

디스크 브레이크 피스톤 재질을 고려한 브레이크 시스템 온도 분포에 관한 연구

김수태*, 김진한⁺, 김주신⁺
(논문접수일 2005. 4. 8, 심사완료일 2005. 11. 7)

A Study on the Temperature Distribution of Disc Brake System Considering the Material Property of the Disc Brake Piston

Soo Tae Kim*, Jin Han Kim⁺, Joo Shin Kim⁺

Abstract

Braking performance of a vehicle can be significantly affected by the temperature increment in the brake system. Therefore, the important problem in brake system is to reduce the thermal effect by friction heat. Recently, many studies have been performed and good results have been reported on the prediction of the brake disk temperature. However, the study on the pad, piston and brake fluid temperature is rarely found despite of its importance. In this study, the temperature distribution of the disc brake system is studied according to the material properties of brake piston. Vehicle deceleration, weight distribution by deceleration, disc-pad heat division and the cooling of brake components are considered in the analysis of heat transfer. Unsteady state temperature distributions are analyzed by using the finite element method and the numerical results are compared with the experimental data.

Key Words : Disk Brake(디스크 브레이크), Finite Element Method(유한 요소 해석), Brake Fluid(브레이크 오일), Caliper(캘리퍼), Pad(패드), Piston(피스톤), Brake Fluid Vaporization(브레이크 오일 비등)

1. 서론

급격히 증가하는 자동차 보급 대수와 더불어 교통사고의 증가는 자동차의 제동 시스템, 즉 브레이크 계통에 대한 중

요성을 크게 인식하는 계기가 되었다. 일반적으로 자동차에서는 제동 안정성, 제동력 조절 편이성, 넓은 범위의 제동 토크 등의 이점 때문에 디스크 브레이크를 광범위하게 사용하고 있다.

* 국립창원대학교 기계공학과 (stkim@changwon.ac.kr)
주소: 641-773 경남 창원시 사림동 9번지 기계공학과
⁺ 창원대학교 기계공학과 대학원

그러나 디스크 브레이크 장치는 고속으로 회전하는 디스크와 패드 사이에 마찰이 발생함에 따라 고온의 열이 발생하게 된다. 따라서 디스크 브레이크 시스템은 상당량의 열을 받게 되고, 이러한 열은 높은 온도와 그에 따른 많은 문제점을 발생시킨다.

또한, 자동차의 고출력화, 고속화, 경량화 추세로 제동장치는 더욱 가혹한 마찰 상태에서 운전되고 브레이크 마찰면에서는 마모, 열 크랙, 브레이크 오일 비등 등 여러 가지 열적 문제를 발생시켜 결국 브레이크 시스템의 수명 단축이나 고장의 문제를 일으키게 된다. 따라서 브레이크 시스템에서의 열 발생과 이로 인한 온도 상승은 브레이크 시스템의 성능에 중요한 요소로 작용한다.

최근 브레이크 디스크에서의 온도 예측에 관한 연구는 많이 수행되었고, 다양한 결과를 보여주고 있다^(1~10). 그러나 지금까지의 이러한 여러 연구 등은 브레이크의 디스크에 관한 열전달 문제를 주로 다루고 있다. 브레이크에서 열 발생으로 인한 문제는 디스크에서만 국한 되지 않는다. 패드를 통한 열전달은 피스톤을 통해 브레이크 오일의 온도를 상승시키고 이로 인하여 브레이크 오일 비등 문제를 일으킨다⁽¹¹⁾.

따라서 본 연구에서는 유한 요소법을 이용하여 제동시 패드를 통해 캘리퍼, 피스톤, 브레이크 오일 등으로 전달되는 열전달 특성 및 온도 분포 해석을 수행하고, 실험 결과와 비교 분석 하고자 한다. 또한 자동차의 세계적인 추세인 경량화의 일환으로 디스크 브레이크 시스템의 유압을 전달하는 실린더의 피스톤 소재를 금속재에서 페놀 수지재로 교체하였을 때 온도 분포 상태 변화 등을 파악하여 소재 대체에 따른 영향을 분석하고자 한다.

2. 실험

본 연구에서 사용된 브레이크 종류는 싱글 실린더 캘리퍼 부동형(Single cylinder caliper floating type)이며, 이 브레이크의 규격과 실험 장비 규격은 Table 1, 2와 같다. Table 3은 실험에서 사용된 제동 조건으로서 일반적으로 자동차 제작사에서 실시하는 유럽 AMS사의 ALPINE FADE 평가 조건들이다. 제동 조건은 총 54단계로 구성되어 있으며, 각 단계가 끝난 후 디스크를 가속시키고 다시 제동시키는 과정을 연속적으로 반복해서 수행한다.

Fig. 1은 실험 장치 구성의 실물사진이다. 실험 방법은 디스크 브레이크를 동력계에 장착하여 알파인 조건의 각 스텝에 따른 속도로 회전 운동시키고, 피스톤을 통해 패드에 유

Table 1 Specifications of the disc brake

Item	Specification
Tire dynamic rolling radius [mm]	361
Wheel cylinder diameter [mm]	42.90
Wheel cylinder number [EA]	1
Wheel cylinder area [cm ²]	14.45
Brake effective radius [mm]	134
Brake loss pressure [kgf/cm ²]	0.50

Table 2 Specifications of the experimental equipment

Item	Specification
Brake dynamometer	SMT
Thermocouple	K type
Data acquisition device	AR-4800

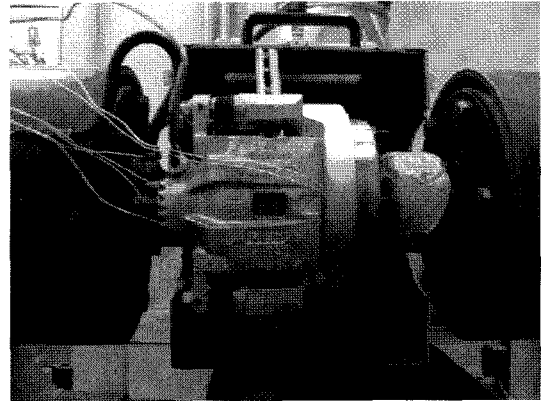


Fig. 1 Photograph of experimental setup

압을 가함으로써 감속시킨다. 이 때 브레이크 각 부위에 설치된 온도 센서를 통해 온도를 측정하고, 데이터 획득 장치를 통해 각 시간에 따른 데이터를 컴퓨터에 저장한다.

실험에서 온도 측정 위치는 Fig. 2에 표시하였다. 센서의 위치는 디스크의 경우 내부 벤트홀 격자를 통해 마찰면 아래 부분(①)에, 패드는 마찰면의 중앙 부위에서 표면 1cm 뒤쪽(②)에 설치하였다. 또한 피스톤에서는 입구와 1cm 떨어진 지점(③)에 센서를 설치하여 온도를 측정하였으며, 브레이크 오일은 직접 온도를 측정하였다.

Table 3 Alpine braking conditions

	Initial velocity [m/s]	Final velocity [m/s]	Braking deceleration [$\times 9.8 \text{ m/s}^2$]	Idle time [s]
sub 1	43	12	0.38	4
sub 2	43	17	0.34	4
sub 3	41	14	0.39	3
sub 4	46	31	0.51	3
sub 5	68	20	0.53	4
sub 6	50	13	0.52	4
sub 7	58	48	0.41	2
sub 8	60	22	0.33	3
sub 9	54	13	0.48	3
sub 10	49	31	0.49	3
sub 11	64	33	0.43	5
sub 12	57	14	0.30	11
sub 13	74	25	0.48	8
sub 14	56	40	0.31	4
sub 15	64	23	0.44	4
sub 16	55	25	0.45	5
sub 17	67	30	0.45	5
sub 18	60	40	0.29	20
sub 19	92	70	0.68	4
sub 20	87	45	0.50	4
sub 21	82	63	0.35	2
sub 22	67	26	0.49	12
sub 23	90	24	0.63	4
sub 24	69	58	0.24	2
sub 25	64	50	0.55	3
sub 26	60	33	0.48	6
sub 27	85	62	0.55	2
sub 28	79	53	0.55	3
sub 29	85	54	0.62	2
sub 30	70	52	0.61	2
sub 31	61	25	0.16	3
sub 32	78	32	0.65	4
sub 33	71	28	0.62	4
sub 34	74	57	0.66	11
sub 35	101	65	0.43	4
sub 36	99	64	0.53	3
sub 37	90	25	0.56	5
sub 38	75	25	0.59	28
sub 39	110	75	0.52	2
sub 40	87	64	0.52	3
sub 41	77	40	0.32	14
sub 42	75	45	0.33	3
sub 43	67	42	0.51	3
sub 44	57	34	0.36	3
sub 45	64	44	0.38	4
sub 46	76	60	0.43	2
sub 47	65	30	0.56	7
sub 48	97	28	0.41	4
sub 49	79	24	0.22	5
sub 50	94	28	0.48	10
sub 51	85	34	0.49	3
sub 52	69	28	0.42	24
sub 53	63	40	0.37	21
sub 54	91	0	0.48	0

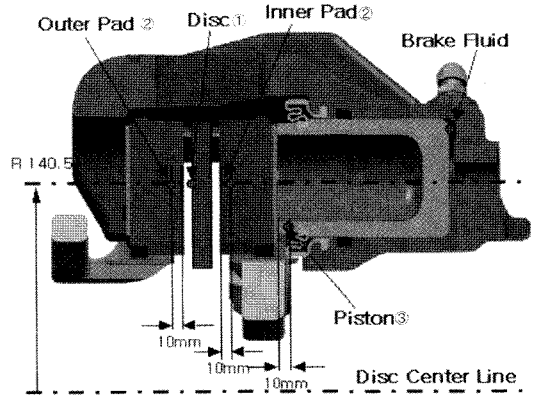


Fig. 2 Temperature measuring points

3. 수치 해석

3.1 브레이크 발열 특성

디스크와 패드 마찰 면에서 발생하는 마찰열은 운동에너지에서 전환된 열이다. 이로부터 브레이크에서의 발열은 다음과 같이 표현할 수 있다⁽¹²⁾.

$$\dot{q} = \frac{C_1 C_2 C_3 \gamma k m a V(t)}{A} \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (1)$$

여기서, C_1 : 전후륜 발열비

C_2 : 한쪽 바퀴 브레이크의 비율

C_3 : 패드 한쪽 면에 대한 비율

k : 회전체 질량의 보정 계수

A : 발열 면적[m²], a : 감속도[m/s²]

$V(t)$: 차량의 속도[m/s], m : 차량의 질량[kg]

$$\gamma = \frac{\dot{q}}{q_r + q_p} = 1 - \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_p c_p k_p}{\rho_r c_r k_r} \right)^{\frac{1}{2}}}$$

: 패드에서의 열 분배비

마찰 면에서의 발열을 해석하기 위해서 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 자동차의 운동 에너지는 제동시 모두 열에너지로 전환된다.
- (2) 복사에 의한 열전달은 전도 및 대류에 비해서 영향이 작은 값으로 보고 무시한다.
- (3) 디스크와 패드 사이에서 발생하는 마찰열은 접촉면에

서 균일하게 생성된다.

- (4) 각 부품간의 접촉부는 접촉 열 저항이 없는 것으로 간주하였다

3.2 브레이크의 냉각 특성

캘리퍼와 패드에서의 냉각은 David 등의 경험식⁽¹³⁾을 사용하였다.

$$N = 0.174(Re)^{0.618} \quad (2)$$

여기서, $Re = \frac{\phi V_v D}{2(\nu)}$; $\phi = \frac{V^*}{V_v}$

: 자동차 속도와 냉각흐름의 속도에 따른 레이놀즈수

3.3 지배 방정식 및 물성치

각 제동 구간의 시간에 따른 열전달을 해석하기 위한 3차원 비정상 열전달 방정식⁽¹⁴⁾은 다음과 같으며 수치 해석에서 사용된 물성치는 Table 4에 제시하였다.

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + \dot{Q} \quad (3)$$

여기서,

- ρ : 밀도 [kg/m³], c : 비열 [J/kg·°C],
- T : 온도 (T(x,y,z,t)) [°C], t : 시간 [s],
- k : 열전도율 [W/m·°C], \dot{Q} : 발열량 [kcal/kg]

3.4 모델링

각 제동 구간에 대한 브레이크의 발열 특성을 해석하기 위해서 마찰 표면에서의 발열 및 각 재질에 따른 열전달 특

성 등을 고려하여 모델링을 하였다.

브레이크는 캘리퍼의 중심축을 기준으로 구조 및 열적으로 좌우 대칭이므로 1/2 모델링을 하였으며, 디스크는 모델링에서 제외하였다. 해석 모델은 패드, 피스톤 및 캘리퍼 등으로 구성하였다. 해석의 결과에 영향을 미치지 않는 캘리퍼 표면의 곡면부위 등은 형상을 단순화하여 모델링을 하였다. 해석의 경계 조건은 디스크와 패드의 공기접촉에 의한 대류 냉각 조건으로 설정하였다.

상용 유한요소 프로그램인 ANSYS를 사용하여, 브레이크 시스템의 모델링과 해석을 수행 하였으며, 모델링한 결과를 Fig. 3에 제시하였다.

해석에 사용한 요소형상은 Thermal Solid70이며 요소와 절점의 수는 각각 34287개와 39261개이다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 4와 5는 피스톤 재질에 따른 최고 온도에서의 브레이크 시스템의 온도 분포 해석 결과이다. 금속재 피스톤의 브레이크 시스템에서는 최고온도가 디스크와 패드의 마찰 면에서 664°C로 나타났고, 수지재 피스톤에서도 또한 같은 장소에서 최고 온도가 662°C로 나타남을 알 수 있다.

Fig. 6는 알파인 제동 조건하에서 금속재 피스톤을 사용하여 각 부위의 시간에 따른 온도 분포 변화를 해석한 결과이다. 온도 분포 해석 결과 약 400~500초 사이에서 알파인 제동 조건에 따른 발열이 직접 온도 변화에 영향을 미치기 때문에, 디스크와 패드의 마찰 면에 최고 온도가 나타났다. 또한 마찰 면은 외부 공기와 직접적으로 접촉되어 있어 발열이 끝난 후 급격하게 온도가 하강하는 것으로 나타났다.

Table 4 Material properties of the disc brake

	Material	Density [kg/m ³]	Specific heat [J/kg·°C]	Thermal conductivity [W/m·°C]
Disc	FC 170HD	7272	420	52
Pad	KBP 4018	2595	1465	1.5
Caliper	FCD45	7228	419	48.5
Piston(steel)	SM10C	7870	519	49.8
Piston(phenol)	PHENOL	1380	960	1.5
Air	-	1.143	1006	0.0268
Brake fluid	DOT 3 Oil	1117	2386	0.257

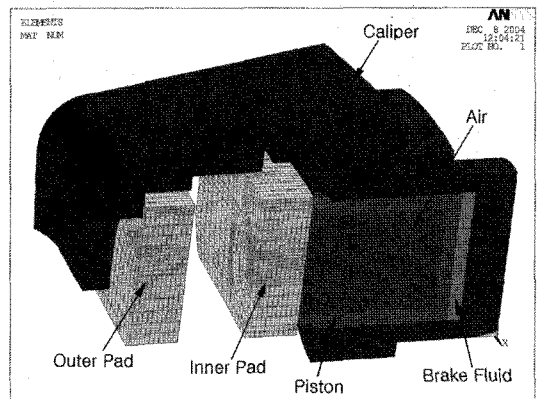


Fig. 3 FEM model of Brake System

안쪽과 바깥쪽에 위치한 패드에서는 마찰 면으로부터 열 전달에 의해서 온도 상승이 일어난다. 이러한 패드에서의 온도는 안쪽 패드의 경우 뒤쪽에 위치한 피스톤과 캘리퍼 쪽으로의 열전달에 영향을 받게 된다. 따라서 공기와의 접촉면이 많은 바깥쪽 패드에 비해서 상대적으로 온도가 높게 나타났고, 그 온도 차이는 약 40°C 정도로 나타났다.

피스톤과 브레이크 오일의 온도 상승은 마찰 면의 발열로 인한 열전달에 의해서 일어난다. 이러한 열전달로 인해 피스톤과 브레이크 오일이 최고 온도에 도달하게 되는 시간은 마찰 면으로부터의 거리가 멀수록 더 길어진다.

따라서 피스톤과 브레이크 오일에서 최고 온도 도달 시간은 각각 약 800~900초, 약 1300~1500초 부근에서 발생

하였고 최고 온도는 각각 134°C, 117°C로 나타났다.

Fig. 7은 알파인 제동 조건하에서 페놀 수지 피스톤을 사용하여 각 부위의 시간에 따른 온도 분포 변화를 해석한 결과이다. 디스크와 패드 마찰 면과 바깥쪽에 위치한 패드는 피스톤 소재 교체로 인한 열전달 영향을 적게 받기 때문에 금속재 피스톤의 온도해석 결과와 비슷한 경향을 나타내고 있다. 그러나 안쪽 패드, 피스톤 및 브레이크 오일의 온도분포 해석 결과는 페놀 수지 피스톤의 낮은 열전달의 영향으로 금속재 피스톤에서의 해석결과와는 다른 온도분포를 보였다.

이러한 원인은 페놀 수지 피스톤의 낮은 열전달률로 인하여 마찰 면에서 전달된 열이 피스톤을 통해 캘리퍼와 브레이크 오일로 전달되지 못하고 피스톤 입구 부근에서 정체되기

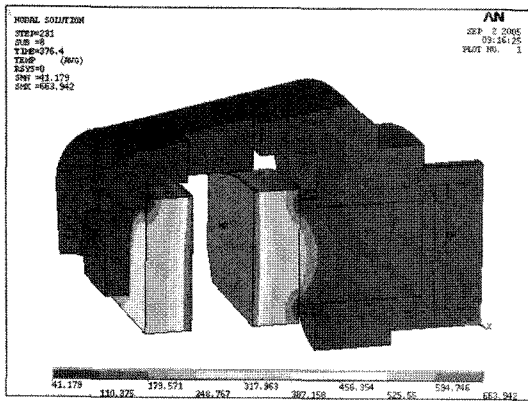


Fig. 4 Max temperature distribution of the disc brake with steel piston

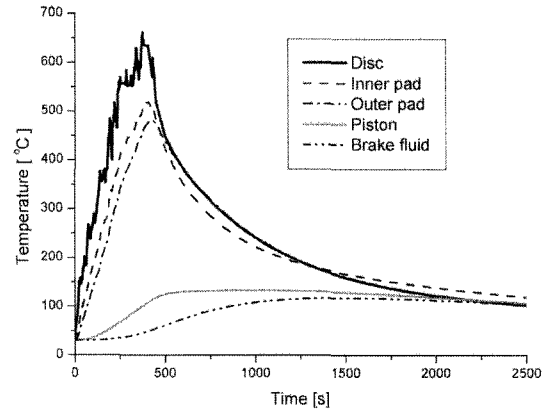


Fig. 6 Numerical temperature history of the disc brake with steel piston

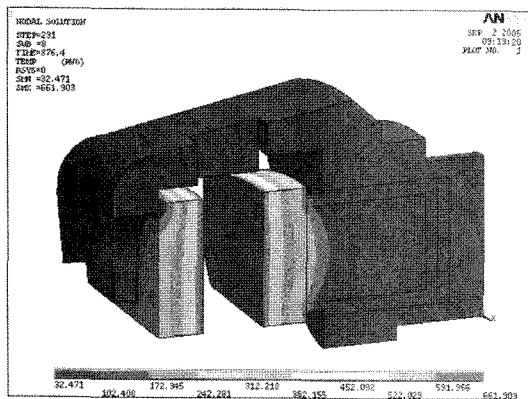


Fig. 5 Max temperature distribution of the disc brake with phenol piston

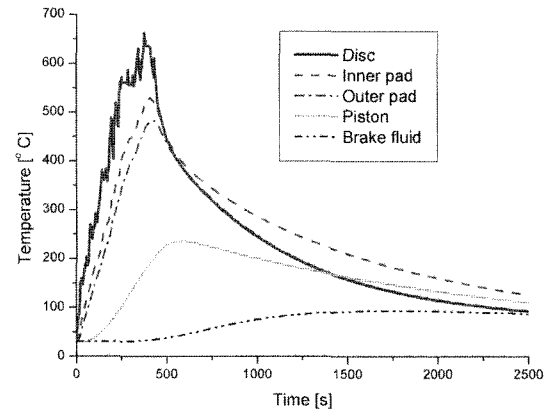


Fig. 7 Numerical temperature history of the disc brake with phenol piston

때문이다. 이로 인해 피스톤 입구 부근에서 최고 온도는 235°C로 약 100°C가량 온도가 크게 상승하였다. 또한 안쪽 패드에서도 온도 상승이 일어나 약 20°C가량의 온도 상승이 일어났다. 그러나 브레이크 오일 쪽으로는 열이 전달되지 못하기 때문에 최고 온도는 94°C로 금속재에서 약 23°C가량 낮은 온도로 나타났다.

최고 온도 발생 시간은 페놀 수지 피스톤을 사용한 경우, 피스톤 소재의 영향으로 피스톤 입구에서는 약 500~700초 부근으로 금속재에 비해서 약 100~200초가량 빨리 최고 온도에 도달하였고, 브레이크 오일에서는 약 1500~1700초 부근으로 약 200초가량 늦게 도달하는 것으로 나타났다.

Fig. 8, 9은 알파인 제동 조건하에서 피스톤 소재에 따른

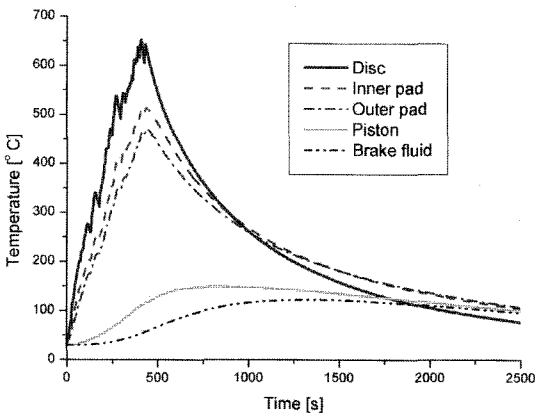


Fig. 8 Experimental temperature history of the disc brake with steel piston

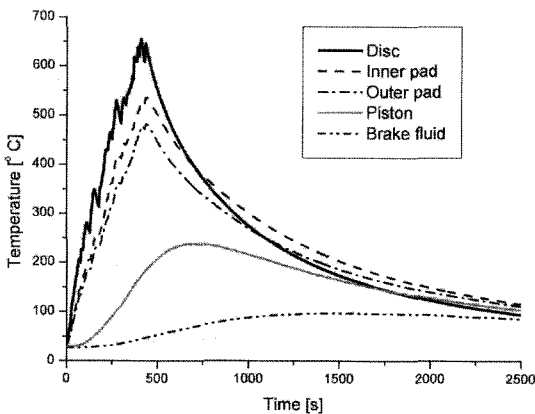


Fig. 9 Experimental temperature history of the disc brake with phenol piston

디스크 브레이크 각 부위의 시간에 따른 온도 분포 변화를 실험한 결과이다. 최고 온도 발생 시간은 금속재 피스톤의 경우, 피스톤 입구에서는 약 800초 부근 브레이크 오일에서는 약 1300초 부근에서 나타났고, 페놀 수지 피스톤의 경우는 각각 600초, 1600초 부근에서 나타났다.

이와 같은 결과는 수치 해석 결과와 비슷한 경향을 보이고 있다. 각 부위의 온도 분포 변화는 전반적으로 비슷한 결과를 보이고 있으나, 마찰 면의 발열이 끝난 후 온도 하강, 피스톤 입구와 브레이크 오일의 최고 온도 등에서 약간의 차이가 발생하는 것으로 나타났다. 이 결과의 차이는 수치 해석에서는 모델링의 단순화, 온도에 따른 물성치의 변화와 각 재료 사이의 접촉 저항에 의한 열전달의 영향, 복사에 의한 열전달 등이 고려되지 않았기 때문으로 사료된다. 따라서 이 같은 문제를 해결하기 위하여 추후 추가적인 연구가 수행되어야 할 것이다.

Table 7과 Table 8은 피스톤 소재에 따른 실험과 수치 해석한 결과 디스크 브레이크 각 부위의 최고 온도를 나타낸 것이다. 이러한 실험과 수치해석 결과는 금속재 피스톤에 비해 수지재 피스톤이 브레이크 오일의 온도 상승을 억제함이 우수하고, 이것은 브레이크 시스템의 제동성능을 향상시킬 수 있음을 보여준다.

Table 7 Experimental maximum temperature of the disc brake

		Disc	Inner pad	Outer pad	Piston	Brake fluid
Steel piston	Temp [°C]	652	514	478	149	123
Phenol piston	Temp [°C]	655	535	483	238	97

Table 8 Numerical maximum temperature of the disc brake

		Disc	Inner pad	Outer pad	Piston	Brake fluid
Steel piston	Temp [°C]	664	519	480	134	117
Phenol piston	Temp [°C]	662	538	482	235	94

5. 결론

본 연구는 유한요소법을 해석기법으로 하는 상용프로그램을 사용하여 각 구성부품의 열전달 특성을 고려하여 브레이크 시스템에 대한 온도 분포 해석을 수행하고 해석값을 실제 실험을 통한 실험값과 비교 검토함으로써 브레이크 시스템의 온도 분포 특성을 파악하고자 하였다. 본 연구에 대한 결론은 다음과 같다.

- (1) 디스크 브레이크 피스톤 소재에 따른 온도 영향은 안쪽 패드와 피스톤, 브레이크 오일에서 크게 나타났으며, 디스크와 바깥쪽 패드의 경우는 거의 나타나지 않았다.
- (2) 피스톤 소재에 따른 열전달률의 영향으로 금속재와 페놀 수지재 피스톤을 사용한 브레이크 시스템의 각 부위에서 최대 온도 발생 시간은 차이가 발생하였다.
- (3) 브레이크 오일은 약 1300초 후에 최대 온도가 발생하였으며, 최대 온도 발생 시간은 마찰 면에서 떨어진 거리에 비례하였다.
- (4) 디스크 브레이크 피스톤 소재를 고려하여 열전달 해석을 수행한 결과 실험과 수치해석 값의 경향이 일치함을 확인할 수 있다.
- (5) 캘리퍼의 성능에 있어 피스톤의 재질을 금속재로부터 열전달 계수가 낮은 페놀재료를 사용함으로써 브레이크 오일 온도의 상승을 억제하고 결국 제동성능의 향상을 꾀할 수 있었다.
- (6) 유한요소법을 사용하여 브레이크 시스템에 대해 비정상 열전달 해석을 수행하여 이론적으로 온도 분포를 추정하는 것이 가능하고 브레이크 시스템의 초기 설계 단계에서 열적 최적화방법을 고려하여 설계하는 것이 가능하였다.

후 기

본 연구는 창원대학교 공작기계기술연구센터의 지원에 의한 것입니다.

참 고 문 헌

- (1) Highley, F. H., 1971, "Techniques for Determining

the Thermal Characteristics of Brake Drums and Disc," *SAE*, 710589.

- (2) Limpert, R., 1975, "The Thermal Performance of Automotive Disc Brake," *SAE*, 750873.
- (3) Limpert, R., 1975, "Cooling Analysis of Disc Brake Rotors," *SAE*, 751014.
- (4) Morgan, S., and Dennis, R. W., 1972, "A Theoretical Prediction of Disc Brake Temperatures and a Comparison with Experimental Data," *SAE*, 720090.
- (5) Yano, M., and Murata, M., 1993, "Heat Flow on Disc Brakes," *SAE*, 931084.
- (6) Gao, C. H., and Lin, X. Z., 2002, "Transient temperature field analysis of a brake in a non-axisymmetric three-dimensional model," *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 129, pp. 513~517.
- (7) Lee, I. K., Kim, C. K., 1999, "Finite Element Analysis on the Thermoelastic Wear Behaviors for a High-speed Disk Break," *Journal of the KSTLE* Vol. 15, No. 4, pp. 291-296.
- (8) Choi, J. H., Kim, D. H., Lee, I., 2001, "Thermal Analysis of Automotive Disc Brake Using FFT-FEM," *KSME Journal*, Vol. 25, No. 8, pp. 1253~1260.
- (9) Yeo, T. I., 2003, "Axisymmetric Temperature Analysis of Ventilated Disc using Equivalent Parameters," *Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers*, Vol. 11, No. 1, pp. 137~142.
- (10) Lee, S. K., Sung, B. Y., and Ha, S. K., 2000, "Optimal Design of Ventilated Disc Brake Rotor," *KSME Journal*, Vol. 24, No. 3, pp. 593~602.
- (11) Lee, K. J., 1999, "Numerical Prediction of Brake Fluid Temperature Rise During Braking and Heat Soaking," *SAE*, 1999-01-0483.
- (12) Limpert, R., 1999, Brake Design and Safety, *SAE*, pp. 111~172.
- (13) Sheridan, D. C., Kutchev, J. A., and Samie, F., 1988, "Approaches to the Thermal Modeling of Disc Brakes," *SAE*, 880256.
- (14) Cengel, Y. A., 2000, Heat transfer, McGraw-Hill.