대한기계학회 2000년도 춘계학술대회논문집 A pp. 381~386 KSME 00S066

유한요소법에 의한 드럼 브레이크의 열탄성 접촉해석
(Thermoelastic Contact Analysis of Drum Brakes by Finite Element Method)

서 정 원* · 구 병 춘* (한국철도기술연구원)
Jung Won Seo, Byeong Choon Goo (Korea Railroad Research Institute)

Key Words: Commercial Vehicle(상용차), Drum Brake(드럼브레이크), Thermoelastic Contact analysis(열탄성접촉해석), Finite Element Method (유한요소법)

ABSTRACT: The brake force of drum brakes for commercial vehicles is applied by a s-cam. First of all, the influence of the s-cam load angles and elastic modulus of the pad on the contact pressure distribution between pad and drum was checked by using 3 dimensional finite element model. In the second part, temperature and thermal stress analyses were carried out by an axisymmetric model with constant heat flux and pressure-proportional heat flux. In the case of temperature analysis the heat conduction from the interface to the pad and the drum was modeled using a thin soft film element, so artificial division of the generated heat flux between pad and drum is not necessary. The analysis was performed by ABAQUS/Standard code.

1. 서론

디스크 브레이크나 드럼 브레이크와 같은 마찰식 제동장치는 자동차, 항공기, 철도차량, 산업기계 등에 널리 사용되는 가장 기본적인 제동장치의 하나이다. 마찰식 제동장치는 차량의 운동에너지를 열에너지로 소진시켜 차량을 멈추게 하므로 본질적으로 열과 관련된 문제를 야기할 수밖에 없다. 열에 의한 드럼의 틀림이나 팽창은 제동 토크를 변화시켜 심한 경우 제동작용을 불가능한 수준 (brake failure)에 이르게 하기도 한다. 그리고 드럼 표면에 발생하는 과도한 열응력은 열균열을 발생시켜 소음과 진동을 일으켜 승차감을 나쁘게 하는 요인이 되며 차량의 운행 안전성에도 나쁜 영향을 끼치게 된다. 이러한 열적 문제에 대한 잘못된 설계는 과도한 마모나 편마모, 균열발생 등으로 드럼이나 라이닝의 수명을 단축시켜 차량의 유지보수비를 증가시키고 차량의 질을 떨어뜨리는 원인이 되므로 차량의 개발시 해석과 실험에 의해 그 차량에 적절한 최적의 제동시스템을 개발하여야 한다.

마찰식 제동시스템의 설계에는 마찰재의 재질, 형상, 냉각조건 등 여러 설계인자가 관련이 있다. 국내의 경우 이러한 여러 인자들을 고려한 설계기술이 아직 초보적인 단계로 주로 외국의 기술에 의존하고 있는 실정이다. 국내에서는 구병춘[1]이 드럼을 축대칭으로 모델링하여 유한요소법으로 페이드 시험중에 발생하는 브레이크 드럼의 과도상태 열문제를 해석하였고, 박영철 등[2]은 드럼을 2차원 축대칭으로 모델링하여 유한요소법으로 열응력을 해석하였고, 이계섭 등[3]은 역시 2차원 축대칭 유한요소 모델링으로 반복제동시의 드럼의 온도분포를 해석하였다. 앞에서 소개한 3편의 연구에서는 마찰재간의 접촉에 대한 고려가 없이 주어진 열유속이 입력되는 경우의 연구이다. 접촉을 고려한 연구로는 H. W. Sonn *et al.*[4]이 항공기용 복합재 디스크 브레이크를 축대칭으로 모델링하여 유한요소법으로 해석하였다. 국외의 연구로는 Newcomb 등[5-8]이 지난 수십여년간 드럼 브레이크와 디스크 브레이크의 여러 분야에에 대해 이론적, 실험적 폭넓은 연구를 하였고, 최근의 연구로는 N. Benseddiq *et al.*[9]이 디스크와 패드의 마찰에 의한 마모에 의한 형상의 변화를 고려한 열탄성 접촉해석을 수행하였다.

본 연구에서는 상용차에 사용되는 드럼 브레이크의 드럼과 라이닝의 열적 특성, 압력분포, 발생

응력 등에 미치는 여러 인자들의 영향을 살펴보기 위하여 2차원, 3차원 접촉해석을 수행하였다. 마모에 의해 접촉면의 상태가 변화되지만 이는 고려하지 않았다.

2. 접촉압력 해석

접촉면에서의 열응력의 발생은 접촉압력에 따라 변화하게 되므로 3차원 접촉해석을 수행하여 접촉면에 발생하는 압력분포를 파악하였다.

2.1. 해석모델

해석에 사용된 모델은 상용자동차에 사용하는 드럼브레이크를 사용하였으며 Fig. 1은 3차원 접촉해석 모델을 나타내고 있다. 해석모델은 드럼, 패드와 슈로 구성되어 있으며 해석모델의 대칭성을 이용하여 1/2만을 모델링하였고 해석에 사용된 요소는 8절점 블록 요소를 사용하였다.

경계조건으로는 드럼부위의 대칭조건에 따라 구속조건을 주었고, 슈는 아래쪽 끝단을 구속하였으며 하중은 슈의 위쪽 끝단에서 부가되도록 하였다. 해석에 사용된 물성치는 드럼 및 슈는 스틸과 같이 E = 209E3 Mpa, υ =0.3을 주었고 패드는 E=300 Mpa, υ =0.3을 주었다.

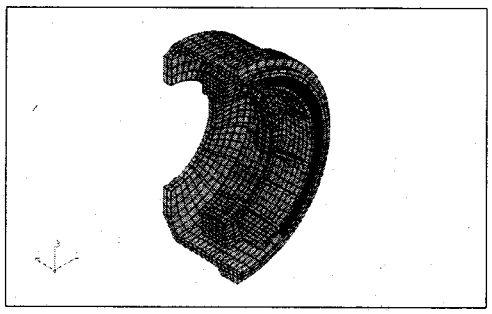

Fig. 1 3차원 접촉해석 모델

2.2 하중각도에 따른 접촉압력의 변화

드럼브레이크는 하중이 S자 모양의 캠에 의하여 하중이 전달되므로 입력하중의 각도에 따른 접촉압력의 변화를 살펴보았다.

Fig. 2는 슈에 수직(각도=0)으로 하중이 작용할 때 드럼의 변형모양을 나타낸다. 그림과 같이 바깥 면으로 변형이 되는 모양을 나타내고 있다.

Fig. 3은 패드 및 슈의 변형모양을 나타내고 있으며 그림과 같이 하중에 따라 한쪽 면이 회전하고 있으며 상대적으로 약한 패드부분이 변형되고 있다.

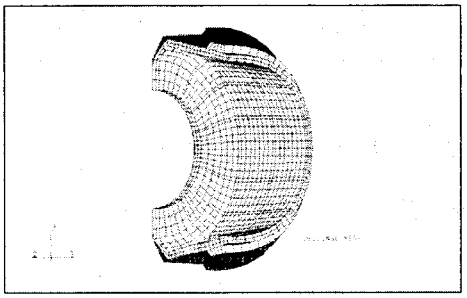

Fig. 2 드럼의 변형된 모습

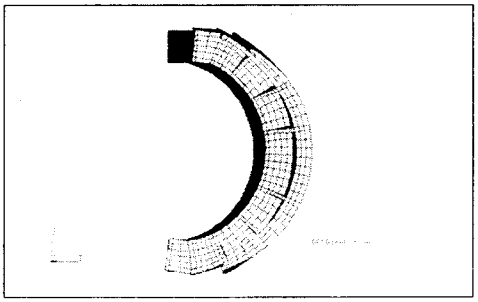

Fig. 3 패드 및 슈의 변형모습

Fig. 4는 하중각도 = 0일 경우 접촉면에서의 접촉압력을 나타내고 있다. 그림과 같이 접촉압력은 하중이 입력되는 부위 중앙에서 가장 크게 발생하고 있다. Fig. 5는 하중각도 15도일 경우에 발생한 접촉압력을 나타내고 있으며 그림과 같이 접촉압력은 하중이 입력되는 부위와 다른 끝단 부위에서 압력이 크게 발생하고 있다.

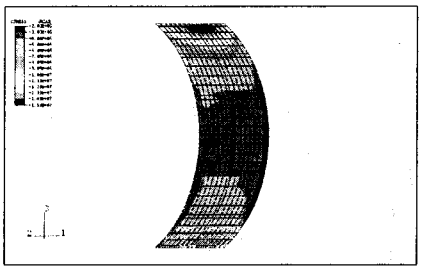

Fig. 4 접촉면에서의 접촉압력(각도 = 0)

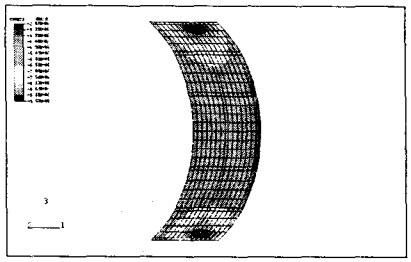

Fig. 5 접촉면에서의 접촉압력(각도 = 15도)

하중의 작용각도에 따른 접촉압력의 변화를 살펴보기 위하여 접촉압력이 가장 크게 발생한 중앙부의 압력을 패드의 길이방향으로 나타내면 Fig. 6과 같다. 그림과 같이 하중각도가 0, 10, 15, 19도일 경우에는 하중이 작용하는 부위에서 가장 큰 접촉 압력이 발생하고 중앙부위에서 가장 작은 접촉압력이 발한다. 하중각도가 25, 30도일 경우에는 하중이 입력되는 부위에서 가장 작은 압력이 발생하고 있으나 중앙부위에서 압력이 증가하고 있음을 알 수 있다. 가장 좋은 입력각도는 접촉압력이 균일하게 분포되어 편마모가 발생하지 않는 각도이며 이는 19도이다.

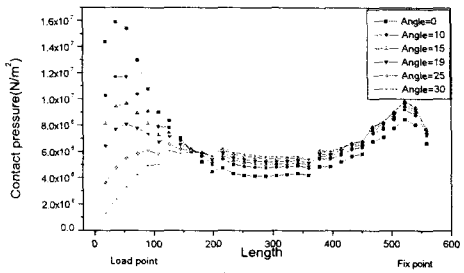

Fig. 6 하중작용 각도에 따른 접촉압력의 변화

2.3 탄성계수 변화에 따른 접촉압력의 변화

디스크와 패드의 탄성계수의 변화에 따른 접촉압력의 변화를 살펴보기 위하여 전 절에서 접촉압력이 가장 균일하게 분포한 하중입력각도 19도에 대하여 접촉압력의 변화를 살펴보았다. 탄성계수의 변화는 드럼의 경우 E= 209E3 Mpa로 고정하였고 패드에 대하여 탄성계수를 변화시켜가면서 접촉압력의 변화를 살펴보았다. Fig. 7은 탄성계수의 변화에 따른 접촉압력의 변화를 나타내고 있다. 그림에서와 같이 패드의 탄성계수가 작아짐에 따라 패드 끝단의 접촉압력이 낮아짐을 알 수 있으며 탄성계수의 비율이 4.78 이하일 경우에는 끝단의 압력이 중앙부보다 작아짐을 알 수 있다. 접촉압력이 균일한 분포를 갖는 비율은 2.87에서 4.78 사이임을 알 수 있다.

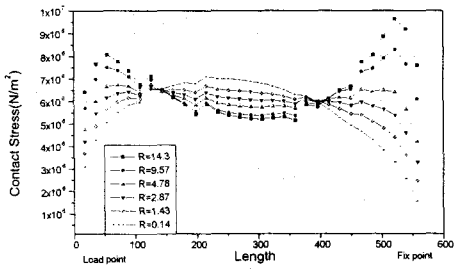

Fig. 7 패드의 탄성계수와 접촉압력의 관계

3. 온도 및 열응력해석

드럼에 발생하는 열균열의 원인이 되는 열응력을 살펴보기 위하여 온도 및 열응력해석을 수행하였다.

3.1. 해석모델

드럼에 발생하는 온도변화를 살펴보기 위하여 드럼브레이크를 축대칭모델로 단순화시켜 해석을 수행하였다. Fig. 8은 해석에 사용된 모델이다. 그림과 같이 드럼, 패드 및 슈를 모델링 하였다. 해석에 사용된 요소는 4절점을 갖는 축대칭요소를 사용하였다. 온도변화 및 열응력해석을 위하여 사용된 물성치는 Table 1과 같다.

Table 1 해석에 사용된 물성치

Properties	Drum	Pad
Modulus of elasticity E (N/m^2)	209E9	300E6
Density ρ (kg/m^3)	7800	2250
Thermal expansion coeff. α (1/K)	11.0E-6	14.0E-6
Thermal conductivity κ (W/mK)	48	0.9
Specific heat capacity C(J/kgK)	452	1200

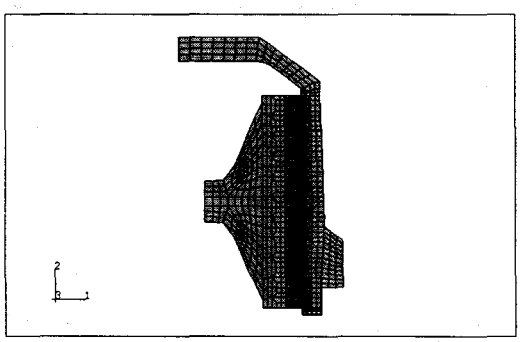

Fig. 8 2차원 축대칭 모델

3.2. 해석조건

온도 변화 해석을 위하여 작용하는 조건으로 다음과 같다.

· 초기속도 : 86 km/h, 감속도 : 0.7 g
· 차량무게 : 18,000 kgf 초기온도 : 20
· 해석 대상 드럼의 제동에너지 분담률 : 13 %

열탄성 접촉해석을 수행하지 않고 온도해석을 수행하기 위하여 접촉면에 탄성계수가 상대적으로 작은 요소를 생성하여 열 분배가 되도록 하였다. 사용된 탄성계수는 1E-10 N/m'이다.

하중조건으로는 접촉면에 제동력에 해당하는 열유속(heat flux)을 주었으며 Fig. 9와 같이 속도에 따라 변화시켰다.

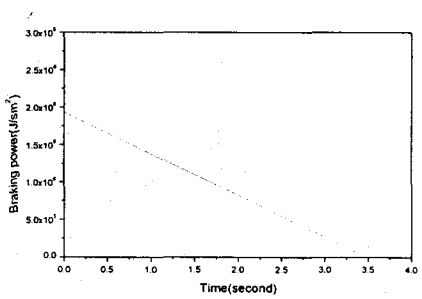

Fig. 9 시간에 따른 제동 파워

3.3 해석 결과

Fig. 10은 온도에 의해 변형된 모습을 보여준다. 그림과 같이 드럼이 바깥쪽으로 변형이 되게 된다. Fig. 11은 온도가 가장 많이 상승한 때(Time=1.8)의 온도분포를 나타내고 있으며 최대 138 ℃가 발생하였다.

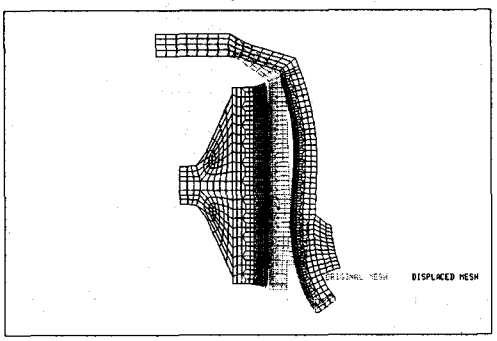

Fig. 10 변형된 모습(Time = 3.48)

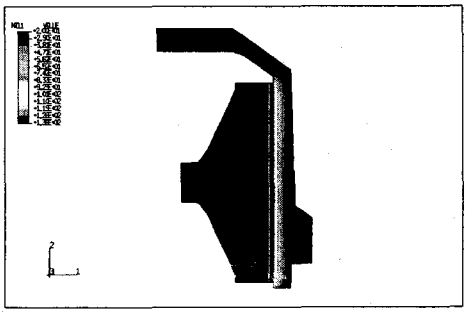

Fig. 11 온도분포 (Time = 1.8)

드럼의 표면에 발생하는 최대온도는 대류를 고려하지 않을 경우에 일차원 이론해에 의하면 근사적으로 식(1)로 표현된다. 그리고 드럼으로 유입되는 열의 분담비는 식(2)의 β로 표현된다.

$$\theta_{max} = \left(\frac{5}{18}\right)^{1/2} \frac{q_0 (t_s)^{1/2}}{\alpha_2^{1/2}} \quad (1)$$

$$\frac{1}{\beta} = 1 + \frac{A_1 (\alpha_1)^{0.5}}{A_2 (\alpha_2)^{0.5}} \quad (2)$$

여기서, $\alpha_i = \rho_i c_i k_i$ (i=1이면 패드, 2이면 드럼), q_0는 드럼에 유입되는 열유속의 초기값이다.

α_1/α_2의 변화에 따른 드럼과 패드의 온도변화를 살펴보면 Fig. 12와 같다. 그림과 같이 비율이 높아짐에 따라 열이 패드로 많이 분배되기 때문에 드럼의 온도가 낮아짐을 알 수 있다.

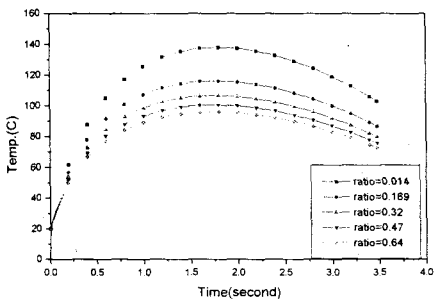

Fig. 12 α 비율의 변화에 따른 드럼의 온도변화

3.4 접촉 열탄성 해석에 따른 온도변화

3.4.1 해석조건

전 절에서의 온도해석은 접촉면에 균일한 열유속을 주었기 때문에 Fig. 11과 같이 접촉면 전반에 걸쳐 균일하게 온도가 분포된다. 그러나 실제는 3차원 접촉력 해석과 같이 패드의 길이방향뿐만 아니라 폭 방향으로도 압력분포가 다르게 발생하므로 이에 따른 열의 발생 양도 달라지게 된다.

따라서 접촉부위에 제동압력으로부터 계산된 접촉압력이 발생하도록 하중을 부가하여 온도변화를 해석하였다. Fig. 13은 계산된 접촉압력과 해석에서 수행된 접촉압력의 분포를 나타내고 있다. 그림과 같이 접촉압력은 중앙부위에서 크게 발생하며 양쪽부위에서는 작게 발생하고 있으며 중앙부위와 끝단부위의 압력의 차이가 4배 정도가 발생하여 3차원 접촉응력의 해석결과와 유사하다.

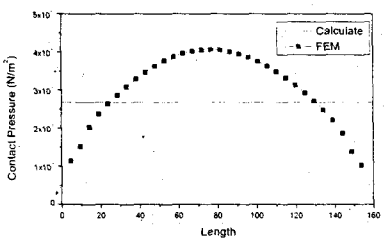

Fig. 13 접촉압력 분포

3.4.2 해석결과

Fig. 14는 열탄성 접촉해석시 초기의 변형결과를 나타내고 있으며 초기에는 접촉면 전 부위가 접촉하고 있음을 나타내고 있다. Fig. 15는 제동 중반부에서의 변형 분포를 나타내고 있으며 드럼 부위에서 온도에 의한 변형이 발생하여 접촉하지 않는 부위가 발생하므로 접촉하지 않는 부위는 열이 발생하지 않는다.

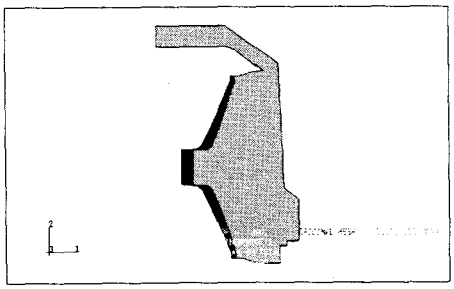

Fig. 14 접촉해석시의 변형(제동 초기)

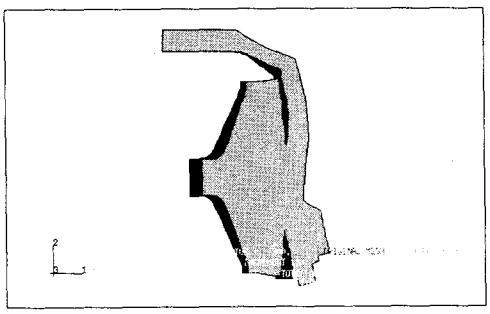

Fig. 15 접촉해석의 변형(Time = 1.6)

Fig. 16, 17은 균일한 열유속을 주었을 경우에 접촉 열탄성해석에서 시간에 따른 최대온도 및 응력($\sigma_{\theta\theta}$)의 변화를 나타내고 있다. 그림과 같이 접촉해석시에 최대온도가 높게 발생하고 열응력 역시 높게 발생하였다.

그러나 실제 제동시에는 드럼의 열변형에 의하여 일부만이 접촉하였을 경우에는 접촉부위에서 마모가 발생하여 접촉면적이 더 넓을 것으로 판단된다. 따라서 더욱 정확한 해석을 수행하기 위해서는 마모를 고려하여 해석을 수행하여야 할 것이다.

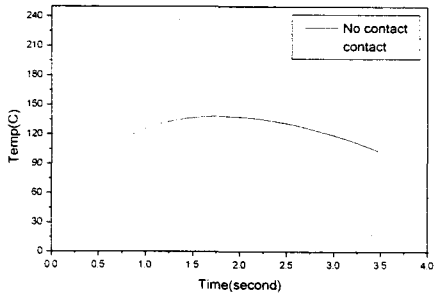

Fig. 16 접촉해석과 비접촉해석의 온도 비교

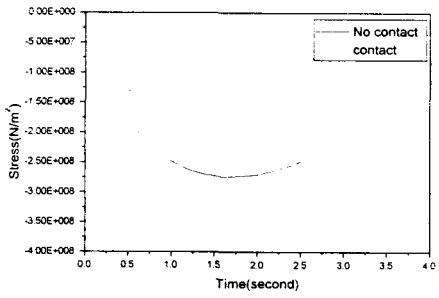

Fig. 17 접촉, 비접촉해석의 응력비교 ($\sigma_{\theta\theta}$)

4. 결론

드럼브레이크의 3차원 접촉해석 및 2차원 열응력 해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) S-캠 하중 입력 각도에 따라서 접촉면의 접촉압력의 변화가 발생함을 알았으며 가장 균일한 분포를 얻는 각도는 19도였다.
2) 패드와 드럼의 탄성계수 비율에 따라서 접촉압력분포의 변화가 발생하였으며 균일한 분포를 얻는 비율은 2.87에서 4.78 사이이다.
3) 접촉 열해석시 디스크에 열 변형에 의하여 접촉하지 않는 부위가 발생하여 온도와 열응력이 크게 발생함을 알 수 있었다.

후기

본 연구는 국방부 민군겸용기술사업의 지원으로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

(1) 구병춘, 1990, "유한요소법에 의한 페이드 시험 중에 발생하는 브레이크 드럼의 열응력 해석," 쌍용자동차기보 제2호, pp.160~183.

(2) 박영철, 박동성, 허선철, 1999, "FEA를 이용한 브레이크 드럼의 열응력 해석," 대한기계학회 1999년도 추계학술대회 논문집 A, pp.476~481.

(3) 이계섭, 국종영, 천인범, 1999, "드럼 브레이크 시스템의 비정상 열전달 해석," SAE No. 99370295, pp.172~181.

(4) H. W. Sonn, C. G. Kim, C. S. Hong and B. I. Yoon, 1996, "Axisymmetric Analysis of Transient Thermoelastic Behaviors in Composite Brake Disks," J. of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 10, No. 1, pp.69~75.

(5) T. P. Newcomb, 1959, "Transient Temperatures in Brake Drums and Lining," Proc Instn Mech Engrs, No. 7, 1958-59, pp.227~237.

(6) T. P. Newcomb, 1960, "Determination of the Area of Friction Surfaces of Automotive Vehicles," Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 2, No. 4, pp.312~324.

(7) D. J. Evans and T. P. Newcomb, 1961, "Temperatures Reached in Braking When the Thermal Properties of Drum or Disc Vary With Temperature," Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 3, No. 4, pp.312~324.

(8) R. J. Ashworth, M. El-Sherbiny and T. P. Newcomb, 1977, "Temperature Distributions and Thermal Distortions of Braking Drums," Proc Instn Mech Engrs, Vol 191 19/77, pp.169~176.

(9) N. Benseddiq, D. Weichert, J. Seidermann, M. Minet, 1996, "Optimization of Design of Railway Disc brake Pads," pp.51~61.