

냉각 성능 향상을 위한 고속철도 제동 디스크 허브의 해석 연구

이용우^{1*}, 김장훈²

¹신한대학교 기계자동차융합공학과, ²(주)에스엔위즈

Analytical Study of High Speed Railway Braking Disc-hub for Enhancement of Cooling Performance

Yong-Woo Lee^{1*}, Jang-Hoon Kim²

¹Department of Mechanical and Automotive Engineering, Shinhan University
²S&WISE Co., Ltd.

요약 본 연구는 한국형고속철도(KTX)의 제동장치의 국산화를 통한 성능 개선을 위한 목적으로 수행되었다. 본 연구에서 기존 수입에 의존하고 있는 고속철도용 제동 디스크 허브를 국산화하기 위하여 유한요소 해석을 통해 성능을 분석하고 제동 시험결과와 상관도 분석을 통해 모델의 검증을 수행하였다. 또한, 제동시 발생할 수 있는 기계적인 특성을 검토하기 위하여 마찰열에 의한 열전달-열응력 해석, 고유진동해석 및 강도해석을 수행하였다. 디스크 허브 국산화 신규 모델의 개발을 위해 형상에 따른 설계 인자를 도출하고 파라미터 해석을 수행하여 방열성능을 향상시키고 경량화를 위한 최적 사양을 도출하고자 하였다. 개발 모델을 기존 모델과 비교한 결과 기존 모델 대비 제동시 발생하는 허브의 최고 온도가 낮아졌으며, 냉각 효율이 향상되었음을 확인할 수 있었다. 또한, 고유진동수 및 강도 특성 또한 동등 수준 이상의 성능을 확보한 설계임을 확인하였다. 본 연구 결과는 철도차량 및 수송기기 분야의 제동 디스크 시스템 개발에 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

Abstract This study aimed to improve the performance of the KTX (Korea Train Express) brake system. To develop a braking disc-hub for the high-speed rail, the model performance was analyzed by finite element analysis, and the analysis results were verified using the braking test results. In addition, heat transfer analysis, thermal stress analysis, natural frequency analysis, and static analysis were conducted to examine the mechanical performance of the braking system. By deriving the design factors and conducting parametric analyses according to the shape of the hub, this study derived the optimal specifications that could improve heat dissipation and reduce weight. The cooling efficiency and structural performance of the optimization model were improved during braking compared to the existing model. It is expected that the design verification will be carried out through analyses of the optimal specifications so that it can be used in the development of brakes in railway vehicles and motor vehicles.

Keywords : High Speed Train, Brake System, Finite Element Analysis, Heat Transfer, Natural Frequency, Static analysis

본 논문은 국토교통부 국토교통기술사업화지원 사업 과제(과제 번호 : 21TBIP-C144185-04)로 수행되었음.

*Corresponding Author : Yong-Woo Lee(Shinhan Univ.)

email: ywlee@shinhan.ac.kr

Received November 17, 2020

Accepted March 5, 2021

Revised January 6, 2021

Published March 31, 2021

1. 서론

고속철도는 통상 시속 200 km/h 이상의 영업 속도를 가지는 철도로 일본, EU, 중국 등의 국가에서 운용중에 있다. 한국은 KTX(Korea Train Express)를 2004년 개통 후 최고 시속 300 km/h로 영업운행 하고 있다. 현재 1세대 차량은 사용연한에 근접해 감에 따라 부품의 국산화 교체 수요가 늘어나고 있다. 이러한 부품 중 차량의 운동 제어를 위한 제동계 부품은 기존 수입품의 성능 이상을 확보하는 국산화 개발의 필요성이 증가하고 있다.

고속철도의 제동은 주로 디스크(disc)와 브레이크 패드(brake pad)의 마찰에너지 소산을 통해 이루어지게 된다. 이러한 마찰에너지는 주로 열에너지로 변환되며, 발생된 열에너지에 의해 제동 시스템의 국부적인 온도 편차를 발생시키게 된다. 이로 인해 시스템의 열변형에 의해 구조물의 마모·손상과 저더(judder), 스킨(squeal) 등의 성능 저하를 유발하게 된다. KTX의 제동계는 캘리퍼(calliper)와 디스크-허브 조립체로 구성된다. 디스크-허브조립체는 허브를 중심으로 양측면에 디스크가 체결되고, 허브의 내측면에 구동축이 압입되는 구조로 이루어져 있다. 제동시 마찰에 의해 디스크 표면에서 발생된 하중은 허브를 통해 차축에 전달된다. 마찰열 또한 디스크 표면에서 발생되고 디스크 내부를 거쳐 체결면을 지나 허브로 전달된다. 이러한 열전달은 인접기구의 방열 특성에 따라 영향을 받게된다. 이에 따라 허브의 설계 검토를 위해서는 하중 및 입열 특성을 고려하여 디스크-허브 조립체로 해석적으로 검토하는 것이 실제 현상과의 상관도 확보에 유리한 특성이 있다.

이러한 제동 시스템과 관련하여 다양한 연구가 수행되었는데, Oh. et. al의 연구[1] 및 Kang[2]의 연구에서는 제동계 시스템에 대해 유한요소 해석을 통해 제동계 시스템의 건전성을 검토하였다. 또한, Kim의 연구[3]에서 디스크의 열적 변화 및 열전도에 대한 연구가 수행되었으며, Shin. et al의 연구[4]에서는 열적-기계적 특성에 따른 불안정성에 대한 연구가 수행되었다. 그러나, 연구 대상이 디스크에 한정되어 있어, 본 연구의 대상으로 하는 디스크-허브 조립체에 대한 연구는 진행되지 않았다. 또한, Cho. et al의 연구[5] 마찰에 의한 열유속(heat flux)를 정의하여 유한요소 해석을 통해 열전달 및 기계적 강도에 대한 검토를 수행하였다. 또한 시험을 통해 제동시 발생하는 온도 분포에 대한 다양한 연구[6,7]가 수행되었는데, 이를 통해 국부적 온도 집중에 의한 구조적 문제가 발생함을 규명하였다. 이러한 국부적 온도집중에

의해 발생하는 열점(hot spot)에 대한 연구 [8,9]를 통해 열적 성능이 제동 성능 저하에 미치는 영향을 고찰하였다. 그러나 해당 연구는 디스크에 국한되어 있어 본 연구의 대상인 허브 조립체는 제외되었다.

따라서, 본 연구에서는 고속철도 제동 시스템의 열적 특성 개선을 목적으로 디스크와 허브를 포함하는 조립체에 대한 유한요소 모델을 구성하고 시험 결과와의 비교를 통해 모델의 검토를 수행한 후 방열성능을 개선할 수 있는 허브의 최적 모델에 대한 설계안을 도출하였다.

2. 본론

2.1 형상 설계

Fig. 1 (a)는 기존 KTX에 사용되는 디스크 시스템에 대한 형상을 보여주고 있으며, Fig. 1 (b)는 신규 설계된 형상을 보여주고 있다. Fig. 1 (a)는 3D 스캐너를 이용하여 모델링하였으며, 모델의 구성은 허브, 디스크, 패드, 볼트 및 너트로 되어 있다.

Fig. 1 (b)의 신규 모델은 기존 모델과 달리 디스크와의 체결되는 허브의 플랜지부를 외측에서 내측으로 설계하여 회전시 작용하는 단면 계수 및 외부 단면적의 증가를 통한 방열성능을 개선하고자 초도 설계를 수행하였다. 이렇게 형상 설계 모델을 바탕으로 인자별 파라미터 해석을 통해 인자별 최적화를 수행하였다.

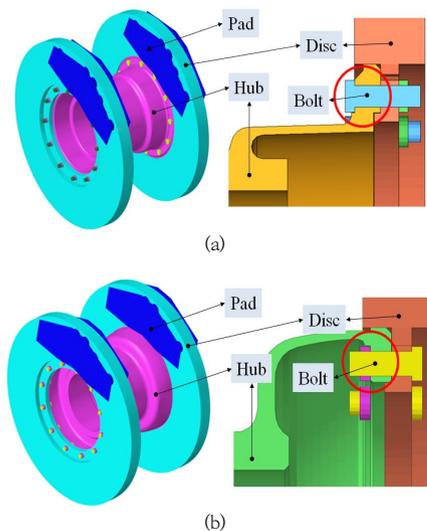


Fig. 1. 3D model of the disc-hub assembly
(a) Old type model (b) New concept model

2.2 유한요소 모델링

형상설계안에 대하여 검증 및 최적화를 수행하기 위해 유한요소 모델링을 수행하였다. Fig. 2는 각 설계에 대한 유한요소 모델을 보여주고 있다. 기존 설계 유한요소 모델은 절점 352,112 개, 요소 502,512 개로 구성되었으며, 신규 설계안은 절점 342,136 개, 요소 497,152 개로 구성되었다. 각 접촉면의 마찰계수는 패드와 디스크가 0.37이며, 디스크, 볼트, 허브의 마찰계수는 0.29를 부여하였다. 또한, 각각의 접촉부의 열접촉 저항은 없는 것으로 가정하였다. 디스크와 허브의 연결 볼트와 너트는 Solid요소를 사용하였다. 이는 해석시 볼트에 초기체결력을 부여하여 볼트 체결부의 강도를 검토하기 위해 수행되었다. 디스크는 유럽 규격인 NF 28CDV5-08이며, 허브의 소재는 SCM 430로 각각의 물성은 Table. 1에 나타나 있다.

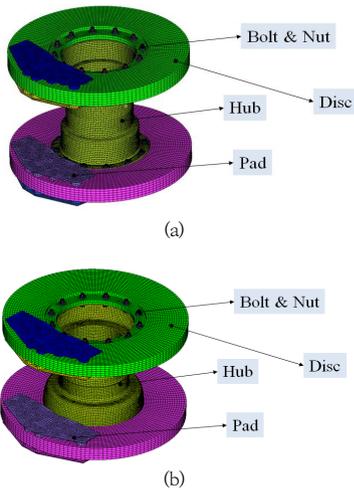


Fig. 2. FE Model of the disc-hub assembly
(a) Old type model (b) New concept model

Table 1. Material Properties

Item	Disc	Hub	Bolt & Nut
Material name	NF 28 CDV5-08	SCM 430	SCM 435
Elastic modulus	213 GPa	215 GPa	205 GPa
Poisson's ratio	0.29	0.30	0.29
Yield Strength	1,014 MPa	841 MPa	900 MPa
Thermal expansion Coef.	12.2 $\mu\text{m}/\text{m}\cdot\text{K}$	12.1 $\mu\text{m}/\text{m}\cdot\text{K}$	11.1 $\mu\text{m}/\text{m}\cdot\text{K}$
Density	7.85 g/cm^3	7.83 g/cm^3	7.85 g/cm^3
Conductivity	46.0 $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$	46.0 $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$	42.7 $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$
Specific heat	452 $\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$	448 $\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$	477 $\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$

2.3 기존 모델 유한요소 해석

유한요소 해석은 ABAQUS를 사용하여 열전달-열응력 연성해석, 고유진동수해석, 강도해석을 수행하였다. 본 연구의 목적인 방열 효율 개선을 위한 평가를 위하여는 열전달해석만을 수행할 수 있으나 설계시 수반되는 형상변경에 따라 구조적 특성 저하가 발생할 경우 개발된 설계의 효용성을 명확히 판단하기 어려워 3가지의 해석이 수행되었다.

2.3.1 열전달-열응력 해석

디스크 표면에 마찰에 의해 발생하는 열유속은 식(1)과 같이 나타나며[10] 내부 열전달은 식(2)와 같이 나타난다. 마찰에 의한 heat generation은 ABAQUS subroutine으로 모델링하여 부여하였다.

$$q = c \frac{m \cdot g \cdot v \cdot z}{2 A_d \epsilon_p} \quad (1)$$

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \nabla \cdot (-k \nabla T) \quad (2)$$

Where, c denotes correction factor,

$z = a/g$ denotes braking effectivieness,

a denotes deaccelation [m/s],

A_d denotes disc-pad contact surface [m^2],

v denotes velocity [m^2],

ϵ_p denote pressure distribution factor,

m denote mass [kg],

g denote acceleration of gravity [m/s^2],

c denote correction factor,

ρ denote density [kg/m^3],

k denote thermal conductivity [$\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$],

T denote temperature [K],

C_p denote specific heat [$\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$]

또한, 마찰에 의한 발열이 발생하는 반면 디스크 및 허브에서도 대기중으로 에너지가 소산되는데 이는 식 (3)과 같이 나타나게 되며, 표면에 비산되는 대류 막 계수 (convective film coefficient)는 식 (4)와 같이 나타나게 되며 이를 모델의 표면에 부여 후 해석을 수행하였다.

$$q_{diss} = -h(T - T_{out}) - \epsilon \sigma (T^4 - T_{out}^4) \quad (3)$$

$$h = \frac{0.037k}{l} \left(\frac{\rho l v}{\mu} \right)^{0.8} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.33} \quad (4)$$

Where, h denotes film coefficient [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$],

l denotes disc diameter [m],

μ denotes viscosity of air [m^2/s]

시험조건은 UIC 541-3 (Disc brakes and their application - General conditions OR for the approval of brake pads)에 근거하여 최고시속 300 km/h에서 감속도 1.04 m/s² 로 제동하는 조건에 따라 부여되었으며, 해석과 시험의 상관도를 높이기 위해 마찰 표면에 작용하는 열유속 식(1)의 보정계수 c (correction factor)를 변화하며 시험 결과에 해석 조건을 맞추는 방법으로 수행되었다. Fig. 3은 열전달-열응력 연성 해석 조건을 보여주고 있다. Fig. 3에서 디스크와 패드의 마찰면에 식 (1)의 열유속(heat flux)를 부여하고, 디스크-허브 조립체가 공기중으로 노출되는 허브, 볼트, 너트, 디스크 원주면 등에 식 (3)의 막계수를 부여하여 1,500 초 동안 해석을 수행하였다. 기계적인 구속조건으로 허브 내측의 구동축 연결부의 변위를 고정하였다. 해석은 볼트의 체결 토크 1,049 Nm에 해당하는 축력 51,519 N의 초기 체결력(Pre-tension)을 부여한 수 진행되었으며, 시험과 상관도 검증을 통해 식 (1)의 보정 계수 c를 변화시키며 수행되었다.

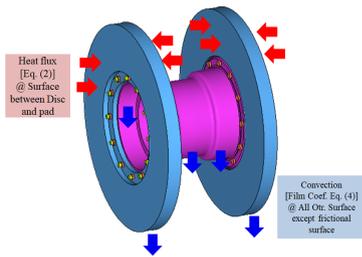


Fig. 3. Boundary conditions of thermo-mechanical coupled analysis

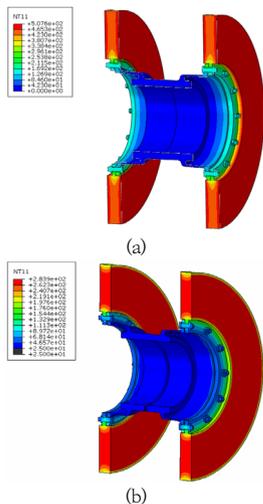


Fig. 4. Temperature contour of old model for thermo- mechanical coupled analysis
(a) At 54.5 scc (b) At 173.2 sec

Fig. 4는 열전달-열응력 연성해석의 온도분포 결과로 열유속 보정계수 c가 0.92일 때의 결과를 보여주고 있다. Fig. 4 (a)에서 디스크의 최대 온도는 54.5 초에 디스크 표면에서 507.6 °C가 나타남을 볼 수 있으며, 내부 열 전달 및 감속에 따른 열유속에 저하에 따라 허브의 최대 온도는 173.2 초에서 최대온도 166.7 °C가 나타남을 확인하였다.

해석 결과의 검증을 위해 Fig. 5 (a)와 같이 열화상 카메라를 통해 허브의 온도를 두개 지점에 대하여 측정하였다. 각 지점별 최대 온도는 Fig. 5(b)에서와 같이 최대 온도는 측정점 1에서 시험은 160.9 °C, 해석은 166.7 °C가 나타났으며, 측정점 2에서는 시험은 86.0 °C, 해석은 82.9 °C가 나타났다. 또한 시간에 따른 온도 분포는 시험과 해석에서 측정점 1의 경우 거의 유사하게 나타나고 있으나, 측정점 2는 250 초 이하 구간에서 다소 차이가 나타나는 것을 볼 수 있다. 이는 실제 열전달계수는 온도에 따라 달라지는데 해석 시 사용된 물성이 상수로 정의되어 나타난 것으로 판단된다.

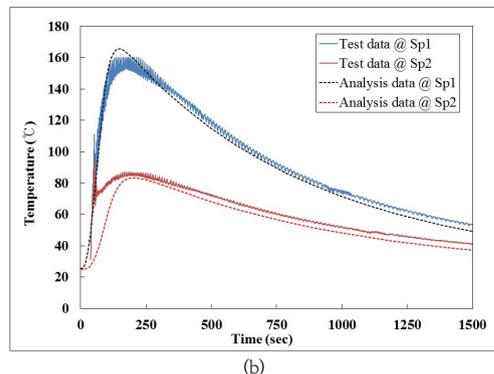
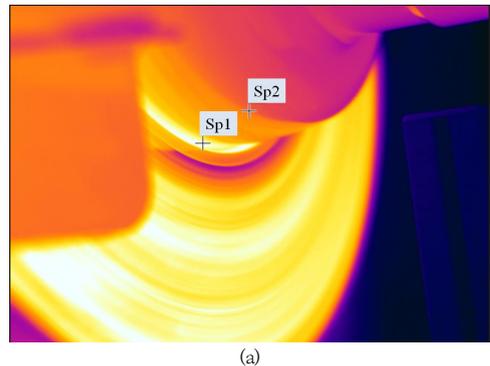


Fig. 5. Thermal test and analysis result
(a) Thermography of disc and hub,
(b) Temperature graph

Fig. 6은 열전달-열응력 연성해석결과로 허브가 최대 응력이 나타나는 173.2 초에서의 응력분포를 보여주고 있다. 해석 결과 최대응력은 허브의 볼트 체결부에서 603.9 MPa가 나타났으며, 디스크는 663.3 MPa가 나타남을 확인하였다.

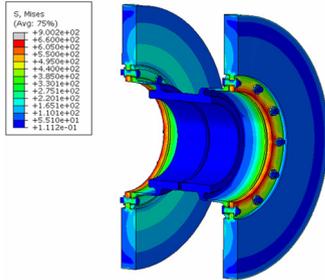
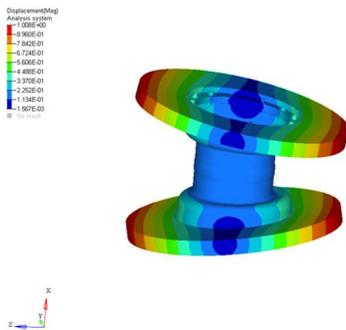


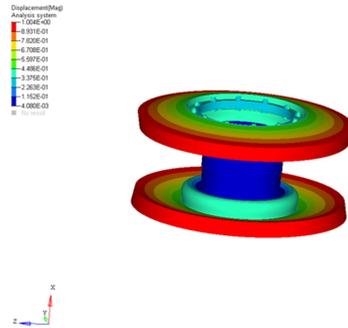
Fig. 6. Stress cotour of old model for thermo-mechanical coupled analysis at 173.2 sec

2.3.2 고유진동 해석

디스크-허브 조립체에 대한 고유 모드 해석은 조립체가 작동하는 속도영역 이내에서 공진 발생 여부를 확인하는 해석이다. 조립체가 운용되는 최대 속도 350 km/h를 차륜의 원주(최소 직경 850mm)로 나누어 계산하면 36.4 Hz의 진동수로 환산되며, 조립체의 고유진동수는 해당 범위를 넘어서 설계되어야 한다. 조립체가 작동하는 속도영역 내에서 공진이 발생할 경우 조립체 뿐만 아니라 전체 시스템에도 악영향을 끼치게 되어 신뢰성을 보장할 수 없게 된다. 따라서, 설계시 기본적인 사양 검토를 위해 고유진동수에 대한 확인을 수행하게 된다. 고유진동 해석은 자유상태(Free-Free) 조건으로 수행되는데, 이는 시스템의 공진 주파수를 확인하기 위해 수행된다. 기존 모델의 고유진동수 해석의 결과는 Fig. 7과 같이 나타났다.



(a)



(b)

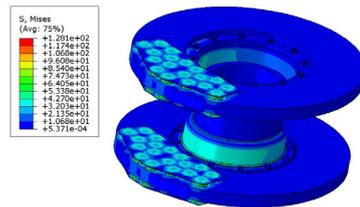
Fig. 7. Displacement contour of old model for modal analysis

(a) 1st mode shape, (b) 2nd mode shape

또한, 1차 모드는 허브의 굽힘 모드가 285.7 Hz에서 나타났으며, 2차 모드는 디스크의 원주방향 굽힘 모드 293.8 Hz가 나타남을 볼 수 있다. 이를 통해 최고 속도인 350 km/h이내에서는 공진이 발생하지 않음을 확인할 수 있었다.

2.3.3 구조 강도 해석

구조 강도 해석은 제동 시 작용하는 디스크와 패드 사이의 제동하중에 대해 디스크에서 발생하는 응력과 변형을 파악하기 위한 해석이다. 허브를 기준으로 최대 하중이 부여되는 조건은 패드에 최대 압력이 부여되어 급격한 마찰열이 발생하며 디스크와 패드가 미끄러짐(slip)이 발생하는 조건에서 비틀림 하중이 발생된다. 패드에 작용하는 하중은 KTX 공압 캘리퍼의 설계 기준을 고려하여 최대하중 (25 kN) 의 1.2배인 30 kN를 부여하여 해석을 수행하였다. 해석은 최초 볼트의 체결하중을 부여한 후 패드의 외면에 압력을 부여하여 초기 조건을 부여하였다. 이후 허브 내측 구동축 체결부에 강제 회전 변위를 부여하여 최대 정지 마찰 상태에서의 응력을 계산하였다.



(a)

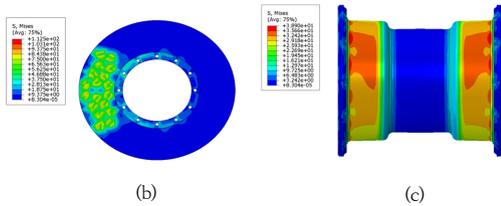


Fig. 8. Stress contour of old model for strength analysis (a) Disc-hub assembly, (b) Disc, (c) Hub

마찰력에 대한 응력 해석 결과는 Fig. 8과 같이 나타났다. 디스크의 최대응력은 111.5 MPa가 나타났으며, 허브는 볼트 체결부에서 38.9 MPa가, 측면부에서 32.7 MPa가 나타남을 볼 수 있었다. 이는 디스크의 경우 항복응력의 11.0 % 수준이며, 허브는 4.6 % 수준으로 충분한 구조 건전성을 확보하고 있음을 확인할 수 있었다.

2.4 신규 모델 인자별 해석

2.4.1 설계 인자별 파라메트릭 해석

허브 모델은 축을 중심으로 회전대칭을 이루는 구조로 되어있다. 또한 기존 모델을 대체하는 구조이므로 연관 부품과의 간섭을 고려해야 한다. 따라서, 이러한 조건내에서 Fig. 9와 같이 허브-디스크 체결부의 두께(A), 허브의 외측면 두께(B), 허브의 내측면 두께(C), 허브 외측면과 내측면 연결부의 위치(D)의 4가지 인자가 선정되었다. 선정된 인자는 Table. 2와 같이 두께 및 위치를 변경하여 해석을 수행하였다. 해석은 열전도 해석, 고유진동 해석, 제동 하중에 따른 구조강도 해석이 수행되었다.

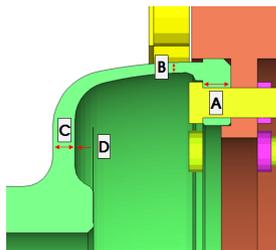


Fig. 9. Structural parameter of new concept hub model

해석 결과 허브와 디스크 체결부 두께(A)의 변화에 따라 강도 조건에 따른 최대응력의 변화가 비교적 크게 나타남을 볼 수 있었다. 또한 허브의 외측면 두께(B)의 변화에 따라 허브의 최대 온도 변화와 1차 공진주파수의 변화가 비교적 높게 나타났으며, 허브의 내측면 두께(C)의 변화에 따른 결과는 타 인자에 비해 높지 않게 나타나고 있음을 볼 수 있었다. 반면, 허브 외측면과 내측면 연

결부 위치(D) 인자의 경우 1차 공진주파수의 변화에 민감한 것으로 확인할 수 있었다.

Table 2. Parametric analysis result

Case	No.	Dis. (mm)	Temp. (°C)		Stress (MPa)		1st natural freq. (Hz)
			Sp1	Sp2	Bolt hole	Hub	
Hub-Disc (A)	A-1	16.0	163.4	80.90	48.11	35.51	337.38
	A-2	16.5	164.4	81.31	48.10	35.50	337.77
	A-3	17.0	164.7	81.50	48.09	35.49	338.70
	A-4	17.5	165.6	81.95	48.01	35.41	339.20
Hub-Otr (B)	B-1	4.36	167.1	80.69	47.95	35.67	334.36
	B-2	4.86	164.4	81.31	48.10	35.50	337.77
	B-3	5.36	162.2	82.37	48.19	32.76	344.08
	B-4	5.86	160.7	83.37	48.27	30.33	349.37
Inr-Otr (C)	C-1	12.5	164.4	81.45	48.00	35.44	337.57
	C-2	13.0	164.4	81.31	48.10	35.50	337.77
	C-3	13.5	164.3	81.10	48.07	35.45	339.00
	C-4	14.0	164.2	80.90	48.11	35.46	339.66
Inr-Otr (D)	D-1	26.0	164.5	81.51	48.02	35.44	337.66
	D-2	25.0	164.5	81.31	48.10	35.50	337.77
	D-3	24.0	164.6	81.03	48.26	35.54	338.24
	D-4	23.0	164.8	81.35	48.64	35.57	338.39

최적 모델의 제원은 허브-디스크 체결부의 두께를 16.0 mm로 선정하였고, 허브 외측면의 두께를 5.2 mm로, 허브 내측면 두께를 12.0 mm로, 외측면과 내측면 연결부 위치를 24.0 mm로 선정하여 해석을 수행하였다. 이를 통해 기존 대비 1.63 kg의 중량 감소를 통해 5.38%의 경량화가 나타남을 알 수 있었다.

2.4.2 최적 모델 열전달-열응력 연성 해석

선정된 모델에 대한 열전달-열응력 연성 해석을 수행하고 각 측정점에 대한 최대 온도를 비교하였다. 해석 결과 Fig. 10에서와 같이 Sp1지점의 최대온도는 최적화 모델이 160.5 °C로 기존 대비 6.2 °C가 낮아졌으며, Sp2 지점은 82.9 °C에서 81.3 °C로 1.6 °C가 낮아짐을 확인하였다. 또한, 최대 온도가 발생하는 시간인 121.4 초에서 조립체의 총열량의 경우 기존모델은 967,851 J인 신규모델의 경우 869,991 J로 10.0 %의 방열에 의한 내부 총열량의 감소효과가 나타난 것을 알 수 있었으며, 제동 후 Sp1지점이 100.0 °C까지 냉각되는 시간은 기존 591.1 초에서 572.2 초로 약 18.9 초가 감소함을 확인할 수 있었다.

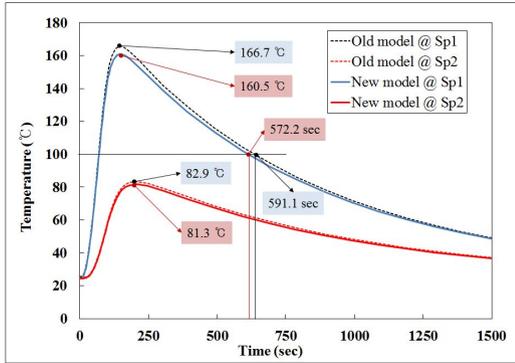


Fig. 10. Temperature graph comparison with old and new models

볼트 체결부에서 551.4 MPa가 나타나 기존 모델 대비 최대 응력이 상대적으로 낮아졌음을 알 수 있었다.

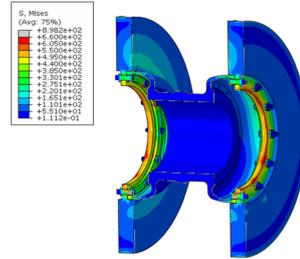


Fig. 12. Stress contour of new model for thermo-mechanical coupled analysis at 172.6 sec

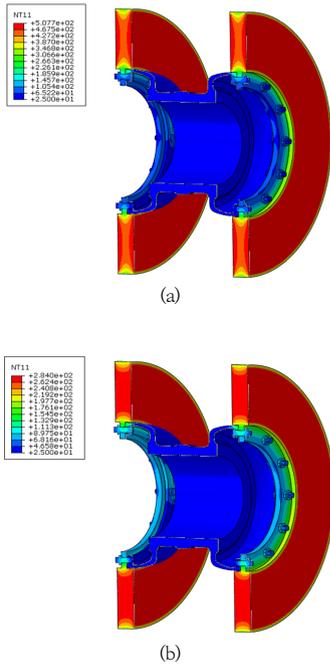


Fig. 11. Temperature contour of new model for thermo-mechanical coupled analysis
(a) At 54.5 sec (b) At 172.6 sec

Fig. 11은 해석 결과 온도 분포를 보여주고 있다. Fig. 8 (a)는 디스크의 최대 온도가 나타나는 54.5 초에서의 온도분포로 디스크 표면에서 507.7 °C가 나타났으며, Fig. 8 (b)는 허브의 최대 온도가 나타나는 172.6초에서의 온도 분포를 보여주고 있다. 해석 결과 최적 모델은 기존 모델 대비 체결부의 온도 분포가 상대적으로 낮게 나타남을 볼 수 있었다.

Fig. 12는 172.6 초에서 최대응력을 보여주고 있다. 해석 결과 디스크에서 642.7 MPa가 나타났으며, 허브의

2.4.4 최적 모델 고유모드 해석

최적 모델에 대한 고유진동수는 이전 모델에 비해 높아짐을 확인할 수 있었으며, 이는 허브의 형상 변화를 통해 조립체의 단면 계수가 증가하여 강성이 증가되고 중량 감소로 인하여 고유진동수가 상승하는 것으로 판단되었다. 고유진동수는 조립체의 강성과 질량의 관계로 계산되는데, 중량의 감소에 의한 강성 저하가 나타나지 않아 기존 설계 대비 강성 개선 효과가 나타난 것으로 판단되었다. 고유진동수는 1차모드의 경우 339.19 Hz로 기존 모델 대비 18.7 %가 개선되었으며, 2차 모드의 경우 355.22 Hz로 20.9 %가 개선되어 동적 강성에 대한 개선 효과가 나타남을 확인하였다.

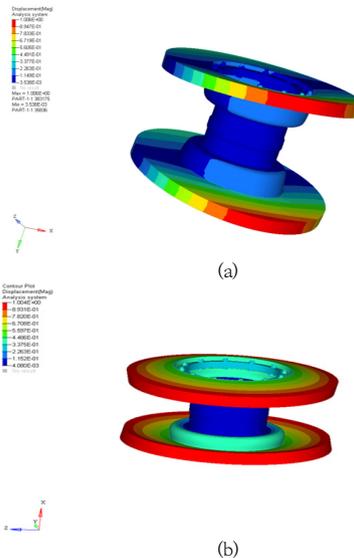


Fig. 13. Displacement contour of new model for modal analysis
(a) 1st mode shape. (b) 2nd mode shape

2.4.5 최적 모델 강도 해석

최적 모델의 강도 해석 결과는 Fig. 14와 같이 나타났다. 디스크의 최대응력은 110.7 MPa가 나타났으며, 허브는 볼트 체결부에서 31.4 MPa가, 측면부에서 24.7 MPa가 발생하여 이전 모델에 대비하여 디스크의 최대 응력 및 허브의 최대 응력 또한 감소한 것을 확인 할 수 있었다.

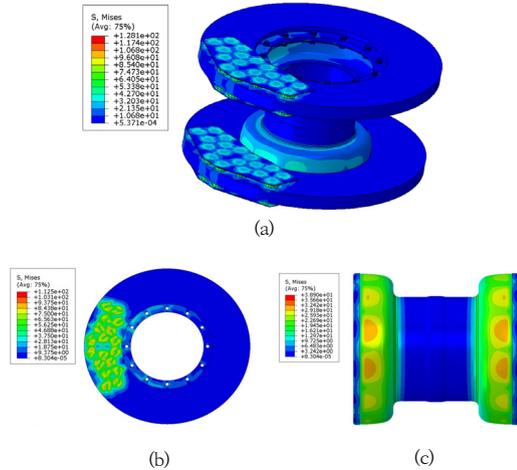


Fig. 14. Stress contour of new model for strength analysis
(a) Disc-hub assembly, (b) Disc, (c) Hub

3. 결론

본 연구에서는 고속철도용 제동장치인 디스크-허브 조립체에 대한 역설계를 통해 기존 모델의 성능을 검토하고, 신규 설계를 수행 한 수 인자별 해석검토를 통해 설계 제원의 최적화를 수행하여 1.63 kg의 경량화를 수행하였다. 주요 분석 결과 및 수행 결과는 다음과 같다.

- 1) 열전달-열응력 연성 해석 결과 Sp1지점의 최대온도는 기존 모델은 166.7 °C가 나타났으며, 최적화 모델이 160.5 °C로 기존 대비 6.2 °C가 낮아짐을 확인하였다. 또한, 가열 후 허브가 다시 100.0 °C 까지 냉각되는 시간이 기존 591.1 초에서 572.2 초로 약 18.9 초가 줄어들어 냉각 효율의 개선 되었음을 확인할 수 있었다. 또한, 열응력은 기존모델의 경우 허브의 최대응력이 603.9 MPa에서 551.4 MPa로 낮아짐을 알 수 있었다.
- 2) 고유 모드 해석에서 최적화 모델의 고유진동수는 1

차모드의 경우 339.19 Hz로 기존 모델 대비 18.7 %가 개선되었으며, 2차 모드의 경우 355.22 Hz로 20.9 %가 개선되어 중량 감소 대비 강성이 증가함을 확인할 수 있어 개선효과가 나타남을 확인하였다.

- 3) 최적 모델의 제동 하중에 대한 강도 해석 결과 디스크의 최대응력은 110.7 MPa가 나타났으며, 허브는 볼트 체결부에서 31.4 MPa가, 측면부에서 24.7 MPa가 나타나 이전 모델에 대비하여 디스크의 최대 응력 및 허브의 최대 응력 또한 감소한 것을 확인 할 수 있었다.

향후, 설계안을 바탕으로 제품을 제작한 후 제동 시험 및 실차시험을 통한 성능 검증을 위한 연구를 추가연구를 수행하고자 한다.

References

- [1] H. K. Oh, S. K. Beak, C. S. Jeon, "Structural Analysis of Power Transmission Mechanism of Electro-Mechanical Brake Device for High Speed Train", *Journal of the Korea Academia-Industrial*, Vol.20, No.12, pp. 237-246, 2019.
- [2] J. Y. Kang, "Squeal Analysis of Disc Brake Using Analytical-FE Squeal Model", *Journal of the Korea Academia-Industrial*, Vol.15, No.11, pp. 6406-6411, 2014.
- [3] J. H. Kim, B. C. Goo, C. S. Suk, "A Study on the Temperature Change of Braking Disc and Thermal Conductivity during the Service", *Journal of the Korean Society for Railway*, Vol.10, No.6, pp. 665-669, 2007.
- [4] M. W. Shin, K. H. Cho, S. J. Kim, H. Jang, "Friction Instability Induced by Corrosion of Gray Iron Brake Discs", *Tribology Letters*, Vol. 37, pp. 149-157, 2010.
- [5] I. S. Jo, N. T. Jeong, H. R. Hong, J. S. Park, K. S. Kim, "A Study on Thermal Analysis for Disc of Motored Brake System for Railway vehicles", *The Korean Society Of Automotive Engineers*, Gyeongju, Korea, pp. 1288, 2015.
- [6] I. S. Jo, N. T. Jeong, H. R. Hong, M. S. Kim, H. Y. Lee, "Thermal-Mechanical Behavior Evaluation of Solid Brake Disc for High Speed Railway Vehicles", *The Korean Society of Mechanical Engineers*, Busan, Korea, pp. 343-344, 2017.
- [7] K. J. Lee, P. S. Jeon, J. S. Yoo, J. H. Lee, K. Y. Choe, "A Study on the Temperature Measurement at the Disk Brake of a High-Speed Rail Transit by the Non-Contact Method", *The Korean Society For Railway*, Seoul, Korea, pp. 820-825, 2002.
- [8] J. G. Kim, S. C. Yoon, S. T. Kwon, B. C. Goo,

"Characterization of Temperature Evolution in Railway Brake Disc". *Korean Society for Precision Engineering*, Jeju, Korea, pp. 781-782, 2009.

- [9] J. G. Kim, B. C. Goo, S. T. Kwon, "Hot Spot Analysis on Brake Disc Using Infrared Camera", *Journal of the Korean Society for Railway*, pp. 964-968, 2008.
- [10] A. Belhocine, N. M. Ghazaly, "Thermal Modeling of Disc Brake Rotor in Frictional Contact", *Journal of Multiscale Modelling*, Vol.5, No.3, pp. 1350013, 2015.
DOI: <https://dx.doi.org/10.1142/S1756973713500133>

이 용 우(Yong-Woo Lee)

[정회원]



- 2005년 8월 : 연세대학교 기계공학과 (공학석사)
- 2014년 3월 ~ 현재 : 연세대학교 기계공학과 (공학박사수료)
- 2007년 1월 ~ 2017년 9월 : 에스톡 컨설팅그룹 기술이사
- 2017년 9월 ~ 현재 : 신한대학교 자동차공학과 조교수

<관심분야>

자동차, 유한요소법, 최적설계

김 장 훈(Jang-Hoon Kim)

[정회원]



- 2010년 8월 : 서울대학교 에너지자원공학과 (공학사)
- 2013년 12월 ~ 2017년 12월 : 에스톡 컨설팅그룹 선임연구원
- 2018년 1월 ~ 현재 : ㈜에스엔위즈 책임연구원

<관심분야>

자동차, 유한요소법, 고분자재료