

디스크 브레이크 패드 수명 예측에 관한 연구

A Study on Wear Life Prediction of Disk Brake Pads

여 태 인*
Taein Yeo

ABSTRACT

This paper presents a numerical technique to analyze wear life of automotive disk brake pad, where FFT-FEM method is adopted to determine the transient temperature distribution of the disk surface. A specimen of a frictional material is tested on a small scale brake dynamometer to find the dependency of the wear rate on temperature change, from which and the temperature analysis results, given the wear test mode, wear behavior of the pad material for the vehicle can be predicted.

Numerical examples show the predicted wear life of the vehicle coincides with the manufacture's recommended time interval for replacing the pads.

주요기술용어 : Disk brake(디스크 브레이크), Wear life(마모수명), Friction material(마찰재), Wear rate(마모율), Brake dynamo(브레이크 다이내모)

1. 서 론

자동차 브레이크에서 디스크와 패드는 높은 압력 하에서 고속의 미끄럼 마찰을 하므로 마찰면은 급격히 온도가 상승하게 되며, 반복 제동이나 연속 제동의 경우 디스크 전체의 온도 상승을 가져오게 된다. 이러한 디스크의 온도 상승은 열 변형, 열크랙, 페이드(Fade), 저더(Judder), 스킨(Squeal) 등의 문제를 발생시키므로 최대의 냉각 효율을 가지도록 디스크의 형상 설계를 해야 한다.¹⁾

특히 최근에는 고성능 차량의 개발과 함께 고속 주행하에서 제동하는 경우가 빈번하여 브레이크의 마찰면의 온도도 상대적으로 증가하고

있다. 고온 마모는 차량의 제동이 계속되어 마찰재의 성질이 고온에서 변화하여 마모율이 급격히 증가하는 현상을 말한다.^{2,3)} 마찰재의 교환 주기는 경제성, 마찰성능, 저소음, 페이드 등의 브레이크 성능에 다른 영향을 미치지 않는 범위내에서 가능한 것이 좋으며 이에 대한 정보는 자동차 제조업체가 소비자에게 알려줄 필요가 있다. 이를 위해 시험차를 이용하여 실차 주행 모우드하에서 수명 시험을 하고 있다.

그러나 시험에 의한 방법은 새로운 마찰재의 개발에 많은 비용과 시간을 필요로 하므로, 본 연구에서는 기존 마찰재의 마모율 특성 데이터 베이스를 이용하여 개발차량의 마모 수명을 예측하는 것을 목적으로 하였다.

본 연구에서는 온도가 마찰재의 마모 수명에

* 회원, 울산대학교 기계·자동차 공학부

영향이 있다는 가정하에서 수명 예측을 시도하였으므로 실제 차량의 주행 시험 모드에서의 마찰면의 온도를 구하였다. 또한 마찰재의 마모 특성을 조사하기 위해 소형 스케일 다이내모를 제작하여 마찰재의 마모율 특성을 구하였다. 마지막으로 온도 해석 결과와 마모율 시험에서 구해진 마모율식에서 실차 패드의 마모수명을 예측하여 자동차업체에서 추천하는 교환 주기와 비교하여 보았다.

2. 제동시 디스크의 온도해석

디스크의 온도 해석 방법으로는 1차원 이론해를 사용하거나,^{4,5)} 벤티레이티드 디스크의 대칭성을 이용하여 파이(Pie)모양의 3차원 유한 요소 모델의 열의 입출력에 대한 경계조건으로 원주 방향으로의 평균값을 사용하고 있다.^{6,7)} 그러나 마찰재의 마모가 일어나고 접촉부는 냉각되고 있는 부분보다 온도가 높으므로 원주 방향의 온도 분포를 해석하여야 한다. 그러므로 디스크 전체의 유한 요소 모델에 대하여 과도 응답 해석을 하여야 하며, 상용 유한 요소 프로그램을 사용할 경우 디스크의 가열 및 냉각속도가 디스크의 회전수에 비례하므로 시간 적분시의 수치적 안정성을 위해서 요소의 수를 증가시켜야 하고, 그 결과 해석 시간이 매우 커지게 된다.^{8,9)} 그러므로 본 연구에서는 마찰재와 접촉 마찰하고 있는 곳의 정확한 온도해석을 위해 FFT-FEM(Finite Fourier Transform-Finite Element Method) 법을 사용하였다.⁹⁾

이 방법은 상용 유한요소 프로그램에 비해 계산 시간이 훨씬 빠르며, 수치적으로 안정하므로 시간 증분을 크게 선택할 수 있으며, 상용 유한 요소 프로그램이 구할 수 없는 원주 방향의 온도 분포도 얻을 수 있는 등의 여러 가지 이점을 가지고 있다. 그러므로 열 크랙 해석, 마모 수명 해석 등과 같이 마찰면의 정확한 온도가 필요한 경우 FFT-FEM 방법은 매우 유용한 방법이 될 수 있다.

2.1 열전달 방정식

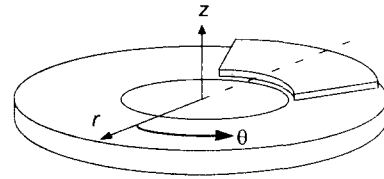


Fig. 1 Cylindrical coordinate system for disk temperature analysis

디스크의 온도해석을 위해 Fig. 1과 같이 공간에 고정된 원통 좌표계를 사용하면 열전달 방정식은

$$\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} = \frac{1}{\alpha} \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \omega \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) \quad (1)$$

가 되며 초기조건과 경계조건은

$$T(r, z, \theta, 0) = T_0 \quad (2)$$

$$k_D \left(\frac{\partial T}{\partial r} n_r + \frac{\partial T}{\partial z} n_z + \frac{\partial T}{r \partial \theta} n_\theta \right) = q_n - h_D (T - T_\infty) \quad (3)$$

이다. 이때 α 는 열확산 계수이며, ω 는 디스크의 회전수, k_D 는 디스크의 열전도 계수, h_D 는 대류 열전달 계수이다. n_r, n_z, n_θ 는 디스크 표면의 단위 수직 벡터의 성분을 나타낸다.

디스크의 온도는 원주방향으로 주기가 2π 인 주기함수이므로 유한 푸리에 변환식

$$\bar{T}(r, z, n, t_n) = \int_0^{2\pi} T(r, z, \theta, t_n) e^{-jn\theta} d\theta \quad (4)$$

을 사용하면 식(1)~(3)은 다음과 같이 변환된다.

$$\frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 \bar{T}}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \bar{T}}{\partial r} - \frac{1}{\alpha} \frac{\partial \bar{T}}{\partial t} - \left(\frac{1}{r^2} n^2 + j \frac{\omega n}{\alpha} \right) \bar{T} = 0 \quad (5)$$

$$T(r, z, n, 0) = \bar{T}_0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial \bar{T}}{\partial r} n_r + \frac{\partial \bar{T}}{\partial z} n_z = \frac{\bar{q}_n}{k_D} - \frac{h}{k_D} (\bar{T} - \bar{T}_\infty) \quad (7)$$

위식들에서 n 은 푸리에 변환된 주파수 성분을 나타낸다.

2.2 유한 요소식

Fig. 5-7들에 대하여 Galerkin 방법을 사용하여 유한요소식화 하면 다음과 같은 행렬식으로 나타낼 수 있다.

$$[M]\{\dot{T}\} + ([K] + [H])\{T\} = \{Q\} + \{P\} \quad (8)$$

2.3 열전달 경계조건

Fig. 2는 온도해석을 유한요소 모델로서 햇(Hat), 플랜지(Flange) 부위를 제외한 패드와의 마찰 부위만을 사용하였다. 해석시에 필요로 하는 열적 경계조건으로는 다음과 같이 참고 문헌상의 실험식을 사용하였다.

1) 햇 (Γ_1)

제동이 계속 되는 경우 디스크 전체의 온도가 상승하며 햇을 통하여 허브, 휠 등으로 전달되는 열량이 커지게 되며, 이 값을 구하기 위해 햇에 무한한 길이의 일차원 막대가 붙어 있는 것으로 가정하였다. 이 시스템에 대한 과도 응답해는 정상 상태 이론해의 Duhamel 적분으로 구해진다.¹⁰⁾ 이 식에서 얻어진 열량을 FFT-FEM의 열적 경계 조건으로 사용하였다.

2) 면 $z=0$ (Γ_2)

솔리드 디스크인 경우 대칭면을 말하며, 이곳에서는 $q=0$ 이다.

벤티레이티드 디스크인 경우 방열구의 외부 분을 말하며 이곳에서는 배인을 통한 전도열을

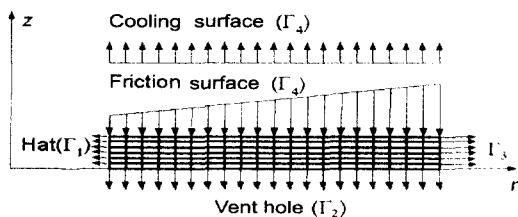


Fig. 2 Finite element model with thermal boundary conditions

무시하고 대류에 의해 방열만 고려하였다. 따라서 $q=h'(T-T_\infty)$ 이다. 이때,

$$h' = h \times (\text{디스크의 단면적} / \text{방열구의 총면적}) \quad (9)$$

이고 h 는 참고문헌의 식이다.¹¹⁾

3) 외경면 (Γ_3)

햇의 외부 표면에서와 같은 열전달 계수를 사용하였다.

4) 마찰면 (Γ_4)

디스크가 패드와 접촉하고 있는 면으로 유입되는 마찰열은 $q = \mu p v$ 이다. 이때 μ 는 디스크와 패드사이의 마찰계수를, p 는 접촉압력을, v 는 상대 미끄럼 속도를 나타내며, 디스크와 패드 사이의 압력은 균일하다고 가정하였다. 패드와 접촉하지 않는 면에서는 복사에 의한 냉각을 고려하였다.

2.4 수치적분

포물선 방정식(Parabolic Equation) 형태의 유한 요소식의 시간 적분을 위해 일반 사다리꼴법(Generalized Trapezoidal Integral Method)을 이용하였다.

수치적인 안정을 위해 $\alpha \geq 1/2$ 를 취해야 하며, α 가 1/2에 가까우면 해의 요동(Oscillation)이 심하며, α 가 1에 가까워지면 해의 오차가 커진다. 따라서 본 연구에서는 중간 값인 $\alpha=2/3$ 를 사용하였다.¹¹⁾

2.5 단일 제동시의 온도

FFT-FEM 방법을 이용하여 온도 해석 프로그램을 개발하였으며, 솔리드 및 벤티레이티드 디스크에 대하여 1회 제동시의 온도 해석을 하였다. Fig. 2는 해석에 사용된 유한요소 모델이고, 수치 해석을 위해서 주파수의 개수는 20개, 시간 간격은 $5P$, 반경 방향 요소 개수를 20개, 그리고 z 방향 요소 개수를 6개로 하였다. 이때 P 는 디스크의 회전 주기를 나타낸다.

Fig. 3은 원주 방향의 표면 온도 분포를 나타내며, 디스크와 패드는 $\theta = 150 - 210^\circ$ 에서 접촉하고

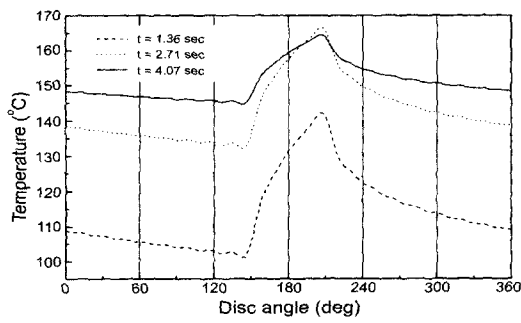


Fig. 3 Circumferential temperature distribution during single stop

있다. 그림에서 보여진 바와 같이 제동이 시작된 후 $t=1.36$ 일 때 패드와 마찰이 시작하는 부분과 끝나는 부분의 온도차는 $\Delta T \approx 40^\circ\text{C}$ 이고 마모가 심한 제동 초기에는 그 차이가 더욱 커지므로 정확한 마모 수명 해석을 위해서는 원주 방향의 온도 분포 해석이 필요하다는 것을 알 수 있다.

3. 마모율

3.1 마모율 시험

브레이크 패드의 마모율에 미치는 압력, 속도 및 온도의 영향을 조사하기 위하여 자동차 브레이크용 라이너와 패드의 마찰 특성에 관한 규격 (KS 4204, SAE J661a)과 브레이크 다이내모 시험에 관한 규격(SAE J212)에 따라 소형 스케일 다이내모를 제작하였으며, Fig. 4는 시험장치를 나타낸다. 이때 사용한 시험용 패드의 크기는 25×25 mm이다.

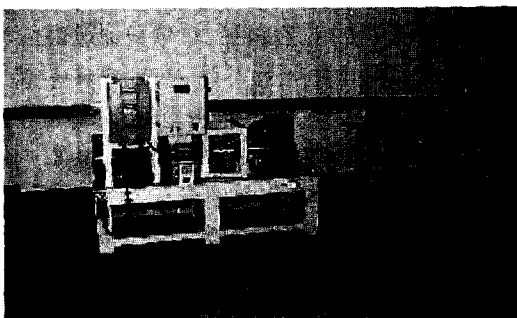


Fig. 4 Test equipment for measuring wear rates of friction material

1) 단속시험 : 먼저 일정한 온도에서 압력과 속도가 마모율에 미치는 영향을 조사하기 위하여 2초간 가압, 2초간 정지를 반복하는 1000번의 단속적인 마모시험을 수행하였다. 이때, 시험편의 중앙과 4 모서리 부분의 마모율의 평균을 패드에 대한 마모율로 취하였다.

2) 연속시험 : 마찰온도가 마모율에 미치는 영향을 조사하기 위해서 일정한 압력과 속도하에서 연속적으로 시험편을 마찰시킨 후 정상상태에서의 마모량을 측정하였다. 각 실험을 각각 다른 압력/속도의 6개 조건하에서 시험하였다.

3.2 마모율 식

단속시험에 의한 마모율 데이터를 3차원 그래프로 나타내면 Fig. 5와 같다.

Fig. 5에 나타난 마모율을 최소자승법을 사용하여 1차 함수로 나타내면 다음과 같다.

$$w_{pv} = (1330p - 1.99v + 26.4) \times 10^{-7} \quad (10)$$

여기서 마모율 w_{pv} (mm/m)는 1m 마찰거리당 마찰재 두께 감소량(mm)을 나타낸다. p 는 압력(N/m^2), v 는 속도(m/s)이다.

단속 시험에서 얻어진 식 (10)의 온도에 따른 오차를 보정하기 위해 연속시험시 측정된 마모율과 정상상태에서의 마모율 비를 Fig. 6에 나타내었다. 그림에서, w_{cal} 는 연속 시험의 조건을 식 (10)으로 예측한 마모율을 나타내고, w 는 연속

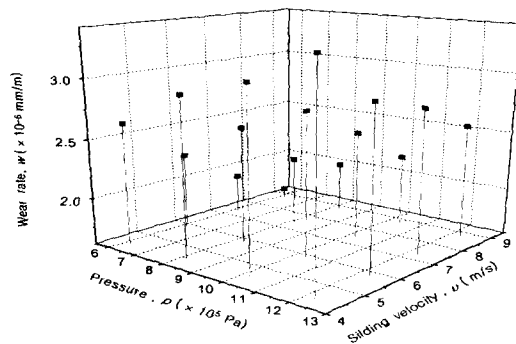


Fig. 5 Wear rates under various pressures and sliding speeds

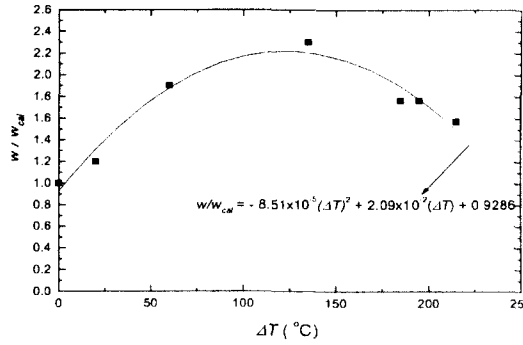


Fig. 6 Ratio of real wear to the calculated wear with temperature differences

시험의 실제 마모율을 나타낸다. 그림에서 보여 지듯이 단속시험시의 온도는 비교적 저온이므로 연속시험시의 정상상태 온도와 단속시험시의 온도차가 증가함에 따라 식

$$f(\Delta T) = 0.93 + 2.09 \times 10^{-2} \Delta T - 8.51 \times 10^{-5} \Delta T^2 \quad (11)$$

과 같이 마모율의 비가 증가하다 감소한다는 것을 알 수 있다. 확인을 위해 연속시험시의 조건으로 단속시험을 수행한 결과 각 조건에서의 온도에 대한 평균값은 약 65 °C로 비교적 저온임을 알 수 있었다. 따라서 ΔT는 연속시험시의 온도와 단속시험시의 평균온도 차이다.

그러므로, 식 (10), (11)을 이용하면 브레이크 패드의 마모율 w 는

$$w = w_{pb} f(\Delta T) \quad (12)$$

로 표현할 수 있다.

4. 마찰재 수명 예측

Fig. 7은 마찰재의 수명을 시험하기 위해 사용되고 있는 실차 시험 모드이다. 1 사이클은 2.55km 으로 이루어져 있으며, 0.25g의 감속도로 7회 제동을 하며 매회 제동을 시작할 때의 속도는 50KPH이다. 각 사이클내에서 디스크의 초기 온도는 대기 온도와 같으며, 제동이 계속됨에 따라 디스크의 온도를 FFT_FEM으로 해석하면 그 결과는 Fig. 8과 같다.

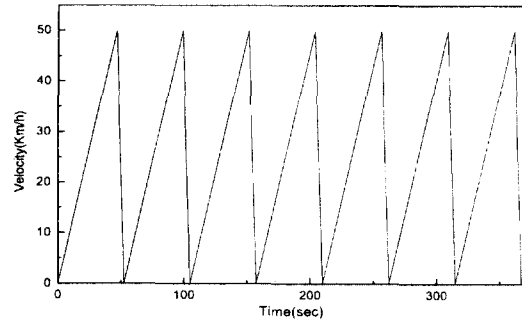


Fig. 7 Real vehicle test mode for lining wear life

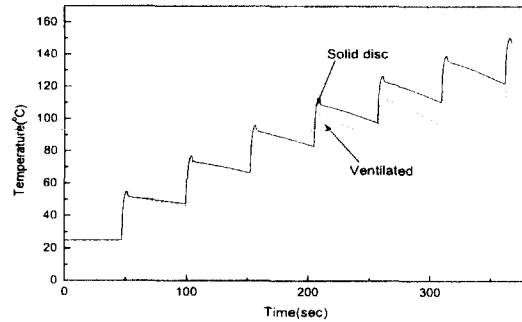


Fig. 8 Temperature increase during 1 cycle of test mode

온도해석 결과 Fig. 8과 식 (12)의 마모율식을 이용하여 마모량을 계산하였으며, Fig. 9에 1사이클 제동 시험시 마찰재의 마모량을 표시하였다. 총 마모량은 솔리드 디스크의 경우 $5.125 \times 10^{-4} mm$, 벤티레이티드 디스크의 경우 $4.830 \times 10^{-4} mm$ 이다. 따라서 유효두께가 7mm인 마찰재의 수명은 솔리드 디스크의 경우 $L = 34,800 km$ 이고 벤티레이티드 디스크의 경우 $L = 37,800 km$ 임을 예상 할 수 있다.

본 연구에서 제시된 방법은 브레이크 다이내모 마모 시험 모드에 대하여도 해석할 수 있다. 다이내모 시험에서 Full Stop 모우드는 4000회의 제동시험으로 구성되어 있다. 각각의 제동시에 디스크의 초기 온도는 170°C이며, 초기속도 50KPH에서 0.25g로 감속하여 정지하는 시험을 반복 수행하여 마찰재의 마모량을 측정한다. Fig. 10은 1회 제동시 제동 시간에 따른 마찰재의 마모량을 나타낸다. 따라서 Full Stop 시험을 4000

회 하였을 때의 마모량은 솔리드 디스크와 벤티레이티드 디스크에 대하여 거의 같으며, 그 값은

$$W_{full} = 1.035 \times 10^{-4} (mm/cycle) \times 4000 (cycle) = 0.414mm$$

이다.

한편 Snub Test는 1600회의 제동시험으로 구성되어 있다. 각각의 제동시에 디스크의 초기 온도는 170°C이며, 초기속도 50KPH에서 10KPH에 도달할 때까지 0.2g로 감속하는 시험을 반복 수행하여 마찰재의 마모량을 측정한다. 1회 제동시 제동 시간에 따른 마찰재의 마모량이 Fig. 11에 보여져 있다. 따라서 Snub Test시험을 1600회 하였을 때의 마모량은 솔리드 디스크와 벤티레이티드 디스크의 경우 거의 같으며, 그 값은

$$W_{snub} = 1.123 \times 10^{-4} (mm/cycle) \times 1600 (cycle) = 0.180mm$$

이다. 따라서 다이내모 시험에서 행해지는 Full Stop과 Snub Test의 모우드는 실차 주행 모우드

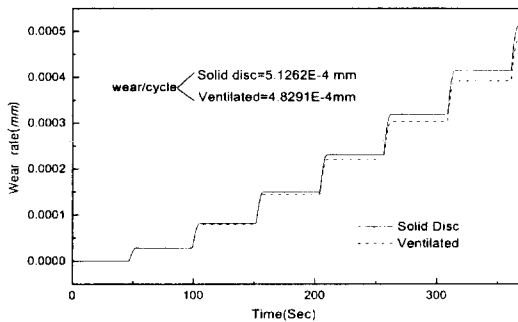


Fig. 9 Predicted wear during 1 cycle of test mode

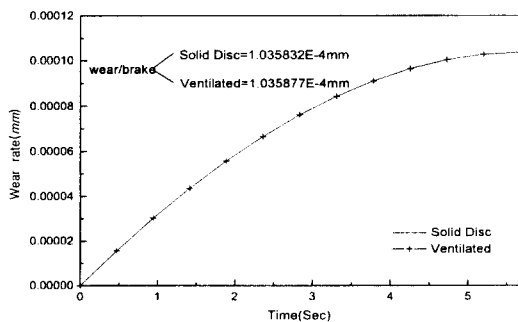


Fig. 10 Wear during a full stop on dynamometer

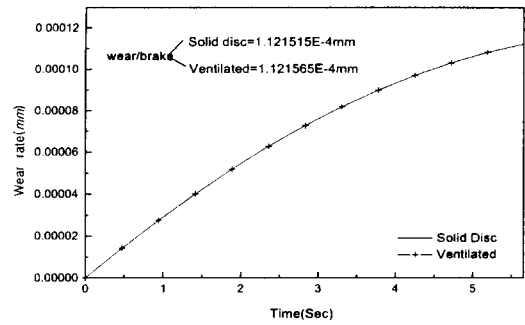


Fig. 11 Wear during a snub test on dynamometer

에서 4000km에 해당하므로 두가지 종류의 디스크에 대하여 마찰재의 수명은 다음의 식

$$L = \frac{Pad\ effective\ thickness}{W_{full} + W_{snub}} \times 4000 [km] \quad (13)$$

을 사용하면 $L = 47,100km$ 임을 예측할 수 있다.

5. 결론

수치 해석적인 방법을 사용하여 마찰재의 표면 온도를 예측하였으며 소형 스케일 다이내모를 이용하여 마찰재의 마모율과 온도, 속도, 압력과의 관계 실험식을 구하였다. 온도 해석 결과와 마모율 식을 사용하여 실차에서의 패드의 평균 수명을 계산하였으며 그 결과 다음을 알 수 있다.

1) 반복 제동 모우드에서의 온도 해석 결과 솔리드 디스크에 비해 벤티레이티드 디스크의 패드 표면 온도는 약 100°C 정도 높고, 디스크 표면 온도도 패드와 접촉하에 있는 곳과 냉각되고 있는 곳과의 온도차는 속도가 빠른 제동초기에 매우 크다는 것을 알 수 있다.

2) 양산중인 자동차에 대하여 실차 시험 모우드에서 예측된 마모 수명은 34,800~37,800km로서, 제조업체에서 추천하고 있는 마찰재 교환 평균 주기인 35,000km와 근사하게 일치한다.

3) 다이내모 시험 모우드에 대한 수치모사 결과는 실차 시험 모우드보다 27~35% 긴 수명을 예측하므로 시험 모우드의 조정이 필요함을 알 수 있다.

4) 본 연구에서 제안된 마찰재의 수명 예측방법은 다이내모 및 실차 시험에서 필요로 하는 많은 시간과 비용을 줄일 수 있어 디스크 브레이크의 설계에서 유용하게 사용할 수 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단지정 울산대학교 기계부품 및 소재특성평가 센터의 부분 지원에 의한 것입니다.

참 고 문 헌

- 1) K. B. Dunlap, M. A. Riehle, R. E. Longhouse, "An Investigative Overview of Automotive Disc Brake Noise," SAE 1999-01-0142, 1999.
- 2) 정동윤, 정백기, "비석면 케블라 마찰재의 제동특성에 관한 연구," 한국자동차공학회 논문집, 제2권 제5호, pp.41-47, 1994.
- 3) 김청균, 이일권, "디스크 브레이크 마찰 열 접촉거동에 관한 트라이볼러지적 연구," 대한 기계학회논문집 A권, 제23권 제10호, pp.1845-1852, 1999.
- 4) R. Limpert, Brake Design and Safety, SAE, 1999.
- 5) A. E. Sisson, "Thermal Analysis of Vented Brake Rotors," SAE 780352, 1978.
- 6) T. Valvano, K. J. Lee, "An Analytical Method to Predict Thermal Distortion of a Brake Rotor," SAE 2000-01-0445, 2000.
- 7) 이수기, 성부용, 하성규, "벤티레이티드 디스크 브레이크 로터의 최적 설계, 대한기계학회논문집 A권," 제24권 제3호, pp.593-602, 2000.
- 8) A. Fukano, H. Matsui, "Development of Disc Brake Design Method Using Computer Simulation of Heat Phenomena," SAE 860634, 1986.
- 9) A. Floquet, M. C. Dubourg, "Non-axisymmetric Effects for 3D Thermoelastic Analysis of a Brake System" ASME, Journal of Tribology, Vol.116, pp.401-408, 1994.
- 10) V. S. Arpaci, Conduction Heat Transfer, Addison-Wesley Publishing Company, 1966.
- 11) T. J. R. Huges, "The Finite Element Method," Prentice Hall, Chap.8, pp.459-479, 1987.