

벤틸레이티드 디스크 브레이크의 열적특성에 관한 수치해석

김청균 · 성부용

홍익대학교 트라이볼로지 연구센터

Numerical Analysis on the Thermal Characteristics of a Ventilated Disc Brake

Chung Kyun Kim and Buo-Yong Sung

Tribology Research Center, Hongik University

Abstract—The adequate design of a passenger car's braking system, which is directly related to the safety of a car, is very important since the safety is an essential design parameter of a car to keep men and car from the damage. The general method to verify the performance and safety of a braking system is still based on the trial-error experiments. However, the design based on experiments costs high and is time-consuming method. So it is desirable to use the numerical analysis method for the reduction of cost and time in the design of a braking system. In this paper, the thermal characteristic of a ventilated disc brake has been analyzed as a function of the car speed and a deceleration during quick braking.

Key words—braking power, cooling period, friction, heating period, temperature distribution.

1. 서 론

1969년도 통계에 의하면 우리 나라의 자동차 보유 대수는 10만대 정도였으나, 1985년 이후에 급증하기 시작하여 1996년에는 총 955만대를 보유하게 되었고, 그 중에서 72.4%인 689만대가 승용차이다. 또한 자동차 생산능력은 1997년도 현재 연간 400만대이고, 해외 생산기지에서의 생산 규모는 약 160만대로 생산 규모면에서는 세계 5위의 자동차 생산국으로 성장하였다[1].

그러나 자동차의 설계와 관련된 많은 기술이 아직도 해외로부터 도입되고 있는 현실을 고려하면 국내 자동차 산업은 성장할 여지가 많으며, 본 연구의 주제인 브레이크 시스템도 이 범주를 벗어나지 못하고 있다. 새로운 자동차 모델이 결정되면 이에 적합한 브레이크 시스템을 개발하기 위해서는 승용차의 주행속도, 적재하중, 패드와 디스크의 재질, 형상, 항력계수 등을 고려한 최적설계가 요구되지만, 국내에서는 브

레이크 시스템 설계와 관련된 기반 기술의 부족으로 적절한 대응을 하지 못하고 있다[2].

브레이크 시스템의 부적절한 설계는 브레이크 제동시 패드와 디스크 마찰면에서 발생하는 과도한 온도 상승과 열변형을 유발하며[3-5], 이로 인한 소음이나 진동을 야기하고[6], 결국에는 자동차의 안전성에 치명적인 영향을 미치게 된다.

브레이크 설계시에는 자동차의 제동조건, 차량조건 및 환경조건을 고려하여 디스크에 전달되는 정미 열 에너지를 계산한 후, 패드와 디스크의 열물성치 및 치수, 그리고 디스크의 마찰표면에서의 냉각 열량을 계산해야 한다. 최종적으로 디스크 내부로 전도되는 열량을 계산함으로써 여러가지 제동모드에서 디스크의 열적 특성에 관한 해석이 가능해진다.

노면의 경사각도를 고려한 제동모드로는 일정한 초기속도에서 정지까지의 급제동, 경사면을 일정속도로 주행하기 위하여 연속적으로 제동하면서 주행하는 연속제동, 그리고 일정한 초기속도에서 1/2 속도로 감속

한 후에 다시 초기속도까지 가속하는 사이클을 반복하는 반복제동의 3가지 경우를 생각할 수 있는데, 본 논문에서는 반복제동 모드에 주안점을 두고 있다.

벤틀레이티드 디스크 브레이크에 관한 대표적인 연구로 Highley[7]는 디스크의 열용량과 대류에 의한 열전달 평형 방정식을 이용하여 디스크의 비정상적인 온도상승을 열용량법으로 연구를 수행하였으며, Limpert[8-11]는 복잡한 열해석보다는 실험적 결과를 토대로 1회 제동시의 최고 온도 상승을 디스크의 물성치, 발열량 및 경과시간의 함수로서 표현했다. 또한 Fukano[12]는 디스크 마찰문제를 실제의 현상과 매우 가까운 접근 방법을 택하였고, 특히 벤트홀 내부의 대류 냉각문제를 고려하여 디스크의 온도상승을 계산하였고, 제동효율, 열변형에 의한 크래킹, 패드의 마멸, 브레이크 작동유의 온도상승 및 기타 열적 손상을 예측할 수 있는 방법을 제시하였다.

그러나 기존의 연구에서는 1회전 중에 발생한 디스크의 열적거동 문제를 해석하지 못하고, 주로 평균적인 거시적 온도거동 문제를 해석하였지만, 본 연구에서는 디스크 외부 마찰표면의 한곳을 주목하여 바퀴의 1회전 중에 패드가 접촉하는 회전각도인 60° 를 통과하는 시간 동안의 가열과정(Heating period)과 외부 공기와 접하면서 냉각되는 냉각기간(Cooling period)을 고려한 1차원적 비정상 열전달 문제에 대하여 유한차분법으로 계산을 수행함으로써 보다 상세한 디스크의 열적 해석이 가능하도록 하였다.

2. 이론해석

주행 노면의 경사각도가 α 인 기준면에서 높이가 h' 인 곳을 속도 V 로 주행중인 자동차가 보유하고 있는 에너지는 차체의 관성 에너지, 바퀴의 회전 에너지, 위치 에너지 및 공기의 항력에 의한 에너지 감쇠율을 고려한 정미 에너지를 전체 제동 에너지 E_b' 라고 하며, 다음 식과 같이 표현된다[7].

$$E_b' = \frac{1}{2g}(W_c + W_m + f \cot W_c)V^2 + (W_c + W_m)h' - \frac{1}{2}C_d S \rho_{air} V^3 \Delta t \quad (1)$$

여기서 자동차의 총중량인 $W = W_c + W_m$ 이고, W_c 는 차량의 자중, W_m 은 탑승자와 화물의 무게, $f \cdot W_c$ 는 바퀴가 갖는 관성 에너지를 차체의 무게로 환산한 값으로

본 논문에서는 $f=0.1$ 을 택하였다. 항력계수 C_d 는 자동차의 속도에 따라서 차량 주위의 공기 유동 상태에 따라서 영향을 받으므로 다르지만, 본 연구에서는 자동차의 수치계산 속도 범위인 40~150 km/hr인 경우, 그리고 자동차 제작사의 실험결과[13]를 토대로 $C_d=0.20$ 의 일정값을 채택하였다.

Fig. 1은 노면의 경사각도가 $\alpha=10^\circ, 20^\circ, 30^\circ$ 이고, $W=1,450$ kg이며, 감속도는 0.3 g, 0.5 g인 두가지 파라미터를 사용하여 식 (1)에 의한 제동 에너지 E_b' 의 값을 나타낸 것이다. 이 그림의 결과에 의하면 경사각도가 증가할수록, 그리고 감속도가 클수록 제동 에너지는 급격히 증가함을 알 수 있다. 그러나 자동차의 제동 에너지는 차량속도가 증가할수록 항력이 급격히 증가하므로 제동 에너지 측면에서 보면 선형적으로 증가하지 않고 수렴하는 경향을 확인할 수 있다.

제동 에너지는 자동차가 정지할 때까지 선형적으로 감소될 것이므로 식 (1)로부터 자동차의 정지시까지 바퀴 1회전 당 브레이크의 패드와 디스크의 마찰에 의해 디스크로 유입되는 열량, 즉 열유속을 계산할 수 있다. 제동 과정 중에 디스크 마찰면에서는 가열과 냉각과정이 반복되며, Fig. 2에서 보여주는 것과 같이 원형의 디스크를 평판으로 가정할 경우 초기 1/6동안에는 디스크와 패드 사이의 마찰에 의한 발열량이 유입되고, 나머지 5/6동안에는 복사와 대류 열전달에 의한 냉각과정이 반복된다.

냉각과정을 해석하기 위해서는 디스크를 Fig. 3에서 보여주는 것과 같은 평판으로 가정하고, 평균적인 대류 열전달 계수를 구하면[7],

$$h_{out} = 0.664 k Pr \sqrt{\frac{1}{v l} u_\infty} \quad (2)$$

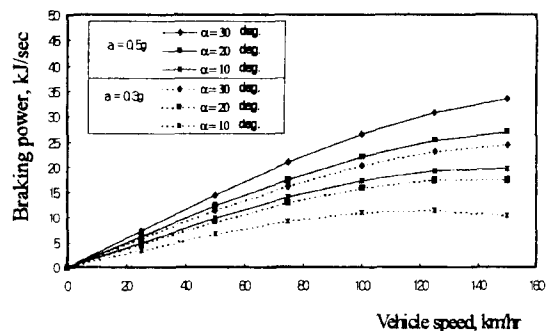


Fig. 1. Braking power of forward disc brake for a total weight, $W=1,450$ kg.

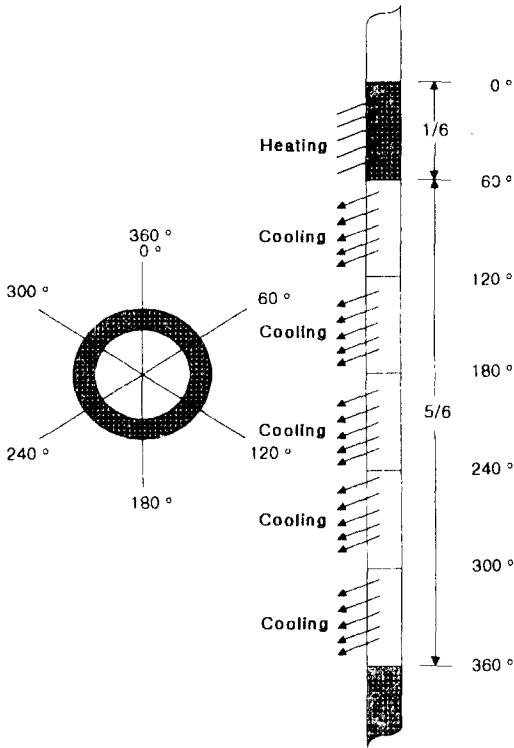


Fig. 2. Heating and cooling periods during one revolution.

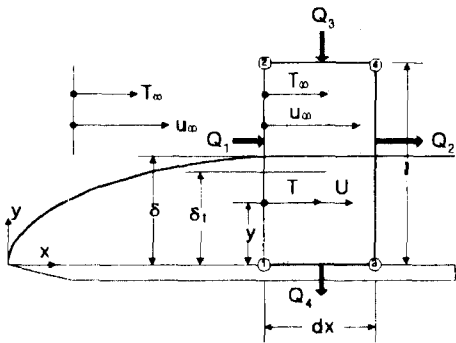


Fig. 3. Development of thermal boundary layer on the flat plate.

여기서 k 는 열전도 계수, Pr 은 프란틀 상수, v 는 동점성 계수를 각각 나타낸다.

벤틸레이티드 디스크 내부에는 제동시에 냉각효율을 증대시키기 위해 Fig. 4에서 보여준 것과 같이 벤트홀을 가공하였으며, 마찰 접촉면으로부터 전도에 의해 이 부분까지 전달된 제동 에너지는 강제 대류에

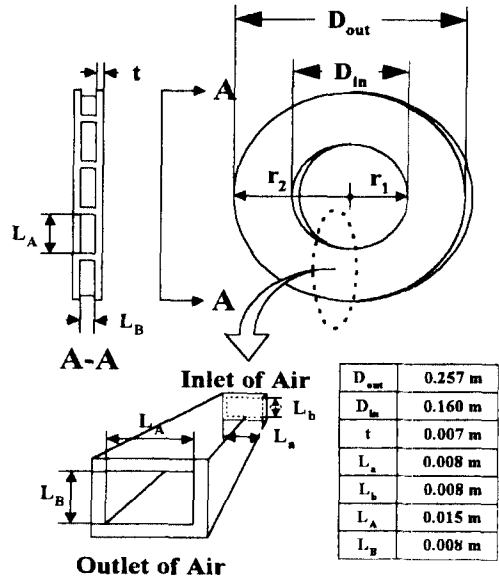


Fig. 4. Dimensions of a ventilated disc.

의해 지속적으로 외부로 소산하게 된다. 이와 같은 강제 대류에 의한 열전달 계수 h_{hol} 는 Dittus-Boelter 방정식이 일반적으로 사용되고 있다[7]. 즉,

$$h_{hol} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{k}{D_{rh}} \quad (3)$$

여기서 우변의 분모항 D_{rh} 는 디스크 내부에 가공된 냉각 유로의 수력 직경으로 본 연구에서 고려한 연구 대상 차종의 경우 평균값은 0.009 m이다.

Limper[9]는 디스크 제동시에 벤트홀 내부의 유로를 통하여 흐르는 공기에 의한 대류 열전달 계수로 다음과 같은 식을 추천하고 있다.

$$h'_{hol} = 0.023 \left[1 + \left(\frac{D_{Rh}}{l_{vane}} \right)^{0.67} \right] Re^{0.8} Pr^{0.33} \frac{k}{D_{rh}} \quad (4)$$

여기서 우변의 분모 항에 나타난 l_{vane} 은 디스크 내부에서 냉각 유체의 유로를 형성하는 날개 길이(Vane length)로서 0.0485 m이다.

Fig. 4와 같은 자동차의 디스크 제원을 사용하여 식 (3)과 식 (4)에 의한 대류 열전달 계수를 비교하면, Fig. 5에서 제시한 결과와 같이 식 (4)에 의한 값이 약 30%정도 높게 계산되는데, 본 연구에서는 식 (3)의 Dittus-Boelter 방정식을 채택하였다.

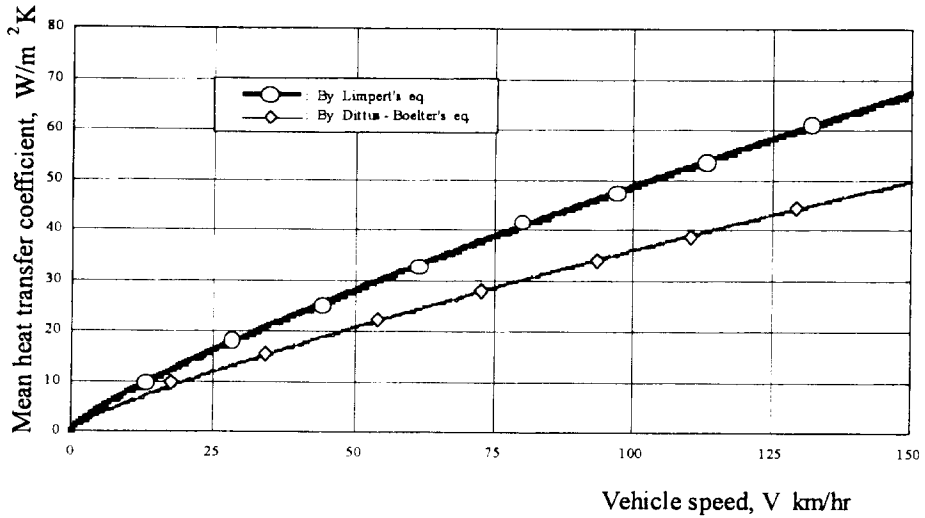


Fig. 5. Comparisons of mena heat transfer coefficient between Dittus-Boelter's equation and Limpert's one.

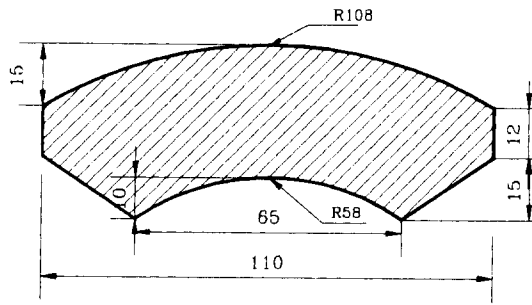


Fig. 6. Typical braking pad.

본 연구에서 고려한 자동차 모델은 1,500 CC의 SOHC 엔진을 탑재한 승용차로 전폭은 1,695 mm, 전고는 1,390 mm, 타이어 외경은 550 mm, 자동차의 전면 투영 면적은 $S \approx 1.9 \text{ m}^2$, 그리고 항력계수 C_d 는 평균적으로 약 0.2이다[7]. Fig. 6은 본 연구에서 사용한 디스크와 마찰하는 패드의 형상과 치수를 보여주고 있다.

3. 수치해석 및 결과

브레이크 제동시에 발생하는 마찰열에 의한 디스크의 온도분포를 해석하기 위해서는 임의로 선정한 디스크의 한 점을 주목하여 디스크의 전열 현상, 시간이 경과함에 따라서 어떤 경로로 이동하는지를 물리적으로 명확히 파악해야만 한다. 주행중인 자동차를 제동하게 되면 디스크와 패드의 마찰에 의해서 디스크로

마찰열이 유입되고, 유입된 마찰열은 마찰부의 경계 절점으로부터 전도에 의해서 디스크 내부로 전달하게 된다. 관심의 대상인 디스크 마찰면의 한 점이 60° 회전하여 패드와의 마찰이 끝나면 주위 공기와의 접촉으로 대류에 의한 냉각과정을 겪게 되므로 전도에 의해 온도가 상승된 디스크 내부는 냉각과정을 겪는 마찰면과 반대쪽의 벤트홀 방향의 양방향으로 열이 전달된다. 이와 같은 과정이 제동기간 동안 지속적으로 반복되므로 곧 벤트홀 내부의 온도도 주변의 공기 온도보다 더 높게 상승하게 되고, 이 시점부터는 벤트홀을 통하여 강제 대류에 의한 냉각이 발생하게 된다.

열전도 방정식을 이용하여 디스크 내부의 온도분포를 구하기 위해 본 연구에서는 내부로부터의 발열과정이 없는 경우에 대한 1차원 비정상 상태 열전도 방정식을 이용하였다. 즉,

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\lambda} \frac{\partial T}{\partial t} \tag{5}$$

여기서 λ 는 열확산 계수로서 $\lambda = \frac{k}{\rho c_p}$ 이다.

열전도 방정식 (5)를 미소시간 Δt 와 미소거리 Δz 에 대해 유한차분화를 시키면 다음과 같다[7].

$$\int_{t'}^{t'+\Delta t} \int_{(m-\frac{1}{2})\Delta z}^{(m+\frac{1}{2})\Delta z} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial T}{\partial z} \right) dz dt = 1\lambda \int_{(m-\frac{1}{2})\Delta z}^{(m+\frac{1}{2})\Delta z} \int_{t'}^{t'+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dt dz \tag{6}$$

식 (6)을 미소시간의 경과에 대해 현시 도식법을 채용하여 임의의 절점 m 에 대한 이산화방정식을 구하면 다음과 같다[7].

$$T_m^{i+1} = r (T_{m+1}^i + T_{m-1}^i) + (1 - 2r)T_m^i \quad (7)$$

$$\left(\begin{array}{l} i=0, 1, 2, 3, 4, \dots \\ m=0, 1, 2, 3, 4, \dots, M \end{array} \right)$$

첫 번째 경계조건은, 마찰로 인하여 디스크가 가열되는 경우에 대한 열평형 방정식은 열유속에 수직한 전 열면적을 A 라할 때, Δt 동안 제어체적(control volume) 내에서의 온도 변화량은 Δt 동안 경계면을 통과한 유입열량과 Δt 동안 전도에 의한 유출열량을 더한 값이므로 발열기간 및 냉각기간 동안의 절점번호가 $m=0$ 인 마찰 경계 절점에서의 유한차분에 의한 이산화방정식은 다음과 같다[7].

$$T_0^{i+1} = 2\dot{q}r \frac{\Delta z}{k} + (1 - 2r)T_0^i + 2rT_1^i \quad (8)$$

두 번째 경계조건은 디스크가 패드와의 마찰면을 벗어나게 되면 주변 공기와의 강제대류와 복사에 의해 냉각되는데, 이와 같은 경우 Δt 동안 제어체적 내에서의 온도 변화량은 Δt 동안 강제대류에 의한 경계면을 통과한 유출열량, Δt 동안 복사에 의한 유출열량, Δt 동안 전도에 의한 유출열량의 합으로 표현되고, 열평형 방정식은 다음과 같은 식으로 정리된다.

$$T_0^{i+1} = 2r \left(T_1^i + h_{out} \frac{\Delta z}{k} T_f \right) + \left[1 - 2r \left(1 + h_{out} \frac{\Delta z}{k} \right) \right] T_0^i + 2\epsilon\sigma r \frac{\Delta z}{k} \left[(T_\infty)^4 - (T_0^i)^4 \right] \quad (9)$$

여기서 복사에 의한 열유출량을 표시한 우변의 제3항에서 ϵ 은 열방사도로 $\epsilon=0.55$ 이고, σ 는 Stefan-Boltz-

mann 상수로 $\sigma=5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ 이다[9].

세 번째 경계조건은, 디스크 내부에 공기 유로를 형성하는 강제대류에 의한 냉각면 $m=M-1$ 인 경계점에 대한 열평형 방정식, 즉 Δt 동안 제어 체적내의 온도 변화량은 Δt 동안 강제대류에 의하여 절계면을 통과한 유출열량과 Δt 동안 전도에 의한 유입열량을 더한 값으로 해당 절점에 대한 방정식을 구하면 다음과 같다[7].

$$T_{M-1}^{i+1} = 2r \left(T_{M-2}^i - h_{hol} \frac{\Delta z}{k} T_\infty \right) + \left[1 - 2r \left(1 + h_{hol} \frac{\Delta z}{k} \right) \right] T_{M-1}^i \quad (10)$$

본 연구에서는 식 (7)에서 기술한 것처럼 상기의 유한차분 방정식의 해를 구하기 위해 현시도식법을 사용하였고, 이와 같은 경우는 반드시 해의 안전성을 검토해야 하며, 해의 안정조건으로부터 해석 대상인 물체에 적용할 수 있는 최대 절점수를 구하면 된다.

즉, 임의의 격자점에 대한 온도는 한 단계 이전 시간의 인접 격자점과 자신의 온도에 의해서 결정되기 때문에 한 단계 이전 시간의 인접 격자점과 자신의 온도상승은 당연히 이후 단계에서 그 격자점의 온도를 상승시켜야 하므로 식 (7), (8), (9), (10)들의 계수는 양의 값을 가져야 한다. 이는 유한차분 방정식의 계수가 음의 값을 가지면 물리적으로 타당하지 않은 해가 구해질 수 있음을 의미한다. 따라서 해의 안전성이 보장되기 위해서는 다음의 조건들이 동시에 만족되는 절점수를 구해야 한다.

$$r < \frac{1}{2} \quad (11)$$

$$r < \frac{1}{2 \left(1 + h_{hol} \frac{\Delta z}{k} \right)} \quad (12)$$

Table 1. Properties of air

	250 K (-23°C)	293 K (20°C)	300 K (27°C)	308 K (35°C)	320 K (47°C)
Density, kg/m ³	1.3947	1.1963	1.164	1.137	0.9950
Thermal conductivity, W/m·K	22.3×10^{-3}	25.74×10^{-3}	26.3×10^{-3}	26.9×10^{-3}	30.0×10^{-3}
Thermal diffusivity, m ² /sec	15.9×10^{-6}	21.57×10^{-6}	22.5×10^{-6}	23.7×10^{-6}	29.9×10^{-6}
Prandtl number, Pr	0.720	0.708	0.707	0.705	0.700
Viscosity, Pa·sec	15.96×10^{-6}	18.11×10^{-6}	18.46×10^{-6}	18.84×10^{-6}	20.82×10^{-6}
Kinematic viscosity, m ² /sec	11.44×10^{-6}	15.01×10^{-6}	15.59×10^{-6}	16.44×10^{-6}	20.92×10^{-6}

Table 2. Properties of disc material

Material	Cast Iron
Density, kg/m ³	7100
Specific heat, J/kg · K	585
Thermal conductivity, W/m · K	54

$$r < \frac{1}{2 \left(1 + h_{out} \frac{\Delta z}{k} \right)} \quad (13)$$

식 (11)은 식 (12)와 식 (13)이 만족되면 자동적으로 만족되므로 실제로 해의 안정성을 결정하는 인자는 식 (12)와 식 (13)이다. Table 1과 Table 2의 물성치를 사용하여 해의 안전성이 보장되는 절점의 최대수는 $m=6$ 으로 구해지는데, 본 연구에서는 $m=5$ 를 사용하였다.

Fig. 7은 디스크 마찰면에 대한 수치해석을 수행하기 위해 선정된 디스크의 절점을 보여주는 그림이다. 수치해석을 수행한 결과는 물리적으로 합당한 디스크 마찰면의 온도분포 특성을 보였는데, 그 결과는 다음

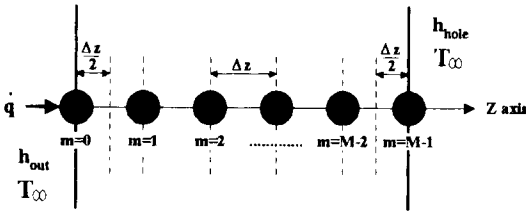


Fig. 7. Nodal points in the rotating disc.

과 같다.

Fig. 8은 운전자 및 차량을 포함한 총중량이 1630 kg인 자동차가 초기속도 50 km/hr에서 -0.3 g로 급제동을 할 경우 디스크의 마찰표면, 즉 $m=0$ 인 절점에서의 온도분포를 보여주는 결과로 그림에서 각각의 침두 부분은 마찰부에서 막 벗어난 경우에 대한 온도이다. 따라서 온도의 침두 부분의 총갯수는 자동차가 완전히 정지할 때까지 총 바퀴의 회전수를 나타내므로 이로부터 제동거리를 산정할 수 있다. 복사 냉각효과를 무시한 경우 마찰면에서의 온도는 시간이 지남에 따라서 70°C 정도로 수렴하고 있다.

Fig. 9는 동일한 조건에서 초기속도가 100 km/hr에서 50 km/hr까지 감속한 후에 다시 100 km/hr의 속도로 가속하고, 다시 감속하는 과정을 되풀이하는 반복 제동모드에서 $m=0$ 인 절점의 온도분포를 보여준 결과이다. Fig. 9의 결과에 의하면 반복 제동이 5회 정도가 지나면 온도분포는 500°C의 정상 상태로 진입하고 있음을 확인할 수 있다. 이는 주변으로의 대류 냉각과 복사 냉각열량이 가열열량과 평형을 이루기 시작함을 의미한다. 온도가 그림상에서는 굵은 선으로 보이지만, 시간을 길게 연장하면 실제로는 Fig. 8과 같이 바퀴 1회전당의 온도분포를 보여준다.

Fig. 10은 동일한 조건에서 초기속도가 100 km/hr에서 급제동한 경우 자동차가 완전히 정지한 후 시간의 경과에 따른 각 절점에서의 온도분포를 보여준 결과이며, Fig. 11은 이를 3차원적으로 보여준 결과이다.

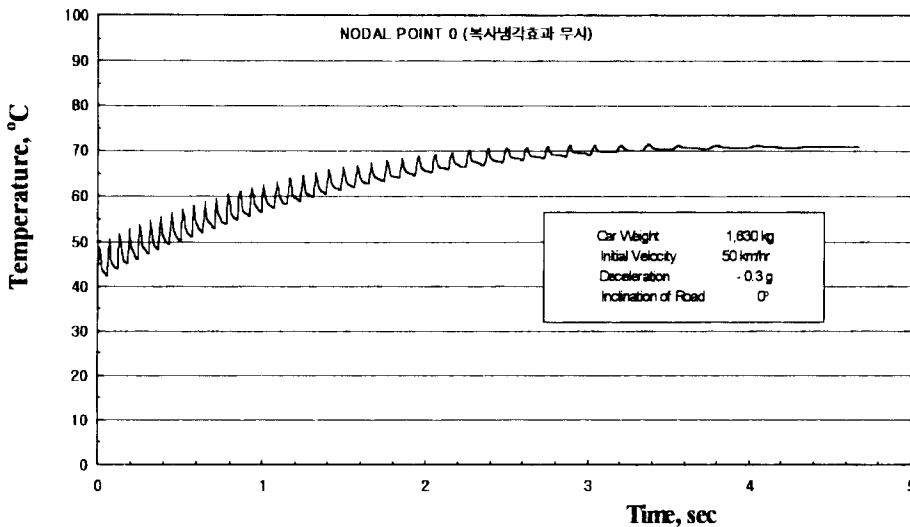


Fig. 8. External surface temperature variation by the quick braking without consideration of radiation effects.

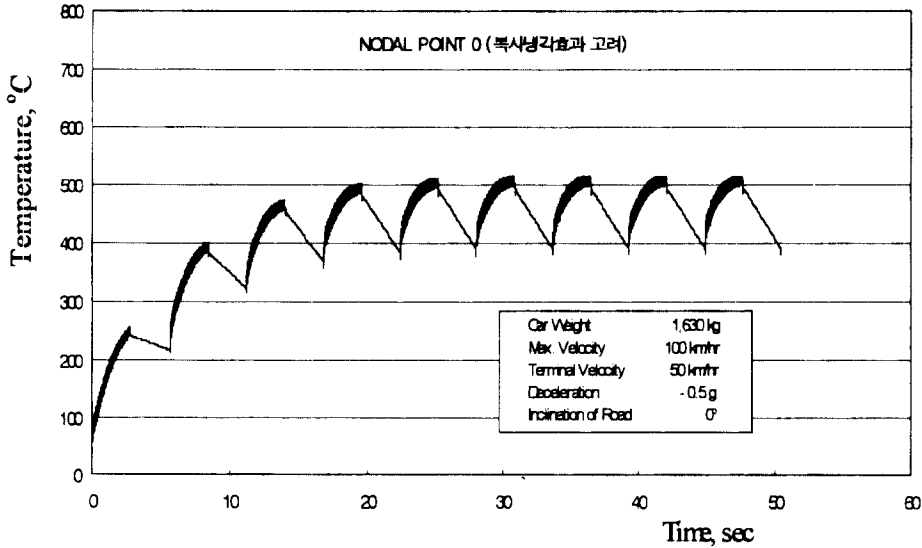


Fig. 9. External surface temperature variation of disc by the repeated braking with consideration of radiation effect.

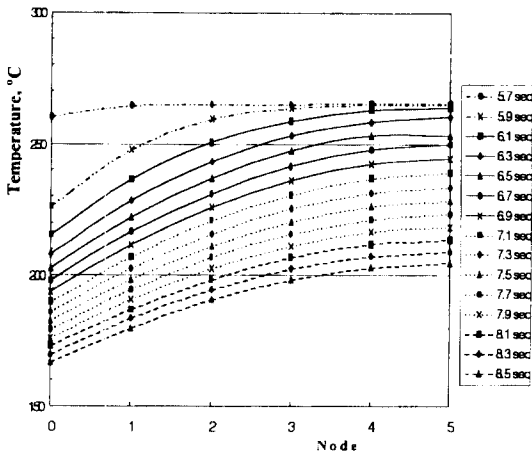


Fig. 10. Unsteady disc temperature distribution during a cooling period ($V_0=100$ km/hr, $a=-0.5$ g).

이들의 결과로부터 자동차가 정지된 후에 제동 시간과는 반대로 디스크의 벤트홀 내부표면의 온도가 가장 높고, 외부쪽으로 갈수록 빨리 냉각됨을 알 수 있다.

Fig. 12와 Fig. 13은 동일한 조건에서 초기속도가 100 km/hr에서 급제동한 경우 자동차가 완전히 정지할 때까지 시간의 경과에 따라서 각 절점의 온도분포를 보여준 결과이다.

4. 결 론

본 연구에서는 디스크 브레이크 승용차가 제동할

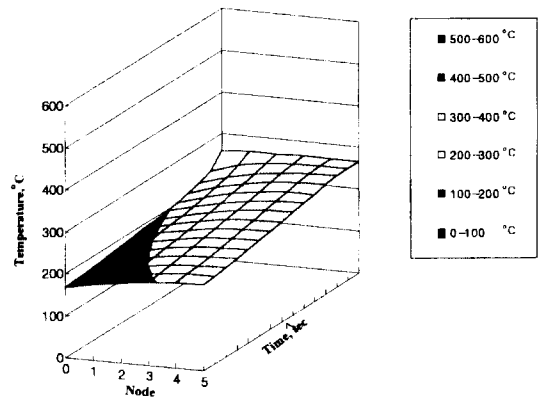


Fig. 11. 3-Dimensional unsteady disc temperature distribution during a cooling period ($V_0=100$ km/hr, $a=-0.5$ g).

경우에 마찰면에서 발생하는 열적특성을 수치적으로 해석한 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 벤트홀 내의 대류 열전달율에 관한 Limpert식을 이용한 결과가 Dittus-Boelter식을 사용한 결과에 비교하여 약 30% 정도 높게 나타났다.
2. 유한차분법에 의한 디스크의 비정상 온도분포에 대한 수치적 해의 안정성에 관계되는 무차원 시간 간격은 패드가 디스크의 외부표면에 접촉한 각도가 60°에 상당하는 실시간 간격을 취할 경우 1회전 중에 1/6에 상당하는 시간을 취하면, 최대 주행속도인 150 km/hr범위까지 아무런 지장이 없다.
3. 초기속도가 50~150 km/hr, 감속도 0.3 g~0.5 g의

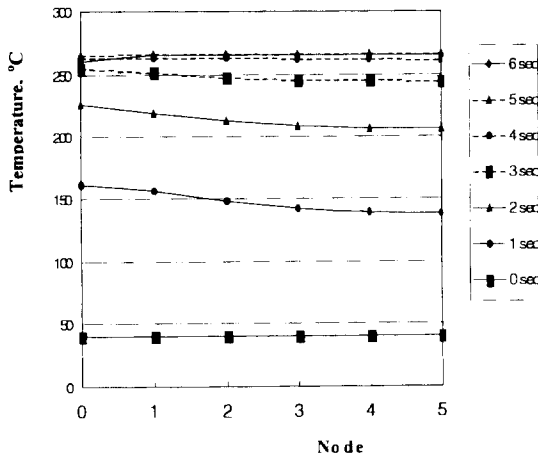


Fig. 12. Unsteady disc temperature distribution during a heating period ($V_0=100$ km/hr, $a=-0.5$ g).

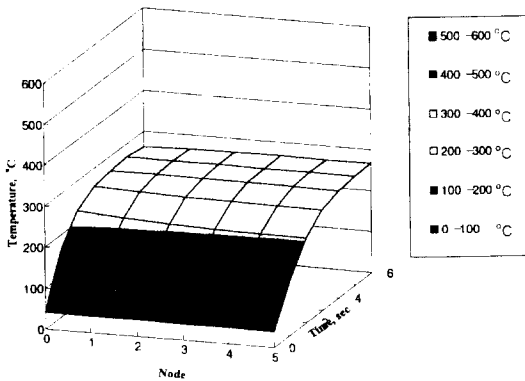


Fig. 13. 3-Dimensional unsteady disc temperature distribution during a heating period ($V_0=100$ km/hr, $a=-0.5$ g).

범위에 대하여 제동 기간 중의 수치적 결과는 1회전 중에 디스크의 온도변동을 구할 수 있었고, 이로부터 제동거리도 계산할 수 있었다. 1회전 중의 온도 변화 폭은 감속도가 클수록 크며, 상승 최고온도는 초기속도 및 감속도가 클수록 높고, 디스크의 고온화가 진행될수록 복사 냉각 영향이 증대되므로 일정한 온도로의 수렴이 빠르게 일어난다.

4. 1회의 급제동에 의한 정미 온도상승 폭은 초기 온도가 높고, 감속도가 클수록 증가한다.

5. 급제동시에 디스크의 내부표면과 외부표면 사이의 온도차는 초기속도가 150 km/hr이고, 감속도는 0.5 g인 경우에 최고 90.4°C이고, 냉각과정에서는 최대

174.2°C의 온도차를 나타내어 디스크의 벽면에서는 심한 열응력을 발생시킬 수 있음을 알 수 있다. 가열 과정 중에는 외부표면의 온도가 높지만 냉각과정 중에는 외부표면의 열전달율이 높아 내부표면의 온도가 높게 되는 온도의 역전현상이 일어나며, 이는 물리적인 예상치와 비교적 잘 일치한다.

6. 연속 제동에 의하여 디스크의 외부표면 온도변동이 일정한 사이클로 이루어지게 되는 제동횟수는 최고속도가 낮을수록, 그리고 감속도가 작을수록 증가한다.

참 고 문 헌

1. 매일경제신문, 자동차 특집호, 1997년 7월
2. 조동두, "자동차 제동기의 설계 요소," 대한기계학회지, Vol. 39, No. 7, pp.49-57, 1997.
3. Lui, T. and Rhee, S. K., "High Temperature Wear of Semi-metallic Disk Brake Pads," Wear of Materials, pp.552-554, 1977.
4. Rhee, S. K., Jacko, M. G. and Tsang, P. H. S., "The Role of Friction Film, Wear, and Noise of Automotive Brakes," SAE 900004, pp.29-36, 1990.
5. Burton, R. A., "Thermal Deformation in Frictionally Heated Contact," WEAR, Vol. 59, pp.1-20, 1980.
6. Crolla, D. A. and Lang, A. M., "Brake Noise and Vibration-The State of Art," I.Mech.E, 1997.
7. Highley, F. H., "Techniques for Determining the Thermal Characteristics of Brake Drums and Discs," pp. 2020-2028, No.710589.
8. Limpert, R. "Brake Design and Safety," Society of Automotive Engineers, Inc., 1992.
9. Limpert, R., "Engineering Design Handbook, Analysis and Design of Automotive Brake Systems," US Army Material Development and Readiness Command, DARCOM-P-706-358, 1976.
10. Limpert, R., "The Thermal Performance of Automotive Disc Brakes," pp.2355-2368.
11. Limpert, R., "Cooling Analysis of Disk Brake Rotors," SAE751014, 1975.
12. Fukano, A and Matsui, H., "Development of Disc Brake Design Method using Computer Simulation of Heat Phenomena," pp.3956-3968, No.860634.
13. Patankar, S. V. "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow," McGraw-Hill Book Company, 1980.