

브레이크 열적 성능 평가를 위한 Virtual Test 기술의 개발

최 봉 근* · 박 종 현 · 김 미 로 · 안 병 재

현대모비스 기술연구소

Development of the Virtual Test Technology for Evaluating Thermal Performance of Disc Brake

Bongkeun Choi* · Jonghyun Park · Miro Kim · Byungjae Ahn

Research Center of Hyundai Mobis, 80-10 Mabuk-dong, Giheung-gu, Yongin-si, Gyeonggi 449-910, Korea

(Received 7 August 2008 / Accepted 3 March 2009)

Abstract : There are many kinds of simplifications and limitations in evaluating thermal performance of disc brake using the analytic technologies which were established before. But now new virtual test technology with several advanced analytic techniques is developed to evaluate the thermal performance without any possibility of great errors that used to happen for the time-consuming analysis. As a result, it was estimated that the virtual test technology could afford to replace the physical dynamo test since the reliability of virtual test technology was reasonably verified with the existing data measured in dynamo test.

Key words : Disc brake(디스크 브레이크), Cooling performance(냉각성능), CFD(전산유체공학), Dynamo test(다이나모 평가), Virtual test(가상 평가)

Nomenclature

C	: specific heat, J/kg·K
N	: number of vane
k	: thermal conductivity, W/m·K
q"	: heat flux, W/m ²
Δt	: time step size, sec
Ω	: angular velocity, rps
ε	: emissivity,
ρ	: density, kg/m ³

Subscripts

P	: pad side
R	: rotor side

1. 서론

차량의 제동 시 발생하는 디스크 브레이크 시스템의 과열은 브레이크 저더(Brake judder), 베이퍼록(Vapor lock), 브레이크 페이드(Brake fade) 등을 초래하여 차량의 효과적인 제동을 방해하고 운전자의 안전을 위협한다. 브레이크 시스템에 대한 온도 상승의 억제는 차량의 제동 안전성을 확보하기 위한 기본적 요구사항이나 운동에너지가 마찰을 통해 열 에너지로 변환되는 브레이크 시스템에서는 본질적으로 극복하기 어려운 난제(難題)라 할 수 있다.

브레이크 로터의 부피를 증가시켜 제동 시스템의 온도 상승을 억제하는 과거의 접근 방법은 직관적이고 효과적이거나 차량의 중량 상승 및 연비 감소의 단점이 있다. 근래에 와서는 대다수의 차량 개발자들은 냉각성능이 상대적으로 우수한 통풍성 디스크

*Corresponding author, E-mail: bong82@mobis.co.kr

브레이크(Ventilated disc brake)를 채용하고 있으며 다양한 형상 변경을 통해 냉각성능을 향상시키고 있다.^{1,2)} 그러나 직관적인 형상 설계를 통해 통풍성 디스크 브레이크의 합리적인 냉각성능을 쉽게 기대하기 어렵기 때문에 제품 개발 시 적지 않은 시행착오를 겪게 된다.

전산 해석은 이러한 시행착오를 줄여 고성능의 디스크 브레이크 개발을 위한 시간을 단축시킬 수 있는 유용한 방법으로 각광을 받고 있다.³⁻⁵⁾ 그러나 디스크 브레이크의 냉각성능 평가를 위한 기존의 해석 기술은 많은 가정과 단순화를 동반하므로 해석 결과의 신뢰도와 적용성에 다소의 제한이 있다.^{6,7)} 특히 제동 시 발생하는 차량의 주행풍을 배제한 해석은 로터의 냉각 효과를 과소평가하며, 로터의 외벽에 평균 열전달계수를 적용하는 해석은 국부적인 형상 변경에 대한 성능 변화를 효과적으로 모사할 수 없다.⁸⁾ 더구나 이러한 기존의 해석 기술은 디스크 브레이크 냉각성능을 정량적으로 평가하기 어렵기 때문에 개발 제품의 냉각성능에 대한 단정적인 판단 기준을 제공하지 못한다. 그러므로 디스크 브레이크의 냉각성능 평가에 대한 최종적인 판단을 위해서는 기존의 해석 평가 외에 다이나모 시험 및 실차 시험이 항상 병행되어왔다.⁹⁾

본 연구는 상용 CFD 소프트웨어를 이용하여 기존의 해석 기술이 가지고 있는 제한성을 극복하는 새로운 해석 기술을 개발하고 이를 바탕으로 디스크 브레이크의 냉각성능 평가를 위해 수행되는 다이나모 시험을 해석적으로 구현하는 Virtual test 기술을 개발하는 데 그 목적이 있다. 그리고 개발된 Virtual test 기술을 바탕으로 산출된 해석 결과를 다이나모 시험 결과와 비교하여 개발 기술의 신뢰성 및 적용성을 평가하고자 하였다.

2. 본 론

Virtual test 기술은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 크게 세 가지 해석 프로세스로 구성된다. 나열된 해석은 순차적으로 수행되는데 각각의 해석이 종료되면 이후의 해석을 위해 필요한 조건이 산출되어 다음 단계의 해석을 진행할 수 있다.

해석 프로세스의 시작은 다이나모 시험의 형상

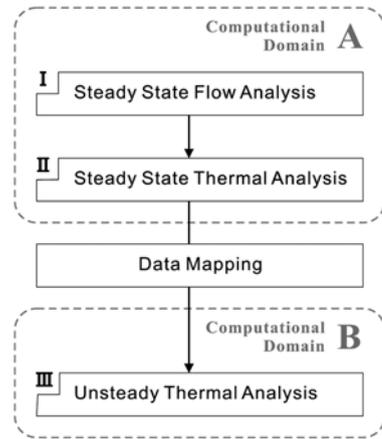


Fig. 1 Overall process of analysis for virtual test

조건 및 제반 조건을 모사한 정상상태의 유동해석으로 진행하며 해석 시 시험에서 적용하는 냉각풍이 고려되고 로터의 회전 속도는 제동 모우드에 따라 선정되는 대표 회전 속도를 적용한다. 유동해석이 완료되면 로터를 포함한 브레이크 어셈블리의 표면에 일정 온도를 적용한 후 정상상태의 열전달 해석을 수행하여 로터 표면에서 산출된 대류열전달계수의 분포를 추출한다. 한편 정상상태의 열전달 해석 시 유동해석에서 산출한 유동장을 이용하므로 초기의 두 해석은 동일한 해석 도메인을 공유하게 된다.

비정상상태의 열전달 해석을 위해서는 로터의 솔리드 영역으로 국한한 해석 도메인을 새로 구성하여 비정상상태의 해석에 소요되는 시간을 최소화한다. 해석 도메인의 변경으로 인해 발생하는 격자점의 불일치를 극복하기 위해 산출된 로터 표면에서 산출된 열전달계수의 분포를 매핑(Mapping) 기법으로 로터의 솔리드 모델에 적용한다. 이후 제동 모우드에 따라 마찰면 상에서 발생하는 열량을 부가하여 로터의 냉각성능을 평가한다. 이때 솔리드 모델의 격자점을 로터의 회전 속도와 동일하게 회전시켜 냉각풍 및 로터의 회전으로 인해 발생하는 냉각 효과를 구현한다.

본 연구에서는 알파인 제동 모우드 중 Fig. 2와 같이 정의되는 슬로우 모우드를 기반으로 Virtual test 기술을 개발하였으며, 해당 모우드에 대한 다이나모 시험의 결과를 바탕으로 개발된 해석 기술의 신뢰성을 평가하고자 하였다.

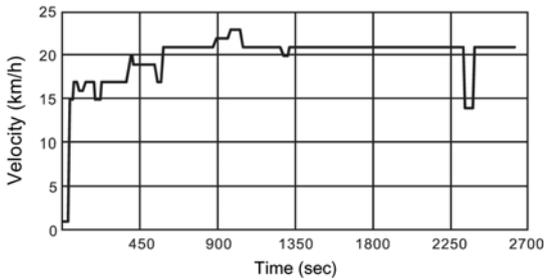


Fig. 2 Driving speed during alpine slow mode

2.1 정상상태 유동해석

다이나모 시험 시 로터의 회전과 입구에서 유입되는 냉각풍의 영향으로 브레이크 시스템 부근에는 복잡한 유동장이 형성된다. 또한 로터와 캘리퍼 어셈블리, 로터와 냉각풍의 상대 유동으로 인해 로터 주위에서 발생하는 유동장의 특성 및 이로 인한 냉각효과가 위치에 따라 크게 변하게 된다.

다이나모 시험 시 발생하는 유동 특성을 해석적으로 정확하게 산출하려면 유동해석 시 기본적으로 형상 특성을 합리적으로 모사해야 하며(Fig. 3) 시험 시 인가하는 냉각풍의 효과도 고려해야 한다. 단순화 및 다수의 가정을 동반한 기존 해석의 틀을 벗어나기 위해 본 연구에서는 형상 조건을 포함한 기타 시험 조건을 합리적으로 추종하는 해석 조건을 구비하여 유동해석의 신뢰도를 확보하고자 하였다.

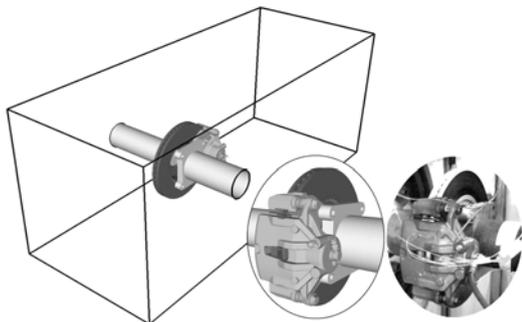


Fig. 3 Computational domain

2.1.1 해석 도메인

다이나모 시험 조건을 모사하기 위해 로터 주위의 패드, 캘리퍼 및 지그를 포함시켜 해석 도메인을

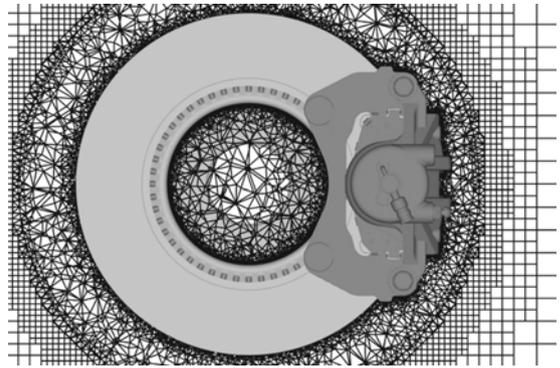


Fig. 4 Hex-core grid around brake assembly

구성하였으며 시험 시 적용되는 냉각풍을 구현하기 위해 브레이크 어셈블리 주변을 포함하는 박스 형태의 도메인을 사용하였다. 브레이크 어셈블리 영역에는 형상을 정확하게 모사하기 위해 3,800,000여 개의 사면체 격자를 작성하였으며 외부 영역에는 800,000여 개의 Hex-core 격자를 작성하여 전체 도메인을 구성하는 격자의 수를 조절하였다.

2.1.2 해석 조건

도메인의 입구에는 유속 조건을 구비하여 다이나모 시험 시 추가하는 냉각풍의 유속(3m/s)을 적용하였으며 출구는 대기압 조건(0Pa)을 적용하였다. 로터 및 지그의 외벽에는 알파인 슬로우 모우드(Fig. 2) 시 발생하는 로터의 평균 회전속도(174.2rpm)를 적용하였다. 로터 주위의 복잡한 난류 유동장은 Realizable k-ε 난류모델을 적용하여 모사하였다.

2.1.3 해석 결과

Fig. 5~7에는 정상상태 유동해석의 결과가 나타나 있으며 그림 상에서 로터는 반 시계방향으로 회전하고 있다. 도메인 입구에서 부가된 냉각풍이 브레이크 어셈블리를 지나갈 때 로터에 처음 닿는 영역(9시 영역)에서 정체점이 형성되고 부근의 압력이 높게 형성된다(Fig. 6). 한편 로터와 냉각풍 간의 상대 운동으로 인해 10시 영역 부근에서 벤트 내부의 상대 유속이 크게 형성된다(Fig. 7). 유동해석의 결과를 통해 로터 주위에서 발생하는 유동 구조가 위치에 따라 국부적으로 변동하는 것을 확인할 수 있으며 이로 인해 로터의 국부적인 냉각 효과가 위치에 따라 크게 변동할 것을 예상할 수 있다.

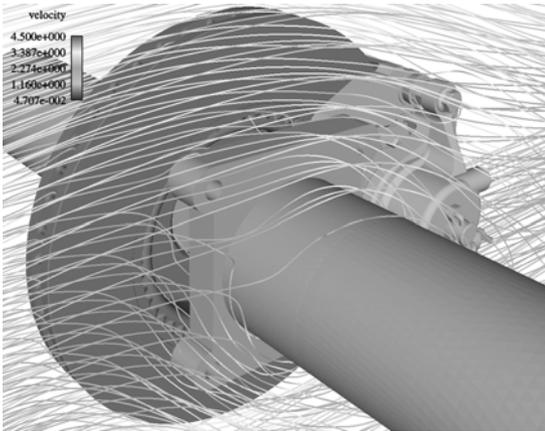


Fig. 5 Pathlines around the brake assembly (m/s)

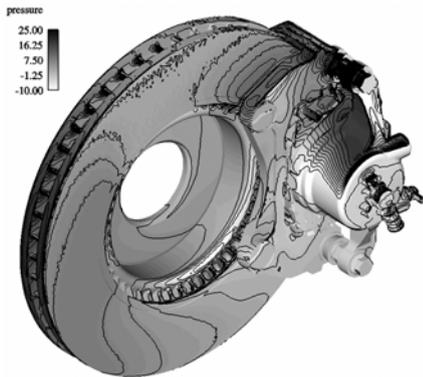


Fig. 6 Contour of static pressure (Pa)

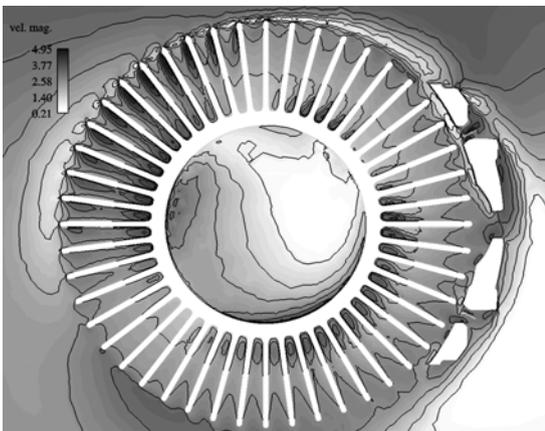


Fig. 7 Contour of velocity magnitude (m/s)

2.2 정상상태 열전달해석

정상상태의 유동해석을 통해 로터 주위의 유동

특성이 세세하게 규명되고 이를 바탕으로 감추어져 있던 로터 표면의 대류열전달계수를 산출할 수 있다. 유동 특성과 같이 국부적인 변동을 포함하는 분포 값을 가지는 대류열전달계수는 이후 로터 냉각 성능의 평가를 위한 결정적인 자산이 된다.

2.2.1 해석 도메인

정상상태의 열전달해석을 위해 요구되는 해석 도메인은 앞서 수행한 정상상태의 유동해석에서 사용한 것과 동일하다.

2.2.2 해석 조건

로터의 냉각이 강제 대류의 성격을 가지므로 로터 주위의 유동장은 시스템의 온도와 무관하다고 생각할 수 있다. 이러한 이유로 기존의 유동해석에서 산출한 유동장은 정상상태의 열전달해석 시에도 유효하므로 열전달해석 중에는 유동 방정식을 배제한 채 에너지 방정식만 사용하여 해석을 수행할 수 있다. 로터 외벽의 대류열전달계수를 산출하기 위해서는 로터 어셈블리의 외벽과 도메인 입구(27°C)에 일정 온도를 적용한 후 열전달해석을 수행한다.

Fig. 8에는 로터 외벽에 적용한 온도 값에 따라 로터 표면에서 산출된 열전달계수의 변동이 나타나 있다.¹²⁾ 로터의 온도가 증가할수록 로터 외벽의 열전달계수가 점차 증가하는 것을 볼 수 있으나 로터의 온도가 100°C 이상일 경우 그 변동 폭이 2% 미만으로 줄어들어 확인할 수 있다. 그러므로 로터의 외벽에서 산출되는 열전달계수는 로터 주변에서

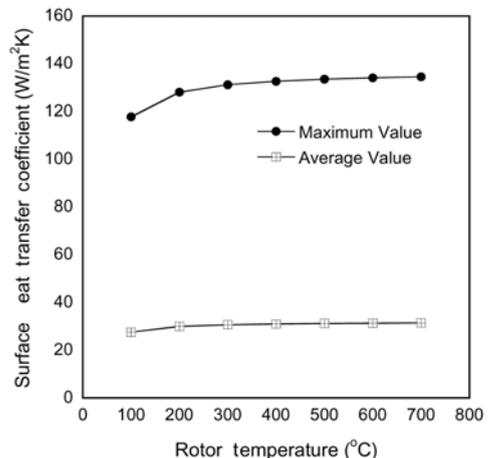


Fig. 8 Variation of heat transfer coefficient on rotor surface

형성되는 유동장에 따라 그 크기와 분포가 달라지지만 로터의 온도 값에는 크게 영향을 받지 않는 것으로 볼 수 있다. 이러한 이유로 경험적으로 예측되는 로터의 온도 상승량을 바탕으로 로터 온도(본 연구의 경우 300°C)를 적용하여 로터 외벽의 열전달 계수를 산출할 수 있다.

2.2.3 해석 결과

Fig. 9에는 로터의 온도가 300°C인 경우에 산출된 대류열전달계수의 분포가 나타나 있다. 로터의 운동을 기준으로 냉각 공기의 상대 유속이 큰 영역에서 열전달계수의 값이 크게 산출되었으며 벤트의 위치에 따라 표면에 형성되는 열전달계수의 크기가 달라지는 것을 확인할 수 있다. 로터 표면에서 산출된 열전달계수의 분포는 해당 격자의 위치 정보와 함께 저장하여 이후 데이터 매핑 작업 시 이용한다.

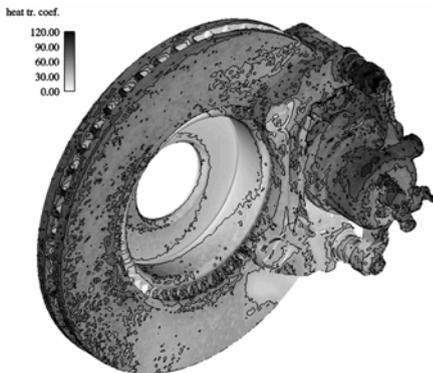


Fig. 9 Contour of surface heat transfer coefficient (W/m²K)

2.3 데이터 매핑

알파인 슬로우 모우드를 위한 비정상상태의 열전달 해석을 수행하기 위해서는 대략 2,700초 가량의 물리적 시간을 추종해야 하는데, 실제 연산 시간은 도메인의 격자수 및 컴퓨터의 연산 능력에 따라 달라지나 보통 수 일이 소요된다. 연산 시간을 줄여 해석 업무의 적용성을 확보하려면 격자수의 최적화가 선행되어야 한다. 본 연구에서는 격자수를 줄이기 위해 해석 도메인을 로터의 솔리드 영역으로 국한시키고 솔리드 영역에 대한 격자를 육면체 격자 위주로 재구성하는 방법을 채택하였다(Fig. 10). 이후 비정상상태의 열전달 해석을 수행하기 위해서 앞서

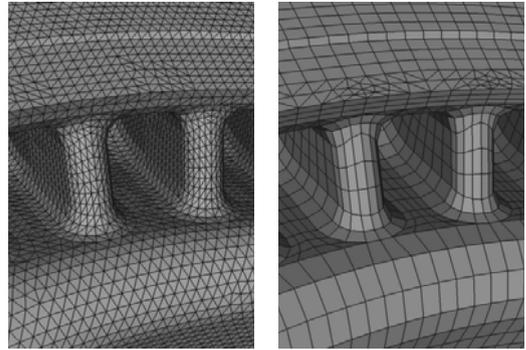


Fig. 10 Two types of mesh used for data mapping

산출한 로터 외벽의 열전달계수 분포를 로터 솔리드 모델의 표면에 덧입히는 매핑 작업을 수행한다.

2.4 비정상상태 열전달해석

로터 솔리드 도메인의 표면에 매핑되는 열전달계수는 특정 순간의 냉각 효과만을 나타내므로 도메인의 격자를 회전시키는 이동 격자(Moving mesh) 기법을 이용로터의 회전으로 인해 발생하는 균일한 냉각 현상을 모사한다. 한편 로터 온도 상승에 따라 변동하는 로터의 물성 및 마찰열이 로터 쪽으로 전달되는 비율 등을 사용자 서브루틴(User-subroutine)을 통해 비정상 해석의 매 Time step마다 갱신한다.

2.4.1 해석 도메인

비정상상태의 열전달 해석을 위해서는 앞서 언급한 바와 같이 로터 솔리드 모델에 격자를 재구성하며 여기에 지그의 솔리드 격자를 포함하여 도메인을 구성한다. 생성된 격자수는 로터 영역과 지그 영역에 각각 144,000개 및 78,000개이며 이는 정상상태의 해석에서 사용한 격자수의 1/20에 해당한다.

2.4.2 해석 조건

로터의 온도가 증가할수록 로터의 열전도계수는 감소하는 반면 비열은 점차 증가한다. 로터 온도에 따라 변동하는 열전도계수와 비열의 경우 Fig. 11에 나타난 바와 같이 2차 곡선으로 보간하여 해석에 적용하였다. 그러나 로터의 비중은 온도에 따라 크게 변동이 없으므로 일정한 값을 적용하였다.

Fig. 12에는 솔리드 도메인의 표면에 적용된 경계 조건이 도시되어 있다. 산출된 로터 주위의 열전달

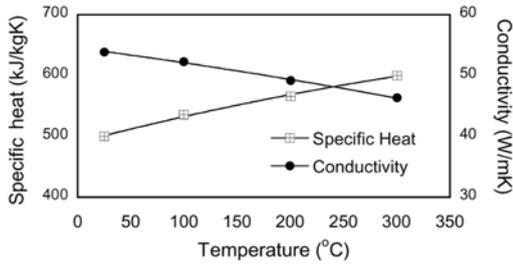


Fig. 11 Variation of material properties of rotor

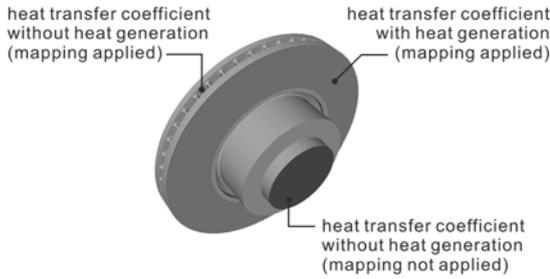


Fig. 12 Boundary conditions applied to the solid domain

계수(Fig. 9)를 해당 영역에 매핑하였으며 지그 끝단에는 일정 값의 열전달계수를 적용시켜 다이내모의 구조체로 전달되는 열을 고려하고자 하였다.

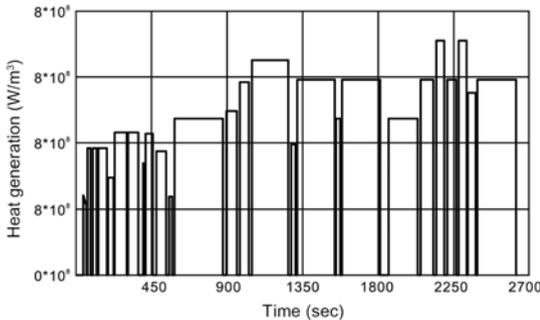


Fig. 13 Frictional heat generated on the alpine slow mode

마찰면의 경우 슬로우 모드에 대한 다이내모 시험에서 적용한 차량의 가속도 및 기타 제원 등을 통해 산출한 열량(Fig. 13)을 적용하였다. 제동 시 마찰면에서 발생하는 열은 로터와 패드 쪽으로 나뉘어 전달되는데 로터와 패드로 전달되는 열유속의 비율은 식 (1)을 통해 산출하였다.⁵⁾ 로터의 물성이 온도에 따라 변하므로 사용자 서브루틴을 작성하여 시간에 따라, 마찰면의 온도에 따라 변동하는 로터

쪽 마찰열의 발생을 마찰면에 적용하였다.¹¹⁾

$$\frac{q_R}{q_P} = \sqrt{\frac{\rho_R \times C_R \times k_R}{\rho_P \times C_P \times k_P}} \quad (1)$$

로터의 온도가 높아지면 복사 열전달로 인해 발생하는 냉각 효과를 고려해야 하는데, 물체의 종류 및 표면 상태에 따라 물체의 표면에서 발생하는 열 방사량이 달라진다.¹⁰⁾ 본 연구에서는 복사 열전달로 인해 발생하는 냉각 효과 식 (2)와 같이 고려하였다.¹²⁾

$$q_{rad} = \epsilon \sigma (T_f^4 - T_w^4) \quad (2)$$

식 (2)에서 ϵ , σ , T_f 및 T_w 은 각각 Emissivity, Stefan-Voltzmann 상수, 유체의 온도 및 벽 온도를 나타내며 도매인 표면의 상태에 따라 ϵ 값을 차등 적용하였다.

매핑된 열전달계수의 분포는 정상상태 열전달 해석 시 산출된 위치에 항상 적용되기 때문에 지금까지의 해석 조건만 적용하여 비정상상태의 열전달 해석을 수행하게 되면 로터 내부에서 비합리적인 온도분포가 발생하게 된다. 그러나 솔리드 도매인을 이동격자 기법을 통해 회전시키면(Fig. 14) 특정 순간에서 산출한 열전달계수가 로터의 회전방향으로 균일하게 적용되어 로터의 온도분포가 실제적으로 형성된다. 이때 도매인의 회전속도는 정상상태의 유동해석 시 로터에 적용한 회전속도와 동일하게 적용한다.

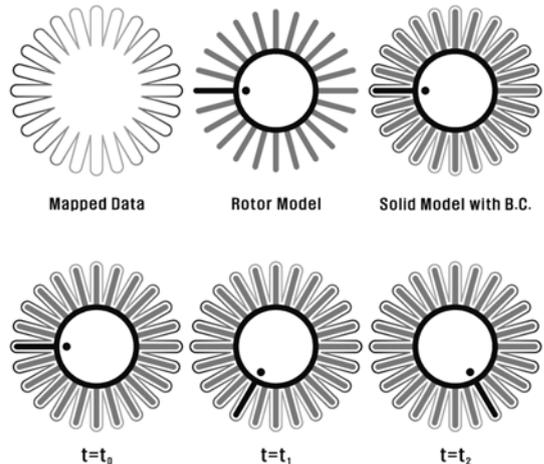


Fig. 14 Schematic representation of moving mesh scheme

매핑된 열전달계수의 분포가 로터의 특정 위치에서 산출한 것이므로 비정상상태의 해석 시 각각의 Time step에서 격자의 회전으로 인해 발생하는 로터의 위치는 초기 위치와 동일해야 하며, 이는 Time step size를 임의의 크기로 설정할 수 없음을 암시한다. 본 연구에서는 아래의 식 (3)과 같이 Time step size를 산출하여 적용하였으며 산출된 Time step size는 총 N개의 냉각핀 중 K개의 냉각핀이 일정 지점을 지나칠 때 소요되는 시간을 나타낸다.

$$\Delta t = \frac{1}{\Omega} \times \frac{K}{N} \quad (3)$$

2.4.3 해석 결과

Fig. 15에는 최종 제동 후 산출된 로터의 온도가 나타나 있다. 불균일한 값의 열전달계수 분포가 매핑되었음에도 불구하고 이동격자 기법의 사용으로 인해 로터의 온도 분포가 회전 방향으로 주기적으로 균일한 것을 확인할 수 있다.

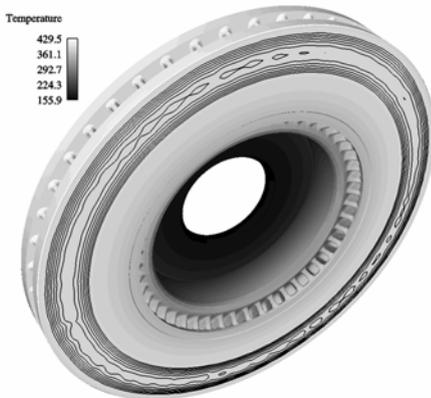


Fig. 15 Contour of rotor temperature after final braking (°C)

Fig. 15에 도시한 등온선은 산출된 로터 표면의 최고 온도와 5°C 이하의 차이를 보이는 고온 영역, 즉 $T_{max}-5^{\circ}C \sim T_{max}$ 영역을 나타낸다. 고온의 띠 모양 영역의 위치가 마찰면의 중앙에서 바깥쪽으로 약간 치우친 부분에 형성되는 것을 볼 수 있는데 이는 냉각핀의 영향으로 인해 로터의 최외곽 영역에서 냉각 효과가 상대적으로 크기 때문이며 이러한 현상은 냉각핀을 고려하지 않는 기존의 해석 방법을 통해 구현하기가 어려운 것이다.

Table 1 Probe temperature on frictional surface after the final braking

Surface	Inner		Outer	
	Virtual	Dynamo	Virtual	Dynamo
Temp.	422.7°C	421.0°C	421.4°C	413.0°C

Fig. 16에는 마찰면 반경방향의 중앙부에서 산출된 온도가 다이내모 시험을 통해 측정된 온도와 함께 나타나 있다. Virtual test 기술을 통해 예측한 온도의 변화는 시험을 통해 측정된 값과 유사하며 특히 안쪽 마찰면의 경우 두 값이 거의 일치하는 것을 볼 수 있다. 최종 제동 후 마찰면의 온도를 보면, 안

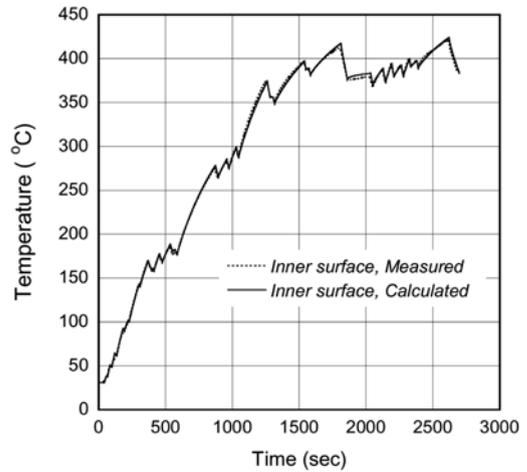


Fig. 16 (a) Variation of probe temperature on inner surface

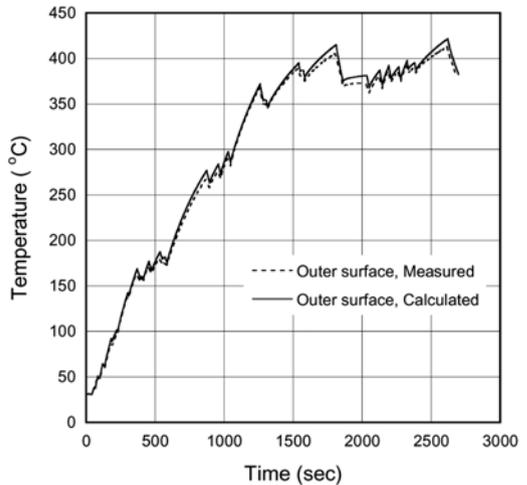


Fig. 16 (b) Variation of probe temperature on outer surface

쪽 마찰면과 바깥쪽 마찰면에서 각각 해석결과가 시험결과보다 2°C 및 8°C 가량 높게 산출되었다 (Table 1). 최종 제동 시 발생하는 로터의 온도 상승량을 바탕으로 해석 신뢰도를 산출하면 안쪽과 바깥쪽의 경우 각각 98.3% 및 96.7%로 평가할 수 있다.

3. 결론

데이터 매핑 기법 및 이동격자 기법을 포함한 선진 해석기술의 적용을 통해 디스크 브레이크에 대한 다이나모 시험을 정량적으로 모사할 수 있는 Virtual test 기술을 개발하였다. 개발된 해석기술은 기존의 해석기술에 비해 소요시간이 길지 않을 뿐만 아니라 해석결과와 신뢰도가 높아 물리적인 다이나모 시험을 충분히 대체할 수 있을 것으로 평가된다. 차후 다양한 제동 모드에 대한 신뢰도 및 적용성을 확보한다면 제품 개발 시 디스크 브레이크의 냉각성능 육성 및 중량 절감의 작업이 Virtual test 기술을 통해 효과적으로 진행될 것으로 예상된다.

References

- 1) T. Okamura and H. Yumoto, "Fundamental Study on Thermal Behavior of Brake Discs," SAE 2006-01-3203, 2006.
- 2) Y. M. Huang and S.-H. Chen, "Analytical Study of Design Parameters on Cooling Performance of a Brake Disk," SAE 2006-01-0692, 2006.
- 3) H. Sun, "Sensitivity Study on Brake Cooling Performance," SAE 2006-01-0694, 2006.
- 4) S. Eppler, T. Klenk and J. Wiedemann, "Thermal Simulation within the Brake System Design Process," SAE 2002-01-2587, 2002.
- 5) R. Edara, "Heavy Vehicle Disc Brake Components Design Using CAE Tools," SAE 2006-01-3559, 2006.
- 6) T. Valvano and K. Lee, "An Analytical Method to Predict Thermal Distortion of a Brake Rotor," SAE 2000-01-0445, 2000.
- 7) K. Lee, "Numerical Prediction of Brake Fluid Temperature Rise During Braking and Heat Soaking," SAE 1999-01-0483, 1999.
- 8) D. Phan and D. Kondyles, "Rotor Design and Analysis; A Technique Using Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer Analysis," SAE 2003-01-3303, 2003.
- 9) R. Dwivedi, "Performance of MMC Rotors in Dynamometer Testing," SAE 940848, 1994.
- 10) F. P. Incropera and D. P. DeWitt, Introduction to Heat Transfer, 2nd Edn, John Wiley & Sons, 1990.
- 11) R. Limpert, Brake Design and Safety, SAE, pp.96-101, 1992.
- 12) Fluent User's Guide, Fluent Inc., 2006.