

## 동적하중을 받는 궤도차량 고무패드의 정상 열전도 해석

김 형 제 · 김 병 탁<sup>†</sup>  
부경대학교 공과대학 기계공학부  
(2001년 6월 7일 접수)

### Analysis of Steady Heat Conduction for Rubber Pads of a Tank Track Subjected to Dynamic Loading

Hyung Je Kim, Byung Tak Kim<sup>†</sup>  
Division of Mechanical Engineering  
Pukyong National University, Namgu, Pusan 608-739, Korea  
(Received June 7, 2001)

요 약 : 궤도차량의 고무패드는 상당한 크기의 진폭과 주파수를 가지고 반복되는 동적 변형을 받고 있으므로, 이로 인하여 열발생과 더불어 상당한 내부온도의 상승을 초래한다. 이러한 열발생은 고무 재료의 점탄성 특성에 기인한 것으로, 점성효과에 의하여 변형시의 기계적 에너지의 일부가 히스테리시스 루프의 면적에 해당되는 열에너지로 변환되기 때문이다. 발생한 열은 발산 조건이 충분하지 못할 경우 내부온도의 상승을 초래하며, 온도가 과다할 경우에는 고무제품의 성능이나 수명에 중대한 장애요인으로 작용하게 된다. 본 연구에서는 전차 궤도고무에 작용하는 동적 하중에 근거하여 각 부품별 열발생률을 실험을 통하여 측정하고, 이를 입력자료로 하여 궤도패드에 발생하는 온도분포를 유한요소법으로 해석하였다.

**ABSTRACT** : The rubber pads of a tank which undergo dynamic deformations with the sufficient amplitudes and frequencies lead to a considerable internal temperature rise due to the heat generation. The heat generation which is dependent on the viscoelastic characteristics of a rubber is due to the conversion of partial mechanical energy into thermal energy identical to the area of hysteresis loop. Heat generation without adequate heat dissipation leads to heat build-up and the excessive temperature rise exerts a bad influence upon the performance and the life of rubber products. In this paper, temperature distributions of the rubber pads of a tank track subjected to dynamic loads are obtained under the assumption of the steady state. Heat generation rates used in this finite element analysis are acquired through experiments and the computed temperature fields are displayed in isothermal contour regions.

*Keywords* : hysteresis, heat generation rate, steady heat conduction, finite element method.

#### I. 서 론

궤도차량에 사용되는 고무 패드는 차량이 운행되는 지형조건에 따라 차량의 무게 뿐만 아니라 노면으로부터 복잡한 동적 하중을 받고 있으며, 편

부싱도 시간에 따라 변화하는 궤도 장력과 비틀림을 동시에 받고 있기 때문에 궤도 블록에 사용되는 고무 부품은 매우 제한적이고 변동적인 수명을 나타낸다. 궤도 고무 부품의 수명은 차량의 성능에 큰 영향을 미치는 요소로서, 그 파괴유형은 마모(wear)에서부터 실운전 상태에서 나타나는 절단(cutting), 분리(chunking) 같은 유형에 이르기까지

<sup>†</sup> 대표저자(e-mail : btkim@pknu.ac.kr)

다양하며, 고온의 경우에는 파열(blow-out)도 발생할 수 있는 것으로 알려져 있다.<sup>1,2</sup> 이러한 여러 가지 파괴유형에 패드 내부의 높은 온도가 중요한 인자로 작용하는 것으로 알려져 있으나, 아직까지 국내에서는 동적 하중을 받는 고무 부품의 온도 변화에 대한 연구가 미미한 수준이다. 실제로 궤도 차량이 운행될 때 고무 부품의 온도가 상당히 상승하지만 작용하는 하중의 형태가 매우 복잡하고 불규칙적이기 때문에, 이에 관한 열해석은 그 접근 방법에서 여러 가지 어려움이 있는 것은 사실이다.

현재까지 고무 부품의 열해석과 관련된 연구들을 살펴보면, Lesuer 등은 평지를 일정한 속도로 주행하는 M60 전차에 부착되어있는 T-142 궤도고무의 열발생율을 실험을 통하여 구하고, 이를 열관련 전산코드에 적용하여 단순한 2차원 유한요소 해석을 수행하였다.<sup>3</sup> Sridhar 등은 고무와 같은 재료에 발생하는 열에너지는 변형율에 의존하므로 셸(shell) 요소에 대해 변형율장(strain field)을 가정하고 재료와 기하학적 비선형성을 고려하여 열발생율을 추정하는 기법을 제안하였다.<sup>4</sup> Sae-oui 등은 응력과 변형율이 주기함수이고 고무가 탄성범위에 있는 경우에 대하여, 완전 타원형인 히스테리시스 루프의 면적으로 열발생율을 계산하고 이를 방진 마운트에 적용하였다.<sup>5</sup> Kar 등은 고무 제품에서 열발생은 히스테리시스 손실에 의존할 뿐만 아니라 재료 물성, 하중 상태, 고무 조성 등에 의해서도 변화하므로, 여러 변수를 고려한 방정식을 실험으로 유도하여 이를 SBR과 NR의 열발생량 예측에 적용하였다.<sup>6</sup> 이외에도 고무 부품의 열해석과 관련

된 소수의 연구들이 있으나, 이들의 대부분은 단순한 하중조건이나 간단한 모델에 대해 수행되었기 때문에, 적용된 기법을 복잡한 하중 하의 고무 부품에 적용시키기는 곤란한 실정이다.<sup>7,9</sup>

이에 본 연구에서는 먼저 궤도 동역학에서 계산된 각 고무 부품의 작용하중을 근거로 열발생율을 추정하기 위한 실험을 수행하였으며, 이 값을 유한요소해석 프로그램인 ABAQUS에 입력하여 각 궤도 부품에 발생하는 온도분포를 계산하였다. 실제로 고무 부품의 온도는 시간에 따라 변화하지만 정상운전 상태 하에서 온도 등락폭은 매우 작기 때문에 정상 열전도 해석을 수행하였으며, 각 궤도 부품에 대한 온도의 크기와 경향, 고온 발생 영역의 위치 등을 주요 관찰 대상으로 검토하였다. 본 연구에서 적용된 해석 기법과 도출된 결과는 발생 온도가 중요한 인자로 작용하는 궤도의 파괴유형에 따른 수명 예측 등의 연구에 기본적인 자료를 제공해 줄 수 있을 것으로 사료된다.

## II. 열해석 이론

### 1. 궤도고무의 열발생 이론

고무 재료가 반복적인 응력을 받는 경우, Fig. 1과 같이 변형율은 응력에 비해 위상각  $\delta$  만큼 지연되므로, 한 주기 동안의 응력-변형율 선도는 히스테리시스(hysteresis) 곡선을 그리게 된다. 이 그림에서 히스테리시스 루프(loop)의 면적은 한 사이클 동안의 에너지 손실을 나타내며, 이 에너지와 동일한 양의 열이 고무에 발생한다. 따라서 한 사

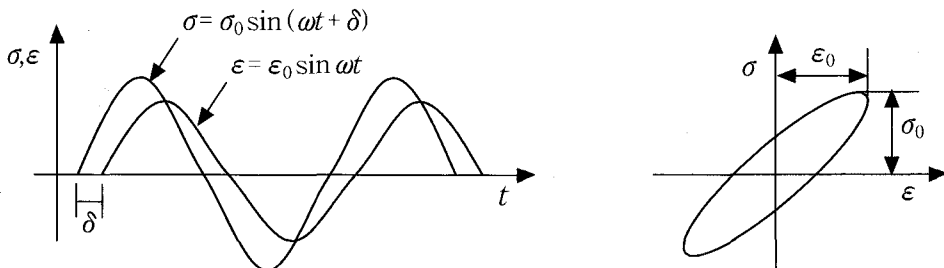


Figure 1. Stress-strain relationship of a rubber material subjected to the cyclic loads.

이클 동안의 단위체적당 열발생량  $E_{loss}$ 는 변형률 에너지 밀도(strain energy density)에 의해 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$E_{loss} = \pi\sigma_0\epsilon_0 \sin \delta \quad (1)$$

유한요소해석에 입력되는 단위체적당 열발생률  $\dot{Q}$ 는 한 사이클 동안의 주기  $T$ 를 고려하여 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{Q} = \frac{E_{loss}}{T} = E_{loss} \cdot f \quad (f: \text{frequency}) \quad (2)$$

### 2. 열전도 이론

물체 내부에 열원(heat source)  $\dot{Q}$ 이 있는 경우, 정상 열전도 해석의 지배 방정식(governing equation)은 다음과 같다.<sup>11</sup>

$$k\nabla^2 T + \dot{Q} = 0 \quad \text{in } \Omega \quad (3)$$

여기서  $k$ 는 열전도도(thermal conductivity),  $\Omega$ 는 해석 영역을 나타낸다.

식 (3)을 유한요소로 정식화하면, 다음 식과 같이 각 요소에 대한 대수 방정식으로 표시할 수 있다.

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

이 식에서  $\{T\}$ 는 절점 온도(nodal temperature) 벡터이며, 강성(stiffness) 행렬  $[K]$ 와 열하중(thermal load) 벡터  $\{F\}$ 의 성분은 각각 다음 식과 같다.

$$K_{\alpha\beta} = \int_{\Omega} k N_{\alpha,i} N_{\beta,i} d\Omega + \int_{\Gamma_3} h N_{\alpha} N_{\beta} d\Gamma \quad (5)$$

$$F_{\alpha} = \int_{\Gamma_2} q_s N_{\alpha} d\Gamma + \int_{\Omega} \dot{Q} N_{\alpha} d\Omega + \int_{\Gamma_1} h T_{\infty} N_{\alpha} d\Gamma$$

여기서  $h$ ,  $N_{\alpha}$ ,  $T_{\infty}$ 는 각각 열전달 계수, 형상 함수(shape function), 접촉 유체 온도를 나타내며, 열하중 벡터  $F_{\alpha}$ 의 첫 항은 열플럭스(heat flux)  $q_s$ 가 주어진 경계  $\Gamma$ 가 존재하지 않으므로 최종적으로 다음 식이 된다.

$$F_{\alpha} = \int_{\Omega} \dot{Q} N_{\alpha} d\Omega + \int_{\Gamma_1} h T_{\infty} N_{\alpha} d\Gamma \quad (6)$$

## III. 퀘도고무의 열 발생량 추정 실험

### 1. 실험개요

본 연구에서는 퀘도고무에 발생하는 열발생량을 추정하기 위하여, 퀘도 동역학에서 노면조건에 따라 산출된 하중의 이력을 가장 근사한 사인 곡선(sinusoid)으로 맞춤(fitting)하여, 각 구성품의 하중 크기와 주파수에 해당하는 히스테리시스 루프의 면적을 실험으로 구하였다. 실험과정을 요약하면, 맞춤한 사인곡선의 진폭과 주기를 기준으로 퀘도고무(휠 패드, 그라운드 패드, 핀 부싱)의 응력을 이론에 근거하여 계산하고, 이를 시편의 치수에 맞추어 동일한 압축응력과 전단응력이 발생하는 하중값을 산출하였다. 이 하중을 시험기에 작용시키면 한 주기 동안의 응력-변형률 선도(히스테리시스 루프)가 그려지게 되며, 그 면적이 소실된 에너지로서 한 주기 동안의 열발생량이 된다. 따라서 이를 시편의 체적으로 나누면 단위체적당 열발생량을 계산할 수 있으며, 주기를 고려하면 단위시간당 열발생율을 구할 수 있다.

### 2. 노면조건 및 작용하중

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

Table 1. Road Conditions Used in Thermal Analysis

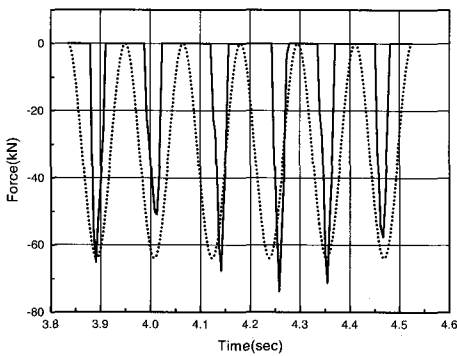
Road conditions	Road 1	Road 2	Road 3
Distance(m)	30	30	75
Speed(km/h)	30	20	17
Running Time(s)	3.6	5.4	15.88
Composition(%)	22	22	56

각 노면에 대하여 궤도 동역학으로 산출한 각 고무 부품의 하중 이력(load history)은 반복하중 형태로 나타나므로, 이를 사인곡선으로 맞춤하면 하중을 일정 진폭과 주기를 갖는 함수로 표현할 수 있다. Fig. 2는 노면조건에 따라 산출한 휠 패드, 그라운드 패드의 하중이력과 곡선맞춤한 사인곡선을 각각 실선과 점선으로 함께 도시한 것이며, Fig. 3은 핀 부싱에 작용하는 압축력과 회전력(torque)를 주기함수로 맞춤하여 도시한 것이다. 이와 같은 곡선 맞춤이 필요한 이유는 히스테리시스 손실에 의한 열발생량이 한 주기에 대해 정의되어 있기 때문이며, 실제의 하중 진폭과 주기가 일정하지 않기 때문에 맞춤 곡선의 진폭과 주기는 각각 하중 피

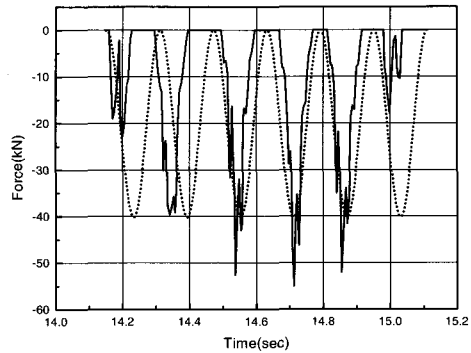
크치와 주기의 평균값을 사용하였다. 표시된 횡축의 시간 구간은 Table 1의 조건에 따라 운행할 때 패드가 지면과 접촉하여 하중을 지탱하는 시간 간격을 나타낸다.

전술한 바와 같이 하중이력을 주기함수로 표현하면 작용하중의 종류와 고무 부품의 치수를 고려하여 각 구성품에 작용하는 응력 진폭을 추정할 수 있다. 먼저 두 패드의 경우 작용하중을 접촉면적으로 나누어 압축응력의 진폭을 계산하였으며, 핀 부싱의 경우 압축력과 회전력이 동시에 작용하므로 발생 압축응력과 전단응력을 관련 이론식에 근거하여 결정하였다.

작용 응력의 진폭과 주기가 결정되면, 최종적으

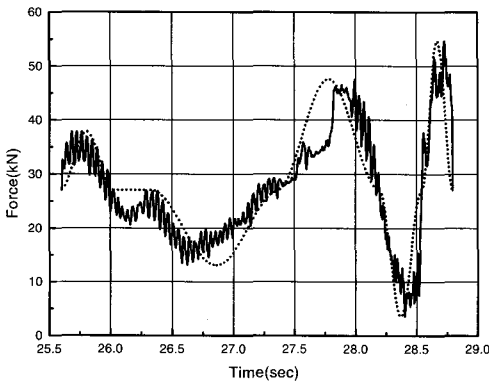


(a) wheel pad (Road 1)

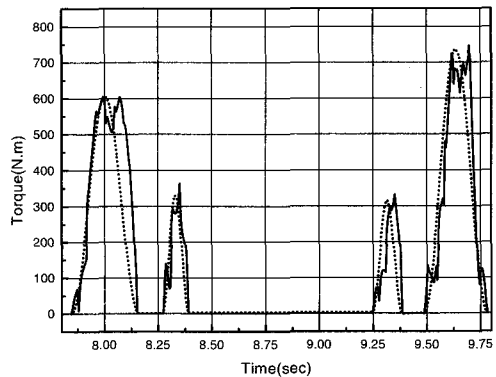


(b) ground pad (Road 2)

Figure 2. Load history and sinusoidal fitting configuration of the rubber pads.



(a) compressive force (Road 3)



(b) torque (Road 3)

Figure 3. Load history and sinusoidal fitting configuration of the pin bushing.

로 시편의 치수를 고려하여 실험 하중을 결정할 수 있다. 본 실험에 사용된 시편은 직경 24.5 mm, 높이 19.9 mm인 압축시편과 25×25×2 mm의 치수를 갖는 표준 전단시편이며, 시험기는 Saginomia 사의 동특성 시험기(dynamic tester)로서 하중제어 방식을 사용하였다.

### 3. 실험결과

각 고무 부품에 발생하는 응력과 동일한 응력이 발생하도록 시편에 반복하중을 작용시켜 얻은 히스테리시스 루프의 전형적인 형상을 Fig. 4에 도시하였으며, 다른 고무 부품의 루프도 이와 유사한 형상을 나타내었다.

Fig. 5는 3개의 시편을 사용하여 휠 패드의 히스테리시스 면적을 측정하고, 이들의 평균값을 하중

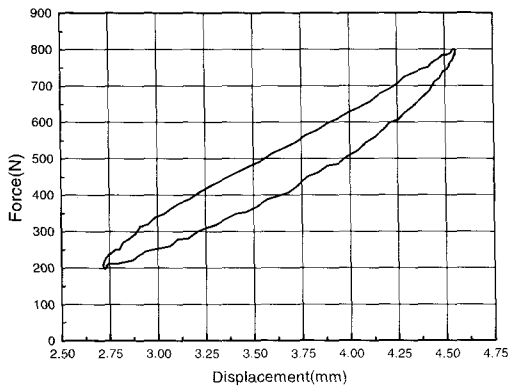


Figure 4. Typical shape of hysteresis loop of wheel pad.

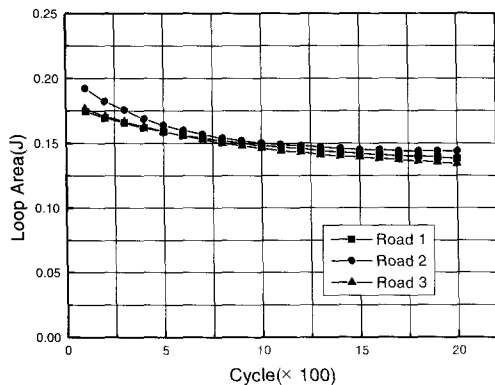


Figure 5. Variations of hysteresis loop of wheel pad.

의 반복 횟수에 따라 대표적으로 도시한 것이다. 이 면적이 점탄성 효과로 인한 한 주기 동안의 기계적 에너지 손실량을 나타내는데, 사이클이 반복되면서 루프의 면적은 감소하다가 일정해지는 경향을 나타내므로, 본 연구에서는 2000 사이클에서의 루프 면적을 최종적으로 사용하였다.

각 노면조건에서 히스테리시스 루프 면적의 평균값이 결정되면 노면조건과 속도를 고려하여 전 운행시간에 대한 열발생율을 시간에 따라 계산할 수 있다. 즉 루프의 면적이 한 사이클당 열발생량 이므로, 이 값을 시편 체적과 주기로 나누면 단위 체적당 열발생율이 계산된다. Fig. 6은 최종적으로 계산된 휠 패드의 단위체적당 열발생율을 운행시간에 대해 대표적으로 도시한 것이며, 이를 각 노면별 소요시간에 대해 평균하면 각 노면에서 부품별 단위체적당 평균 열발생율을 얻을 수 있다.

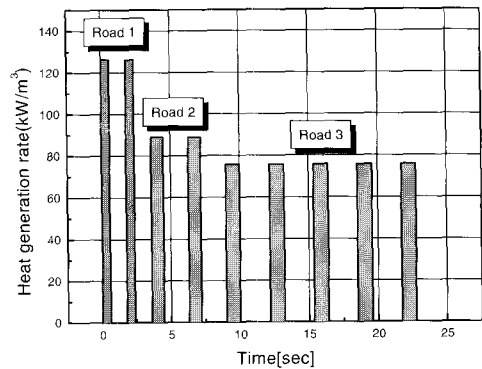


Figure 6. Heat generation rates of the wheel pad as a function of the running time.

## IV. 유한 요소 해석

### 1. 열전도 해석 모델

Fig. 7은 정상 열전도 해석에 사용한 궤도 차량의 궤도 부품에 대한 주요 치수와 함께 유한 요소 모델을 도시한 것이며, 전처리기(preprocessor) MSC/Patran을 사용하였다. 해석 물체의 기하학적 형상과 열전달 경계조건의 대칭성을 이용하여 전체의 1/4을 모델링하였으며, 사용된 총 절점(node)수는 9243

개, 총 요소(element)수는 7049개였다. 요소의 종류는 3차원 열전달 요소로서 대부분이 8절점 선형 6면체 요소(DC3D8)이며, 모서리나 형상 변화가 심한 부분에는 6절점 선형 프리즘 요소(DC3D6)를 사용하였다. 그림상에는 나타나지 않으나, 모델을 구성하고 있는 내부 경계는 열전달 경계조건이 외부와 상이할 것이기 때문에 가급적 원형을 살려 모델링하였다.

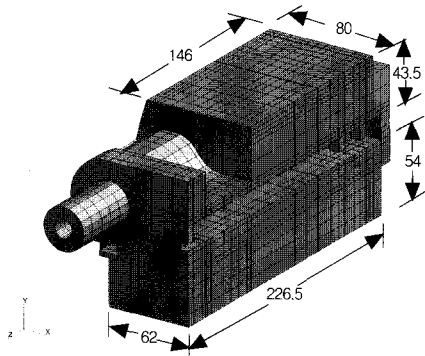


Figure 7. Dimensions and finite element model of the track shoe.

2. 열전달 관련 상수

Table 2는 정상 열전도 해석에 사용된 단위체적당 평균 열발생율과 재료의 열전도도(thermal conductivity)를 나타낸 것이다. 고무 부품은 휠 패드와 그라운드 패드, 부싱으로 구분되어 있지만 열전도도의 불성치 차이가 거의 없기 때문에 전체 고무에 대하여 동일한 값으로 입력하였고, 식 (6)의  $\dot{Q}$ 에 해당되는 단위체적당 열발생율은 Fig. 6의 각 노면별 열발생율과 Table 1의 운행시간을 고려하여 계산하였다.

열전달 관련 상수로는 접촉 유체의 온도와 표면에서의 열전달 계수가 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 조건식을 사용하여 계산된  $8.07 W/m^2 \cdot C$ 의 값을 사용하였다.<sup>12</sup>

Table 2. Heat Generation Rates and Thermal Conductivities of the Rubber Components

Track Components	Heat Generation		Thermal Constants	
	Region	Rate(kW/m <sup>3</sup> )	Materials	Thermal Conductivity (W/m · °C)
Wheel Pad	Total	31.362	SBR+NR	0.317
Ground Pad	Total	10.319		
Pin Bushing	Compressive Part	12.977		
	Shear Part	61.352		
Pin & Pad Plate	0		AISI 8650H	46.6
Body	0		KS SCM440	42.7

V. 해석결과 및 고찰

Fig. 8은 궤도의 수직단면에 발생하는 온도분포를 도시한 것으로, 전체적으로 열발생이 많은 휠 패드의 중앙부분의 온도가 다른 부분보다 현저하게 크고, 그라운드 패드의 최고온도는 휠 패드에 비해 약 19°C 정도 더 작게 나타남을 알 수 있는데, 이는 궤도에 작용하는 동일 크기의 압축력이 두 구성품이 지탱할 때, 접촉면적이 큰 그라운드 패드의 압축응력이 상대적으로 낮아지기 때문으로 풀이된다.

Fig. 9는 휠 패드에 발생하는 온도분포를 도시한 것으로 최고온도는 패드의 중앙 단면에서 89°C를

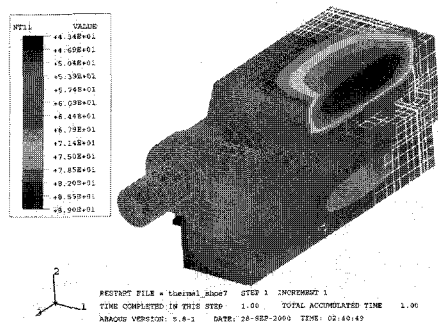


Figure 8. Temperature distribution of the track components.

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

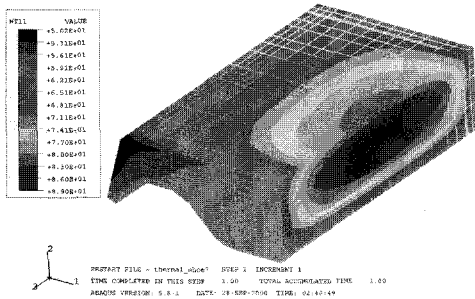


Figure 9. Temperature distribution of the wheel pad.

Fig. 10은 그라운드 패드의 온도분포를 도시한 것으로 이 부분의 최고온도는 패드의 중앙에서 70°C를 나타냈다. 또한 동일 수직단면이라 하더라도 기하학적 차이에 의해 전후방향의 온도구배가 다르게 나타나고 있으며, 상하방향의 온도분포는 중앙에 대하여 거의 대칭인 형태를 나타냈다. 패드 상부에서의 온도는 앞부분이 낮고, 뒷부분이 크게 나타나는데, 이는 접촉하고 있는 상부의 재료와 열흐름의 경로를 고려해 보면 예상 가능한 결과이다. 즉 앞부분의 접촉물체는 강재로 큰 전열면적을 갖고 있는 반면, 뒷부분의 재료는 많은 열을 발생시키는 두꺼운 휠 패드로서 두 패드에서 발생한 열이 이 부분에서 정체되기 때문으로 생각된다.

Fig. 11은 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 윗부분에서 크게 나타나는데, 이는 궤도 장력으로 인하여 부싱의 왼쪽 부분에 열발생이 많지만, 부싱의 좌측부는 접촉하는 고무두께가 얇기 때문에 많은 열을 전달할 수 있는 반면 윗방향으로 열전달은 휠 패드로 인해 용이하지 못하기 때문이다.

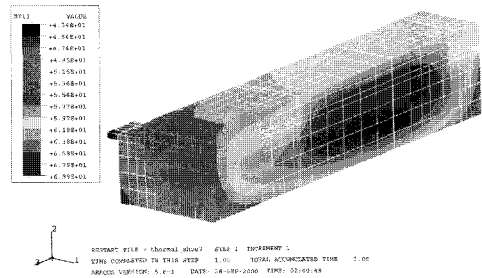


Figure 10. Temperature distribution of the ground pad.

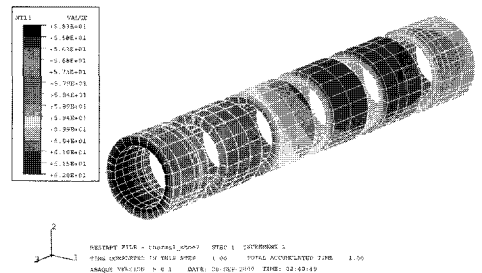


Figure 11. Temperature distribution of the bushing.

Fig. 12~14는 궤도부품 중 강재의 온도분포를 도시한 것으로 각각 핀, 강제 몸체, 강제 평판에 대한 결과이다. 세 그림에서 최고온도는 예상대로 모두 두 패드의 접촉 중앙부에서 나타나는 것을 알 수 있으며, 핀의 최고온도는 59.3°C, 강제 몸체의 최고온도는 62.2°C, 강제 평판의 최고온도는 61.2°C로서 서로 유사한 값으로 나타났다. 핀의 경우 최고온도는 부싱보다 약 3°C정도 낮은데 불과하며, 몸체와 평판 강재의 경우 최고온도가 부싱과 비슷한 값을 나타내므로 예상보다 큰 값을 나타내고 있다.

이와 같은 궤도 구성품의 온도는 노면상태가 열악하거나 운행속도가 증가할 경우 더욱 높아질 것으로 예상되는 바, 궤도 부품의 내구수명 향상을 위한 방안을 마련할 경우, 고무 부품의 내구성은 물론 강의 온도영향도 고려해야 할 사항으로 사료된다. 또한 본 연구와 같이 여러 주파수와 진폭이 혼재되어 있는 랜덤(random) 하중을 반복 주기 함수로 변환하면 어느 정도 히스테리시스 손실의 차이가 불가피할 것으로 생각되나, 실험을 통해 동일

운전 조건에 대한 온도를 측정하여 해석 결과와 실험치 사이의 보정계수를 구하고, 이를 다른 여러 노면 시나리오에 적용한다면 상당히 타당성 있는 온도 예측이 가능할 것으로 사료된다.

### VI. 결 론

본 연구에서는 불규칙적이고 복잡한 동적하중을 일정 진폭의 주기곡선으로 맞추어 히스테리시스 손실에 기인한 열발생률을 실험으로 측정하고, 이를 입력자료로 사용하여 각 궤도부품에 발생하는 온도분포를 유한요소법으로 해석하였다. 주어진 노면조건에 대한 정상 열전도 해석을 수행한 결과, 궤도 부품에서 가장 높은 온도가 발생하는 곳은 휠 패드의 중앙으로 약 89°C의 값을 나타내었으며, 그라운드 패드는 휠 패드보다 약 19°C정도 낮은 70°C로서 앞의 경우와 마찬가지로 패드의 중앙부분에서 발생하였다. 부싱의 최고온도는 약 62°C로서 휠 패드 인접 상위부분에서 나타났으며, 기타 강제 부품도 부싱과 유사한 크기의 온도가 휠 패드 인접부위에서 발생하였다. 따라서 궤도부품의 온도에 가장 큰 영향을 미치는 것은 휠 패드의 형상과 작용 하중이라 할 수 있으며, 노면조건이 열악하거나 운행속도가 증가할 경우 더 높은 온도 발생이 예상되므로 이에 대한 대비책과 해석 결과 검증을 위한 실험이 병행되어야 할 것으로 사료된다.

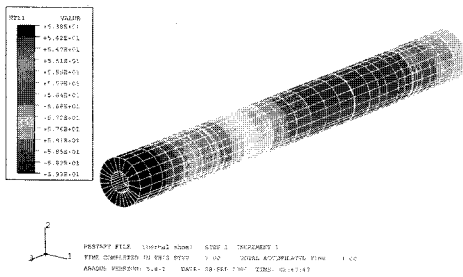


Figure 12. Temperature distribution of the pin.

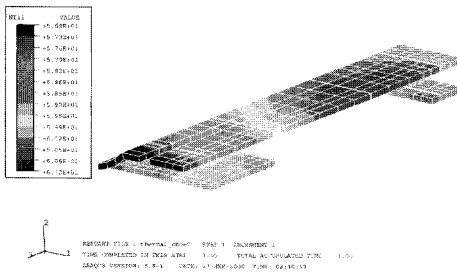


Figure 13. Temperature distribution of the steel plate.

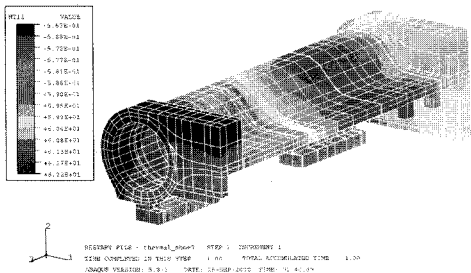


Figure 14. Temperature distribution of the steel body.

### 감사의 글

본 연구는 국방과학연구소의 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

### 참고 문헌

1. A. N. Gent and M. Hindi, *Rubber Chem, Technol.*, **61**, 892 (1988).
2. A. I. Medalia, *Rubber Chem, Technol.*, **63**, 481 (1990).
3. D. R. Lesuer, M. Zaslowsky, S. V. Kulkarni, R. H.



- Cornell and D. M. Hoffman, "Technical Report No.12583", U.S. Army Tank-Automotive Command Research and Development Center, Michigan, 1980.
4. S. Sridhar, N. S. Prasad and K. N. Seetharamu, *Finite Element Analysis and Design*, **31**, 85 (1998).
  5. P. Sae-oui, P. K. Freakley and P. S. Oubridge, *Plastic Rubber and Composites*, **28**(2), 65 (1999).
  6. K. K. Kar and A. K. Bhowmick, *J. Appl. Polym. Sci.*, **64**, 1541 (1997).
  7. T. F. Reed, *Elastomerics*, **22**, 22 (1989).
  8. D. W. Nicholson and B. Lin, *Acta Mechanica*, **124**, 181 (1997).
  9. D. J. Charlton and K. K. Teh, *Plas. Rubb. Comp. Proc. App.*, **23**(3), 185 (1995).
  10. T. S. Song, J. W. Lee and H. J. Yu, *SAE Tech. Paper Series*, No. 980255, 1 (1998).
  11. N.Kikuchi, "Finite Element Methods in Mechanics", p. 25, Cambridge University Press, 1986.
  13. 최인규, 조성환, 노승탁, "열전달", p. 216, 보성문회사, 1986.