

노면상태를 고려한 전차 궤도 고무의 열발생에 관한 연구

Study on the Heat Generation of Tank Track Rubbers under the Consideration of the Road Conditions

김 병 탁*, 김 광 희*, 윤 문 철*
Byungtak Kim, Kwangheui Kim, Moonchul Yoon

ABSTRACT

Tank track rubbers, which undergo dynamic stresses and strains under various road conditions, leads to a result of considerable internal temperature rise due to the heat generation. Since rubber materials are not fully elastic, a part of the mechanical energy is converted into heat because of the hysteresis loss. Heat generation without adequate heat dissipation leads to heat build-up, i.e. internal temperature rise which, if excessive, exerts a bad influence upon the performance and the life of the tank track rubbers. The purpose of this paper is to predict temperature distributions of the rubber components of a tank track subjected to complex dynamic loads under various road conditions. In steady state analysis temperature fields are displayed in contour shapes, and in unsteady analysis the temperature variations of some important nodes are represented graphically with respect to the running time of the tank.

주요기술용어 : Dynamic stress(동적 응력), Hysteresis loss(히스테리시스 손실), Heat generation rate(열 발생률), Thermal analysis(열해석), Finite element method(유한요소법)

Nomenclature

[C] : element capacitance matrix
cp : specific heat, J/kg · °C
{F} : thermal load vector
h : heat transfer coeff., W/m² · °C
[K] : element stiffness matrix
k : thermal conductivity, W/m · °C
N : shape function
Q̇ : heat generation rate, W/m³
T : temperature, °C
Γ : domain boundary
δ : phase angle, rad

ρ : mass density, kg/m³
Ω : domain
ω : angular velocity, rad/s

Subscripts, Superscripts

α, β : nodal point
e : element

1. 서 론

고무제품은 많은 적용분야에서 상당한 크기의 진폭과 주파수를 가지고 반복되는 하중을 받고 있으며, 이로 인하여 열발생과 더불어 상당히

* 회원, 부경대학교 기계공학부

내부온도가 상승되는 결과를 초래한다.¹⁻³⁾ 이러한 열발생은 재료의 동적특성에 기인한 것으로, 고무의 점성효과에 의하여 변형시의 기계적 에너지의 일부가 히스테리시스 루프(hysteresis loop)의 면적에 해당되는 열에너지로 변환되기 때문이다.⁴⁻⁶⁾ 발생한 열은 소산조건이 충분하지 못할 경우 내부온도의 상승을 초래하며, 그 양이 과다할 경우에는 고무 제품의 성능이나 수명에 중대한 장애요인으로 작용하게 된다.

본 연구의 대상인 궤도 차량에 사용되는 고무 부품은 차량의 무게뿐만 아니라 노면으로부터 복잡한 동하중을 받고 있기 때문에 상당히 제한적이고 변동적인 수명을 나타내며, 이러한 수명은 차량이 운행되는 지형이나 노면조건에 크게 의존하게 된다. 전차 궤도 고무부품의 수명은 차량의 성능에 큰 영향을 미치는 요소로서, 그 파괴 유형은 마모(wear)에서부터 실운전 상태에서 나타나는 절단(cutting), 분리(chunking)같은 유형에 이르기까지 다양하며, 고온의 경우 파열⁷⁾(blow-out)도 발생할 수 있는 것으로 알려져 있다. 이러한 여러 가지 파괴유형에 패드 내부의 높은 온도가 중요한 인자로 작용하는 것으로 알려져 있으나,⁸⁾ 아직까지 국내에서는 동하중에 의해 발생하는 고무부품의 온도에 대한 연구⁹⁻¹¹⁾가 상대적으로 부족한 편이며, 변형이나 하중상태가 비교적 단순한 부품에 대한 연구 결과^{12,13)}가 드물게 발표되고 있는 실정이다.

실제로 전차 궤도 부품에 작용하는 하중의 형태는 매우 복잡하고 불규칙적이며, 운행중에 고무 패드의 온도가 상승하여 차량 성능에 장애를 주고 있으나, 이에 대한 연구는 접근방법이나 해석상의 어려움 때문에 거의 알려지지 않고 있다. 따라서 패드의 온도가 큰 영향을 미치는 궤도 차량의 내구성 향상을 위한 방안을 마련하기 위해서는 먼저 궤도 고무부품에 대한 열발생 기구(mechanism)를 이해하고, 이를 궤도 고무에 적용하여 열전도 해석을 수행하는 것이 선행되어야 할 것으로 생각된다.

따라서 본 연구에서는 궤도 동역학에서 산출

된 각 노면별 작용 하중을 근거로 실험을 통하여 고무부품의 열발생률을 추정하고, 이를 입력자료로 하여 각 궤도 부품에 발생하는 온도분포를 유한요소법으로 해석하였다. 해석에는 상용 프로그램인 ABAQUS를 사용하였으며, 동일 노면 시나리오에 대한 정상 열전도 해석과 비정상 열전도 해석을 동시에 수행하였다. 정상 열전도 해석에서는 평균 열발생률을 입력하여 궤도 부품에 발생하는 온도의 크기와 경향, 고온 발생 구역의 위치 등을 주요 고찰 대상으로 검토하였다. 비정상 열전도 해석에서는 운행시 상온의 고무 패드가 열발생을 하면서 동시에 열을 발산시키므로, 온도가 상승하는 경향과 정상온도에 도달하는 시간을 파악하고, 발생 온도를 정상 상태 결과와 비교, 고찰하였다.

본 연구에서 사용된 해석 기법은 추후 노면 시나리오의 변경에 의한 온도 발생 특성의 파악이나 내구성 관련 문제의 검토시에 유효하게 적용될 수 있을 것으로 사료되며, 이를 통해 도출된 결과는 발생 온도가 중요한 인자로 작용하는 궤도의 파괴유형에 따른 수명예측 등에 기본적인 자료를 제공해줄 수 있을 것으로 생각된다.

2. 열해석 관련 이론

2.1 고무의 열발생률

고무재료가 진폭이 일정한 동적하중을 받는 경우, 점성효과로 인하여 재료내에 발생하는 변형률은 응력에 비해 Fig. 1과 같이 위상각 δ 만큼 지연되므로, 응력-변형률 선도는 Fig. 2와 같이 히스테리시스 루프를 그리게 된다.¹⁴⁾

이 루프의 면적이 사이클당 기계적 에너지 손실량 E_{loss} 에 해당되며, 그 값은 다음 식으로 표현된다.

$$E_{loss} = \int_0^{2\pi/\omega} \sigma d\epsilon dt = \pi \sigma_0 \epsilon_0 \sin \delta \quad (1)$$

고무 재료에 발생하는 단위체적당 열발생량은 식 (1)의 값과 동일하므로, 해석에 입력되는 단위체적당 열발생률은 사이클의 주기를 고려

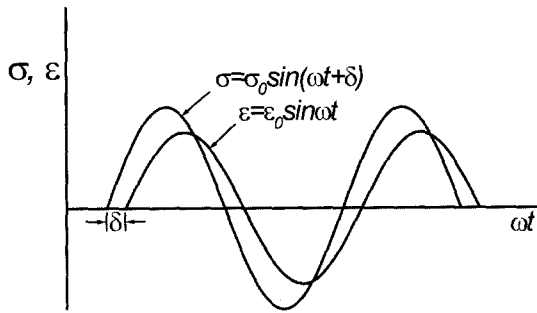


Fig. 1 Diagram to illustrate phase lag of strain behind stress when a sinusoidal force acts on a rubber material

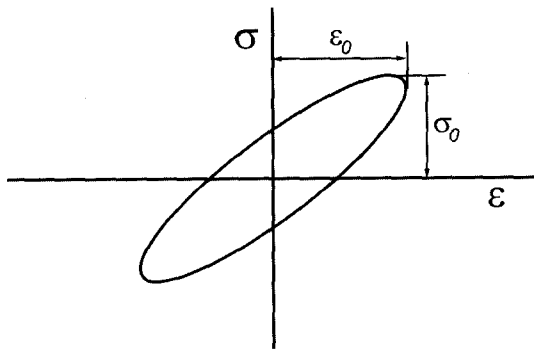


Fig. 2 Hysteresis loop of elastomers subjected to cyclic loads

하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{Q} = E_{loss} \cdot \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2} \sigma_0 \epsilon_0 \omega \sin \delta \quad (2)$$

2.2 열전도 이론

물체 내부에 열원(heat source)이 있는 경우 열전도 해석의 지배방정식(governing equation)은 다음과 같다.¹⁵⁾

$$k \nabla^2 T + \dot{Q} = \rho c_b \frac{\partial T}{\partial t} \quad \text{in } \Omega \quad (3)$$

식 (3)에 열전달 경계조건을 적용하여 유한요소로 정식화하면, 다음 식과 같이 각 요소에 대한 대수 방정식을 얻을 수 있다.

$$[C]\{T\} + [K]\{T\} = \{F\} \quad (4)$$

이 식에서 행렬 [C], [K], {F}의 성분은 각각 다

음 식과 같다.

$$\begin{aligned} C_{\alpha\beta} &= \int_{\Omega^e} \rho c_b N_{\alpha} N_{\beta} d\Omega \\ K_{\alpha\beta} &= \int_{\Omega^e} k N_{\alpha,i} N_{\beta,i} d\Omega + \int_{\Gamma_s^e} h N_{\alpha} N_{\beta} d\Gamma \\ F_{\alpha} &= \int_{\Gamma_s^e} q_s N_{\alpha} d\Gamma + \int_{\Omega^e} \dot{Q} N_{\alpha} d\Omega \\ &\quad + \int_{\Gamma_s^e} h T_{\infty} N_{\alpha} d\Gamma \end{aligned} \quad (5)$$

이 식에서 열하중 벡터 F_{α} 의 첫 항은 본 연구의 경우 열플럭스(heat flux) q_s 가 주어진 경계가 없으므로 최종적으로 다음 식이 된다.

$$F_{\alpha} = \int_{\Omega^e} \dot{Q} N_{\alpha} d\Omega + \int_{\Gamma_s^e} h T_{\infty} N_{\alpha} d\Gamma \quad (6)$$

3. 웨도고무의 열발생 측정 실험

3.1 실험 개요

동적 하중이 작용하는 웨도 고무의 열 발생량을 추정하기 위하여, 본 연구에서는 먼저 웨도 동역학으로 산출한 각 노면에서의 하중 이력(load history)¹⁶⁾을 가장 근사한 주기 함수로 곡선 맞춤(curve fitting)하였다. 이 함수의 진폭과 주기를 기준으로 웨도차량 고무에 발생하는 응력을 계산하고, 이를 시편 치수에 적용하여 동일 응력을 발생시키는 시편 하중을 산출하였다. 이 하중을 시험기에 작용시켜 한 사이클 동안의 응력-변형을 선도(히스테리시스 루프)를 얻은 후, 그 면적을 구하여 손실된 기계적 에너지와 동일한 열발생량을 추정하였다. 최종적으로 시편의 체적과 주기를 고려하여 각 노면별 고무 부품의 단위체적당 열발생률을 계산하고, 이를 열전도 해석의 입력 자료로 사용하였다. 이 과정을 도식적으로 표현하면 Fig. 3과 같다.

3.2 노면조건 및 하중이력

본 연구에서 주어진 노면 조건은 Table 1과 같으며, road 1은 평평한 노면이고, road 2와 3은 요철을 포함하고 있는 형태이다. 웨도 차량이 운행되는 전체 노면의 각 노면별 구성비는 22%, 22%, 56%이며, 이들 노면을 주어진 속도로 연속하여

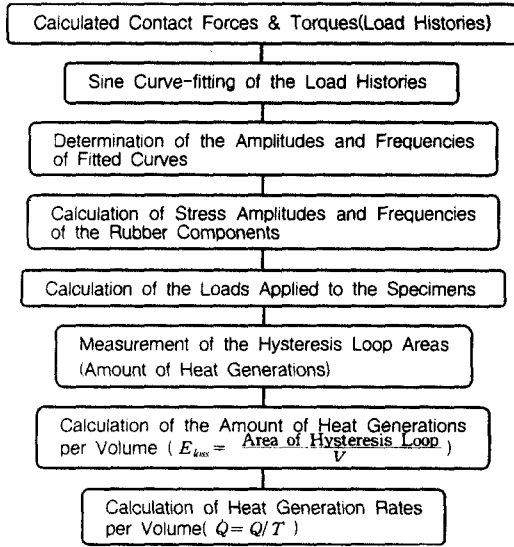


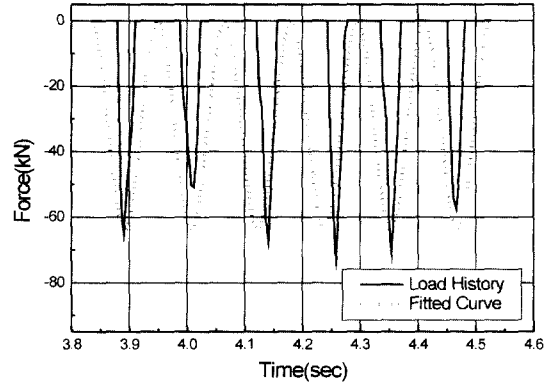
Fig. 3 Schematic diagram for the calculation of the heat generation rates

Table 1 Road conditions used in thermal analysis

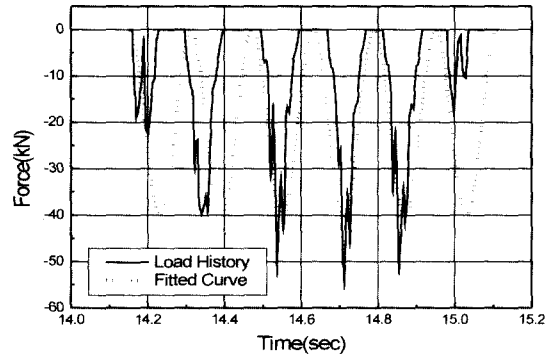
Road conditions	road 1	road 2	road 3
Distance(m)	30	30	75
Speed(km/h)	30	20	17
Running time(s)	3.6	5.4	15.9
Composition(%)	22	22	56

운행하는 것으로 가정하였다.

각 노면에 대하여 궤도 동역학으로 산출한 각 고무부품의 하중 이력(load history)은 반복하중 형태로 나타나므로, 이를 사인곡선으로 맞추면 하중을 일정 진폭과 주기를 갖는 함수로 표현할 수 있다. Fig. 4는 노면조건에 따라 산출한 휠 패드, 그라운드 패드의 하중이력과 곡선맞춤한 사인곡선을 함께 도시한 것이며, Fig. 5는 핀 부상에 작용하는 압축력과 회전력(torque)를 주기함수로 맞추어 도시한 것이다. 이와 같은 곡선 맞춤이 필요한 이유는 히스테리시스 손실에 의한 열발생량이 한 주기에 대해 정의되어 있기 때문이며, 실제 하중의 진폭과 주기가 일정하지 않기 때문에 맞춤 곡선의 진폭과 주기는 각각 하중 피



(a) Wheel pad(road 1)



(b) Ground pad(road 2)

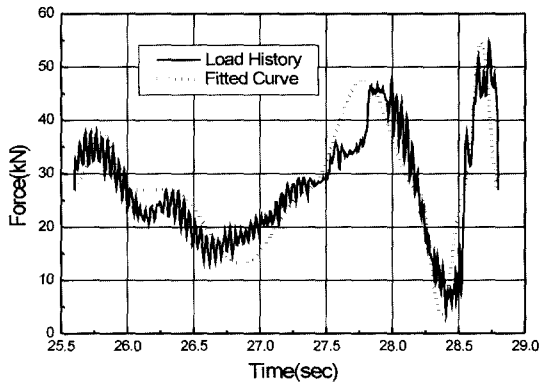
Fig. 4 Load history and sinusoidal fitting configuration of the rubber pads

크치와 주기의 평균값을 사용하였다. 표시된 횡축의 시간 구간은 Table 1의 조건에 따라 운행할 때 패드가 지면과 접촉하여 하중을 지탱하는 시간 간격을 나타낸다.

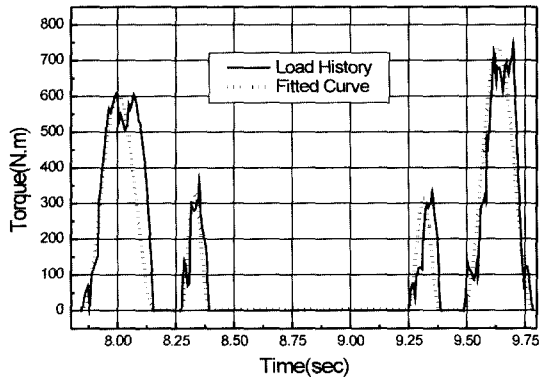
3.3 실험장치 및 방법

시험기는 Photo. 1과 같은 Saginomia사의 동특성 시험기로서 하중제어와 변위제어를 둘 다 적용할 수 있으며, 본 실험에서는 하중제어 방식을 적용하였다.

시험 하중은 두 패드의 경우 궤도하중을 접촉면적으로 나누어 압축응력의 진폭을 계산하였으며, 핀 부상의 경우 압축력과 회전력이 동시에 작용하므로 시험의 작용 압축력과 전단력을 관련 이론식에 근거하여 결정하였다.



(a) Compressive force(road 3)



(b) Torque(road 3)

Fig. 5 Load history and sinusoidal fitting configuration of the pin bushing

실험에 사용된 시편은 Fig. 6에 도시한 바와 같이 직경 24.5mm, 높이 19.9mm인 압축시편과 25 × 25 × 2mm의 치수를 갖는 표준 전단시편이며, 각 시험조건에 따라 두 패드의 압축시험에는 동일 작용하중에 대해 3개의 시편을 사용하였고, 편 부싱의 압축시험은 2개, 전단시험은 3개의 시편을 사용하여 각각 산출된 히스테리시스 면적을 평균하여 열발생량을 계산하였다.

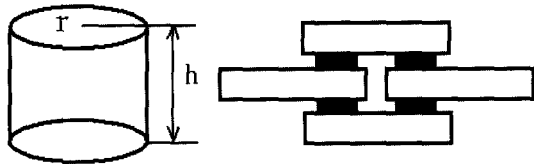


Fig. 6 Geometric shapes of the specimens

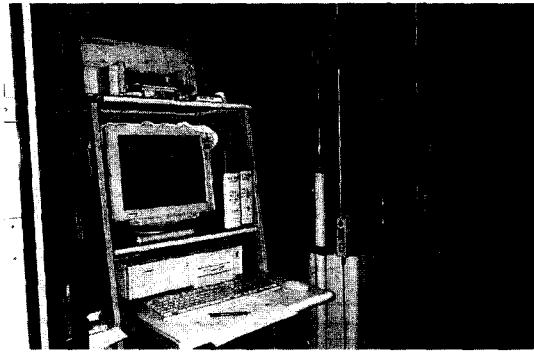


Photo. 1 Dynamic tester

3.4 실험 결과

궤도 차량의 각 고무부품에 발생하는 응력과 동일한 응력이 발생하도록 시편에 반복하중을 작용시켜 얻은 히스테리시스 루프의 전형적인 형상을 Fig. 7에 도시하였으며, 다른 고무 부품의 루프도 이와 유사한 형상을 나타내었다.

Fig. 8은 3개의 시편을 사용하여 휠 패드의 히스테리시스 면적을 측정하고, 이들의 평균값을 하중의 반복 횟수에 따라 대표적으로 도시한 것이다. 사이클이 반복되면서 루프의 면적은 감소하다가 일정해지는 경향을 나타내므로, 본 연구에서는 2000 사이클에서의 루프 면적을 최종적으로 사용하였다.

각 노면에서 히스테리시스 루프 면적의 평균값이 결정되면 속도를 고려하여 전 운행시간에

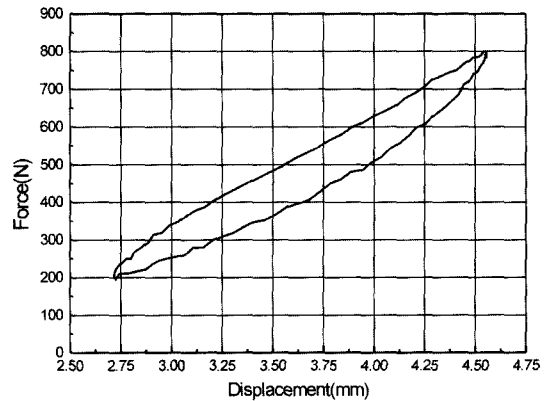


Fig. 7 Typical shape of the hysteresis loop of the wheel pad

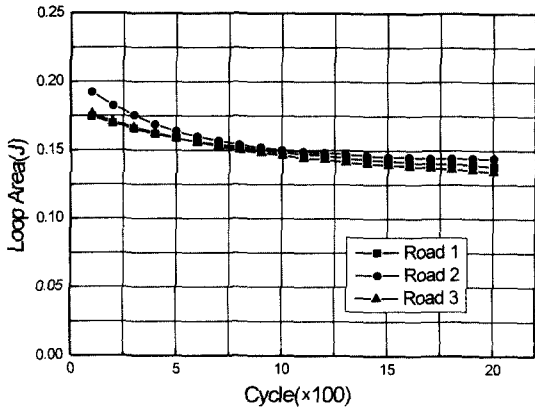


Fig. 8 Variations of the hysteresis loop of wheel pad

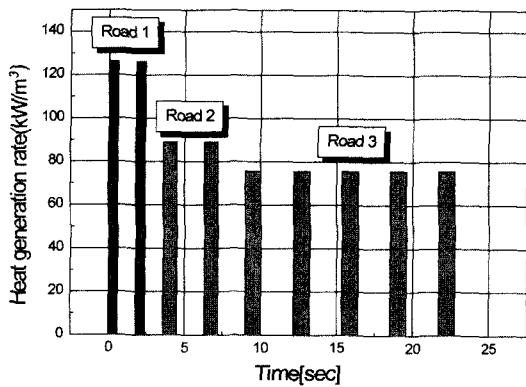


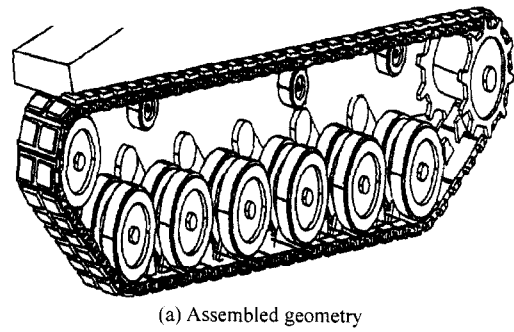
Fig. 9 Heat generation rates of the wheel pad according to the running time

대한 열발생률을 시간에 따라 계산할 수 있다. 즉 루프의 면적이 한 사이클당 열발생량이므로, 이 값을 시편 체적과 주기로 나누면 단위체적당 열발생률이 계산된다. Fig. 9는 최종적으로 계산된 휠 패드의 단위체적당 열발생률은 운행시간에 대해 대표적으로 도시한 것이며, 이를 각 노면별 소요시간에 대해 평균하면 각 노면에서 부품별 단위체적당 평균 열발생률을 얻을 수 있다.

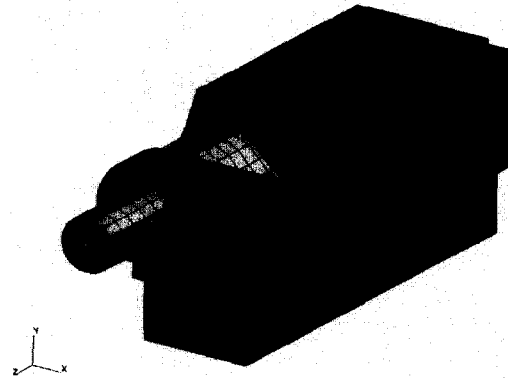
4. 유한 요소 해석

4.1 해석 모델

Fig. 10은 본 연구에 사용한 전차 궤도의 구성 요소와 패드 부품에 대한 유한 요소 모델을 도시



(a) Assembled geometry



(b) Finite element model

Fig. 10 Assembled geometry and the finite element model of the tank track shoe

한 것이며, 모델링 전처리기(preprocessor)로 MSC/Patran을 사용하였다. 해석 물체의 기하학적 형상과 열전달 경계조건의 대칭성을 이용하여 전체의 1/4를 모델링하였으며, 사용된 총 절점(node) 수는 9243개, 총 요소(element)수는 7049개였다. 그림상에는 나타나지 않으나 모델을 구성하고 있는 내부 경계는 열전달 경계조건이 외부와 상이할 것이기 때문에 가능한 원형을 살려 모델링하였다.

4.2 재료 물성 및 주행 조건

Table 2는 열전도 해석에 사용된 재료의 물성치를 나타낸 것이며, 고무는 휠 패드와 그라운드 패드, 부싱으로 구분되었지만 물성치의 차이가 없기 때문에 전체 고무에 대하여 동일한 값으로 입력하였다.

Table 2 Material properties of the track components

Components	Thermal conductivity (W/m · °C)	Specific heat (J/kg · °C)	Density (kg/m ³)
Rubber (SBR+NR)	0.317	1453.5	1160
Pin & Pad Plate (AISI 8650H)	46.6	475	7850
Body (KS SCM440)	42.7	477	7850

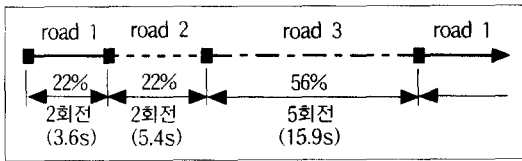


Fig. 11 Operating conditions used in the analysis

열전달 관련 상수는 접촉 유체의 온도와 표면에서의 열전달계수가 있으며, 접촉 공기의 온도는 여름철 기후 조건을 고려하여 35°C로 결정하였다. 열전달 계수는 실제 접촉유체의 종류나 유동상태, 접촉표면의 길이 등에 따라 다른 값을 갖게 되는데, 본 연구에서는 평판 위에 흐르는 공기와의 강제대류 조건식¹⁷⁾을 사용하여 계산된 8.07 W/m²°C의 값을 사용하였다.

본 연구의 주행조건은 Fig. 11에 도시한 것과 같이 3종류의 노면이 무한히 연속된 것으로 가정하였다. 따라서 전차 궤도가 9회전 하는데 소요된 시간과 각 노면별 열발생률을 고려하면 정상 열전도 해석에 필요한 평균 열발생률을 계산할 수 있으며, 비정상 열전도 해석에서는 궤도 고무의 온도가 상온에서 충분히 정상상태에 도달할 것으로 예상되는 20000초에 대하여 시간에 따라 변화하는 열발생률을 입력하였다.

5. 해석 결과 및 고찰

5.1 정상 열전도 해석

Fig. 12는 휠 패드에 발생하는 온도 분포를 도시한 것으로 최고온도는 패드의 중앙 단면에서

89°C를 나타내었으며, 이는 차량의 운행속도와 노면상태로 볼 때 비교적 높은 값이라 할 수 있다. 또한 수직단면 중앙부분에서 온도가 윗 표면 중앙의 온도보다 약 7~8°C 정도 더 큰 값을 나타내고 있으며, 동일 수직단면이라 하더라도 최고 온도가 중앙에서 발생하지 않고 상부쪽으로 편위되어 있음을 볼 수 있다. 그 이유는 반복하중으로 발생한 열이 대류경계면인 윗방향보다는 열전도도가 높고 경계면이 많은 강재 몸체쪽으로 용이하게 전달되기 때문으로 풀이된다.

Fig. 13은 그라운드 패드의 온도분포를 도시한 것으로 이 부분의 최고온도는 휠 패드보다 약 19°C 낮은 70°C를 나타냈다. 최고온도는 패드의 중앙에서 발생하였고, 동일 수직단면이라 하더라도 기하학적 차이에 의해 전후방향의 온도구배가 다르게 나타나고 있으며, 상하방향의 온도분포는 중앙에 대하여 거의 대칭인 형태를 나타냈다. 패드 상부에서의 온도는 앞부분이 낮고, 뒷부분

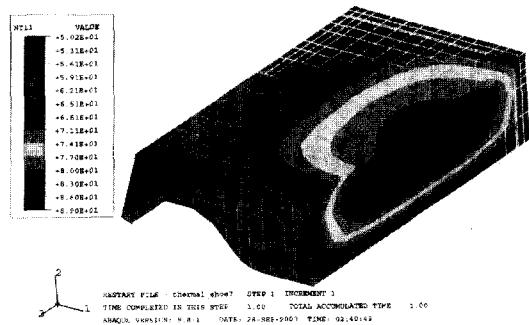


Fig. 12 Temperature distribution of the wheel pad

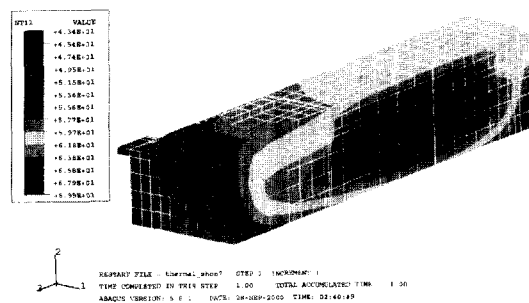


Fig. 13 Temperature distribution of the ground pad

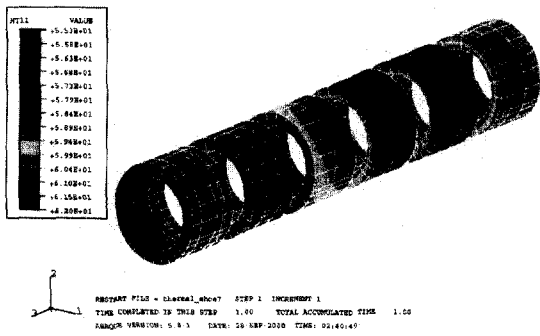


Fig. 14 Temperature distribution of the bushing

이 크게 나타나는데, 이는 접촉하고 있는 상부의 재료와 열흐름의 경로를 고려해보면 예상 가능한 결과이다. 즉 앞부분의 접촉물체는 강제로 큰 전열면적을 갖고 있는 반면, 뒷부분의 재료는 많은 열을 발생시키는 두꺼운 휠 패드로서 두 패드에서 발생한 열이 이 부분에서 정제되기 때문으로 생각된다.

Fig. 14는 핀 부싱에 발생하는 온도분포를 도시한 것으로, 최고온도는 예상과 달리 62°C의 비교적 낮은 값을 나타냈는데, 이 값은 휠 패드에 비해 27°C, 그라운드 패드에 비해 8°C 정도 낮은 값이다. 핀 부싱에 발생하는 열이 각 부싱마다 동일함에도 불구하고 열전달의 용이성의 차이로 패드의 두꺼운 부분에 가까운 앞에서 4번째와 5번째의 부싱에서 가장 높은 온도가 발생하였다. 이 패드들의 원주 방향 온도는 뒷부분에서 크게 나타나는데, 이는 궤도 장력으로 인하여 부싱의 왼쪽 부분에 열발생이 많지만, 부싱의 좌측부는 접촉하는 고무두께가 얇기 때문에 많은 열을 전달할 수 있는 반면 뒷방향으로 열전달은 휠 패드로 인해 용이하지 못하기 때문으로 사료된다.

5.2 비정상 열전도 해석

차량의 운행시간에 따른 발생 온도의 변화를 살펴보기 위하여 비정상 열전도 해석을 수행하고, Fig. 15에 해석 종료시점에서 계산된 궤도 부품의 온도 분포를 도시하였다. 각 시점에서 고무 부품에 나타나는 온도장의 형상은 거의 동일하

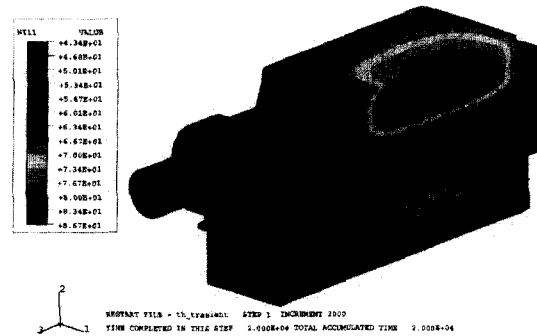
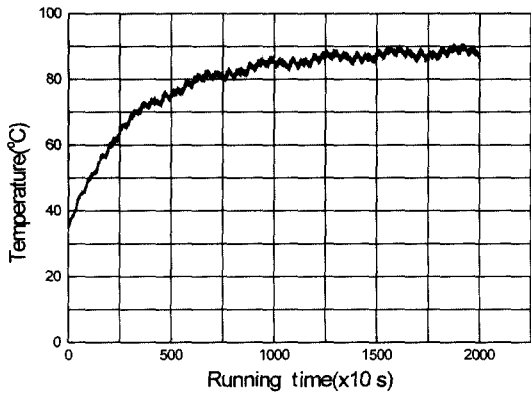


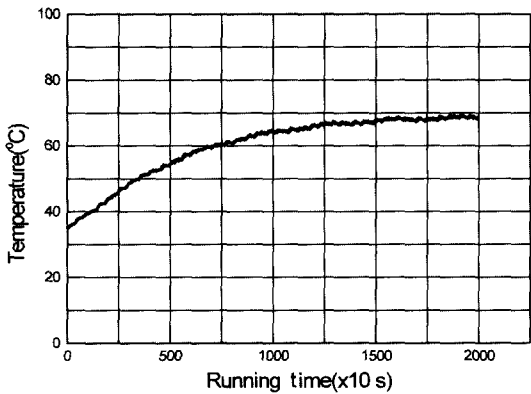
Fig. 15 Temperature distribution of the track components (t=20000s)

므로, 궤도부품의 온도는 시간이 경과함에 따라 그 분포 형태는 일정하게 유지되면서 온도값만 증가한다는 것을 확인할 수 있었다. 또한 각 시점에서 발생하는 궤도부품의 최고온도는 정상 해석 결과와 마찬가지로 휠 패드의 중앙부에서 발생하였으며, 약 10000초가 경과한 이후에는 시간에 따른 온도변화가 미미하여 정상상태에 도달함을 알 수 있었다.

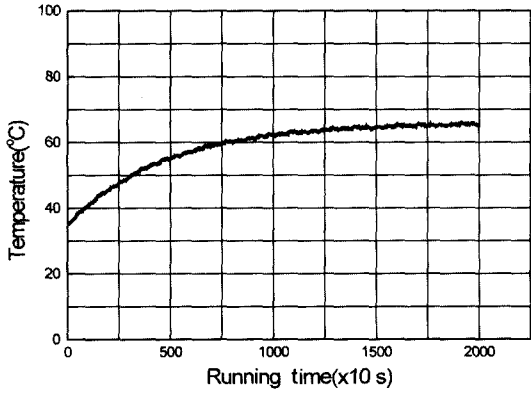
Fig. 16은 각 궤도부품에서 최고온도가 발생하는 절점의 온도변화를 도시한 것으로 일정시간 후에는 더이상의 온도변화가 나타나지 않음을 알 수 있다. 또한 온도가 정상상태에 도달하였다 하더라도 시간에 따라 약간의 변동(fluctuation)이 발생함을 관찰할 수 있는데, 이는 궤도 고무부품의 열 발생 구간과 비발생 구간의 영향뿐만 아니라, 조건이 다른 세 개 노면을 번갈아가면 운행되기 때문에 나타나는 현상으로 파악된다. 즉 패드가 지면과 접촉하는 시간구간에서는 열발생과 동시에 소산이 일어나지만 지면과 비접촉 구간에서는 열발생없이 소산열만 존재하게 되며, 세 노면에서 열발생률이 각기 다르기 때문에 계속 일정한 주기와 진폭으로 온도가 변동을 하게 되는 것이다. 이러한 경향을 수치적으로 비교해보기 위하여 Table 3에 정상 상태 도달 후 각 고무 부품의 최고 온도와 시간에 따른 온도의 등락폭을 정상 열전도 해석 결과와 함께 표시하였다. 이 결과에서 알 수 있듯이 정상상태 도달 후의 각부



(a) Wheel pad(node : 3658)



(b) Ground pad (node : 7740)



(c) Pin bushing (node : 2280)

Fig. 16 Temperature variation of the track components with respect to the running time

품별 온도의 등락폭은 휠 패드가 1°C로서 가장 크고, 그라운드 패드가 0.4°C, 핀 부싱이 0.6°C로서 1°C 미만의 안정적인 값을 나타냄으로써 온도가

Table 3 Comparison of transient temperatures with steady-state results (unit : °C)

Rubber Components	Steady analysis(A)	Unsteady Analysis		Differences (A-B)
		Mean value(B)	Fluctuating amplitude	
Wheel pad	89.0	87.8	1.0	1.2
Ground pad	69.9	69.1	0.4	0.8
Pin bushing	62.0	65.5	0.6	-3.1

정상적으로 하나의 값에 수렴함을 알 수 있었다.

궤도 차량의 열발생과 관련하여 전술한 두 해석 결과를 놓고 볼 때, 본 연구의 경우 정상 열전도 해석만으로도 정상운전 상태하의 궤도 고무의 온도를 예측할 수 있으므로 중간 시점의 온도 크기가 중요하지 않는 경우에는 해석 시간이 짧은 정상 열전도 해석이 더 유리하다고 할 수 있다.

아울러 본 연구의 해석 결과는 추후 실험 조건이 만족되어 궤도 부품의 온도를 측정할 수 있다면 실험치와 해석치의 비교 분석을 통하여 해석치의 보정계수를 구하고 이를 여러 노면이 혼재된 경우에 적용함으로써, 각 운전 조건에서 발생하는 궤도 부품의 온도를 추정하는데 유용한 자료를 제공해 줄 수 있을 것으로 사료된다.

6. 결론

본 연구에서는 궤도 차량에 작용하는 불규칙적이고 복잡한 동하중을 일정 진폭의 주기 곡선으로 맞춤하여 히스테리시스 손실에 기인한 열발생률을 실험으로 추정하고, 이를 입력 자료로 하여 각 궤도 부품에 발생하는 온도 분포를 유한요소법으로 해석하였다.

주어진 노면 조건에 대하여 정상 열전도 해석을 수행한 결과, 궤도 부품 중 가장 높은 온도는 휠 패드의 중앙에서 약 89°C의 값을 나타냈으며, 그라운드 패드는 약 70°C, 부싱은 약 62°C를 나타냈다. 비정상 열전도 해석에서 일정 시간 경과 후 온도는 정상 상태에 도달하지만, 노면의 변화와 지면 접촉 시간에 따라 온도가 일정 진폭과 주기

를 가지고 변동하고 있음을 알 수 있었다. 그러나 전체적으로 볼 때 각 부품별 온도의 등락폭은 변동이 가장 심한 휠 패드가 1°C 정도에 불과하여 온도가 안정적으로 하나의 값에 수렴하는 것으로 나타났다. 두 해석 결과와 비교해 보면, 두 패드의 경우 약 1.2°C, 핀 부싱의 경우 약 3.5°C 정도의 차이 밖에 나타나지 않으므로 중간 시점의 온도 상승 경향을 파악할 필요가 없는 경우에는 정상 상태 열전도 해석만으로도 궤도 부품의 온도를 충분히 예측할 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 국방과학연구소의 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- 1) T. F. Reed, "Heat Buildup of Dynamically Loaded Engineering Elastomeric Components - I", *Elastomerics*, Vol.22, pp.22-28, 1989.
- 2) T. F. Reed, "Heat Buildup of Dynamically Loaded Engineering Elastomeric Components - II", *Elastomerics*, Vol.28, pp.28-35, 1989.
- 3) A. I. Medalia, "Heat Generation in Elastomer Compounds: Cause and Effects", *Rubber Chemistry and Technology*, Vol.63, pp.481-492, 1990.
- 4) K. K. Kar, A. K. Bhowmick, "Hysteresis Loss in Filled Rubber Vulcanizates and Its Relationship with Heat Generation," *J. Applied Polymer Science*, Vol.64, pp.1541-1555, 1997.
- 5) K. K. Kar, A. K. Bhowmick, "Medium Strain Hysteresis Loss of Natural Rubber and Styrene-Butadiene Rubber Vulcanizates: a Predictive Model," *Polymer*, Vol.40, pp.683-694, 1999.
- 6) P. Sae-oui, P. K. Freakley, P. S. Oubridge, "Prediction of Hysteretic Temperature Increase in Rubber Components by Finite Element Analysis," *Plastic Rubber and Composites*, Vol.28, No.2, pp.65-73, 1999.
- 7) A. N. Gent, M. Hindi, "Heat Build-up and Blow-out of Rubber Blocks," *Rubber Chemistry and Technology*, Vol.61, pp.892-905, 1988.
- 8) D. R. Lesure, M. Zaslowsky, S. V. Kulkarni, R. H. Cornell, D. M. Hoffman, "Investigation into the Failure of Tank Track Pad," Technical Report for FY-79 and FY-80, Technical Report No. 12583, U.S. Army Tank-Automotive Command Research and Development Center, Warren, Michigan 48090, 1980.
- 9) D. W. Nicholson, B. Lin, "Finite Element Method for Thermomechanical Response of Near-Incompressible Elastomers," *Acta Mechanica*, Vol. 124, pp.181-198, 1997.
- 10) D. J. Charlton, K. K. Teh, "A Thermo-Mechanical FEA for Rubber Components," *Plastics, Rubber and Composites Processing and Applications*, Vol.23, No.3, pp.185-192, 1995.
- 11) S. Sridhar, N. S. Prasad, K. N. Seetharamu, "Estimation of Temperature in Rubber-like Materials using Non-linear Finite Element Analysis Based on Strain History," *Finite Element Analysis and Design*, Vol.31, pp.85-98, 1998.
- 12) 송태석, 유환중, 박병구, "타이어 회전저항과 온도분포 시뮬레이션," 한국자동차공학회 동력전달계, 차량운동성능, Tire운동특성, Safety 부문 학술강연초록집, pp.63-68, 1998.
- 13) 윤종대, "고무시편에서의 반복하중에 의한 열발생 및 온도분포에 관한 연구," 전남대학교 석사학위논문, 1994.
- 14) A. N. Gent, *Engineering with Rubber*, Hanser Publishers, pp.27-32, 1992.
- 15) K. H. Huebner and E. A. Thornton, *Finite Element Method for Engineers*, John Wiley & Sons, pp.406-414, 1985.
- 16) 백운경, 배대성, 김병탁, "궤도 내구성 향상을 위한 해석 및 내구수명 평가기법 연구," 국방과학연구소, 연구보고서(TECD-401-001028), 2000.
- 17) 최인규, 조성환, 노승탁, 열전달, 보성문화사, pp.216-217, 1986.