과정에서 파손이 발생되지 않으면 적용하는데 있어서 문제가 없다는 것을 나타내는 실용상의 피로 한도를 나타낸다.

그러나 서론에서 언급한 바와 같이 브레이크의 사용조건은 나라별, 도로조건 및 운전자에 따라 다르고 요구되는 범규도 다른 것을 고려하여야한다. 즉 본 연구에서는 JASO C441의 G - N선도로 부터 감속도 0.8G에서 요구제동횟수 10만회를 고려하고 상용차량의 브레이크 시스템 최대공기압 80MPa에 대한 감속도가 0.8G인 것과 차량의 총중량 규제가 일본의 최대 25톤에 비하여 국내의 40톤인 것을 포함하여 국내 운전자의 사용조건을 고려하여 안전률을 3으로 부여함으로써 요구강도의 목표를 감속도

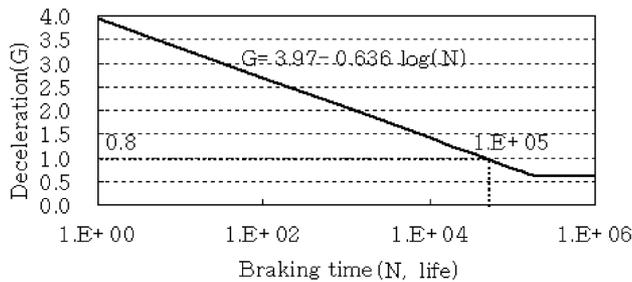


Fig. 13 G - N diagram of JASO C441

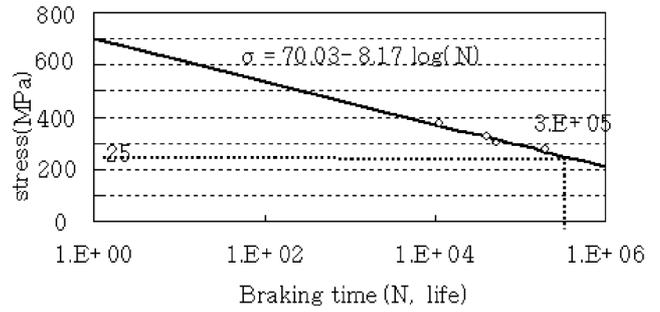


Fig. 14 S - N curve for brake test

0.8G 상당 토크에 대한 30만회 반복제동으로 결정하였다.

더불어 요구되는 강도목표를 설정하기 위해 내구강도 전용시험기에서 JASO C441에 기준한 내구강도시험을 수행하였다. 이 시험은 브레이크 상태로 4회를 수행하였으며 상대적으로 응력이 높은 트레일링 슈의 파손횟수에 대한 응력크기를 기준으로 응력(S)-제동횟수(N)선도를 Fig. 14에 나타내었다.

해석으로부터 산출된 트레일링 슈 모델의 브레이크 시스템 최대공기압에서의 응력 330MPa에 대한 S - N선도 기준의 한계 제동횟수는 35,000회로 예측되며 요구횟수의 11.7%로 구조의 개선이 요구된다는 것을 알 수 있었다.

또한 S - N선도에서 감속도 0.8G에서 30만회 반복제동횟수를 만족하기 위한 응력이 250MPa인 것을 알 수 있다.

5.3 변경구조해석

5.3.1 구조변경

전술한 G - N선도로부터 산출된 요구강도를 만족하기 위하여 S - N선도로 부터 결정된 응력을 나타내는 슈 구조를 나타내기 위하여 모델의 구조변경을 다음과 같이 수행하였다.

슈의 구조는 드럼과 접촉하는 면의 반경에 대하여 강도를 유지하는 웨브의 폭 비율이 적어 하중시 굽히게 되므로 굽힘보의 굽힘 응력이론을 근거로 하여 변경하였다. 굽힘보의 응력식은 Fig. 15에 의해 식 (7), (8)로 나타낼 수 있다.

$$\sigma = \frac{M(R-r)}{Ar(\bar{r}-R)} \tag{7}$$

$$R = \frac{r_2 - r_1}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \tag{8}$$

여기서 σ 슈 단면의 수직방향응력, M: 슈의 내부 굽힘 모우

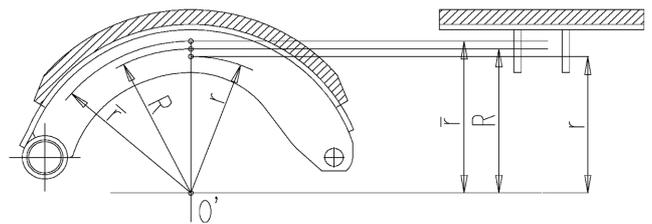


Fig. 15 Schematic diagram of brake shoe as a curved beam

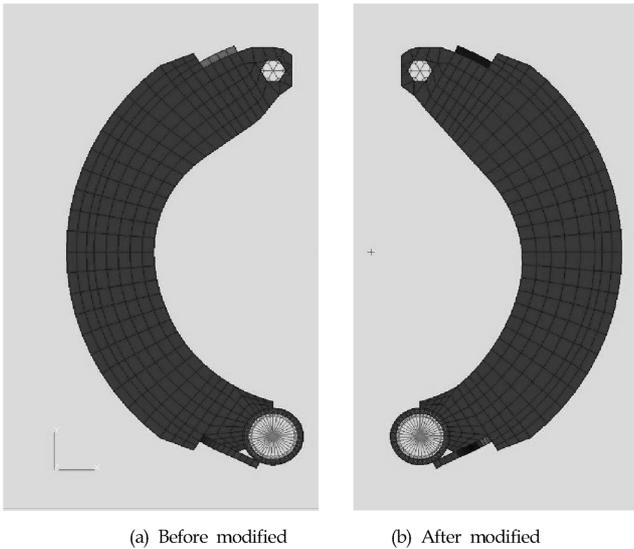


Fig. 16 Modified model of brake shoe

멘트, A : 슈 단면의 단면적, R : 슈 단면의 곡률중심으로부터 중립축까지의 거리, \bar{r} : 슈 단면의 곡률 중심으로부터 단면중심까지의 거리, γ : 슈 단면의 곡률 중심으로부터 응력 산출점까지의 거리이다.

슈의 구조변경은 동일한 외력 M 에 대하여 σ 의 최대값이 요구응력인 250MPa를 나타내도록 슈의 웹 단면의 내면 반경값을 변경시키고 변경부 부근에서 단면 변화에 따른 응력집중현상이 나타나지 않도록 설계하였다.

Fig. 16(a), (b)는 시뮬레이션에 의하여 변경전과 후의 슈 모델을 각각 나타내었다.

5.3.2 변경구조해석

굽힘보의 굽힘응력이론에 근거하여 변경된 슈의 시스템 공기압 8MPa(0.8G)에서의 동적상태 해석을 위해 전술된 순서에 따라 먼저 접촉면 압력분포를 산출하여 Fig. 17에 나타내었다. 압력분포는 변경전과 변경후의 모델에서 유사한 크기와 분포를 보이나 강성이 증가된 변경후의 모델서 S-cam부의 집중하중효과가 약간 떨어지는 것을 알 수 있다. 이것을 하중경계조건으로 한 슈 응력의 해석결과는 Fig. 18와 같고 변경후의 최대응력이 240MPa로서 감속도 0.8G의 토크에서 30만회 제동횟수 목표에

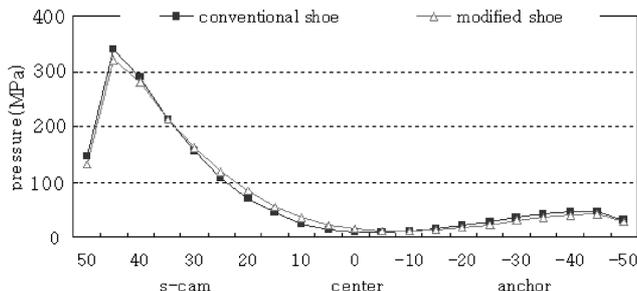


Fig. 17 Pressure distribution of modified model under maximum pressure

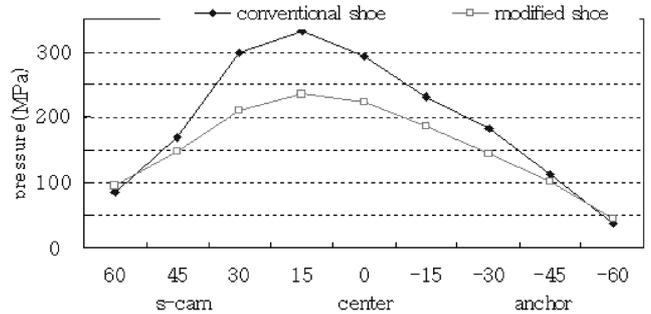


Fig. 18 Stress variation of web at dynamic analysis under maximum pressure

대한 응력 250MPa의 96% 수준을 나타내었으며 Fig. 14의 S - N선도로부터 내구예상수명이 43만회로 평가되어 사용조건에 적합한 것으로 판단되었다.

6. 결 론

대형상용차용 리딩 및 트레일링 S-cam브레이크의 실험과 유한요소법을 이용한 슈의 구조해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 브레이크 제동시험으로부터 드럼이 회전하는 동적상태의 트레일링 슈에서 가장 큰 응력의 크기 및 분포를 나타내므로 브레이크 슈 구조해석의 기준 조건으로 고려되었다.
- (2) 드럼을 강체로 가정하고 단면을 등가화시킨 드럼과 슈가 조합된 2차원 비선형 접촉 모델로부터 접촉면 압력분포해석과 이 결과를 경계조건으로 수행한 3차원 슈 모델의 해석 결과는 동적상태에서 실험과 잘 일치하는 것을 확인하였다.
- (3) 2차원 비선형 접촉 모델의 해석과 병행하여 수행된 3차원 슈 모델의 해석방법으로부터 요구되는 기준의 브레이크 슈 구조를 결정할 수 있으므로 요구되는 적합한 강도의 신속한 브레이크 슈 개발에 유용한 것으로 평가되었다.
- (4) 해석과 실험 결과로부터의 부분적인 오차는 해석 모델에서 강체로 가정한 드럼의 폭방향과 원주방향의 탄성변형 영향과 슈와 드럼을 제외한 모델에서 고려되지 않은 브레이크 구성품들의 변형, 일정하게 가정한 접촉면에서의 마찰계수변화 등이 원인으로 판단되며 향후 브레이크 구성품이 조합된 3차원 접촉해석을 수행함으로써 보완하고자 한다.

참 고 문 헌

Day, A.J. and Harding, P.R.J. (1979). "A Finite Element Approach to Drum Brake Analysis", Proc. Instn. Mech. Engrs., pp 193-401.

Day, A.J. and Harding, P.R.J. (1983). "Performance Variation of Cam Operated Drum Brakes", I. Mech. E. Conference on Braking of Road Vehicle, paper C10/83, 60 (Mechanical Engineering Publication, London).

Day, A.J. and Harding, P.R.J. and Newcomb. R.P, (1984).

- "Combined Thermal and Mechanical Analysis of Drum Brake", Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol 198D, No 15, pp 287-294.
- Day, A.J. (1991). "Drum Brake Interface Pressure Distributions", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol 205, pp 127-136.
- Mayer, P.A. (1975). The Effect of S-cam Brake Component Variation on Performance, SAE paper 751012.
- McCallum, J. and Tolan, B. (1983). "Advanced in S-cam Brake Design", Proc. I. Mech. E. Conference on Braking of Road Vehicles, paper C36/83.
- Stepney, Acres. F.A. (1946). "Some Problems in the Design of Braking System", Proc. Instn. Auto. Engrs, Vol 41, pp 19-49.
- Watson, C. and Newcomb, R.P. (1990). "A 3-D Finite Element Approach to Drum Brake Analysis", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol 204, pp 93-102.
-
- 2009년 3월 9일 원고 접수
2009년 8월 9일 심사 완료
2009년 8월 19일 게재 확정