

원주가압형 브레이크 디스크의 열-구조 연성해석

김형훈¹⁾ · 이성욱¹⁾ · 한동섭²⁾ · 한근조^{*3)}

동아대학교 대학원 기계공학과¹⁾ · 동아대학교 BK21 총괄사업단²⁾ · 동아대학교 기계공학과³⁾

Thermal-Structural Coupled Field Analysis of the Circumferential Pressing Type Brake Disc

Hyeonghoon Kim¹⁾ · Seongwook Lee¹⁾ · Dongseop Han²⁾ · Geunjo Han^{*3)}

¹⁾Mechanical Engineering, Graduated School of Dong-A University, Busan 604-714, Korea

²⁾Institute of BK21, Dong-A University, Busan 604-714, Korea

³⁾Department of Mechanical Engineering, Dong-A University, Busan 604-714, Korea

(Received 8 October 2007 / Accepted 28 January 2008)

Abstract : The heat generated by the brake system of vehicles results in reduction of friction force on the brake surface and vibration during a braking. To solve these problems, extensive research for the brake shape has been conducted such as drilling cooling holes on the brake disc, accommodating ventilated holes and etc. In this study, we suggest the circumferential pressing type brake disc in order to improve its cooling performance. In order to compare the cooling-down efficiency between the conventional side-pressing type and the circumferential-pressing type, we adopted the FMVSS 105-77 as thermal analysis conditions and This newly proposed concept has been verified using Thermal-structure Coupled Field Analysis along with comparative analysis with the existing ventilated disk.

Key words : Friction force(마찰력), Brake's performance(제동성능), Cooling hole(방열홀), Ventilated hole(벤틸레이션 홀), Thermal-structure coupled field analysis(열-구조 연성해석)

Nomenclature

$W_{S(D)}$: vertical static(dynamic) load, kg
 R_T : radius of tire, mm
 R_D : radius of disc, mm
 μ : friction coefficient
 F : friction force, N
 N_f : vertical pressing force, N
 q : heat flux, W/m^2
 γ : heat partition ratio, %

1. 서론

자동차에 있어 속력을 줄이거나 정지하게 하는 기능을 담당하는 브레이크의 중요성은 아무리 강조해도 지남침이 없다.

브레이크 시스템은 온도에 매우 민감한 장치로써 특히 제동 시 발생하는 패드와의 마찰에 의한 마찰열은 많은 문제발생의 원인이 되고 있다. 특히 페이드(fade)현상이나 베이퍼 록(vaper lock)현상은 열에 의해 발생하는 결함으로 인명사고로 까지 이어질 수 있다.

그리하여 브레이크 시스템의 결함을 줄이기 위한 많은 연구가 진행되었고, 그 결과 열에 매우강한 소재를 사용한 디스크가 출시되었다. 그러나 이는 매

*Corresponding author, E-mail: gjhan@dau.ac.kr

우 고가의 차량에만 한정되어 장착되고 있고 여전히 일반 차량에는 주철을 소재로 한 디스크가 장착되고 있어 여전히 열에 의한 문제점에 노출되어 있는 실정이다.

현재까지 발표된 브레이크 관련 논문들을 살펴보면 마찰특성,¹⁾ 온도분포를 예측하는 해석적 기법,²⁾ 디스크 내부에서의 유동특성³⁾ 등을 분석하는 논문이었으며 이는 현재 적용되는 브레이크 디스크의 형상을 모델로 하는 것이었다.

본 연구에서는 열에 의한 문제점을 해결하고자 현재 사용되는 측면가압식 형상이 아닌 방열성능 향상이 기대되는 새로운 형상의 브레이크 시스템을 제안하였고 이에 대하여 열-구조 연성해석을 수행하여 기존의 브레이크 디스크와 비교 분석하였다.

2. 디스크의 형상제안 및 구조해석

2.1 디스크의 형상제안

본 연구에서 제안한 원주가압형 브레이크 디스크는 H사의 중형승용차에 적용되는 디스크의 크기를 기준으로 설계되었으며 그 형상은 Fig. 1과 같다.

휠 스테드(wheel stud)가 적용되는 보스(boss)의 치수는 기존의 것과 동일하게 하였고 디스크가 회전 시 강제대류발생에 의한 방열효과를 높이기 위하여 패드와 마찰하는 마찰면을 스포크의 형상으로 적용하였다. 그리고 스포크의 끝에 패드와 마찰이 가능하도록 림을 적용하여 원주방향에서 패드의 압착이 가능하도록 설계하였다.



Fig. 1 3D model of circumferential pressing type brake disc

2.2 제동압력 분석

제동 시 디스크에 작용하는 압력에 의한 구조적 안정성을 분석하기 위하여 제동압력을 분석하였다. Fig. 2는 제동 시 차량에 작용하는 수직 동적하중과 지면과의 마찰력을 나타낸 것이며, Fig. 3은 타이어와 디스크에 작용하는 힘의 자유물체도이다.

제동 시 전륜(front)과 후륜(rear)타이어와 지면과의 마찰력 $F_{f,Di,2}$ 는 다음과 같다.

$$F_{i1,2} = \mu_T \times W_{i1,2} \quad (i = f, r) \quad (1)$$

여기서, μ_T 는 타이어와 지면사이의 마찰계수이며, $W_{Di,2}$ 는 전륜 및 후륜의 수직 동적하중이다.

Fig. 3에서와 같이 타이어와 지면과의 마찰에 의한 토크 T_f 와 디스크와 패드의 마찰에 의한 토크 T_D 가 같다고 하면, 전륜의 수직압착력 N_{f1} 은 다음과 같이 계산할 수 있다.⁴⁾

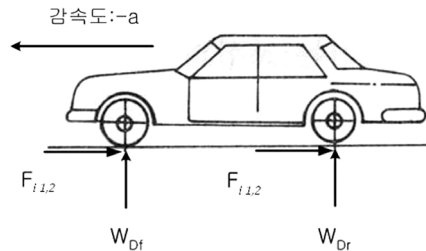


Fig. 2 Vertical dynamic load and braking force

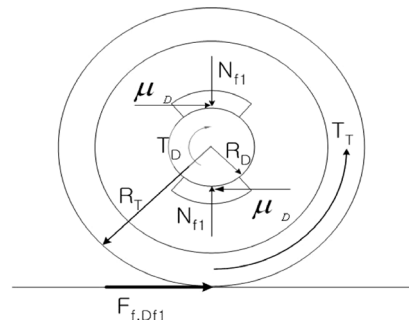


Fig. 3 Forces applied in the tire and disc

$$N_{f1} = \frac{\mu_T}{\mu_D} \times \frac{R_T}{2R_D} \times W_{Df} \quad (2)$$

제동분담율을 80:20으로 가정하였을 때 식 (2)를 이용하여 100 km/h → 0 km/h로 급제동 하기위한 패

드의 수직압착력은 1,489kg_f로 산출되었다.

2.3 구조해석

식 (2)를 이용하여 계산한 패드에 작용하는 수직 압착력을 디스크에 적용하여 구조해석을 실시하였다.

디스크는 제동 시 패드에 의한 압력과 패드와 마찰에 의한 토크를 동시에 받게 된다. 디스크의 스테드 홀 부분의 자유도를 완전 고정하고 패드와 접촉 부위에 식 (2)를 이용하여 산출한 압력을 적용하였다. 그리고 마찰면의 끝부분에 마찰에 의한 토크를 적용하여 해석을 수행하였고 그 결과 얻어진 상당 응력 분포는 Fig. 4와 같다.

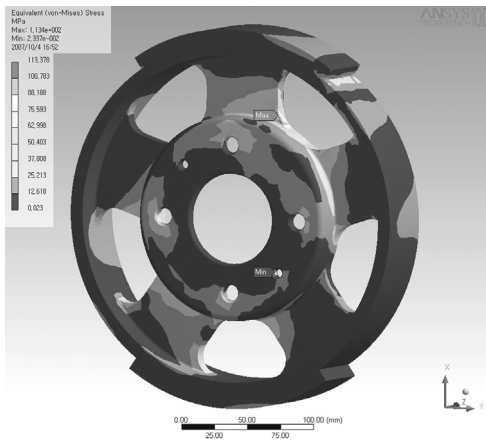


Fig. 4 Stress distribution of disc

패드의 위치는 디스크가 회전하기 때문에 계속 바뀌게 되지만 해석을 위하여 가장 취약할 것으로 생각되는 부분에 고정시키고 해석을 수행하였고 이때 발생한 최대 상당응력은 약 113 MPa이며 발생 위치는 스포크와 보스의 이음부이다.

3. 열해석 및 열-구조 연성해석

3.1 열해석 기준

제동 시 벤틸레이티드 디스크와 원주가압형 디스크의 방열성능을 비교하기 위하여 FMVSS 105-75 브레이크 다이내모 시험규격의 제 2 페이드 시험기준을 만족하는 열해석^{5,6)}을 수행하였다.

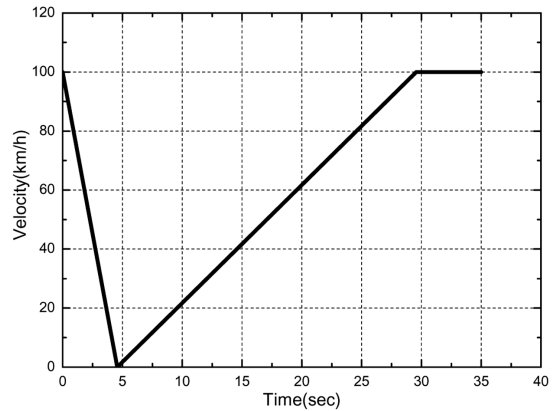


Fig. 5 1 cycle of FMVSS 105-75

차량은 Fig. 5에서와 같이 100 km/h 로 주행하던 자동차는 4.57초 동안 0 km/h 까지 감속한다. 이후 다시 25초 동안 100 km/h로 가속한 뒤 5.43초 동안 등속운동을 하여 35초 동안의 1 cycle을 끝내게 되고 이를 15회 반복하게 된다.

열해석 수행 시 입력하는 열을 계산하는 방법으로 디스크에 작용하는 접촉압력과 디스크의 회전속도로서 계산하는 방법과 차량의 운동에너지의 변화를 이용하여 계산하는 방법이 있으나 전자의 경우는 접촉압력을 산출하기 위한 비선형 접촉해석이 필요하므로 본 연구에서는 비교적 간단한 후자를 이용하여 입력 값을 계산하였다.

제동 시 디스크와 패드의 마찰은 모두 열에너지로 변환된다고 가정하고 이때 발생한 열에너지, 열속(Heat Flux)을 마찰부위에 적용하였다. 이때, 전륜의 제동분담률을 80%로 가정하였다.

초기속도 v_1 으로 주행하던 자동차가 v_2 로 감속될 때 손실되는 전 에너지, ΔTE 는

$$\begin{aligned} \Delta TE &= \Delta KE + \Delta PE \\ &= \frac{1}{2}(v_1^2 - v_2^2) \left(m + \frac{I}{r^2} + \frac{mgsin\theta}{a} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

이고 $v_2 = v_1 - at$ 이므로 손실되는 전 에너지 ΔTE 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta TE = \frac{1}{2} \left(m + \frac{I}{r^2} \right) (2v_1 - at) at \quad (4)$$

이때 발생하는 에너지는 모두 열에너지로 전환되

어 디스크와 Pad에 각각 분배된다. 본 연구에서는 디스크로 가는 에너지만 필요하기 때문에 Thermal Network Method를 이용하여 식 (5)와 같이 단위 시간당 단위 면적당의 디스크로 가는 열량을 계산하여 적용하였다.

$$q = \frac{a\gamma(m + \frac{I}{r^2})2v_1 - a(t_2 + t_1)}{10\pi(R_0^2 - R_i^2)} \quad (5)$$

4.57초 동안의 감속구간은 식 (5)를 이용하여 열속을 적용하고 열속이 적용되지 않는 나머지 부분은 대류조건이 적용되었다. 나머지 가속, 등속구간은 대류만 일어나므로 Table 1의 벤틸레이티드 디스크의 대류특성을 원주가압형 디스크에 적합하도록 변경하여 적용하였다. 여기서 k 는 공기의 열전도율, D 는 디스크의 직경, Re 는 레이놀즈수를 나타낸다.

Table 1 Convective heat transfer coefficient of ventilated disc

Laminar flow	$h = 0.7(k/D)Re^{0.55}$	$Re < 2.4 \times 10^5$
Turbulent flow	$h = 0.04(k/D)Re^{0.8}$	$Re > 2.4 \times 10^5$

3.2 열해석 결과

FMVSS 105-75의 기준에 적합한 열해석을 수행하였고 그 결과를 Fig. 6, 7에 나타내었다.

Fig. 6은 35초 동안의 구간 중 가장 높은 온도를 보이는 감속완료시점(4.57초)의 온도분포이며 Fig. 7은 디스크 주요부위에 위치하는 노드에서의 1 cycle 동안의 온도변화이다.

Fig. 6을 살펴보면 디스크의 마찰부위인 림에서 최고온도가 나타나고 있으며 집적 열을 받지 않는 스포크는 비교적 낮은 온도분포를 보이고 있다. 그리고 마찰면과 가장 멀리 떨어져있는 보스부위는 초기 온도인 17°C와 별 차이가 없었다.

Fig. 7에서 마찰부위인 림의 온도는 마찰열이 발생하는 감속구간에서 급상승하고 이후 가속, 등속구간에서는 전도와 대류의 영향으로 서서히 감소하는 경향을 보인다. 하지만 직접 열 발생이 없는 스포크의 경우 림으로부터 전도에 의하여 시간이 지날수록 서서히 온도가 상승하는 경향을 보인다.

Fig. 8은 15 cycle동안 각 cycle에서의 최고온도의 변화를 나타낸 것이다. 그래프의 기울기는 cycle 이

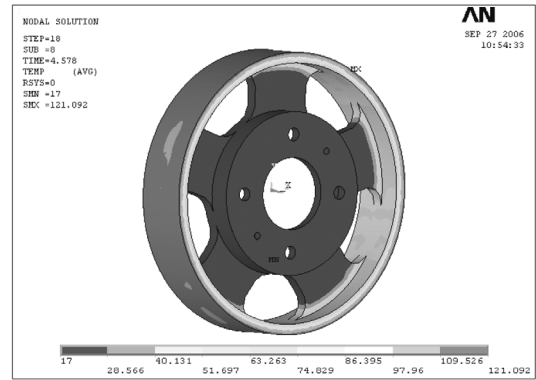


Fig. 6 Temperature distribution of disc (t=4.57s)

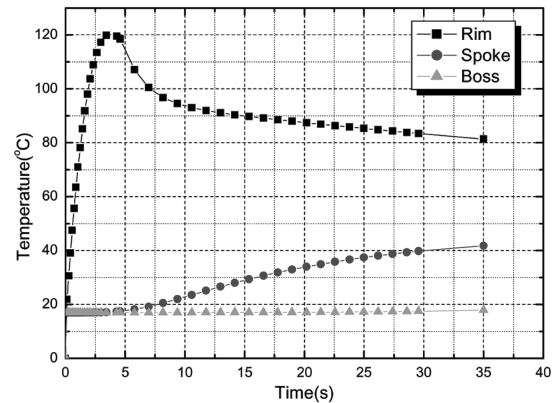


Fig. 7 Temperature variation of the main parts

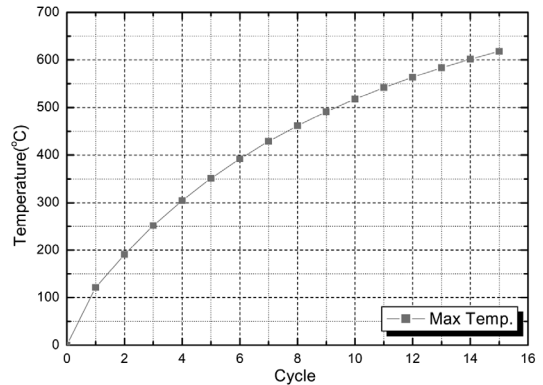


Fig. 8 Max temperature variation for 15 cycle

진행될수록 점점 작아지는 경향을 보인다. 이 곡선을 함수식을 이용하여 나타내면 아래와 같다.

$$f(x) = 701.01514 - 592.46057 \times \exp\left(\frac{-x}{288.6464}\right) \quad (6)$$

여기서 x 는 시간을 의미한다. 위 식을 이용하여 cycle을 계속 반복 계산한 결과 Fig. 8의 곡선은 약 1500초, 43cycle후에는 온도변화가 거의 없으며 이때 온도는 약 700°C로 수렴하게 된다. 이는 해석방법상 입력한 열의 크기 이상으로는 온도가 상승하지 않음을 나타낸다. 그리고 재료가 주철인 디스크의 경우 최대작동온도가 약 600~700°C이고 일반적으로 페이드현상이 일어나지 않기 위한 최고온도가 약 600°C임을 감안하면 FMVSS 105-75와 같은 조건으로 15cycle이상 제동 시 브레이크 시스템은 제 역할을 할 수 없음을 알 수 있다.

3.3 열-구조 연성해석 결과

디스크에 발생하는 응력은 패드의 압력과 마찰에 의한 열의 상호작용으로 발생하지만 본 연구에서는 패드의 압력은 고려하지 않고 열팽창만을 고려하여 연성해석을 수행하였다.

Fig. 9는 1cycle동안의 시간에 따른 최대응력변화이다. 온도 상승에 비례하여 열팽창이 증가함으로 응력의 변화 역시 온도변화와 비슷한 경향을 보인다. 그러나 최고온도는 어느 시간에서나 항상 마찰 부위에서 발생하지만, 응력은 감속완료후의 응력분포인 Fig. 10에서와 같이 열팽창이 비교적 자유롭지 못하는 스포크에서 발생함을 알 수 있다.

Fig. 12는 감속완료후의 발생변위 분포이다. 변위 분포는 온도분포와 유사한 경향을 보이며 최대변위는 가장 높은 온도분포를 보이는 림에서 발생하였고 모두 원주방향으로 변형하였다. 디스크의 변

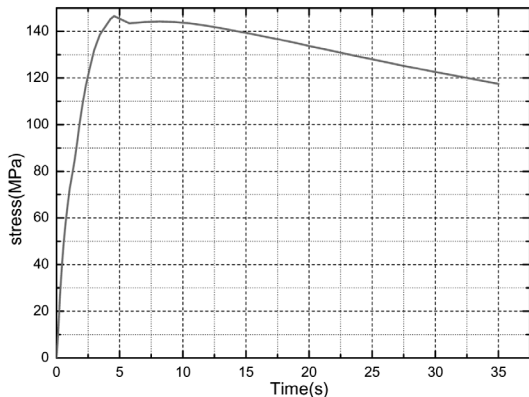


Fig. 9 Max stress variation for 1cycle

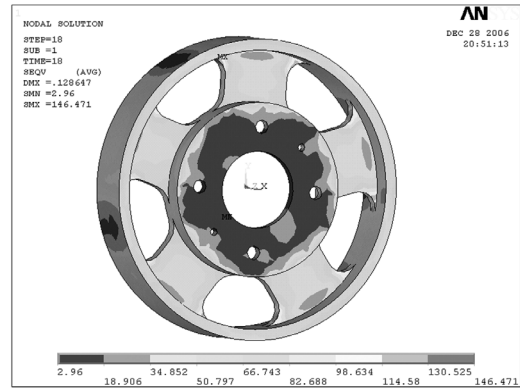


Fig. 10 Stress distribution of disc (t=4.57s)

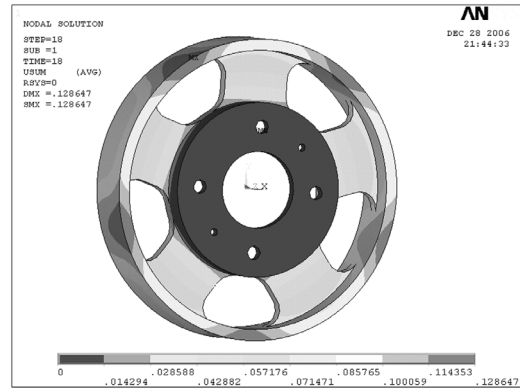


Fig. 11 Displacement distribution of disc (t=4.57s)

형은 온도와 밀접한 관계를 가지므로 디스크의 온도를 낮추는 것이 열변형을 줄일 수 있는 방법이다.

4. 측면가압식 디스크와 해석결과 비교

본 연구에서 제안한 원주가압형 디스크의 방열 성능을 확인하기 위하여 기존의 측면가압식 디스크에 대해서 열해석 및 연성해석을 수행하였다.

Fig. 12는 측면가압식 디스크와 원주가압형 디스크의 15 cycle동안 최고온도변화의 모습이다. 처음 4 cycle동안은 두 모델의 최고온도는 거의 비슷하게 상승하지만 이후 cycle이 진행될수록 원주가압형 모델의 온도가 더 낮은 기울기로 상승하고 있다. 이는 원주가압형 디스크의 스포크에 의한 방열 성능이 측면가압식 디스크의 방열 성능 보다 더 나음을 뜻한다. 그리고 15cycle이 완료되었을 때 두 모델의 온도차가 약 80°C 정도였다. 이는 원주가압형 디스크가

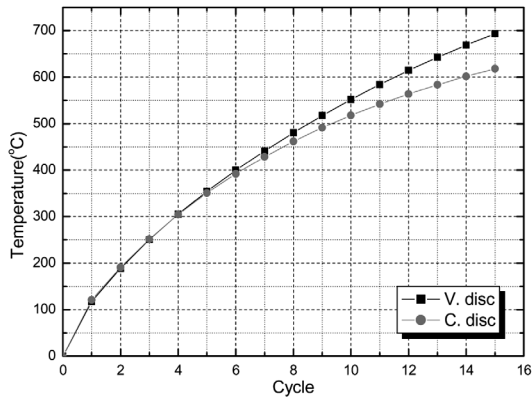


Fig. 12 Max temperature variation of the two models

페이드현상이 발생할 때 까지 측면가압식 디스크에 비하여 제동에 더 여유가 있음을 나타낸다.

단일 제동구간 중 가장 높은 온도분포를 보이는 감속완료 시점과 방열의 효과가 가장 극대화 되는 cycle완료 시점에서 두 모델이 온도, 응력, 변위를 비교 하였으며 그 결과를 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Comparison of the analysis result of side pressing type with circumferential pressing type

Item		Side pressing	Circumferential pressing
1Cycle deceleration completion (4.57 s)	Temperature	117 (°C)	121 (°C)
	Stress	196 (MPa)	146 (MPa)
	Displacement	0.187 (mm)	0.128 (mm)
1Cycle completion (35s)	Temperature	90.389 (°C)	80.449 (°C)
	Stress	184 (MPa)	117 (MPa)
	Displacement	0.140 (mm)	0.114 (mm)

두 모델의 방열효과 차이는 Table 1에서 더 확연히 알 수 있으며 이러한 온도차에 기인하여 응력 및 변형역시 원주가압형 모델이 더 낮은 결과를 보였다.

5. 결론

본 연구에서는 방열성능이 향상될 것으로 예측되는 원주가압형 브레이크 디스크의 형상을 제안하였고 이에 대하여 열해석 및 열-구조 연성해석을 수행하고 기존의 측면가압식 디스크와 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 디스크는 제동 시 발생하는 마찰열에 의하여 제동구간에서는 디스크와 패드의 마찰부위에서 온도가 급상승하였으며, 이후의 가속, 등속 구간에서는 디스크 내부로의 전도와 외부 공기로의 대류현상으로 인하여 온도의 감소를 보인다.
- 2) 원주가압형 디스크의 스포크에 의한 강제대류 발생으로 기존의 측면가압식 디스크보다 가속 시 감소하는 온도차가 1 cycle 완료시점에서 약 10°C 정도 낮게 나타났다. 이는 원주가압형 디스크의 방열성능이 더 나은 것으로 판단되며 페이드 도달까지 제동에 더 여유가 있다고 판단된다.
- 3) 이러한 온도차에 기인하여 응력의 경우 약 40% 변형은 약 20% 정도 원주가압형 모델이 낮게 나타났다으며 이는 열변형 및 크랙발생 등 디스크의 결합측면에서 볼 때 더 유리할 것으로 예측된다.

후 기

본 논문은 산업자원부 지정 지역혁신센터사업 (RIC)신소형재가공청정공정개발연구센터 지원으로 수행된 연구임.

References

- 1) C. K. Kim and K. I. Lee, "Tribological Analysis on the Contact Behaviors of Disk Brake Due to Friction Heating," KSME A, Vol.23, No.10, pp.1845-1852, 1999.
- 2) S. W. Kang, C. J. Kim, D. H. Lee and H. S. Kim, "The Thermal Analysis of Brake Disc using the Solid Model and 2D Coupled Model," Transactions of KSAE, Vol.11, No.6, pp.93-100, 2003.
- 3) I. M. Hong, W. S. Lee and J. S. Lee, "An Experimental Study on Brake Judder of Braking on Vehicle," KSNVE, Vol.12, No.5, pp.338-345, 2002.
- 4) KIA Motors, A Study on Antilock Brake System, 1991.
- 5) Taesung Software Engineering Inc., Selected Problems for ANSYS User, 2002.
- 6) J. Y. Kim, ANSYS Heat Transfer Analysis, TSNE, 2003.