자동차 브레이크 제동시 디스크의 열적거동 및 응력 특성에 관한 연구

백일현[†]

전북자동차기술원

A Study on Thermal Behavior and Stress Characteristics of Discs under Braking Conditions for Automobiles

Il-Hyun Baek[†]

Jeonbuk Institute of Automotive Technology

(Received July 23, 2012; Revised August 31, 2012; Accepted September 4, 2012)

Abstract – Disc brakes and brake linings are part of the braking system in automobiles; this system works due to the braking power between the disc and pad. Vehicle braking systems have complex environments due to the geometry of the disk and pad, the material properties, the braking conditions, etc. Braking energy is converted into thermal energy during the braking process, due to the frictional heat between the disc brake and pad. This heat is changed to a heat flux, which affects the thermal stress of the disc. The purpose of this study was to use the fluid dynamics software ANSYS CFX to investigate the inner flow characteristics of the air and the heat transfer of the disc, and to analyze the effects on the thermal stress of the disc brake.

Keywords – disk brake(디스크 브레이크), finite element method(유한요소해석), thermal behavior(열적 거동), thermal stress(열응력)

1. 서 론

브레이크의 제동은 운전자의 조작력이나 보조동력으로 발생한 마찰력을 이용해 자동차의 운동에너지를 열에너지 등으로 바꾸어 제동작용을 일으키는 방식이다. 기존 밀폐형 드럼 브레이크는 열변형에 따른 제동력 감소가 크게 발생하는데, 반복적으로 제동시 열 발생으로 인하여 드럼의 내경이 증가하는 경향이 있으며 부분적으로 마찰면이 떨어지는 현상이 발생하여 슈와 드럼간의 마찰력이 일시적으로 저하되는 결과를 가져올 수 있다.

하지만 디스크 브레이크는 차바퀴와 함께 회전하는 디스크 양면에 패드를 압착한 뒤 마찰을 일으키는 방식으로 공기에 노출되는 면이 넓어 방열성이 좋고, 드럼 브레이크에 비해 잦은 브레이크 작동에도 페이드 현상이

나 베이퍼 록 현상이 적을뿐만 아니라 유압장치와 연계하여 ABS를 작동시킬 수 있을만큼 정밀한 제어가 가능하다는 장점을 갖고 있다. 또한 디스크 패드 마모시 교환이 쉽고 패드 간극량의 점검이 용이하다. 주요 부품은 휠허브와 함께 회전하는 디스크, 디스크에 밀착되어 마찰력을 일으키는 패드, 유압이 작용하는 휠실린더, 휠실린더가 들어 있는 캘리퍼 등으로 이루어진다.

이러한 장점에도 불구하고 디스크 브레이크가 트럭과 같은 상용차에 널리 사용되지 않는 이유는 브레이크 패드 면적을 무한정 넓힐 수 없는 구조적 한계, 대형 상용차량에 장착하기 위한 설계의 고난이도 및 부품의 높은 가격 등이 원인이 된다.

부하가 큰 차량의 경우 브레이크 제동시 브레이크 패드와 디스크의 접촉면 사이의 마찰 및 온도의 급상승하며, 이것은 브레이크의 디스크 두께변화를 발생시

[†]주저자 · 책임저자 : junjung@jiat.re.kr

켜 디스크의 마멸, 열 크랙, 여러 가지 열적 거동현상을 일으킨다[1-2].

이 결과로 나타나는 소음과 진동은 결국 브레이크 시스템의 수명을 단축시키거나 고장으로 이어지게 되어 차량의 안정성에 큰 영향을 주게 된다. 제동시의 브레이크 시스템의 열 발산 능력은 브레이크의 성능과 수명에 많은 영향을 미치고 있으므로 디스크 브레이크 설계시 하중에 의한 최대응력 및 마찰열을 냉각시키기 위한 형상 설계가 중요하다.

Hwang[3]은 디스크와 패드의 마찰열, 온도분포, 접촉 압력분포 등에 대한 해석을 수행하였고, Chun[4]은 휠 디스크의 동적거동특성을 고려한 유한요소해석 및 피로 강도를 예측하였으며, Kim[5]은 벤틸레이티드 디스크 브레이크의 열적특성에 관한 수치해석을 수행하였다.

따라서 본 연구의 목표는 디스크 브레이크의 유한요소해석을 통해 제동동력에 의한 heat flux를 산출하고, 이를 토대로 디스크의 내부유동 및 열전달 해석을 수행 후 확보된 온도분포를 활용하여 디스크의 열응력 특성을 파악하고자 한다.

2. 해석모델 및 경계조건

2-1. 해석모델

본 연구에 사용되는 디스크 모델은 SCM계열의 브레이크 디스크로 이루어져 있으며, 디스크와 내부의 벤트(vent) 형상은 Fig. 1과 같다.

브레이크 디스크의 경우 내부 공기유동을 통해 디스크의 마찰열을 냉각시키기 위한 벤트 홀이 있으며, 본 연구에서는 총 40, 50, 60개의 벤트 홀을 설계하였다. 브레이크 디스크의 형상은 대칭형태의 원주형이기 때문에 해석인자간 비교가 용이하도록 72 deg로 절단한 후 각각 8, 10, 12의 벤트 홀을 가지는 해석모델을 Fig. 2와 같이 3D 모델링하였다.

Table 1과 같이 CAE 해석에 사용된 재료의 물성치

Fig. 1. Disc brake and inner vent model.

Fig. 2. Inner vent model of disc.

Table 1. Material properties

Mass density	7395.5	kg/m ³
Thermal conductivity	48.038	J/(s*m*°C)
Specific heat	506	J/(kg*°C)
Modulus of Elasticity	123.97	Gpa
Poisson's Ratio	0.265	-
Thermal Coef. of Expansion	0.000012996	1/°C
Shear Modulus of Elasticity	48,953	MPa
Yield Strength	293	MPa
Ultimate Strength	393	MPa

는 SCM계열이며, 밀도 7395.5 kg/m³, 포아송비 0.265, 최대인장응력은 393 MPa이다.

2-2. 해석조건

일반적으로 승용차의 시험기준은 FMVSS, FADE 등 다양한 국제시험규격이 존재하지만, 상용차의 경우 적합한 시험규격의 적용이 어렵기 때문에, 해석 경계조건을 도출하기 위한 트럭 및 버스용 디스크 브레이크 시스템의 평가기준은 JASO C421을 따라 정리하였다.

Table 2에서 자동차의 초기 주행속도가 30 km/h에서 0 km/h로 감소하는 동안 제동 감속도는 4.0 m/s²부터 초당 2.0 m/s²단위로 감소한다.

3. 제동에너지 및 열유속 산출

3-1. 제동에너지 산출

평지에서 달리던 자동차가 속도 V_1 에서 V_2 로 감속

Table 2. Test specification of brake system

Initial speed	30 → 0	[km/h]
Breaking deceleration	From 4.0 to, if possible breakdown in increments of 2.0	[m/s ²]
Brake temp	65 ~ 95	[°C]
No. of braking operations	5time for each deceleration setting	-
Cooling wind velocity	11	[m/s]
Wind temp	28	[°C]

Table 3. Parameter for calculation of braking energy

Vehicle weight	GVW	4,890	kg
Initial velocity	V_1	8.33	m/s
Final velocity	V_2	0	m/s
Rotation mass correction factor	k	1.1	-

할 때 제동에너지 (braking energy)는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$E_0 = \frac{m}{2}(V_1^2 - V_2^2) + \frac{I}{2}(\omega_1^2 - \omega_2^2) \quad (1)$$

여기에서,

m : 차량 중량 [kg]

V_1 : 초기속도 [m/s], V_2 : 최종속도 [m/s]

I : 회전부 질량 관성모멘트 [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

ω_1 : 회전부 초기 각속도 [1/s],

ω_2 : 회전부 최종 각속도 [1/s]

속도를 각속도로 표현하면 $V = R\omega$ 이므로 위 식은 다음과 같다

$$\begin{aligned} E_0 &= \frac{m}{2}(V_1^2 - V_2^2) + \frac{I}{2}\left(\frac{V_1^2}{R^2} - \frac{V_2^2}{R^2}\right) \\ &= \frac{m}{2}(V_1^2 - V_2^2)\left(1 + \frac{I}{mR^2}\right) \\ &\approx \frac{mk}{2}(V_1^2 - V_2^2) \end{aligned} \quad (2)$$

여기에서,

R : 타이어 반지름, [m]

$k = 1 + \frac{I}{mR^2}$: 회전질량체의 보정계수

Table 4. Parameter for calculation of heat flux

Share rate of front & rear wheel	0.56	-
Share rate of left & right wheel	0.5	-
Contact area of pad	0.115	[m ²]
Energy transfer rate to disc	0.7	-

Fig. 3. Variation of heat flux by time.

보정계수 k 값을 1.1로 적용하면, 제동에너지를 계산할 수 있으며, 그 값은 186.77 KJ이다.

순수제동에너지는 제동에너지에서 항력에너지를 뺀 값이지만, 시속 30 km/h에서 항력에너지는 제동에너지의 약 1.5%이므로 무시하였다.

제동동력 (braking power)은 제동에너지를 제동시간으로 나눈 값으로 식(3)과 같다.

$$P_b = E_0/t, \text{ [kW]} \quad (3)$$

감속도가 일정한 경우, 속도와 제동에너지는 다음과 같이 계산되며, 제동시간 t 가 5.67 s일 때, 제동력은 53.36 kW이다.

3-2. 제동에너지 산출

디스크의 발생열량 H_b 는 식(4)와 같이 전후륜 분담율과 패드 접촉면적에 영향을 받는다.

$$H_b = k_1 k_2 k_3 P_b, \text{ [kW]} \quad (4)$$

여기에서

k_1, k_2 : 전후륜, 좌우륜 분담율

k_3 : 디스크 에너지 전달율

$$HF_b = \frac{H_b}{A_b}, \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-3}] \quad (5)$$

여기에서, A_b : 패드 접촉면적

디스크의 열유속 HF_b 는 식(5)와 같으며, 디스크 표면을 통해 열의 유입을 모형화하고 가해진 heat flux를

Table 5. Properties for CFX

Fluid Domain		
Fluid	Air	at 25°C
Reference Pressure	1	atm
Angular Velocity	0~0.87	rad/s
Heat Flux	0~75,494	W/m ²
Solid Domain		
Mass density	7395.5	kg/m ³
Thermal conductivity	48.038	J/(s*m*°C)
Specific heat	506	J/(kg*°C)
Thermal Coef. of Expansion	0.000012996	1/°C

Fig. 4. Boundary condition for CFX.

구하기 위해 디스크 발생열량을 디스크와 패드와의 접촉면적으로 나누면, 디스크에서 발생하는 heat flux는 최대값은 약 78,640[kg·s⁻³]이 되고, 5.67 s 주기로 증감을 반복한다.

4. 내부유동 및 열전달해석

4-1. 해석 경계조건

Ansys V13을 이용하여 CFX 해석모델을 구성하여, 경계조건을 설정하여 해석을 수행하였다. 해석모델은 Table 5와 같이 디스크 내부 공기유동영역인 fluid domain과 브레이크 디스크의 solid domain으로 구성되어 있다.

Fig. 4와 같이 patch confirming method를 이용한 결과, 메쉬는 노드 293,841, 요소 1,124,253로 구성되었다.

또한, 유동해석을 위한 경계조건은 다음과 같이 4가지 주요조건을 고려하여 선정하였다.

① 디스크 하단부와 원주방향은 opening, 좌우 단면부는 symmetry 조건으로 설정하였다.

Fig. 5. Air velocity at vent 10EA.

② 19.5초 동안 30 km/h에서 0 km/h까지 5회의 제동이 발생한다.

③ 디스크와 패드의 접촉면은 마찰에 의한 제동에너지 및 최대 78,640[kg·s⁻³]의 heat flux가 발생한다.

④ 총 해석시간은 19.5 s이며, time step은 0.1 s로 195step으로 transient analysis를 수행하였다.

4-2. 내부유동해석결과

시간에 따른 디스크 내부 유동해석 결과, Fig. 5와 같이 디스크 하단부에서 공기가 유입되어 벤트 홀을 경유하여 디스크 원주방향으로 토출되었다. Vent 10EA인 모델은 벤트 홀 유로에서 최대 17.3 m/s의 유속이 발생하였다.

벤트 홀 유로의 단면에서 유속을 도시한 결과 디스크 neck 부에서 가장 높은 유속이 발생하는 것을 확인하였으며, 이는 neck 부가 돌출되어 오리피스 형성 효과에 의해 속도가 증가하는 것으로 사료된다.

4-3. 열전달해석결과

디스크 패드접촉면에서 Heat flux와 vent hole에서

Fig. 6. Temp variation on disc brake at vent 10EA.

Fig. 7. Temp variation on center point of disc brake at vent 10EA.

공기유동을 고려한 시간에 따른 열전달 해석결과, 제동시간 19.5 s, vent 10EA일 때 디스크의 온도분포를 Fig. 6에서 보여준다. 디스크 패드의 끝단 접촉면에서 최대온도 53.6°C가 발생한다.

Fig. 7의 디스크 중심부의 시간에 따른 온도 변화를 보면, 주기적인 사이클을 반복하며 디스크 온도가 상승하는 경향을 확인할 수 있다.

JASO C421 상용차 제동시험규격에 따른 총 19.5초의 시간간 5회 제동시 디스크의 최대온도는 약 54.5°C이다.

Fig. 8과 같이 제동 종료시간인 19.5s에서 해석모델 3종의 최대온도를 비교한 결과, 벤트홀의 개수가 증가할수록 디스크 온도가 점차 감소하는 경향을 보여주지만 온도의 변화폭은 1°C로 매우 미미한 영향을 보여준다.

5. 내부유동 및 열전달해석

5-1. 해석 경계조건

Fig. 8. Temp variation on center point of disc to vent type.

Fig. 9. Boundary condition for static structural analysis.

Fig. 10. Displacement of disc at vent 10EA.

제동 마찰력을 고려한 내부유동해석 및 열전달 해석을 통해 산출된 디스크의 최종 온도분포 결과값을 Ansys V13의 static structural analysis system으로 import하여 열응력 해석을 수행하였다.

소재의 물성치는 Table 1과 같으며, hex dominant method를 이용한 결과 Fig. 9와 같이 메쉬는 노드 97,937, 요소 25,315로 구성되었다.

제동시간 19.5s일 때 디스크 온도분포를 적용한

Fig. 11. Stress of disc at vent 10EA.

Fig. 12. Stress variation on center point of disc to vent type.

Static 조건에서 응력해석 결과, Fig. 10과 같이 디스크의 변형량은 0.034 mm로 해석 모델 3종 모두 유사한 경향을 보여주었다.

Fig. 11과 같이 Static 조건에서 열응력 해석결과, 디스크의 최대 열응력은 약 29.5 MPa이며, 디스크 내측 벤트홀 곡면부에서 발생하였다.

Fig. 12에서 해석모델 3종의 19.5 s에서 최대 열응력은 벤트홀의 개수가 증가할수록 디스크 열응력은 약 20 MPa정도 지속적인 감소하는 경향을 보여준다.

4. 결 론

본 연구에서 자동차 브레이크 제동시 디스크의 열적 거동 및 응력 특성에 관한 연구 결과를 다음과 같이 정리하였다.

1) 벤트 홀 유로의 단면에서 유속을 도시한 결과 디스크 neck 부에서 가장 높은 유속이 발생하는 것을 확인하였으며, 이는 neck 부가 돌출되어 오리피스 형상 효과에 의해 속도가 증가하는 것으로 사료된다.

2) 제동 종료시간인 19.5 s에서 해석모델 3종의 최대 온도를 비교한 결과, 벤트홀의 개수가 증가할수록 디스크 온도가 점차 감소하는 경향을 보여주지만 온도 변화폭은 1°C로 매우 미미한 영향을 보여준다.

3) 또한, 최대 열응력은 벤트홀의 개수가 증가할수록 디스크 열응력은 약 20 MPa정도 지속적인 감소하는 경향을 보여주고 있다.

디스크에서 발생하는 제동력에 의한 발생한 heat flux에 의한 열응력은 vent hole 내부 공기유동에 의한 냉각 효과에 의해 30 km/h 이내 저속운전구간에서 큰 영향을 미치지 못함을 확인하였으며, 향후 고속운전구간에서 열응력에 미치는 효과에 대한 연구를 진행하고자 한다.

참고문헌

1. Rudolf Limpert, "The Thermal Performance of Automotive Disc Brakes," *SAE 750873*, 1975
2. K. W. Hong, "Thermal Deformation and Structure Analysis of Disk Brake System," *Spring Conf. Proceedings, KSAE*, pp.334-341, 1993.
3. 황평, 서희창, 우첸, "3차원 열-기계 커플링 모델에 의한 벤틸레이티드 디스크 패드 브레이크의 온도 분포와 접촉 압력에 관한 연구", *한국운활학회논문집*, 제25권, 제6호, pp. 421-426, 2009.
4. 천동준, "자동차 휠 설계를 위한 CAE 응용 피로 응력 해석", *한국기계기술학회*, 2005.
5. 김청균,성부용, "벤틸레이티드 디스크 브레이크의 열적특성에 관한 수치해석", *한국운활학회지*, 제14권, 제1호, 1998.