대형 상용차용 브레이크 드럼의 온도 분포 및 열응력에 관한 유한요소 해석

김호경† · 이영인* · 주세민*
서울산업대학교 자동차공학과 · *알테어 엔지니어링(주)
(2006. 8. 21. 접수 / 2006. 12. 14. 채택)

FEM Analysis on Temperature Distribution and Thermal Stress of a Brake Drum for Large Commercial Vehicle

Ho-Kyung Kim† · Young-In Lee* · Se-Min Joo*
Department of Automotive Engineering, Seoul National University of Technology
*Altair Engineering
(Received August 21, 2006 / Accepted December 14, 2006)

Abstract : A transient heat transfer and thermal stress analysis for a brake drum of commercial vehicles have been performed by ANSYS code in the cases of single braking and the repeated braking condition. The temperature and thermal stress distributions in the brake drum under various braking conditions were obtained using a two-dimensional axisymmetric model. In case of deceleration of 0.3G with an initial vehicle speed of 60km/h, the maximum temperature in the drum was 87.6℃ after braking application. The maximum stress of 78.7MPa in the drum occurred at the intersection between the flange and hat under a condition in which repeated 15 cycles braking with an initial vehicle speed of 60km/h and a deceleration of 0.3G is applied to according to KS R1129. The maximum stress value is much lower than the yield strength of drum material(FC250).
Key Words : commercial vehicle, brake drum, thermal stress, temperature distribution, FEM analysis

1. 서 론

브레이크는 운전자의 조작력이나 보조동력에 의해 발생된 마찰력을 이용하여 자동차의 운동에너지를 열에너지 등으로 바꾸어 제동 작용을 하게 되어 있다. 운전자의 보호와 제동시의 안정성을 위하여 수년간 새로운 브레이크 시스템에 대한 연구가 꾸준히 진행되어왔지만 설계요소들이 다양하고 복잡하여 설계 시 이론적인 접근방법은 어려움이 많았다[1-3]. 실제와 유사한 반복실험에 의존할 경우 개발기간이 너무 오래 걸리고 시간적으로나 경제적으로 많은 손실을 초래하게 된다. 따라서 이와 같은 문제점들을 보완하기 위하여 근래에는 컴퓨터를 이용한 해석기법을 적용하여 개발기간의 단축과 우수한 브레이크 시스템을 생산하고 있다[4].

대형 상용차의 브레이크 시스템은 승용차의 브레이크 시스템보다 큰 제동에너지를 필요로 한다. 이러한 큰 제동에너지로 인하여 브레이크 드럼에는 많은 마찰열이 발생하게 되는데, 이 마찰열은 페이드(fade)현상이나 베이퍼 록(vapor lock)현상 등을 유발하여 안전운행에 나쁜 영향을 미친다. 또한 마찰열로 인하여 발생하는 열응력 및 열변형 등은 차량에 소음과 진동을 발생 시키고 실제 오랜 기간 주행 시 드럼이 파손에 이르기도 한다. 이러한 열적 불안정 현상들은 브레이크 설계 시 고려해야할 전형적인 문제점들이다[5-7].

따라서 본 연구에서는 이러한 열적인 문제들과 관련하여 브레이크 제동 시 드럼의 온도분포를 분석하고, 온도 분포에 따른 열응력 및 열변형이 드럼의 안전성에 미치는 영향을 파악하고자 한다.

† To whom correspondence should be addressed.
kimhk@snut.ac.kr

2. 실 험

2.1. 해석 조건

본 연구에 적용된 차량 주행 조건은 국내 KS R1129 "트럭 및 버스 상용브레이크 실차 시험방법 및 브레이크 실차 요구 성능"조건 5.2.7(b)항 페이드 시험 조건[8]에 따라 60 km/h로 주행 중인 자동차를 0.3G의 제동 감속도 일정방식으로 감속하여 차량이 정지한 후 즉시 최대능력으로 가속하여 60 km/h가 되면 60초 동안 주행한 후 다시 감속과 가속을 하는 방법으로 총15회 반복 제동 하는 것을 해석 조건으로 적용하였다. KS R1129의 5.2.7(b)항 페이드 시험 조건은 Table 1과 같다.

2.2. 유한요소 모델링

해석에 사용된 드럼은 H사의 고속버스용 드럼으로 제원은 Table 2와 같다. 한편 Fig. 1은 해석을 하기 위한 드럼의 유한요소 모델이다. 유한요소 모델은 축대칭 요소를 고려하여 2차원 요소로 생성하였으며, 요소 형식은 사각형 요소를 사용하였다. 전체 모델의 절점 수는 567개이며, 요소 수는 465개로 구성하였다.

2.3. 경계 조건

차량 주행 중 드럼은 차륜 내측과 외측으로 흐르는 외부 공기에 의해 대류 냉각 현상이 발생하는데 이와 같은 현상을 표현하기 위해 대류 경계층 조건을 적용하였다. 초기 드럼의 온도와 열에 대한 물성치가 일정하다는 조건하에 대류 열전달 계수를 구하여 경계조건으로 적용하였다. 드럼의 초기 온도는 KS R11298)에 따라 60℃로 정하고 드럼 표면에 접하는 외부공기의 온도는 20℃로 정하였다. 드럼의 재료 FC250의 물성치는 Table 3과 같다.

Table 1. Fade test conditions(KS R 1129 5.2.7)

Vehicle speed	60 km/h
Initial drum temperature	60℃
Deceleration	0.3G
Acceleration	0.3G
Braking time	60 sec
Repeated braking	15 steps

Table 2. Specification of the bus

Vehicle weight	13,000kgf
Tire radius	0.5m
Correction factor for rotating masses	1.25
Ratio of static rear axle load to the total vehicle weight	0.3

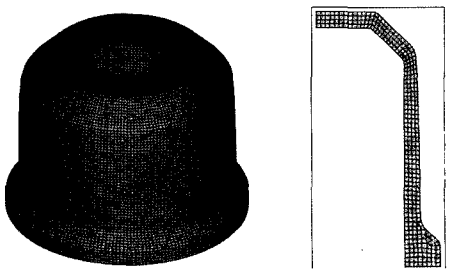

Fig. 1. FE model of the brake drum.

Table 3. Material properties of the brake drum

Material properties	FC250
Young's modulus (N/m^2)	1.25E+11
Poisson's ratio	0.3
Ultimate Tensile Strength (MPa)	259
Yield Strength (MPa)	185
Mass density (kg/m^3)	7240
Heat conductivity (W/m · K)	54
Specific heat (J/kg · K)	586
Thermal expansion coefficient (1/K)	1.2E-05

2.4. 대류열전달계수 및 열유속

제동 시 드럼에 발생되는 열은 대류와 복사에 의해 90%가 방출된다. 따라서 해석 시 드럼표면의 대류 열전달 계수 결정은 매우 중요하다. 대류 열전달 계수는 브레이크 시스템의 형상과 공기의 유동에 따라 결정되기 때문에 대류 열전달 계수를 이론적으로 구하기는 어렵다. 따라서 일반적으로 실험식을 이용해서 구한다.

공기의 흐름에 완전히 노출된 브레이크 드럼 외측 표면에서의 대류열전달계수(h_D)와 여기에 관계되는 레이놀드수(Re)는 다음과 같이 표현할 수 있다[9].

$$h_D = 0.1(K_a / D)Re^{\frac{2}{3}} \quad (1)$$

$$Re = \frac{V \rho_a L_c}{\mu_a} \quad (2)$$

h_D : 드럼의 대류열전달 계수
K_a : 공기 열전도계수

D : 드럼 직경
Re : Reynolds 수
V : 브레이크 속도
ρ_a : 공기 밀도
Lc : 드럼 특성화 길이(characteristic length)
μ_a : 공기 점도

드럼에 발생하는 열에너지의 5%는 브레이크 슈로 소실된다고 가정하면 열유속(q_D)은 다음과 같이 표현할 수 있다[10].

$$q_D = 0.95\frac{\Delta E_k}{\Delta t_i A} \tag{3}$$

q_D : 드럼으로의 열속 (heat flux)
ΔE_k : Δti 시간 간의 유입 동적 에너지 입력
Δt_i : 브레이크 슈 간의 제동시간 간격
A : 브레이크 라이닝과 드럼간의 접촉면적

2.5. 클럭 메커니즘(Clock mechanism)

반복 제동의 경우 브레이크 드럼은 제동하는 동안 가열과 냉각을 반복하게 된다. Ramachandra Rao와 Ramasubramanian11)은 브레이크 제동 시 하나의 클럭 메커니즘을 제안했다. Fig. 2에서와 같이 차량이 주행 중 제동을 하게 되면 1~2, 3~4까지는 자동차의 운동에너지가 열에너지로 변환되어 브레이크 드럼으로 유입된다. 반면에 2~3, 4~1까지는 대류에 의한 냉각이 이루어진다. 따라서 자동차가 완전히 제동할 때까지 브레이크 드럼에는 가열과 냉각이 번갈아 가며 발생한다.

본 연구에서는 해석 조건으로 1~2, 3~4까지의 부분은 시간의 변화에 따른 열유속 값을 구하여 적용하였고, 2~3, 4~1까지의 부분은 차량 속도에 따른 대류 열전달 계수를 구하여 적용하였다.

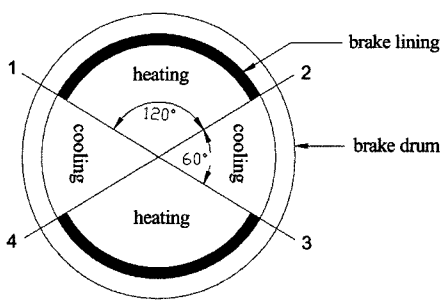

Fig. 2. Clock mechanism of heating and cooling.

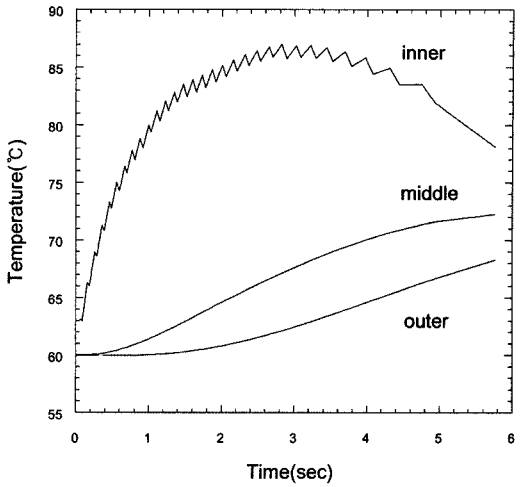

Fig. 3. Temperature histories in the single stop analysis at 60km/h.

3. 실험결과 및 분석

3.1. 드럼의 열전달 해석

Fig. 3은 차량이 60km/h로 주행 중 1회 제동 시 드럼의 시간에 따른 각 부분의 온도 변화를 나타낸다. 내측(inner)은 드럼과 슈와의 접촉부이며 외측(outer)은 공기와 직접 접촉하는 부위, 중간(middle)은 내측과 외측의 중간 부분을 의미한다. 결과에서 보면 드럼 내부의 표면 온도는 초기 온도 60℃에서부터 최고 온도가 발생하는 2.82초까지 급격한 온도상승을 보이다가 서서히 냉각하는 경향을 보이고 있다. 그리고 제동시간 2.82초 전·후 시간대의 온도 변화 특성을 보면 최고 온도가 발생한 2.82초 이후에는 그 전의 온도 상승 기울기보다 완만하게 냉각된다. 이는 제동 초기에 마찰열에 의하여 급상승 하던 온도가 드럼 내부로 열전달이 일어나면서 잠열효과가 나타나기 때문으로 판단된다. 반면에 직접적으로 열유입을 받지 않는 드럼의 중심부와 외측 표면은 마찰열보다는 전도에 의한 열전달이 이루어져 완만한 기울기로 온도 증가를 나타낸다.

유한요소해석 결과에서 1회 제동 시 드럼에 발생되는 최고 온도는 87.6℃로 나타났다. R. Limpert는 1회 제동 시 드럼 표면의 최고온도를 식 (4)와 같이 제안하였다[9].

$$T_{\max} - T_i = \left(\frac{5}{18}\right)^{1/2} \frac{q_D t^{1/2}}{(\rho_D c_D k_D)^{1/2}} \tag{4}$$

T_{max} : 1회 제동시 드럼의 최대 표면온도(K)
T_i : 초기드럼 온도(333K)
q_D : 드럼으로의 열속($329840W/m^2$)
t : 제동시간(5.76sec)
ρ_D : 드럼 밀도($7240kg/m^3$)
c_D : 드럼의 비열(586J/kg · K)
k_D : 드럼의 열전도도(54W/m · K)

위의 식 (4)를 적용하여 수치 계산 할 경우 1회 제동 시 드럼 표면에 발생하는 최고 온도는 88℃이며, 이는 유한요소해석 결과인 87.6℃와 거의 유사함을 알 수 있다.

Fig. 4는 제동이 진행됨에 따라 드럼 단면에 발생하게 되는 온도분포를 각각의 시간에 대하여 나타낸 것이다. 제동이 시작된 후 2.82초 전후에서 드럼의 온도는 최고가 되고, 제동이 완료되는 시점인 5.76초에서는 온도가 내려간 것을 볼 수 있다. 또한 Fig. 4(f)에서 보면 Fig. 4(c)에서보다 온도는 감소하였지만 드럼 전체로 열이 확산된 것을 볼 수 있다.

일반적으로 주행 중인 차량은 제동과 주행을 되풀이하게 된다. 따라서 실제 브레이크 드럼의 온도분포나 열응력 해석에 있어서 1회 제동하는 경우보다는 반복제동에 의한 해석이 필요하다. Fig. 5는 차량의 속도 60km/h에서 15회 반복 제동한 경우의 시간에 따른 온도 변화를 나타낸다. Fig. 5의 결과에서 보면 곡선의 산 부분은 제동이 완료되었을 때 드럼의 최고온도를 나타내고, 골 부분은 냉각이 끝나는 부분이다.

Fig. 5의 결과에서 초기 6step까지는 온도 상승 속도가 시간에 따라 선형으로 증가하나 그 이후에는 비선형으로 증가함을 볼 수 있다. 그리고 제동을 반복함에 따라 드럼의 온도는 계속 증가하지만 제동이 계속 진행될수록 온도 증가폭은 오히려 줄어듦을 볼 수 있다. 본 연구에서는 15회 반복 제동 조건으로 해석을 하였으나 반복 제동 횟수가 늘어나게 되면 Fig. 5에서와 같이 각 사이클당 최대 값이 6회 제동까지는 선형을 이루나 그 이후에는 비선형의 완만한 기울기로 증가하여 드럼의 온도가 어느 일정 온도(125℃)이상에서는 더 이상 열에 영향을 받지 않는 열평형 상태가 됨을 추정 할 수 있다. 또한 반복적인 제동과 정지, 가속 과정을 거치면서 드럼 표면의 최고 온도는 상승하고, 온도가 상승함에 따라 재가속시 대류 열전달에 의한 외부로의 방열량도 증가하게 되어 결과적으로 제동횟수가 증가하면 증가

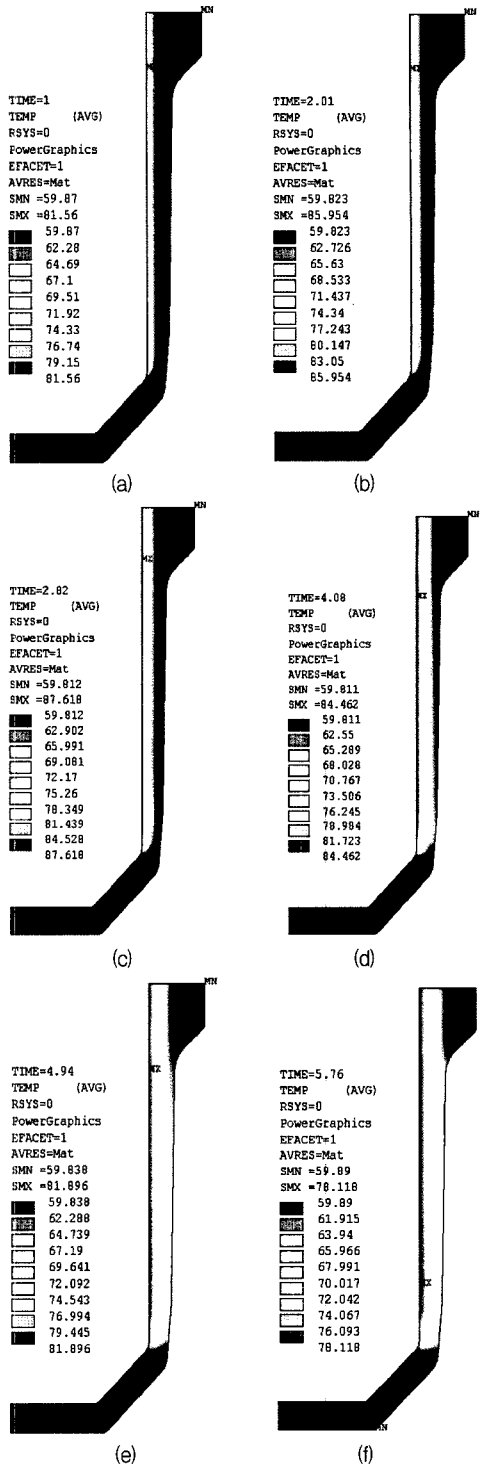

Fig. 4. Temperature distribution in the single stop analysis at t = (a)1.00, (b)2.01, (c)2.82, (d)4.00, (e)4.94 and (f)5.76 sec with 60km/h.

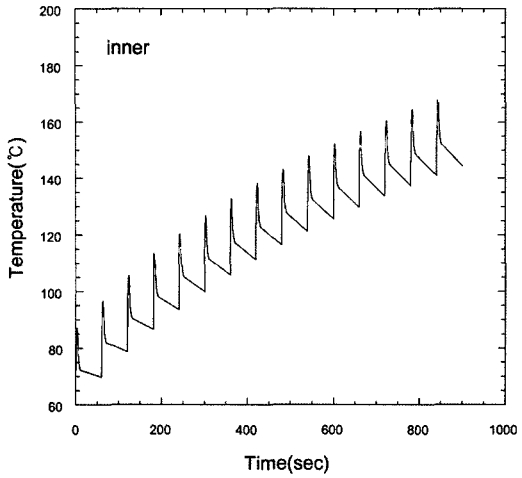

Fig. 5. Temperature history of an inner position in the repeated braking analysis at 60km/h.

할수록 온도의 상승폭은 작아진다. 따라서 Fig. 5와 같은 비선형적인 온도상승패턴으로 볼 때 반복 제동이 진행됨에 따라 대류에 의한 냉각이 지배적이라는 것을 추정할 수 있다.

Fig. 6은 차량이 60km/h 주행 중 15회 반복 제동을 마친 후 드럼 중심부 내측 표면에서의 온도를 나타낸 것으로 라이닝과 접촉을 하는 드럼 중심부에서의 온도는 145℃로 나타났다. 이 값은 1회 제동 시의 온도분포 양상인 Fig. 4와 비교할 경우 1회 제동 시는 온도 구배가 두께방향으로 심하게 발생하였으나 15회 반복 제동의 경우 두께 방향에 대한 온도 구배는 거의 없고, 라이닝과의 직접적인 접촉이 없는 플랜지(flange)부, 햇(hat)부 간의 온도 구배만 존재하는 것을 볼 수 있다. 이는 직접 열유입을 받는 드럼의 중앙부가 반복제동에 의해 열적 평형상태를 이루어 대류에 의한 냉각 효과가 떨어졌기 때문에 두께 방향으로의 온도 구배는 없고 직접적인 접촉이 없는 플랜지부, 햇부와의 온도구배만 존재하는 것으로 추정할 수 있다. 이와 같이 드럼의 전체에 전파된 열은 드럼의 림(rim)부를 통해 타이어에 전달되고 이 열은 타이어의 고무 물성치를 저하시키고, 휠 실린더내의 베이퍼 록 현상을 유발시켜 결국 차량 사고의 원인이 된다[10]. 따라서, 열전도 계수가 높은 재질 개발과 방열 성능을 좋게 하는 핀(fin)설계 등을 통하여 이와 같은 베이퍼 록 현상을 피할 수 있을 것으로 기대된다.

3.2. 드럼의 열응력 및 변형 해석

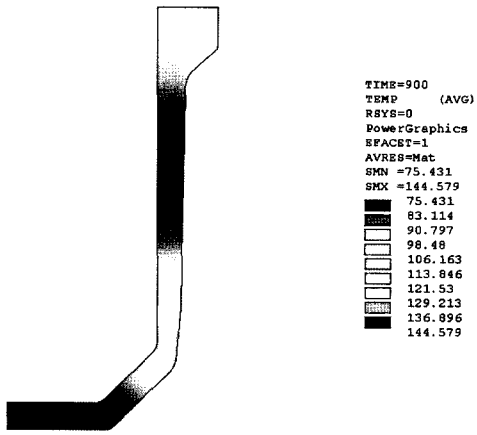

Fig. 6. Temperature distribution in the repeated braking analysis at 60km/h.

브레이크 드럼의 재료로 사용되는 FC250과 같은 주철재의 경우는 인장강도에 비해 압축강도가 훨씬 높고 취성이 강하므로 정적상태의 하중이 작용할 경우 보통 전단 변형률 에너지 파단설에 의한 Von Mises 응력보다 최대 주응력으로 안전성을 평가한다. 따라서 본 논문에서는 단순 정적 하중 하에서 재료의 파단 여부를 판단하는데 최대 주응력 분포로 나타내었다.

Fig. 7은 60km/h에서의 1회 제동 시 최대 주응력의 분포를 나타낸 것으로 최대 주응력은 드럼의 바깥쪽 표면에서 나타났고 그 값은 15.3MPa이다. 제동 시 발생된 마찰열은 드럼의 안쪽 표면을 확장시키고 드럼의 바깥쪽 표면은 제동 중이나 주행 중에도 계속적으로 공기에 의한 대류 냉각이 일어나기 때문에 드럼 외측의 온도는 드럼 내측의 온도보다 낮다. 이로 인해 드럼은 확장과 수축을 반복하게 되고 이에 따라 인장, 압축이 계속적으로 반복하게 된다. 이와 같은 응력이 드럼재의 피로한도를 초과하면 드럼에 균열이 생성되고, 드럼의 변형을 가져와 결국 파손의 원인이 될 수 있다. 이와 같은 위험 요소를 방지하기 위해서는 드럼 내, 외측의 온도 차를 줄여야 하는데 높은 열전도 계수를 가지도록 드럼의 재질을 개선하는 방법과 대류 냉각 효과를 고려하여 드럼의 형상을 개선하는 방법 등이 이러한 피로 현상을 방지할 수 있을 것으로 기대된다.

Fig. 8은 차량이 60km/h로 주행 중 15회 반복제동 시의 최대 주응력을 나타낸 것이며 최대값은 78.7 MPa이다. 이 결과에서 보면 최대 주응력은 60km/h 1회 제동 시 최대 응력이 나타난 위치와는 다르며

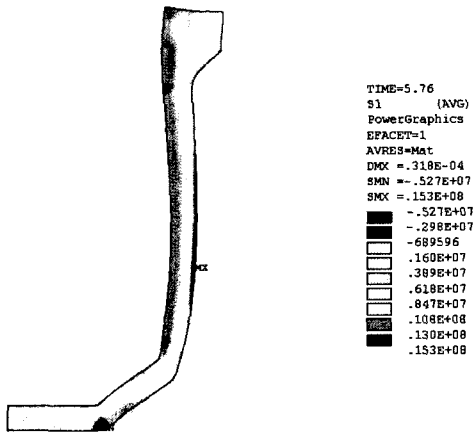

Fig. 7. Maximum principal stress distribution in the single-stop analysis at 60km/h.

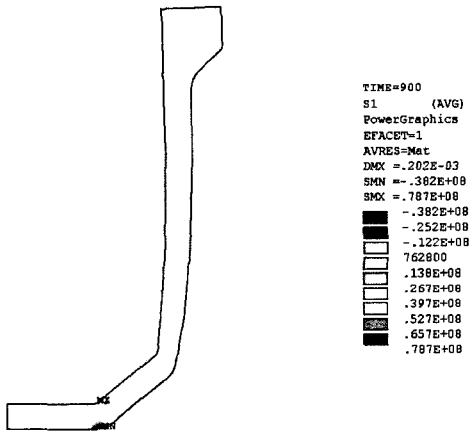

Fig. 8. Maximum principal stress distribution in the repeated braking analysis at 60km/h.

플랜지부와 햇부가 만나는 부위에 나타난다. 이 부위는 드럼의 형상이 급격히 변하고 있는 위치이며 변형이 구속된 지점과 만나는 부분이다. 따라서 차량이 반복제동을 할수록 드럼으로 입력되는 열은 드럼 전체로 퍼져나가고 이 위치에서 온도 변화의 경계가 되기 때문에 취약한 부위로 예상된다.

일반적으로 브레이크 드럼에 사용하는 재료인 FC250의 항복강도 및 인장강도는 Table 3과 같이 각각 185, 259MPa이다[10]. Fig. 8에서 보면 차량이 60 km/h에서 반복제동 시 최대 응력은 78.7MPa로 나타났다. 재료에서 인장강도에 대한 피로한도의 비를 피로비(fatigue ratio)라고 하는데 일반적으로 140MPa 이하의 인장강도를 갖는 대부분의 강은 피로비가 0.5 이다. 구조물의 파단을 방지하기 위해서는 안전계수

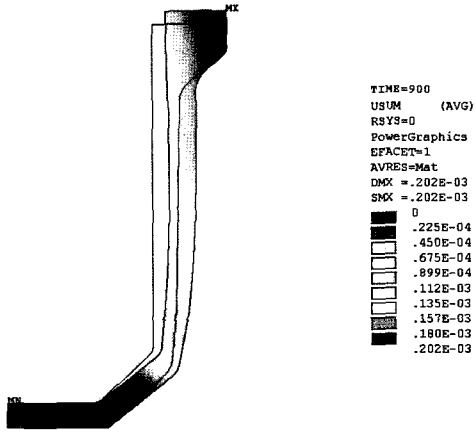

Fig. 9. Thermal distortion of brake drum in the repeated braking analysis at 60km/h.

가 1.0보다 커야한다[12]. 본 해석 결과에서는 차량이 60km/h에서 15회 반복제동 시 순수 열에 의해 발생하는 응력 크기는 항복강도 측면에서의 안전계수는 2.35이며, 피로한도 측면에서의 안전계수는 1.65로 피로 내구성 측면에서 안전하다고 추정된다.

Fig. 9는 차량이 60km/h에서의 반복제동 시 열응력에 의한 열 변형을 나타낸 것이며, 변형량은 0.2 mm를 나타냈다. 이러한 열변형은 드럼에 소음과 진동을 유발하게 되며 실제 승객들의 승차감에 영향을 미칠 수 있다고 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 실제 대형 상용차에 적용되고 있는 브레이크 드럼을 유한요소 상용해석 코드인 ANSYS를 이용하여 브레이크 제동 시 라이닝과의 마찰에 의해 발생하는 드럼의 온도분포를 구하였으며, 이 온도분포에 의해 발생되는 열응력과 열변형에 대하여 해석하였다. 해석은 차량이 주행속도 60km/h에서 0.3G의 제동 감속도로 1회 제동할 때와 15회 반복제동 할 경우에 대해서 수행하였으며 그 결과는 다음과 같다.

1) 차량이 60km/h로 주행 중 1회 제동 시 드럼의 최고 온도는 제동이 시작된 후 2.82초 후에 87.6℃로 나타났고 15회 반복 제동 시에는 145℃로 나타났다.

2) 차량이 60km/h에서 15회 반복제동 시 최대 응력은 78.7MPa이며, 플랜지부와 햇부가 만나는 부분에 발생하였다.

3) 브레이크 드럼재료인 FC250 주철재의 항복강도 측면에서 안전계수는 2.35이며, 피로한도 측면에서의 안전계수는 1.65이다.

본 연구를 통해 대형 상용차용 브레이크 시스템의 열적 거동 특성을 파악하였다. 향후 브레이크 드럼의 냉각성이 향상된 드럼의 재질 개선과 형상 변경에 대한 연구가 이루어져야 할 것이며, 더불어 최적의 성능을 유지하면서 경량화 시키는 방안에 대해서도 연구가 이루어 져야 할 것이다.

참고문헌

1) R. J. Ashworth, M. EL-Sherbiny, T. P. Newcomb, "Temperature Distributions and Thermal Distortions of Brake Drum", Proc Instn Mech Engrs, Vol. 191, pp. 19~77, 1977.
2) A. J. Day, P. R. Harding, T. P. Newcomb, "A Finite Element Approach to Drum Brake Analysis", Proc Instn Mech Engrs, Vol. 193, pp. 401~406, 1979.
3) D. C. Sheridan, J. A. Kutchey, and F. Samie, "Approaches to the Thermal Modeling of Disc Brakes," General Motors Research Laboratories, SAE 880256, pp. 4268~4283, 1989.
4) C. Watson, T. P Newcomb, "A Three Dimensional Finite Element Approach to Drum Brake Analysis", Proc Instn Mech Engrs, Vol. 204, pp. 93~101, 1990.
5) 김기택, 임성무, 조진우, 인홍진, "브레이크 시스템의 응력 및 열전달 해석", 한국자동차공학회논문집, 96380215, pp. 391~396, 1996.
6) 조종두, "자동차 브레이크의 설계요소", 대한기계학회논문집, 제39권, 제7호, pp. 49~57, 1997.
7) 김청균, 성부용, "급제동시 디스크 브레이크 시스템의 열적 거동 해석", 대한기계학회논문집, 제22권, 제6호, pp. 1106~1113, 1998.
8) KS R 1129, 트럭 및 버스 상용브레이크 실차 시험방법 및 브레이크 실차 요구 성능, 한국산업규격, 2000.
9) R. Limpert, "Brake Design and Safety", Society of Automotive Engineers, Inc, pp. 111~172, 1992.
10) K. Fuad, M. Daimaruya, and H. Kobayashi, "Temperature and Thermal Stresses a Brake Drum Subjected to Cyclic Heating", Journal of Thermal Stresses, Vol. 17, pp. 515~527, 1994.
11) Ramachandra Rao, and H. Ramasubramanian, "Computer Modeling of Temperature Distribution in Brake Drumfor fade assessment. Proc. Inst. Mech. Engrs. 202:257-64, 1988.
12) J. Yamabe, M. Takai, T. Matsui, T. Kimura, M. Sasaki, "Development of Disk Brake Rotors for Trucks with High Thermal Fatigue Strength", JSEA 20024017, pp. 105~112, 2002.