

## 자동차용 디스크 브레이크의 페이드 해석에 관한 연구

여태인 · 공창섭  
자동차공학과

### <요 약>

자동차의 디스크 브레이크에서 발생하는 페이드 현상은 디스크 면의 온도 증가에 따른 페드의 마찰계수의 감소에 따라 일어난다. 본 연구에서는 디스크 브레이크의 페이드 해석을 위하여 수치 해석적인 방법을 사용하였다. FFT-FEM(Finite Fourier Transform - Finite Element Method) 법으로 디스크의 제동 시간에 따른 과도기적 표면 온도를 해석하였으며, 온도에 따라 변화하는 마찰 계수식을 이용하여 반복 제동시의 페이드율을 계산하였다. 수치해석 결과 벤티레이티드 디스크는 솔리드 디스크에 비하여 약 15-20% 정도 페이드 감소 효과가 있다는 것을 보여준다.

## A study on fade analysis of an automotive disk brake

Changseub Kong · Taein Yeo  
Dept. of Automotive Engineering

### <Abstract>

This paper presents a numerical technique to predict fade phenomenon of an automotive disk brake caused by decrease of frictional coefficient as the temperature of the frictional surface is increased. FFT-FEM method(Finite Fourier Transform - Finite Element Method) is adopted to determine transient temperature distribution of the disk with convective cooling, which, combined with temperature-dependent frictional coefficient, is successfully used to compute the fade ratios during repeated brake applications. Numerical examples show that the ventilated disk is about 15-20% more effective in fade prevention than the solid disk for the vehicle data used in the simulation.

## 1. 서 론

자동차 브레이크에서 디스크와 패드는 제동시 자동차의 역학적 에너지를 직접 흡수하여 차량의 운동을 결정하는 부분으로서 자동차의 안정성과 직결되는 기계장치중의 하나이다. 디스크와 패드는 높은 압력 하에서 고속으로 마찰하므로 급격히 온도가 상승하게 되는데, 이로 인해 디스크의 열변형, 열크랙, 페이드(Fade), 저더(Judder), 스켈(Squeal)등의 문제가 발생하게 된다.

특히 최근에 고성능 차량의 개발과 함께 문제가 되고 있는 고온 페이드는 차량의 제동이 계속되어 마찰재의 접합재나 첨가물 등의 성질이 고온에서 변화하거나 기계화하여 마찰계수가 급격히 감소하는 현상을 말하는데, 운전자의 답력이 일정한 경우 제동 토크가 갑자기 떨어지게 되고 심할 때에는 전혀 제동이 되지 않을 수도 있으므로 매우 위험하다.

페이드 해석을 위해서는 먼저 디스크와 마찰재의 표면 온도를 구해야 하며, 디스크의 온도 해석 방법으로는 디스크를 반 무한 평판으로 가정한 1차원 이론해를 사용하거나[1,2], 축 대칭 문제로 가정한 2차원 유한 차분법 또는 유한 요소법을 사용해 왔다[3]. 이 방법은 디스크 브레이크 설계의 초기 단계에서 설계의 범위를 정하는데 유용하게 사용될 수 있다. 그러나 경계조건으로 열의 입·출력량을 평균적으로 산출하여 사용하므로 디스크의 정확한 온도 해석에는 무리가 있다.

최근에는 보다 정확한 해석을 위해 3차원 상용 유한 요소 프로그램을 사용하는데, 이 경우 디스크의 가열 및 냉각속도가 디스크의 회전수에 비례하므로 시간 적분시의 수치적 안정성을 위해서 요소의 수를 증가시켜야 하고, 그 결과 해석 시간이 매우 커지게 된다[4,5].

본 연구에서는 디스크의 온도 해석 과정에서 생기는 이러한 단점들을 피하기 위해 FFT-FEM(Finite Fourier Transform-Finite Element Method) 법을 사용하였다[6]. 즉, 3차원 열전달 방정식을 디스크의 원주 방향으로 유한 푸리에 변환한 후 그 결과 얻어지는 2차원 유한 요소식을 수치 적분하여 주파수에 따른 표면 온도를 구하였다. 따라서 디스크의 실제 온도는 이들을 역 푸리에 변환하여 구한다. 이때, 벤틀레이터드 디스크의 대칭면 즉, 벤틀 홀에서의 열적 경계 조건을 위하여 벤틀 홀을 통하여 냉각되는 열량을 디스크의 단면에 대하여 평균한 열전달 계수를 사용하였다. 따라서, FFT-FEM 방법으로 구해진 디스크 대칭면의 온도는 벤틀 홀 근처의 평균 온도를 나타낸다. 그러므로 벤틀 홀 부근의 정확한 온도 분포 해석이 필요한 경우는 기존의 3차원 유한 요소 해석을 하여야 한다.

FFT-FEM 방법은 수치적으로 안정하므로 시간 증분을 크게 선택할 수 있으며, 푸리에 변환된 2차원 방정식에 유한 요소법을 적용시키므로 상용 유한요소 프로그램에 비해 계산 시간이 훨씬 빠르며, 상용 유한요소 프로그램이 구할 수 없는 원주 방향의 온도 분포도 얻을 수 있는 등의 여러 가지 이점을 가지고 있다. 그러므로 페이드 해석, 마모 수명 해석, 열 크랙 해석 등과 같이 마찰면의 정확한 온도만 필요한 경우 FFT-FEM 방법은 매우 유용한 방법이 될 수 있다.

## 2. 제동시 디스크의 온도해석

### 2.1 열전달 방정식

디스크의 온도해석을 위해 그림 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  $\alpha$  는 열확산 계수이며  $\omega$  는 디스크의 회전수,  $k_D$  는 디스크의 열전도 계수,  $h_D$  는 대류 열전달 계수이다.  $n_r, n_z, n_\theta$  는 디스크 표면의 단위 수직 벡터의 성분을 나타낸다.

디스크의 온도는 원주방향으로 주기가  $2\pi$ 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.

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

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

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

위 식들에서  $n$  은 푸리에 변환된 주파수 성분을 나타낸다. 따라서 실제 온도는 식(5-7)의 주파수별 온도해를 역 푸리에 변환함으로서 구할 수 있으며 주기가  $2\pi$ 인 함수  $\bar{T}(r, z, n, t_n)$ 에 대한 역 변환은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \overline{T}(r, z, \theta, t_n) &= \frac{1}{2\pi} \overline{T}(r, z, 0, t_n) \\ &+ \frac{1}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} [ \overline{T}_R(r, z, n, t_n) \cos(n\theta) - \overline{T}_I(n) \sin(n\theta) ] \end{aligned} \quad (8)$$

## 2.2 유한 요소식

푸리에 변환된 2차원 지배 방정식(5), 초기 조건식(6) 및 경계 조건식(7)들에 대하여 Galerkin 방법을 사용하여 Weak Form을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\alpha} \int_{\Omega} W \frac{\partial \overline{T}}{\partial t} d\Omega + \int_{\Omega} \left[ \frac{\partial W}{\partial r} \frac{\partial \overline{T}}{\partial r} + \frac{\partial W}{\partial z} \frac{\partial \overline{T}}{\partial z} - \frac{W}{r} \frac{\partial \overline{T}}{\partial r} + \frac{n^2}{r^2} W \overline{T} + j \frac{\omega n}{\alpha} W \overline{T} \right] d\Omega \\ & + \frac{h_{\Gamma_2}}{k} \int_{\Gamma_2} W \overline{T} d\Gamma_2 + \frac{h_{\Gamma_3}}{k} \int_{\Gamma_3} W \overline{T} d\Gamma_3 \\ & = \frac{1}{k} \int_{\Gamma_1} W \overline{q}_{\Gamma_1} d\Gamma_1 + \frac{h_{\Gamma_2}}{k} \int_{\Gamma_2} W \overline{T}_{\infty} d\Gamma_2 + \frac{h_{\Gamma_3}}{k} \int_{\Gamma_3} W \overline{T}_{\infty} d\Gamma_3 + \frac{1}{k} \int_{\Gamma_4} W \overline{q}_{\Gamma_4} d\Gamma_4 \end{aligned} \quad (9)$$

여기서  $W$ 는 가중치 함수를,  $\Gamma_1, \Gamma_2, \Gamma_3, \Gamma_4$ 는 그림 2에 보여진 바와 같이 디스크의 내경면, 대칭면, 외경면, 마찰면의 경계를 각각 나타낸다.

식(9)를 유한요소식화 하면 다음과 같은 행렬식으로 나타낼 수 있다.

$$[M] \{ \overline{T} \} + ([K] + [H]) \{ \overline{T} \} = \{ Q \} + \{ P \} \quad (10)$$

## 2.3 열전달 경계조건

### a) 내경면 ( $\Gamma_1$ )

반복 계동 of 경우 디스크 전체의 온도가 상승하므로 헛(Hat)으로부터 허브, 휠 등으로 전달되는 열이 커지게 된다. 본 연구에서는 헛에서 방출되는 열의 크기를 구하기 위해 헛에 무한한 길이의 일차원 막대가 붙어 있는 것으로 가정하였다. 이때 막대의 단면적은 헛의 단면적과 같으며 막대의 표면에서 대류 열전달이 된다고 가정하였다. 이 문제에 대한 온도해는 같은 시스템의 이론 정상 상태 해의 Duhamel 적분으로 구해진다[7]. 따라서 시간  $t$  일 때 헛에서 나가는 열량을 구할 수 있으며 이 값을 디스크 온도해석시의 경계조건으로 사용하였다.

### b) 대칭면 ( $\Gamma_2$ )

솔리드 디스크인 경우에는  $z=0$ 에 위치한  $r-\theta$ 평면에서 대칭인 열전달 경계조건을 사용한다( $q=0$ ). 그러나 벤틸레이티드 디스크인 경우에는  $z=0$ 에서 방열구를 통과하는 공기의 유동에 의한 대류 열전달이 발생하게된다. 본 연구에서 방열구를 통과하는 공기에 의한 열전달 계수로는 Rudolf Limpert가 제안한 실험식을 사용하였으며[1], 이들은 레이놀즈

수, 프란틀 수, 공기의 열전도계수, 방열구 길이, 단면의 형상등의 함수이다.

c) 외경면 ( $\Gamma_3$ )

이 면에서는 대류와 복사에 의한 열 전달이 발생한다. 본 연구에서는 디스크 외경 면에서와 미끄럼 면에서 같은 열전달 계수를 사용하였다.

d) 미끄럼면 ( $\Gamma_4$ )

디스크의 미끄럼면 중에서 패드와 접촉하고 있는 부분인 마찰면으로 유입되는 마찰열은  $q = \mu p V$  이다. 이때  $\mu$ 는 디스크와 패드사이의 마찰계수를,  $p$ 는 접촉압력을,  $V$ 는 상대 미끄럼 속도를 나타내며 본 연구에서는 디스크와 패드 사이의 압력은 균일하다고 가정하였다.

패드와 접촉하지 않는 부분인 자유면에서는 대류와 복사에 의해 열이 방출된다. 이 경우의 대류 열전달 계수는 Rudolf Rimpert가 제안한 식들을 사용하였으며[1], 이들은 레이놀즈 수, 공기의 열전도계수, 디스크의 직경등의 함수이다.

또한 디스크의 온도가 높을 경우에는 복사에 의한 냉각 효과도 고려해야 하며 이때 사용한 복사 열전달 계수는 다음과 같다.

$$h_R = \sigma \epsilon \frac{(T_D^4 - T_\infty^4)}{T_D - T_\infty} \tag{11}$$

### 2.4 수치적분

포물선 방정식(Parabolic Equation) 형태의 유한 요소식(10)의 시간 적분을 위해 일반 사다리꼴법(Generalized Trapezoidal Integral Method)을 이용하였으며, 그 알고리즘은 다음과 같다[8].

G.E.  $M \dot{T} + K T = F$   
 I.C.  $F(0) = F_0, T(0) = T_0$

- 1)  $M v_0 = F_0 - K_0 T_0$
- 2)  $\hat{T}_{n+1} = T_n + (1 - \alpha) \Delta t v_n$
- 3)  $(M + \alpha \Delta t K) v_{n+1} = F_{n+1} - K \hat{T}_{n+1}$
- 4)  $T_{n+1} = \hat{T}_{n+1} + \alpha \Delta t v_{n+1}$
- 5)  $t = t + \Delta t$  후 2)를 반복수행

수치적인 안정을 위해  $\alpha > \frac{1}{2}$  를 취해야 하며, 본 연구에서는  $\alpha = \frac{2}{3}$  를 사용하였다.

## 2.5 수치해석 결과

제시된 방법을 이용하여 온도 해석 프로그램을 작성하였으며, 솔리드 및 벤티레이티드 디스크에 대하여 1회 제동시의 온도 해석을 하였다. 그림 2에 해석에 사용된 유한요소 모델이 나타나 있다. 대칭성을 이용하여 전체 디스크의 1/2을 해석하였고, 사각형 요소를 사용하였다. 해석시 필요한 값들은 [표 1, 2]에 보여진 디스크와 패드의 물성치 및 기하학적 크기, [표 3]의 차량 운동 조건등이다. 한편 수치 해석을 위해서 주파수의 개수는 20개, 시간 간격은  $5L$ , 반경 방향 요소 개수를 20개, 그리고 Z방향 요소 개수를 6개로 하였다. 이때  $L$ 은 디스크의 회전 주기를 나타낸다.

그림 3에 FFT-FEM 법에 의한 해석 결과를 1차원 이론해와 함께 보였다. 이 그림에서 마찰면(Friction Surface)의 온도는 패드 중앙( $\theta=180^\circ$ )에 위치한 지점의 온도이고 냉각면(Cooling Surface)의 온도는  $\theta=0^\circ$ 에 위치한 지점에서의 디스크 표면 온도이다. 그림 3에서 보여진 바와 같이 FFT-FEM 법으로 해석한 마찰면과 냉각면의 평균 온도는 1차원 이론해와 유사한 값을 가진다. 이 그림에서  $t=3.3$  sec. 일 때 최대 온도가 되고 그 이후 온도가 내려가게 되는데 그 이유는 제동 후반기에서 디스크의 속도가 느리므로 유입 열에 비해 주위로 전달되는 열이 크기 때문이다.

그림 4는 대류 열전달에 의한 냉각을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 해석 결과를 나타낸다. 1회 제동인 경우에는 디스크 표면 온도가 충분히 상승하지 않았으므로 대류나 복사에 의한 냉각 효과는 거의 없다는 것을 보여 준다.

그림 5에서는 디스크 두께 방향의 온도 분포를 1차원 이론해와 비교하였다. 제동 초기인  $t=1.36$ 에서는 디스크 내부로 열이 이동하지 않았기 때문에 표면에서 가까운 지점과 먼 지점에서의 온도 구배가 큰 차이를 보이고 있다. 그러나 제동 후기인  $t=4.07$  sec.에서는 디스크 내부로 전도가 충분히 진행되어 온도가 균일해가고 있음을 알 수 있다.

그림 6은 원주 방향의 표면 온도 분포를 나타내며 디스크와 패드는  $\theta=150-210^\circ$ 에서 접촉하고 있다. 그림에서 보여진 바와 같이 제동초기인  $t=1.36$ sec. 일 때 패드와 마찰이 시작하는 부분과 끝나는 부분의 온도 차는  $\Delta T=40^\circ\text{C}$  로 매우 크므로 정확한 페이드 해석을 위해서는 원주 방향의 온도 분포 해석이 필요하다는 것을 알 수 있다. 또한 이들 두 부분에서는 원주 방향 온도 구배가 심하므로 취성인 소재의 디스크는 이 방향으로의 열 크랙이 발생하기 쉽다는 것을 보여준다.

## 3. 페이드 해석

1회 제동에 대하여 해석한 앞 절의 수치 모사 결과에서 온도 해석 프로그램의 신뢰성을 충분히 확보하였다. 따라서 온도 해석 프로그램과 온도에 따른 마찰계수식을 이용하여 차

량의 페이드율을 예측하는 프로그램을 작성하였다. 이때 최대 페이드율은 동일 제동력을 얻기 위해 필요로 하는 한 제동 기간 중의 최대 답력과 초기 답력의 비를 말한다. 즉,

$$(\text{최대 페이드율}) = \frac{p_{\max} - p_{1st}}{p_{1st}} \times 100(\%) \quad (12)$$

이고 최소 페이드율도 이와 유사하게 정의되며, 식(12)의 압력은 패드 전체에서 일정하다고 가정하면 다음과 같이 주어진다.

$$p = \frac{\Psi r_i m a x}{4} \left\{ \int_{\theta_j}^{\theta_i} \int_{r_{in}}^{r_{out}} \mu r^2 dr d\theta \right\}^{-1} \quad (13)$$

여기서,  $\Psi$ 는 앞/뒤 바퀴의 제동 분배율,  $r_i$ 는 타이어 반경,  $m$ 은 자동차의 질량,  $a$ 는 감속도,  $x$ 는 회전질량을 위한 수정계수,  $r_{in}$ ,  $r_{out}$ 은 각각 디스크의 내/외부 반경,  $\theta_j$ ,  $\theta_i$ 은 각각 패드 접촉부의 시작/종료 각도를 나타낸다.

그림 7은 (주)현대자동차에서 사용되는 페이드 시험 모우드를 나타내는데 11번의 제동으로 구성되어 있다. 페이드 해석을 위해 사용된 마찰재의 마찰 계수식으로는

$$\mu = -0.168 \times 10^{-3} T + 0.381 \quad (14)$$

를 사용하였는데 이 값은 (주)상신브레이크에서 시험한 결과이며 마찰재는 온도의 증가에 따라 선형적으로 감소하는 특성을 갖고 있다[9].

그림 8에서는 11회의 제동시 솔리드 디스크와 벤틸레이티드 디스크의 표면 온도 변화를 나타내고 있으며 그림 9는 페이드 해석 결과를 보여주고 있다. 일반적으로 페이드 성능 시험에서 1~5회 제동시 33%이하가 되어야 하고 7~10회 제동시에는 50%이하가 되어야 하므로 벤틸레이티드 디스크의 경우는 페이드 성능이 만족스러우나 솔리드 디스크의 경우는 규정에 미달하고 있음을 알 수 있다.

그림 10은 참고문헌 [10]에 나타난 마찰재의 마찰 특성을 표시한 것이다. 이 경우 마찰 계수가 200°C 까지는 일정한 값이며 그 이후는 증가하다가 300°C 근처에서 500°C까지 감소하고 그 이후 다시 증가하는 특성을 보이고 있다. 그림 11은 페이드 해석 결과를 나타내며 이때 사용된 실차 시험 모우드의 형태는 그림 7과 비슷하지만 최고 속도는 100km/h이다. 이 마찰재의 경우 5회 제동부터 페이드 현상을 보인다는 것을 알 수 있으며, 벤틸레이티드 디스크의 페이드 억제력이 솔리드 디스크에 비해 우수함을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

디스크 브레이크의 설계 및 개발시 필요로 하는 디스크의 온도를 FFT-FEM 법을 이용하여 구하였다. 또한 온도에 따라 변화하는 마찰계수식과 온도 해석 결과를 이용하여 페이드 현상을 해석하였다. 수치 해석 결과 FFT-FEM을 이용한 디스크의 온도 해석은 컴퓨터

의 메모리를 작게 필요로 하고, 계산 시간이 짧을 뿐만 아니라 수치적으로도 안정된 해를 준다는 것을 확인 할 수 있었다. 또한 반복 제동시 벤틸레이티드 디스크는 솔리드 디스크 보다 표면온도가 약  $100^{\circ}\text{C}$  정도 낮고 페이드 현상을 훨씬 작게 일으킨다는 것을 보였다.

본 연구에서 개발된 온도 해석법은 디스크의 열응력, 열 변형, 저드 등의 해석에 유용하게 사용될 수 있을 것이다.

### 참 고 문 헌

1. Rudolf Limpert, 1992, Brake Design and Safety, SAE
2. Albert E. Sisson., 1978, "Thermal Analysis of Vented Brake Rotors," SAE 780352
3. Rudolf Limpert., 1975, "The Thermal Performance of Automotive Disc Brakes," SAE 750873
4. Akira Fukano and Hiromichi Matsui., 1986, "Development of Disc Brake Design Method Using Computer Simulation of Heat Phenomena," SAE 860634
5. 홍익대학교 부설 트라이볼로지 연구센터, 1995, "브레이크 마찰면의 열적거동에 관한 연구"
6. A. Floquet, M. C Dubourg., 1994, "Non-axisymmetric effects for 3D thermoelastic analysis of a brake system" ASME, Journal of Tribology, vol. 116, pp. 401~408
7. Vedat S. Arpaci. 1966, "Conduction Heat Transfer," Addison-Wesley Publishing Company.
8. Thomas J .R. Huges, 1987, "The Finite Element Method," chap 8, pp. 459~479
9. 신두식, 1996, "브레이크용 마찰재의 마찰 및 마모특성," 학연산연구교류회, 제177회 주제 I.
10. Y. Yamashita, H. Asano, "High Performance Asbestos-Free Friction Material for Disc Brake Pads with The Controlled Grain Structure," SAE 89086



표 1. 온도 해석에 사용된 디스크, 패드, 공기의 성질

디스크	열전도 계수, $Nm/ms^{\circ}C$	48.4625
	비열, $Nm/kg^{\circ}C$	419
	밀도, $kg/m^3$	7228
패드	열전도 계수, $Nm/ms^{\circ}C$	1.2117
	비열, $Nm/kg^{\circ}C$	1465
	밀도, $kg/m^3$	2595
공기	열전도 계수, $Nm/ms^{\circ}C$	0.0026
	비열, $Nm/kg^{\circ}C$	1006
	밀도, $kg/m^3$	1.165
	동점성 계수, $kg/ms$	$1.86 \times 10^{-5}$

표 2. 솔리드 디스크와 패드의 크기

디스크 외경, m	$120 \times 10^{-3}$
디스크 내경, m	$60.0 \times 10^{-3}$
디스크 두께, m	$12.0 \times 10^{-3}$
패드 각도 (Deg)	60

표 3. 온도 해석에 사용된 차량의 제원

자동차 질량 m, kg	1200
회전 관성 수정 계수 $x$	1.1
앞바퀴/뒷바퀴 제동력 분배율 $\psi$	0.72
자동차의 초기 속도, km/h	100
자동차의 감속도 a, $m/s^2$	0.6

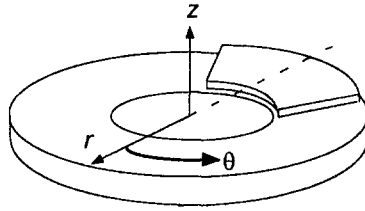


그림 1. 디스크의 온도 해석에 사용된 원통 좌표계

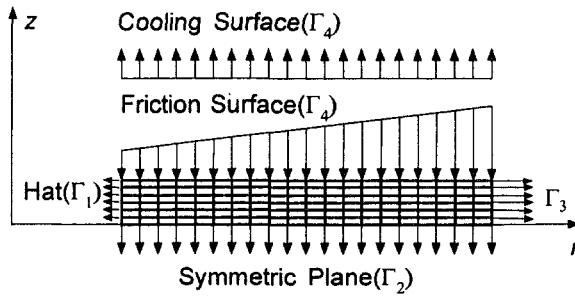


그림 2. 솔리드 디스크의 유한 요소 모델과 열전달 경계조건

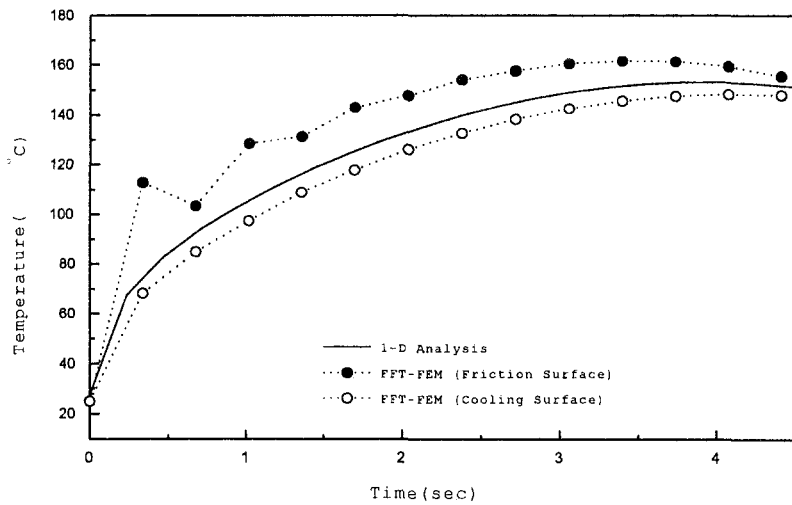


그림 3. 1회 제동시 솔리드 디스크의 표면 온도 해석 결과

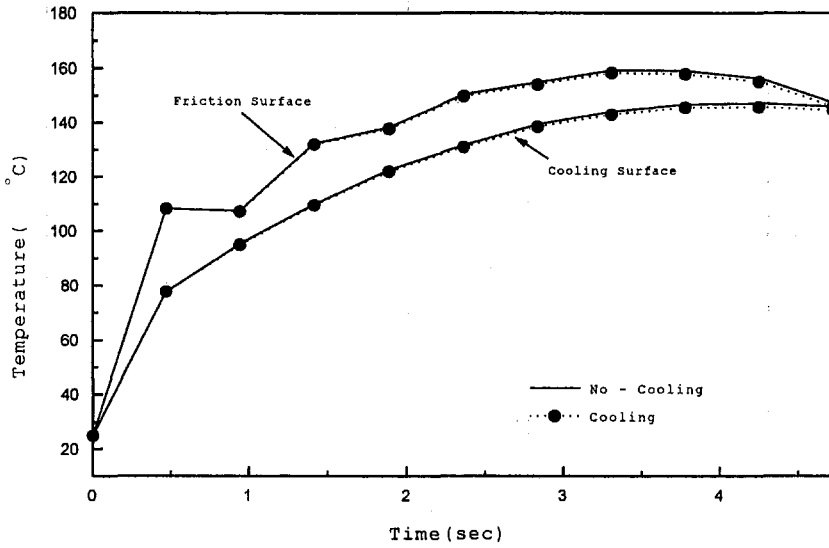


그림 4. 1회 제동시의 냉각 효과

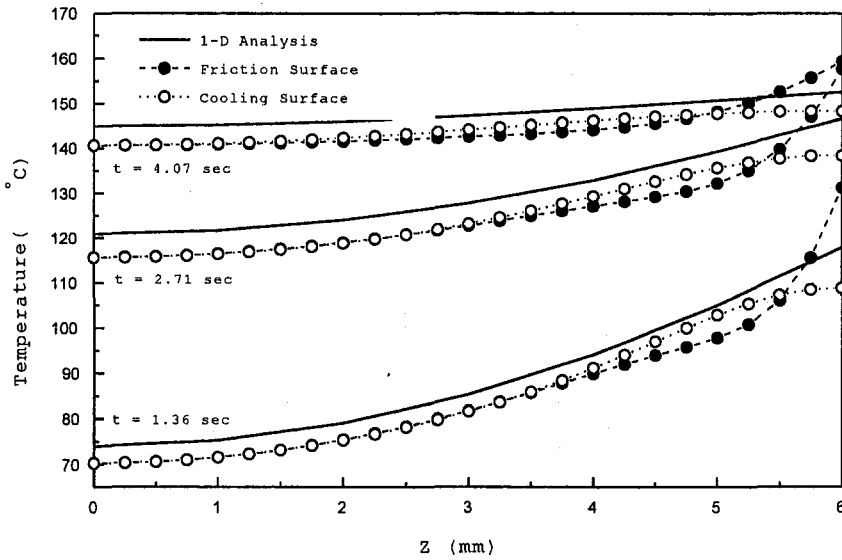


그림 5. 1회 제동시 솔리드 디스크의 두께 방향(z) 온도 분포

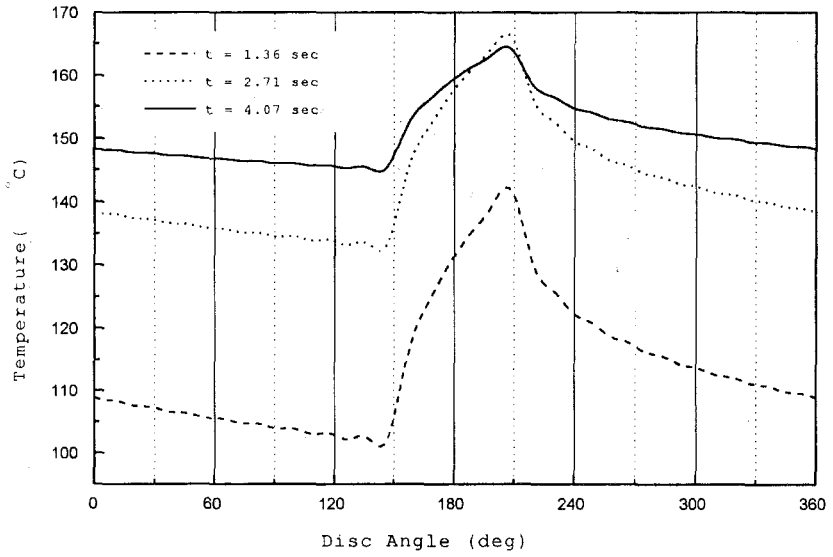


그림 6. 1회 제동시 솔리드 디스크 표면의 원주 방향 온도 분포

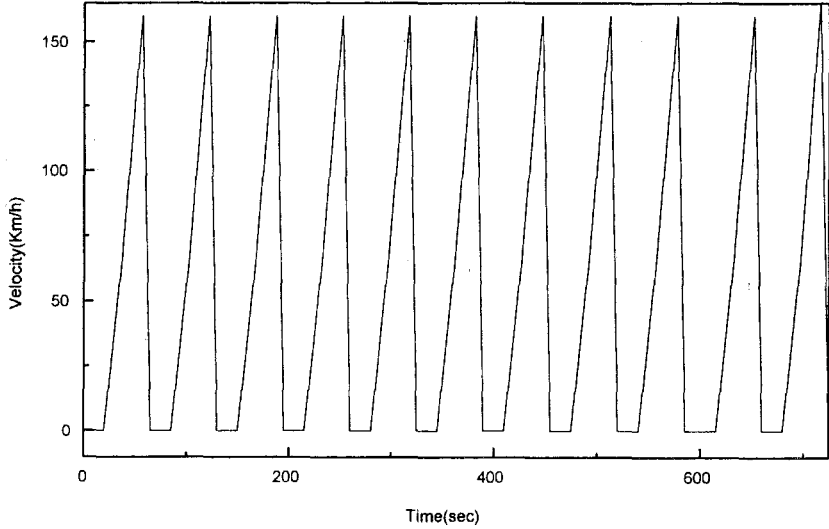


그림 7. 페이드 해석을 위한 실차 시험 모드

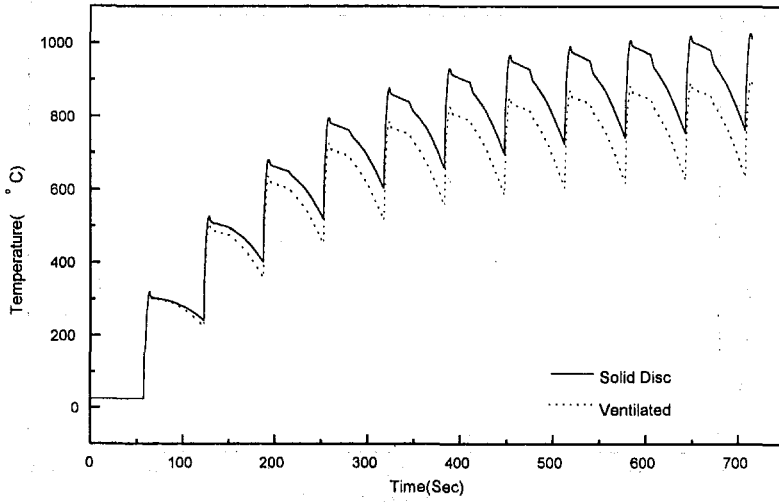


그림 8. 반복 제동시의 디스크 표면 온도

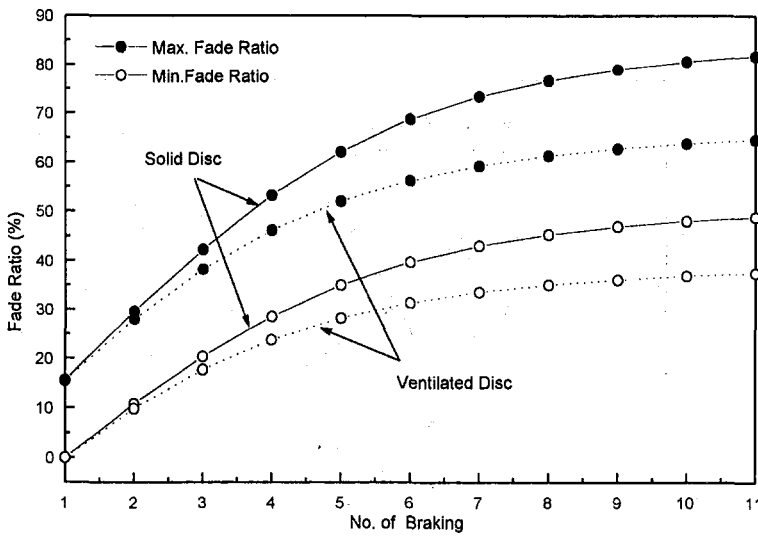


그림 9. 반복 제동시의 최고/최소 페이드 율

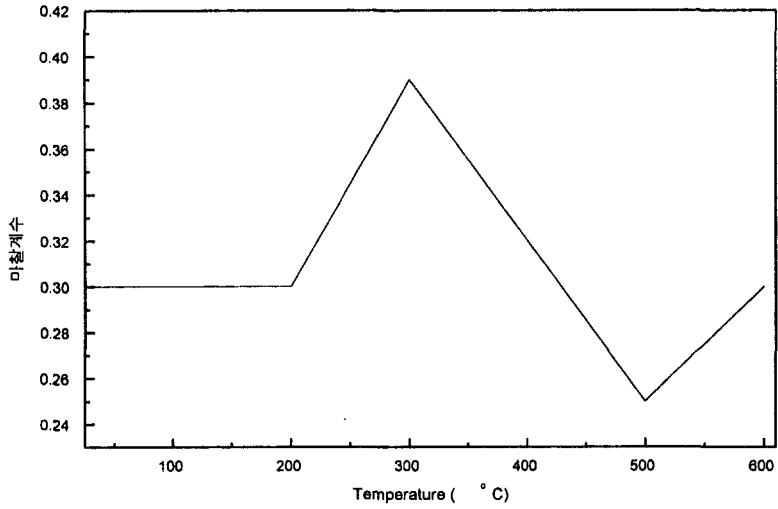


그림 10. 조각적 선형함수(Piecewise Linear Function) 형태의 마찰 계수

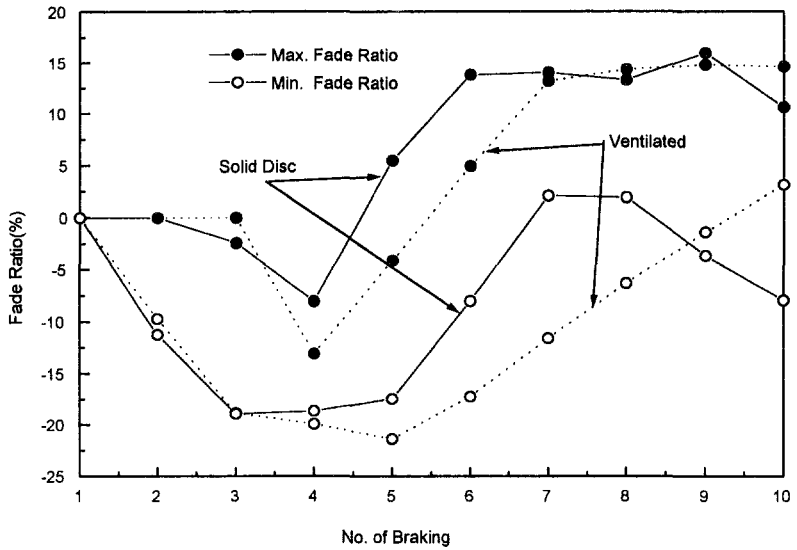


그림 11. 반복 제동시 최고/최소 페이드 율