

모터사이클 브레이크의 열변형 해석을 위한 지원 프로그램의 개발

박시형*, 강석현⁺, 이성수⁺⁺

(논문접수일 2002. 7. 9, 심사완료일 2003. 1. 13)

Development of Motorcycle Brake Design Aided Program for Thermal Analysis

Park Si Hyung*, Kang Suk Hyun⁺, Lee Seoung Soo⁺⁺

Abstract

Motorcycle industry, for its competitive position, depends on part design technology. This part design has a bulky amount of data and asks the accumulation of advanced technical skill and experience, and fragmentary technical application is not enough to get to the kernel of a problem. Therefore, the improvement of proper productivity - the starting point of engineering design - and useful Design Methodology for products manufacturing are needed. Thus this paper is aimed to create a program that outputs dynamic characteristics of a vehicle when the data from fully understanding on motorcycle's brake system and induced formula for brake design are inputted. This paper is intended to show a creative design method by the thermal analysis data through FEM study and using shape design parameters derived from our programs.

Key Words : Motorcycle(이륜차), Simulation Program(시뮬레이션프로그램), Braking Force(제동력), Line Brake Pressure, Stopping Distance(제동거리), FEM, Heat Transfer(열전달), Heat Flux(열속)

1. 서론

모터사이클 산업의 경쟁력은 부품설계기술에 의하여 좌우된다고 할 수 있다. 모터사이클의 부품설계는 동적 특성 뿐 아니라 제동 시 발생하는 여러 가지 열에 의한 응력 및 변형의 정도, 그리고 진동에 의한 소음까지도 고려해야 한

다. 그러나 모터사이클 부품생산의 저변을 이루는 국내 중소기업의 경우, 가공 설비 관련 자동화 투자에는 많은 진전이 있었으나, 설계기술 확보를 위한 투자에는 미흡한 실정이다. 따라서, 모터사이클 브레이크를 생산하는 부품생산회사들은 제품의 특성 및 사용범위에 대한 정확한 이해 없이 부품을 생산할 수밖에 없었다. 따라서, 본 논문은 모터사이

* 주저자, 건국대학교 대학원 기계설계학과 (parksh@konkuk.ac.kr)

주소: 143-701 서울시 광진구 화양동 1번지

+ 건국대학교 대학원 기계설계학과

++ 건국대학교 공과대학 기계설계학과

클 브레이크의 특성을 이해하여 브레이크 설계에 필요한 수식을 유도하고, 이를 바탕으로 하여 차량의 제원을 입력하면, 차량의 동적인 특성을 해석하여, 그 결과를 출력하는 프로그램을 개발하였다. 따라서, 이 프로그램을 기초로 하면, 설계자가 FMVSS 122에 적합한 디스크 브레이크를 설계할 수 있다. 그리고, 위 프로그램에서 출력된 디스크의 설계 변수를 기준으로 하여 디스크를 설계한 후, 차량의 동적 특성을 초기조건으로 Pro/ENGINEER™의 모델링 및 메쉬기능, ANSYS™의 FEM 해석⁽¹⁾을 통해 디스크 브레이크의 열응력 및 열변형 해석을 수행하였으며, 열응력과 열변형을 최소화하는 방향으로 설계하도록 했다.

2. 모터사이클 브레이크 해석

2.1 브레이크 설계에 필요한 부품 치수들

모터사이클 브레이크 시스템은 휠에 부착되어 있는 디스크와 마스터 실린더, 또 마스터 실린더와 호스로 연결되어 있는 캘리퍼로 이루어져 있다. 브레이크는 캘리퍼에 부착된 패드가 디스크에 압력을 가함으로써 운동에너지를 열에너지로 변환하는 과정에서 제동력을 발생한다. 브레이크는 레버와 페달에 의해 힘이 전달되는 기계요소와 마스터 실린더와 캘리퍼, 그리고 이 둘 사이를 연결하는 호스로 구성되는 유압요소가 있으며, 이 유압요소는 호스의 확장 또는 브레이크의 변형이 없다고 가정한다면 다음의 식을 만족한다. 즉,

$$F_2 = F_1 \frac{A_2}{A_1} \quad (1)$$

이다.

- F_1 : 마스터 실린더를 압축하는 힘(N)
- F_2 : 캘리퍼 피스톤에서 발생하는 힘(N)
- A_1 : 마스터 실린더의 단면적(cm²)
- A_2 : 캘리퍼 피스톤의 단면적(cm²)

이러한 브레이크 요소들 중 변형이 가능한 요소로는 마스터 실린더 직경 및 스트로크, 디스크의 직경 및 두께, 캘리퍼 실린더의 종류, 캘리퍼 피스톤의 개수 및 직경 등이 있다.

2.2 페달력에 따른 감속도 및 라인 브레이크 압력 계산

차량이 직선 도로를 주행하다가 정지하는 이상적인 제동 조건 하에서 브레이크력 F_x 는 브레이크 라인 압력을 구하

는 식을 이용하여 구한다⁽³⁾. 즉,

$$F_x = n_B(p_l - p_0)A_{wc}\eta_c BF(r/R) \quad (N) \quad (2)$$

이다.

- n_B : 브레이크의 개수
- A_{wc} : 휠 실린더의 단면적(cm²)
- BF : 브레이크 계수(brake factor)
- p_l : 브레이크 라인 압력(N/cm²)
- p_0 : 브레이크 저항 압력(pushout pressure : 브레이크를 밟을 때 생기는 여러 가지 저항 압력 N/cm²)
- R : 타이어의 반경(cm)
- r : 디스크의 유효반경(cm)
- η_c : 휠 실린더의 효율

이 식에 뉴턴의 제 2법칙을 적용하면

$$aW = n_B(p_l - p_0)A_{wc}\eta_c BF(r/R) \quad (3)$$

- a : 감속도(g - units)
- W : 차량 중량(N)

즉, 페달력에 따른 감속도를 구할 수 있다. 전, 후륜의 라인 브레이크 압력은 다음 식에 의해 구한다⁽³⁾.

$$p_{lF, opt} = \frac{(1 - \Psi + \chi a)aWR}{2(A_{wc}BFr\eta_c)_F} + p_{0F} \quad (4)$$

$$p_{lR, opt} = \frac{(\Psi - \chi a)aWR}{2(A_{wc}BFr\eta_c)_F} + p_{0R} \quad (5)$$

- Ψ : $F_{zR, static} / W$
- χ : h(무게중심의 높이) / L(차륜사이의 길이)
- A_{wc} : 휠 실린더의 단면적(cm²)
- p_{0F} : 전륜 브레이크의 저항압력(N/cm²)
- p_{0R} : 후륜 브레이크의 저항압력(N/cm²)
- η_c : 휠 실린더 효율

2.3 적정 제동력

2.3.1 브레이크의 정지 마찰력 계수

브레이크 정지 마찰력 계수(Braking Traction Coefficient)

란 동적 축 하중과 브레이크력의 비이며 다음과 같이 구할 수 있다⁽³⁾. 즉,

$$\mu_{Ti} = F_{xi} / F_{zi, dyn} \quad (6)$$

이다.

F_{xi} : 축 브레이크력(axle braking force)(N)

$F_{zi, dyn}$: 동적 축 하중(N)

i : 전륜 또는 후륜축 지정자

2.3.2 동적 브레이크력

동적 브레이크력은 차량이 가속중일 때 발생하는 제동력이며 가속의 크기에 따라서 다음과 같이 정의한다⁽³⁾.

$$F_{xF} = (1 - \Psi + \chi a) W \mu_{TF} \quad (7)$$

$$F_{xR} = (\Psi - \chi a) W \mu_{TR} \quad (8)$$

또한, 감속도는 타이어와 노면사이의 마찰 계수에 좌우된다. 즉,

$$\mu_F = \mu_R = a \quad (9)$$

이다.

μ_F : 전륜의 타이어와 노면사이의 마찰계수

μ_R : 후륜의 타이어와 노면사이의 마찰계수

2.4 동적 축 하중

정적 축 하중 분포는 전체 차량의 중량에 대한 정적 후륜 하중의 비로 나타낸다⁽³⁾.

즉, 정적 축하중 분포를 Ψ 라 하면 다음으로 나타낼수 있다.

$$\Psi = F_{zR} / W \quad (10)$$

F_{zR} : 정적 후륜 축하중(N)

상대적으로 정적 전륜 하중은 다음과 같이 구한다.

$$1 - \Psi = F_{zF} / W \quad (11)$$

F_{zF} : 정적 전륜 축하중(N)

요즈음의 전륜 구동형 차는 짐을 적재하지 않은 상황에서 정적 축하중 분포값이 0.35이하인데, 이것이 의미하는 것은 총 중량의 35%만이 후륜축에 의해서 지탱되어짐을 나타낸다. 즉, 전륜 동적 축하중 분포와 후륜 동적 축하중 분포는 각각 다음과 같다.

$$F_{zF, dyn} = (1 - \Psi + \chi a) W \quad (N) \quad (12)$$

$$F_{zR, dyn} = (\Psi - \chi a) W \quad (N) \quad (13)$$

W : 차량 무게(N)

a : $F_{x, total} / W$ (감속도, g - units)

2.5 정지거리

정지거리 $S(m)$ 는 실제로 제동력이 차량에 작용해서 차량을 정지시키는 제동거리이며 인간의 반응 시간(페달을 밟는 시간)이나 브레이크의 작동지연에 따른 공주행거리를 포함한 것이다. 제동 초속도를 $V_0(m/s)$, 최대 감속도를 $a_{max}(m/s^2)$, 반응시간을 $t_r(sec)$, 브레이크 적용시간을 $t_a(sec)$, 감속이 발생하는 시간을 $t_b(sec)$ 라고 하면 총 정지거리 S 는 다음식과 같다.

$$S = V_0(t_r + t_a + t_b/2) + V_0^2/2 * a_{max} - a_{max} t_b/24 \quad (14)$$

3. 프로그램 GUI 및 출력 결과

3.1 프로그램 입력창

다음 프로그램은 모터사이클의 동특성을 파악하고, 열변

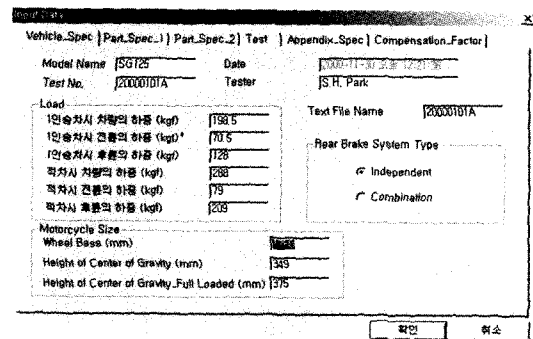


Fig. 1 6개의 입력 데이터 창(Tab Sheet로 되어있음)

형 해석을 위한 기초데이터를 출력하기 위해서 개발되었다. 프로그램 입력창 구성은 모터사이클의 제원 및 부품 사양을 다음과 같이 6개 입력창으로 나누어 입력하도록 하였다. Vehicle_Spec 항목에서는 차량의 하중 및 차축간 거리, 무게중심의 높이 등이 입력되며, Part_Spec_1, Part_Spec_2에서는 마스터 실린더와 캘리퍼 실린더의 타입 및 직경, 스트로크, 피스톤 개수 등이 입력된다. 테스트를 위해서는 차량 제동시의 최고 속도, 브레이크의 반응속도 등을 입력하고, Appendix_Spec에서는 열변형 해석을 위한 기초 데이터를 출력하기 위해 디스크 및 패드의 물성치를 입력하는 항목이다. Compensation_Factor는 여러 보상 항목을 입력한다.

3.2 프로그램의 출력 결과

출력은 기본적으로 데이터 시트 형태이며 필요할 경우 그래프의 형태로 출력할 수 있다. 모터사이클의 최고속도 및 차량의 제원, 파트의 사양을 입력하면 차량의 감속도 및 전륜과 후륜의 제동력 비, 차량의 동적 축하중, 시간에 따른 차량의 속도, Limiter Valve나 Reducer Valve의 적절한 knee-point 등이 데이터 시트 형태로 출력된다. 또한 뒤에 유한요소 해석에 필요한 차량의 운동에너지 및 디스크에 입력되는 열유속이 각각의 시간 간격에 따라 데이터 시트 형태로 출력되며 (Table 3 참조) 이를 이용하여 과도 열전달 해석을 수행하게 된다.

4. 유한요소해석

4.1 디스크와 패드의 열응력 및 변형해석을 위한 초기조건

입력 초기 조건은 Table 1과 같으며 제동력, 최대 감속도, 정지거리, 제동시간 등은 위의 프로그램에서 계산된 값을 이용한다. 여기서, 디스크나 패드는 주변의 공기와 접촉하면서 냉각되며, 마찰면에서 복사열은 없다고 가정한다.

Table 1 모터사이클 제원

	제 원
축 간 거 리(mm)	1,357
차 량 중 량(kg)	132
탑 승 인 원(명)	2
배 기 량(cc)	125
타 이 어 크 기	(전)90(후)110

Table 2 디스크와 패드에 대한 물성치

	Pad (Asbestos free friction material)	Disk (Cast Iron)
Young's modulus	820GPa	125GPa
Poisson's ratio	0.25	0.25
Mass density	3660kg/m ³	7100kg/m ³
Specific heat	1034 J/kg · k	586J/kg · k
Thermal conductivity	1.01W/m · k	54W/m · k
Thermal expansion coefficient	20um/m · k	12um/m · k

또한, 디스크와 패드의 마찰 표면에서는 가속 시에 마찰열이 균일하게 발생하며, 등속 및 감속 시에는 냉각된다고 가정하였다. Table 2는 브레이크의 마찰열에 대한 유한요소 해석 시, 사용한 재료의 기계적 특성이다. 디스크의 재질은 주철이고, 패드는 비 석면 계통의 복합재료라 가정하였다. 디스크와 패드 사이에서 열의 유입이나 방열 과정은 마찰면에 수직하게 발생된다고 가정하며, 차량의 모든 운동에너지는 완전 제동 시, 100% 열 에너지로 전환된다고 가정하였다.

4.2 시험조건

패드와 디스크가 장착된 오토바이에 대해서 최초 시속 97.56km/h로 주행 중, 위 프로그램에서 계산되어진 특정 모터사이클의 최대 감속도 a를 가지고 감속을 하여 완전히 차량이 정지될 때까지 주행하여 여기서 발생하는 열 에너지를 이론적으로 측정한다.

이후 16초 동안 가속을 하여 시속 97.56km/h의 속도에 이르면 4초 동안 등속 운동을 한다. 위와 같은 사이클을 6회 반복하여 표면온도 변화와 시간에 따른 온도 분포를 살

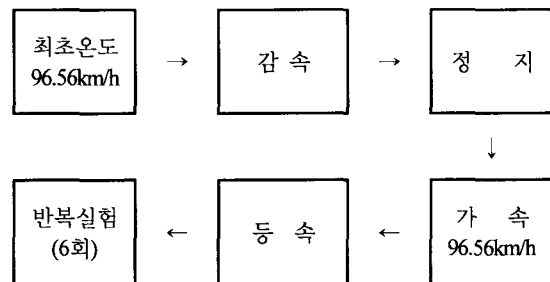


Fig. 2 테스트 조건

퍼본다. Fig. 2는 이와 같은 테스트 조건을 보여준다.

위에서 계산된 데이터를 가지고 주행 중에 발생하는 운동 에너지를 계산한다.

4.3 FEM 해석을 위한 입력조건

디스크와 패드의 마찰에 의해 열에너지가 발생, 이로부터 단위면적 당 입력되는 열에너지를 계산한다. 열의 발생 시기는 오토바이가 감속하는 구간에서 발생하며, 열유속(Heat Flux)의 계산은 차량이 주행 중에 발생하는 운동에너지를 이용하여 계산한다.

초기속도 96.56km/h에서 시작해서 차량이 완전히 멈추는 동안 브레이크에서 발생하는 운동에너지는 다음과 같이 나타낸다. 즉,

$$TE = KE + PE = \frac{1}{2} (V_1^2 - V_2^2) \left(m + \frac{I}{r^2} + \frac{mg \sin \theta}{a} \right) \quad (15)$$

- TE : 총 에너지
- KE : 운동 에너지
- PE : 포텐셜 에너지

한편, $V_2 = V_1 - at$ 이므로 총 운동에너지는

$$\Delta TE = \frac{1}{2} \left(m + \frac{I}{r^2} \right) (2 V_1 - at) at \quad (16)$$

이다.

위 식에서 변수는 다음과 같다.

- m : 자동차의 질량(kg)
- V_1 : 최초속도(m/s)
- V_2 : 감속도(m/s)
- I : 오토바이의 회전 관성모멘트(kg m^2)
- r : 타이어의 반경(m)
- a : 감속도(m/s^2)
- t : 감속시간(sec)

위 식을 이용해서 차량이 완전히 제동되는 순간까지 브레이크에 입력되는 에너지를 구한다. 이때 발생된 전체 열에너지는 디스크와 패드에 각각 나누어져 입력이 되는데 브레이크 온도 해석은 브레이크에 흡수된 총 에너지와 이 에너지가 패드 또는 디스크 사이에 어떻게 배분되어 있는가에 대한 정확한 결정이 필요하다. 디스크와 패드 사이의 제동

에너지의 배분은 용이하게 예측할 수 있다. 제동 또는 열에너지 배분은 열이 발생된 부분의 양면에 있는 물체의 열 저항과 직접적으로 관련이 있다. 디스크와 패드 내에서의 열전달은 동등한 저항 망상조직(equivalent resistance network)으로 결정될 수 있으며, 일정 상태 조건들의 경우 이것은 다음과 같이 표현된다.

$$q_D / q_P = \sum R_p / \sum R_D \quad (17)$$

- q_D : 디스크 내의 열플럭스(Nm/hm 2)
- q_P : 패드 내의 열플럭스(Nm/hm 2)
- R_P : 패드 내의 전도 열유동에서의 열저항(hK/Nm)
- R_D : 디스크 내의 전도 열유동에서의 열저항 (hK/Nm)

여기서, 우리는 디스크로 가는 에너지만 필요하므로 전체 에너지에서 디스크로 가는 열에너지의 비인 상대적 제동 에너지를 Thermal Network Method를 이용하여 다음 식 (18)과 같이 구한다.

$$\gamma = \frac{q_D}{q_D + q_P} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\rho_P C_P k_P}{\rho_D C_D k_D} \right)^{1/2}} \quad (18)$$

- C_P : 패드 비열(Nm/kg K)
- C_D : 디스크 비열(Nm/kg K)
- k_P : 패드 열전도율(Nm/mh K)
- k_D : 디스크 열전도율(Nm/mh K)
- ρ_P : 패드 밀도(kg/m 3)
- ρ_D : 디스크 밀도(kg/m 3)

이것은 재질 특성들에 의해 디스크 또는 패드로 흡수되는 총 열에너지에 대한 디스크에서 흡수되는 열에너지의 비를 표현하는 것이다. 차량에 주입되는 열유속 q는 다음과 같다⁽⁵⁾.

$$q = \frac{a \gamma \left(m + \frac{I}{r^2} \right) [2 V_1 - a (t_2 + t_1)]}{A} \quad (19)$$

- Q_x : 차량의 운동에너지(W)
- A : 디스크 패드의 면적(m 2)
- r : 열배분율

- a : 감속도(m/s²)
- V_f : 최초 속도(m/s)
- t_1 : 최초 시간(sec)
- t_2 : 감속 시간(sec)

4.4 대류열전달계수

본 논문에서는 Limpert⁽³⁾가 제안한 디스크 브레이크 표면의 대류 열전달 계수 실험식을 온도 해석의 대류 경계조건으로 이용하여 그 값을 구한다.

대류 열전달계수는 층류와 난류에서의 그 값이 달라지며, 레이놀즈수(Re)에 의해 어느 속도에서 층류와 난류가 되는가를 보고, 그 값에 의해 대류 열전달계수를 구한다.

층류(Re<2.4×10⁵)일 때 대류 열전달 계수는

$$h = 0.70 \left(\frac{k_a}{D} \right) Re^{0.55} \quad (W/M^2 \text{ } ^\circ C) \quad (20)$$

이고, 난류(Re>2.4×10⁵)일 때 대류 열전달 계수는

$$h = 0.04 \left(\frac{k_a}{D} \right) Re^{0.8} \quad (W/M^2 \text{ } ^\circ C) \quad (21)$$

이다. 각각의 변수를 살펴보면 다음과 같다.

- D : 디스크의 직경(m)
- Re : 레이놀즈 수(Re= $\frac{V\rho L}{\mu}$)
- V : 자동차의 속도(m/s)
- ρ : 공기의 밀도(kg/m³)
- μ : 공기의 점성계수(kg/ms)
- L : 특성길이(m)

Table 3은 이렇게 계산된 대류열전달계수를 감속, 가속, 등속 각 구간의 특성별로 열속과 함께 브레이크디스크에 적용한 값을 나타내고 있다.

감속, 가속, 등속의 전체 1 cycle은 총 41단계로 나누어 열유속과 대류열전달계수를 입력하였다. 1단계부터 18단계까지는 감속구간으로 브레이크 디스크와 패드와의 마찰에 의한 열유속이 적용되며 동시에 대류 19단계부터 40단계까지는 감속 후 완전히 정지하여 초기 속도로 다시 가속하는 단계로 열유속은 없고 대류만 적용한다.

41단계는 등속도 구간으로, 마찰가지로 열유속은 적용되지 않으며 대류만 적용한다.

Table 3 열속과 대류의 적용

Step	Time (sec)	Energy(J)	Heat Flux(W/m ²)	Convective Heat Transfer Coefficient (W/m ² °C)	
1	0.238	1036.613	434695.681	30.003	D e c e l e r a t i o n
2	0.476	977.448	409885.207	28.585	
3	0.714	918.283	385074.67	27.147	
4	0.952	859.117	360264.217	25.692	
5	1.19	799.952	335453.723	24.215	
6	1.428	740.787	310643.227	22.715	
7	1.666	681.622	285832.736	21.191	
8	1.904	622.456	261022.245	19.638	
9	2.142	563.291	236211.754	18.054	
10	2.38	504.126	211401.263	16.433	
11	2.618	444.96	186590.772	14.773	
12	2.856	385.795	161780.281	13.064	
13	3.094	326.63	136969.793	11.297	
14	3.332	267.464	112159.299	9.458	
15	3.57	208.299	87348.809	7.523	
16	3.808	149.134	62538.317	5.454	
17	4.046	89.969	37727.827	3.158	
18	4.281	30.816	12922.619	2.439	
19	4.30	0	0	0	A c c e l e r a t i o n
20	5.061			2.747	
21	5.822			4.781	
22	6.583			6.614	
23	7.345			8.328	
24	8.106			9.955	
25	8.867			11.519	
26	9.629			13.032	
27	10.39			14.501	
28	11.151			15.932	
29	11.913			17.336	
30	12.674			18.708	
31	13.435			20.057	
32	14.196			21.383	
33	14.958			22.69	
34	15.719			23.977	
35	16.480			25.248	
36	17.242			26.503	
37	18.003			27.743	
38	18.764			28.969	
39	19.526			30.184	
40	20.289			31.406	
41	25			31.406	

Fig. 3에서 브레이크 마찰면의 온도분포상태를 해석하기

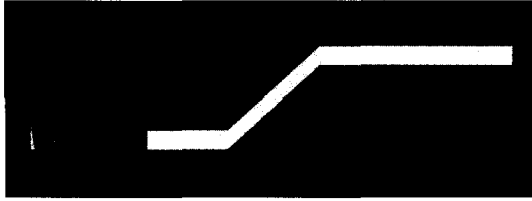


Fig. 3 디스크의 유한요소망

위한 유한요소망 데이터와 경계조건을 보여주고 있다. 디스크를 차량에 볼트로 고정하게 되는 부분에 constraint를 주어 회전 또는 이동이 불가능하게 초기조건을 주었다. 유한요소는 "4-node plane55 element"를 사용하여 해석의 결과를 높이고자 하였다.

원래 브레이크 디스크는 3차원 모델이며, 응력문제의 해석은 3차원 모델로 요소를 충분히 분할하여 해석하는 것이 최상이나 컴퓨터의 용량과 계산시간 등을 고려하여 2차원 축대칭모델을 사용하였으며, Fillet부는 생략하여 모델을 단순화하였다. 이때 전체 node의 개수는 140개이다. 각종 물

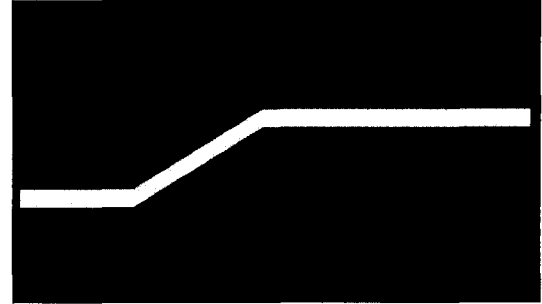


Fig. 4 디스크와 패드사이의 마찰에 의한 열유속 입력

성치의 입력과 요소분할작업이 끝난 후 앞서 Table 3에서 계산된 열유속과 대류열전달계수를 모델에 적용하였다. Fig. 4에서는 디스크 브레이크와 패드사이의 마찰 부위면에 마찰에 의한 열유속을 적용하고 Fig. 5에서는 입력되는 열유속을 제외한 다른 부분에 대류를 적용하였다.

Fig. 6은 위에서 설명한 테스트 조건으로 6번 반복 하였을 때 시간과 온도사이의 그래프이다. 그래프를 보면 제동



Fig. 5 대류에 의한 열 방출

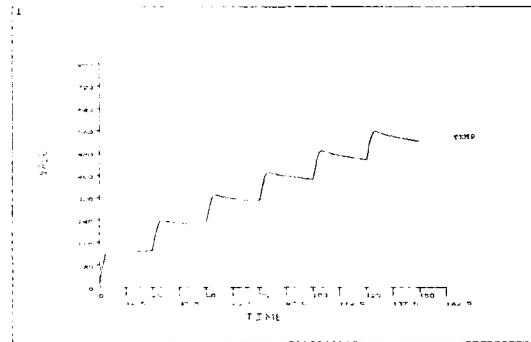


Fig. 6 6cycle 제동 후 온도 그래프

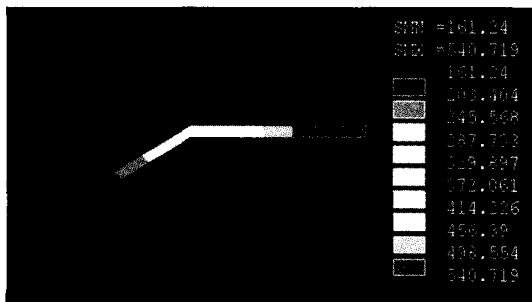


Fig. 7 6cycle 후의 디스크 온도 분포

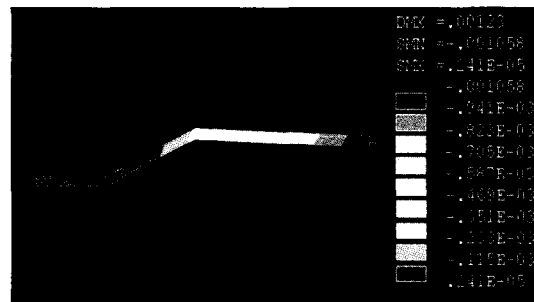


Fig. 8 시간에 따른 변위분포 (6 cycle후)

에 의한 온도 상승과 등속시 대류에 의한 온도 하강이 반복 되면 점차로 최대 온도가 상승함을 알 수 있다. Fig. 7와 Fig 8은 테스트 조건을 따라 디스크에 열에너지를 입력하고 나서 최종 온도 분포와 변위분포를 나타낸 것으로 Fig. 7에서 보면 디스크와 패드의 마찰 부위에서 가장 높은 온도인 540.7℃를 나타내고 있고 디스크와 차량의 고정부위에서 가장 낮은 온도인 161.2℃를 보이고 있다. Fig. 8은 온도에 의한 디스크의 변형을 보여주고 있다. 디스크의 끝부분에서 가장 많은 변형이 일어남을 알 수 있다.

5. 열 응력 해석

열응력은 물체 내부의 온도 변화 때문에 물체의 전체 또는 일부분의 강제된 움직임 때문에 발생하는 응력이다.

열응력의 크기는 재료의 선팅창계수에 비례하는데 디스크 브레이크가 심한 온도 변화를 받거나 급제동, 급출발 등으로 디스크 내에 큰 온도차가 생기는 경우 열변형력도 커지고 디스크의 항복점을 넘어서 변형을 일으키거나 크랙이 발생 할 수 있다.

이러한 마찰열에 의한 열 응력 및, 변형율을 분석하여 브레이크 설계 시 위험요소들을 최소화하여 좀더 최적화된 형상을 얻고자 한다.

열응력 및 변형을 계산에는 앞서 산출된 시간에 따른 온도의 분포 데이터를 가지고 해석을 수행한다.

패드와 디스크 브레이크의 마찰에 의해서 열이 발생하면 중심축을 기준으로 디스크 브레이크의 바깥 쪽 에서 서서히 열이 유입되기 시작한다. 디스크의 짧은 부분이 모터사이클 바퀴에 장착이 되므로 그 부분은 완전히 구속되어 있다고 가정한다.

Fig. 9를 통해 총 6회의 제동이 끝난 후의 최대 응력값은

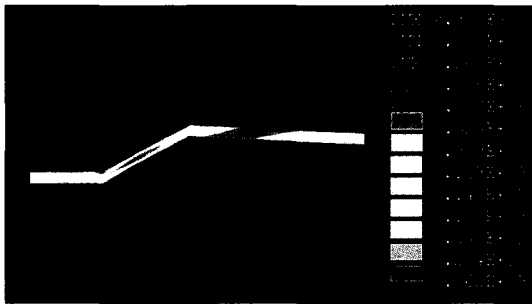


Fig. 9 시간에 따른 응력분포 (6 cycle후)

420MPa 이며, 최대 변형량은 1.06mm이다.

6. 형상설계

열전달과 응력 해석시 디스크 브레이크는 마치 집중하중을 받는 외팔보와 같이 바퀴에 고정된 부분은 구속되어 있고, 외경으로 향하는 부분은 자유단 같이 구속되어 있지 않은 상태에서 열이 마찰면으로 유입되어 변형이 된다. 이때 최대 변형량은 유한요소 해석에서 보듯이 디스크의 외경 끝에서 발생한다. 이러한 변형은 패드에 주기적으로 충격을 가하게 되고, 소음을 발생시켜서 마찰 면의 불균일로 브레이크의 제동 성능이 현저하게 떨어지는 결과를 가져온다.

이와 같이, 브레이크의 온도가 높으면 높을수록, 응력의 크기나 변형량 또한 크게 발생하여 불안전 요인이 발생하므로, 단면 형상에 변형을 주어 열 발생량을 줄이고자 하였다.

디스크의 형상을 결정하는 일은 응력이나 변형량 이외에도 스타일과 성형성 등에도 관계된 것으로서, 단순히 응력

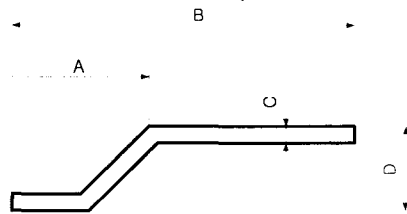


Fig. 10 디스크의 형상 변수

Table 4 테스트 된 브레이크의 형상 변수

형상변수	A	B	C	D
종류				
기준브레이크	70.75	120	4	22
Type A	73.32	120	4	24
Type B	68.20	120	4	20

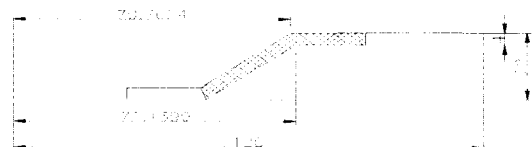


Fig. 11 기준디스크의 형상변수

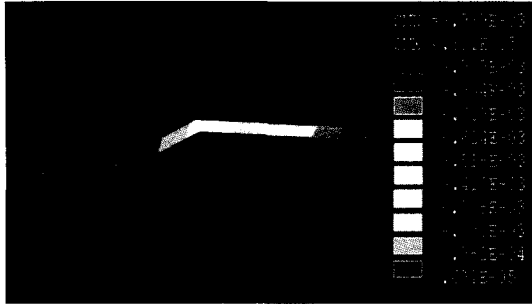


Fig. 12 A형 디스크의 변형 해석

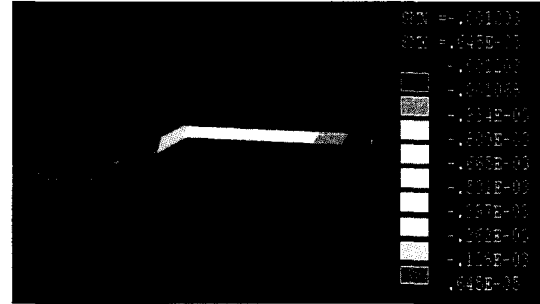


Fig. 13 B형 디스크의 변형 해석

및 변형량 해석만을 통해 적정값을 결정할 수는 없는 문제이다. 본 연구의 목적은 형상 변수에 따른 디스크 브레이크의 응력 및 변형량을 검토하여 디스크 설계시 근거 자료로 활용 하고자 한다.

다음 그림에서 보듯이 디스크의 전체직경과 두께(Fig. 10에서 B, C)는 그대로 유지하고 디스크가 장착되는 부분과 디스크의 높이를 조절하여 Table 4에 있는 바와 같이 두 가지 모델에 대한 해석을 수행하였으며, 이를 기준으로 형상 변수에 따른 온도, 응력 그리고 변형량을 검토함으로써 설계 기준을 찾는다.

치수를 변형하게 되면 볼트와 너트에 의해 고정되는 부분과 패드가 맞닿는 부분의 면적은 그대로 유지가 되지만 Fig. 11에서 빗금 친 부분은 면적의 증가 또는 감소한다는 것을 알 수 있다. Table 4에서 "A"의 경우 기준 디스크에 비해 빗금 친 부분의 면적이 늘어났으며 "B"의 경우에는 감소하였다.

실제 해석과정을 수행하기 전에 그 결과에 대해서 예측을 해보면 입력되는 열원 즉, 열유속은 일정한데 단위면적이 변한다면 면적이 늘어난 곳은 제동에 따른 온도가 감소하며 역시 응력도 줄어 들것이고 반대로 면적이 줄어든 것은 온도는 상승하며 그에 따른 응력 역시 증가 할 것이다.

7. 고 찰

Fig. 12는 형상 "A"에 대한 실제 해석 데이터이다. 해석 전에 그 결과를 예측한대로 기준 디스크와 비교할 때 유입되는 열유속의 양은 같지만 경사면의 단면적이 증가함으로 제동 후 최고점의 온도는 529.9°C로 최초 해석을 수행한 기준 디스크에 비해서 10.7°C 감소하였다. 열에 의한 응력 역시 392MPa이며 이 역시 기준 디스크에 비해서 28MPa

이 감소하였으며, 변형량은 기준 디스크의 최고변형량이 1.06mm인데 반하여 0.94mm로 0.12mm 감소하였다.

Fig. 13은 형상 "B"의 해석 데이터로 기준 디스크보다 폭의 길이를 2mm 낮게 설계한 형상이다. "B" 형상 역시 유입되는 열유속은 기준 디스크와 같으나 경사면의 단면적이 기준 디스크와 비교하여 감소하기 때문에 상대적으로 단위면적당 열유속량이 증가하는 결과를 가져온다. 최고점의 온도는 551.9°C로 기준 디스크와 비교해 11.2°C 증가하였으며 온도가 상승함에 따라 응력 역시 461MPa로 41MPa이 증가하였다. 변형량은 1.20mm로 기준 디스크의 1.06mm와 비교하여 0.14mm 증가하였다. 따라서, 디스크의 고정부위와 패드 접촉부위를 제외한 부분이 커질수록 온도상승이 억제되며 열응력이 줄어들음을 알 수 있다.

이와 같은 디스크 표면에서 발생한 열변형 분포는 디스크의 외경에서 가장 크게 발생하게 되는데 이는 외경 부분에서 마찰열의 국부적인 축적을 가져오고, 이때 열변형 거동이 발생하여 국부적인 접촉 면압이 증가하여 저터의 발생원인이 되기도 한다.

8. 결 론

차량의 감속과정을 통해서 디스크 브레이크에 입력되는 시간의 변화에 따른 열유속량을 계산하였고 이를 이용하여 다양한 형상에 따른 디스크의 온도, 응력을 측정하여 적절한 디스크 브레이크를 찾고자 하였다.

- (1) 본 프로그램은 모터사이클의 차량제원 및 부품제원을 입력하게 되면 차량의 감속도 및 전륜과 후륜의 제동력 비, 차량의 동적 축하중, Tire-Road Friction Utilization, 시간에 따른 차량의 속도, Limiter Valve나 Reducer Valve

- 의 적절한 knee-point를 구할 수 있으며 또한 열변형 해석을 위한 기초 데이터 출력이 가능하다.
- (2) 디스크의 중요치수를 형상 변수로 하여 기존 제품의 디스크 형상을 변형시킨 2가지 종류의 브레이크를 해석한 결과 형상 "A"가 다른 것과 비교하여 발열성능이 우수하다.
 - (3) 디스크의 높이를 조절하여 단면적을 크게 하면 단위면적 당 입력되는 열속의 양이 작아지므로 열발생에 의한 디스크의 변형을 감소시킬 수 있게 되었다.
 - (4) 열응력에 의한 변형을 최소화 할 수 있도록 디스크가 장착 될 수 있는 공간 내에서 디스크의 수직단면적을 최대한 넓히는 방향의 설계가 이루어져야 한다.

참 고 문 헌

- (1) ANSYS Inc., ANSYS User's Guide ver. 5.6, 2000.
- (2) Brembo, The Brake Manual, 1990.
- (3) R. Limpert, Brake Design and Safety, SAE Inc., 1992.
- (4) Bosch, Automotive Brake Systems, Bosch pp. 4~29, 1995.
- (5) 出射忠明, Bike Mechanism Illustrated, 1986.
- (6) L. Aslan, The Development of A Motorcycle Disc Brake System Using Integrated Product Development, California State University, 1999.
- (7) 여태인, 이상국, "디스크 브레이크의 온도 해석 및 열변형 해석을 통한 형상 설계에 관한 연구", 울산대학교 대학원 석사논문, 1999.
- (8) 박영철, 박동성, "유한요소법을 이용한 브레이크 드럼의 열응력 해석", 한국자동차공학회논문집, Vol. 8, No. 3, pp. 77~84, 2000.
- (9) L. Aslan, "The Development of a Motorcycle Disc Brake System Using Intergrated Product Development", California State University, 1999.
- (10) 정상진, 이태희, "실험계획과 유한요소해석에 의한 디스크 브레이크의 열변형최적설계", 대한기계학회논문집, Vol. 25, No. 12, pp. 1960~1965, 2001.
- (11) 고영배, 김청균, "디스크-패드 접촉을 고려한 디스크 브레이크의 열적 거동에 대한 연구", 홍익대학교 트라이볼로지 연구센터, 2000.