

# 회전하는 타이어의 접지면 동특성 예측에 관한 연구

## A Study on Slow Rolling Tire for Prediction of the Tire Forces and Moments

김 항 우\* 황 갑 운\*\* 조 규 중\*\*\*  
Kim, Hang-Woo Hwang, Gab -Woon Cho, Kyu - Zong

### 요 약

차량의 동적특성, 즉 소음, 진동, 승차감 및 조종안정성능 등에 중요한 영향을 미치는 부품중에 하나로 차체의 중량을 지지하고, 노면과 접촉하여 회전하면서 조타성을 지니는 타이어를 고려하지 않을 수 없다. 지금까지의 이러한 타이어 최적설계에 이용되어지고 있는 예측기법으로는 유한요소해석 방법이 널리 활용되어지고 있으나, 이는 타이어에 공기압 주입 및 차량의 수직하중을 작용시키는 정적해석에 머물고 있는 경우가 대부분을 차지하고 있다. 본 연구에서는 차량의 조종안정성능이 우수한 타이어 제품개발 및 개선을 위해 차량 주행시 타이어와 노면과의 접지면에 작용하는 힘과 모멘트를 예측할 수 있는 유한 요소해석 적용기법을 개발하였으며, 이러한 해석기법을 통한 결과와 실측치는 매우 유사한 관계를 지니고 있음을 알 수 있었다.

### Abstract

It is known that tire plays an important role to the dynamic performances of a vehicle such as noise, vibration, ride and handling. Therefore, force and moment measurements have been a part of the traditional tire engineering process. In this paper, a computational analysis technique has been explored. A FE model is made to simulate inflation, vertical load due to the vehicle weight, and the slow rolling of a radial tire. A rigid surface with Coulomb friction is included in the model to simulate the slow rolling contact. The tire slip during the in-plane motion of the rigid surface is calculated. Results are presented for both lateral and vertical loads, as well as straight ahead free rolling. The calculated and measured tire slips are in good correlation. A Study on slow Rolling Tire for prediction of tire Forces and Moments.

**Keywords** : slow rolling tire, slip angle, lateral force, self-aligning torque, rolling resistance, moment, cornering coefficient

### 1. 서 론

현대사회에 있어서 차량의 존재가치는 갈수록

높아지고 있는 것은 이미 주지하는 바와 같으며, 기존의 차량 내구성에 대한 소비자의 요구도 다양화되어짐에 따라 관련 업계에서는 차량의 진

\* 정회원·금호타이어(주) 기술연구소 선임연구원

\*\* 전남대학교 자동차 연구소 전임연구원

\*\*\* 전남대학교 기계공학과 교수

· 이 논문에 대한 토론을 1997년도 9월 30일까지 본 학회에 보내주시면 1997년도 12월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

동, 소음, 승차감 및 조종안정성능에 많은 관심을 갖고서 연구개발에 전념하고 있다.

이러한 차량의 동적성능 중에서 특히 조종안정성능은 차량의 급속한 고속화 요구에 부합하기 위해서 자동차 업체의 해결해야 할 당면과제로 대두되고 있다. 차량 부품중에서 유일하게 노면에 접촉하면서 차량 하중지지, 구동력/제동력 전달, 차량방향 선회 및 유지, 노면의 충격완화작용 등의 기능을 지니고 있는 것이 타이어 부품<sup>1)</sup>이다. 차량의 조종안정성능을 좌우하게 되는 타이어의 조종안정성능의 평가 방법으로는 이론적인 방법과 시험적인 방법 등이 널리 알려져 있으나 각 방법에 있어서 장단점을 다음과 같이 지니고 있다.

먼저 이론적인 접근방법은 타이어 설계인자의 적용범위에 한계가 있다. 즉 타이어 구조변화, 사용조건 및 타이어와 노면이 접지되는 접지특성등을 고려한 이론적 모델개발이 매우 까다롭다. 일반적으로 알려진 이론적 접근방법의 경우 강체인 휠(wheel)의 주위에 타이어 카카스를 스포링으로 모델링 한다. 또 스포링 모델 주위에 측방향 굽힘이 존재하는 단단한 빔 모델인 타이어 벨트부와 그 주위에 노면과 직접 접촉하는 타이어 트레드가 있다. 이렇게 단순화시킨 이론적 모델<sup>2)</sup>을 이용할 경우 설계인자 변경의 한계와 신뢰성저하라는 단점이 있다.

또한, 시험적인 접근방법의 경우, 시제품 제조에 의한 성능평가 후 최적설계안을 설정하는 방법인데 이의 방법에도 장단점이 있다. 장점으로는 실제현상에 근접한 결과를 얻을 수 있어 신뢰성 및 정확성 유지에 더 이상의 좋은 방법은 존재할 수 없다. 그러나, 이러한 방법은 시제품 제조를 위해 몰드 제작이 수반되어야 하며, 이에 따른 몰드 제작비용 및 제작기간의 소요가 필요하다. 이러한 어려움 때문에 매우 제한된 설계인자 변경의 경우에만 이용될 수 밖에 없다. 따라서, 타이어의 조종안정성능 예측기법으로 이론적인 기법에 있어서 현실에 근접한 이론적 모델링의 난점과 신뢰성저하의 단점이 대두되어 활용이 어려운 실정이다. 또한 시험적인 기법의 경

우, 설계인자 변경적용시 시험을 행하기 위한 시제품 제조에 따른 설계, 몰드 및 제조비용 지출과 시간의 소요가 필요하게 되어 적시에 필요한 시험이 곤란한 경우가 빈번하다.

근래에 들어서, 이러한 이론적인 기법과 시험적인 기법의 단점을 해결하고자 수치해석 기법이 연구되어져 왔다. Murakoshi, Ide 및 Nishihata<sup>3)</sup>에 의해 차량직진시 한방향으로 쏠리는 차량풀(vehicle pull)현상을 연구하였으며, 이때 이용된 타이어 수치해석 모델은 내부의 부품구분이 없는 매우 단순화한 것이며, 3차원 정적상태에서 수직하중과 미끄럼각도를 부여하여 횡력과 복원모멘트<sup>4), 5)</sup>를 파악하였다. 또한 Mousseau와 Clark<sup>6)</sup>는 1994년에 2차원 타이어 접촉문제를 이용하여, 공기압 타이어가 장애물을 넘어 갈 때 변형, 측방향 및 수직하중의 작용력을 검토하였으며, 이때 정적상태의 해석을 반복하여 시행시킴으로서 slow rolling contact 해석을 실시하였다.

지금까지의 수치해석 기법의 연구는 타이어 내부의 부품들을 고려하지 못하여 설계인자 변경시 조종안정성능 예측이 어렵고, 또한, 2차원 해석으로는 타이어의 특성을 나타내기 곤란한 문제점이 대두되었다. 또한, 타이어가 주행하면서 조종안정성능이 변화하게 되는데, 이를 고려하지 못하고 순수 정적상태만을 해석하였다.

본 연구에서는 타이어의 조종안정성능 예측기법중, 앞에서 언급한 이론적기법과 시험적인 기법의 난점을 해결하고자 보다 제품에 효과적으로 활용할 수 있는 수치해석기법을 개발하였다. 여기에서, 개발된 수치해석기법은 설계인자, 타이어에 이용되는 코드의 배열각도, 코드갯수변화, 제품도 변경 등을 손쉽게 적용할 수 있도록 타이어 내부의 부품들을 구분하여 모델링 하였으며, 관성을 무시한 저속 주행시, 즉 정적상태의 해석결과를 연속적으로 반복해석을 실시함으로써 타이어 코너링 주행과정에서 조종안정성능을 예측할수 있는 해석 기법을 개발하였다. 따라서, 본 연구는 손쉬운 설계인자 변경 적용이 가능하고, 시험적인 기법에 비해 시간과 비용의 절감을 얻

을 수 있으며, 이론적인 기법에서 나타난 신뢰성 저하도 극복할 수 있도록 함에 따라 타이어 제조업계에서 개발기간 단축 및 품질경쟁력강화를 위해 매우 유익한 도구로 활용 가능하리라 보여진다.

## 2. 타이어 구조해석

### 2.1 재료의 비선형성

타이어 재료는 Fig.1과 Fig.2에 나타낸 바와 같이 고무와 꼬임코드(twisted cord)의 응력-변형곡선은 변형율의 변화에 따라 일정한 물성을 지니는 탄성영역, 즉 선형적인 특성을 지니지 않고 있다. 이는 변형율의 변화에 따라 물성값이 심하게 변화하기 때문에 일반적인 선형해석에서와 같이 일정한 재료 특성치를 적용하여서는 정확한 결과를 보장받을 수 없다. 따라서, 변형율 값의 변화에 따라 물성치를 적용함으로써 재료물성행렬을 재구성하여 주는 비선형해석 기법을 적용해야 한다.

### 2.2 기하학적 비선형성

하중을 받는 타이어의 경우 Fig. 3에 보인바와 같이 대변형이 발생함으로서 일반적인 공학적 응력 계산 루틴을 적용하게 되면 응력 및 변형율 값이 과대평가 되거나 방향이 잘못 계산되기 때

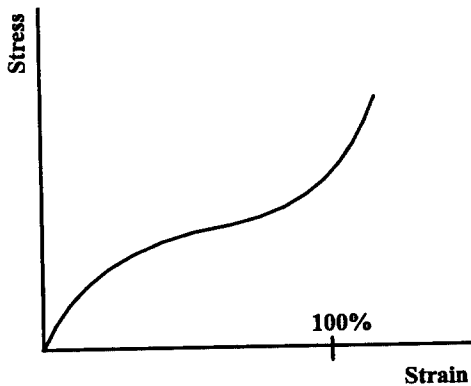


Fig. 1 A typical stress-strain chart for an elastomeric material



Fig. 2 Stress-strain chart for a single-strand cord

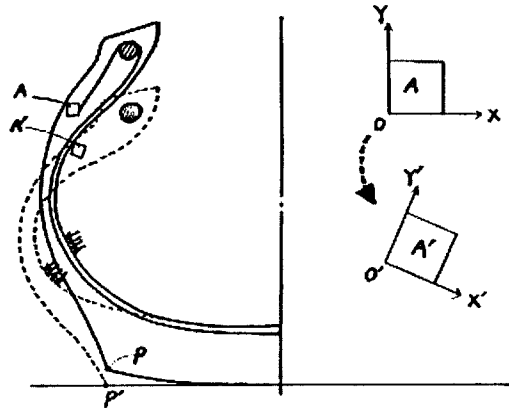


Fig. 3 Schematic of geometrical nonlinearity in tire FE Analysis

문에 참조좌표계(reference coordinate system)의 이동과 회전을 고려한 계산방법이 요구된다. 뿐만 아니라, 변형의 진행에 따라 하중의 작용방향도 변하게 되기 때문에 해석을 진행하면서 하중작용 방향을 계속해서 변경시켜 줄 수 있어야 한다.

### 2.3 경계조건의 비선형성

경계조건의 비선형성은 타이어와 노면, 또는 타이어와 림 사이의 접촉에 관련된 문제이다. 예를 들면, Fig. 3에서 점 P는 변형이 진행됨에 따라 점 P'에 도달하게 되고, 그 이후로는 타이어

반경방향 자유도는 고정이 되고, 노면과 타이어 표면고무와의 마찰계수를 고려한 축방향 변위만이 계산의 대상이 되어진다.

이러한 현상은 매우 까다로운 문제이며, 이를 해결 할 수 있는 상업용 비선형 소프트웨어들이 많이 판매되고 있다. 본 연구에서는 ABAQUS<sup>TM</sup>를 이용하여 이러한 비선형 문제들을 해결하였다.

#### 2.4 비선형유한요소 수식화

비선형해석의 경우, 변형은 선형성질을 지니고 있는 탄성영역  $\hat{\epsilon}_0$ 와 대변형 특성을 지니는 비선형영역  $\hat{\epsilon}_L$ 로 구분하여 나타낼 수 있다.

$$\hat{\epsilon} = \hat{\epsilon}_0 + \hat{\epsilon}_L \quad (1)$$

여기서 선형변형을  $\hat{\epsilon}_0$ 는 다음과 같다.

$$\hat{\epsilon}_0 = \begin{pmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} \quad (2)$$

또한, 비선형 변형을  $\hat{\epsilon}_L$ 은

$$\hat{\epsilon}_x = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 \right]$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} + \left[ \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial y} \right] \quad (3)$$

로서, 선형영역을 제외하면 다음과 같이 표현 될 수 있다.

$$\hat{\epsilon}_L = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \phi_x^T & 0 & 0 \\ 0 & \phi_y^T & 0 \\ 0 & 0 & \phi_z^T \\ \phi_x^T & \phi_y^T & \phi_z^T \\ \phi_y^T & 0 & 0 \end{bmatrix} (\phi_x, \phi_y, \phi_z) = \frac{1}{2} \hat{A} \hat{\phi} \quad (4)$$

여기서,

$$\phi_x^T = \left[ \frac{\partial u}{\partial x} \quad \frac{\partial v}{\partial x} \quad \frac{\partial w}{\partial x} \right]$$

$$\phi_y^T = \left[ \frac{\partial u}{\partial y} \quad \frac{\partial v}{\partial y} \quad \frac{\partial w}{\partial y} \right]$$

$$\phi_z^T = \left[ \frac{\partial u}{\partial z} \quad \frac{\partial v}{\partial z} \quad \frac{\partial w}{\partial z} \right] \quad (5)$$

를 나타낸다. 또한, 행렬  $\hat{A}$ 는  $6 \times 9$  차원을 가지며, 행렬  $\hat{A}$ 와  $\hat{\phi}$ 는 다음과 같이 정의 되어진다.

$$\partial \hat{\epsilon}_L = \frac{1}{2} d(\hat{A} \hat{\phi}) = \frac{1}{2} d\hat{A} \hat{\phi} + \frac{1}{2} \hat{A} d\hat{\phi} = \hat{A} d\hat{\phi} \quad (6)$$

형상함수  $N$ 과 절점 매개변수  $\hat{a}$ 의 항으로  $\hat{\phi}$ 를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\hat{\phi} = \hat{G} \hat{a}$$

$$d\hat{\epsilon}_L = \hat{A} \hat{G} d\hat{a}$$

$$B_L = A G$$

여기서,

$$\hat{G} = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \dots \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \dots \\ \frac{\partial N_1}{\partial z} & \frac{\partial N_2}{\partial z} & \dots \end{bmatrix} \quad \text{이다.}$$

변형율행렬  $B$ 는 선형탄성영역에 대한 변형율행렬  $B_0$ 와 비선형영역의 변형율행렬  $B_L$ 의 합으로 나타낼 수 있다.

$$B = B_0 + B_L \quad (7)$$

따라서 비선형해석에 대한 강성행렬  $K_T$ 을 구해보면 다음과 같다.

$$K_T = K_0 + K_L = \int_{V_R} B^T D B dV_R$$

$$= \int_{V_R} (B_0 + B_L)^T D (B_0 + B_L) dV_R$$

$$= \int_{V_R} B_0^T D B_0 dV_R + \int_{V_R} B^T D B_L dV_R$$

$$+ \int_{V_R} B_L^T D B_0 dV_R + \int_{V_R} B_L^T D B_L dV_R \quad (8)$$

여기에서,  $B_0$ : 선형 미소변형을 행렬,  $B_L$ : 비선형 변형을 행렬,  $K_0$ : 미소변위 강성행렬,  $K_L$ : 대변형 강성행렬,  $K_T$ : 총 강성행렬이다.

### 3. 유한요소모델링

#### 3.1 재료모델

##### 3.1.1 고무

타이어 재료에 쓰이는 고무재료는 Fig. 1과 같이 매우 큰 비선형적인 거동을 나타 내며, 비압축성 재료로 널리 알려져 있다. 이러한 고무 부재의 비선형적인 특성을 잘 묘사하기 위해서 변형률에너지 밀도 함수에 근거한 Neo-Hookean<sup>8)</sup>, Mooney-Rivlin<sup>9)</sup>, Ogden 재료 모델들이 개발되어져 왔으며, 지금도 계속적인 연구가 행해지고 있다.

본 연구에서는 압축 20%와 인장 40%까지를 묘사할 수 있는 Mooney-Rivlin 재료모델을 이용하였다. Mooney-Rivlin 모델은, 고무의 비압축성을 고려한 변형률에너지밀도의 함수  $W$ 를 일반화시킨 Rivlin<sup>9)</sup> 형태는

$$W(I_1, I_2) = \sum_{i,j} C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j$$

이고, 위식에 Jamus, Green 과 Simpson에 의한 3차식 형태를 고려해 보면

$$\begin{aligned} W^* &= C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) \\ &+ C_{11}(I_1 - 3)(I_2 - 3) \\ &+ C_{20}(I_1 - 3)^2 + C_{30}(I_1 - 3)^3 \end{aligned}$$

여기서  $C_{ij}$ 는 시험데이터를 통해 얻어지는 재료상수이며,  $I_1, I_2$ 는 1, 2차 불변량이다. 위  $W^*$ 식의 첫항만을 고려한 경우가 Neo-Hookean 모델이며, 두 번째 항까지 고려할 때 Mooney-Rivlin 재료모델이다. 이때  $C_{10}$  및  $C_{01}$ 은 uniaxial test<sup>9)</sup>를 이용하였으며, 이용된 고무의 물성치는 Table 1과 같다.

Table 1 FE material properties of elastomer components in tire

Components	$C_{10}$	$C_{01}$	Remarks
Tread	94	24	
Sidewall	70	17	

#### 3.1.2 복합체

타이어에 있어서 FRR(Fiber Rubber Reinforcement)은 대부분의 하중을 지지하는 부재로서 비등방성의 재료이다. 타이어에 이용되는 복합체의 물성을 묘사하기 위해서 등가직방성(Equivalent orthotropic) 재료모델(Fig. 4)을 이용하였으며, 코드-고무 복합체 모델에서 Effective moduli는 코드와 고무물성을 별개로 나누어서 계산되어진다. 이러한 재료모델을 표현하기 위해 Gough-Tangorra<sup>10, 11)</sup>, Akasaka-Hirano<sup>10, 11)</sup> 및 Halpin-Tsai<sup>10, 12, 13)</sup>의 이론식들이 소개되고 있으며, 여기에서는 타이어 업계에서 주로 활용하고 있는 Halpin-Tsai 식을 이용하여 다음과 같은 물성을 적용하였다.

#### 3.2 경계조건

타이어가 림에 장착되어 여러 가지 하중을 지지하는 경우, 경계조건으로는 타이어와 림의 접촉, 타이어 표면과 노면과의 접촉문제를 고려해야 한다. 먼저, 타이어와 림의 접촉문제는 타이어

Table 2 FE material properties of composite in tire(unit : psi)

Components	$E_1$	$E_2 = E_3$	$\nu_{12} = \nu_{13}$	$\nu_{23}$	$G_{12} = G_{13}$	$G_{23}$
Body Ply	$4.62 \times 10^2$	2660	0.4718	0.49	2200	2170
Belt No.1	$3.85 \times 10^6$	3770	0.4443	0.49	2500	245
Belt No.2	$3.85 \times 10^6$	3770	0.4443	0.49	2500	2450

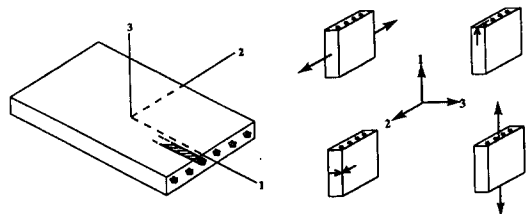


Fig. 4 Steel cord/rubber ply showing principal material axes

어의 림 부위 고무와 휠의 강체 사이의 접촉시 반복계산에 의한 수렴속도가 늦어짐에 따라 전체적인 해석이 어려워 지게 된다. 따라서, 본 해석에서는 타이어에 하중작용시 림에 접촉이 예상되어 지는 위치에 관련된 절점에 대해 고정하였다.

또, 타이어 표면과 노면과의 접촉은 타이어 표면의 경우 변형체이고, 노면의 경우 강체로 고려하여 접촉문제를 적용시켰으며, 이때 마찰계수는 0.85<sup>(4)</sup>로 하였다.

### 3.3 유한요소모델

본 연구에서 이용한 타이어는 승용차용 래디얼 175/70R13 규격이며, 비선형해석의 성격상 수많은 반복계산을 행하기 때문에 모델의 크기를 가능한 한 단순화시켰다. 타이어 단면상에서 절점수가 114개이고, 2차원 Isoparametric 강체 요소 84개 (Fig. 5)로 구성되어 있다. 노면과의 국부적인 접촉을 위한 3차원 모델을 위해 타이어 원주 방향으로 60개의 섹터를 이루도록 하였으며, 이 용된 절점수는 6840개이고, 자유도 수는 19176개이다. 또한, 요소로는 3차원 solid isoparametric brick element 5040개를 모델(Fig. 6)로 작성했으며, computing platform으로서 cray94/264A (2GFlops)를 이용하여 20시간의 CPU 시간이 소요되었다.

## 4. 유한요소해석

### 4.1 해석방법

저속회전 타이어의 해석방법 및 절차는 네 단계 (Fig. 7)로 구분하여 진행시켰다.

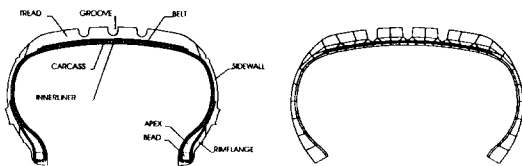


Fig. 5 Cut-section drawing & 2-dimensional FE model

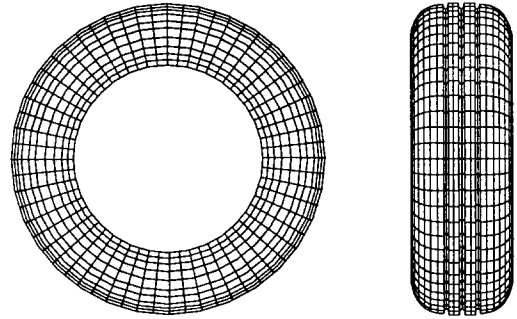


Fig. 6 3-dimensional FE model

우선, 첫번째 단계로서 타이어에 공기압 38 psi를 주입하였으며(step 1), 두번째로 차량의 중량을 묘사한 수직하중이 작용되었다(step 2).

세번째 단계로서 차량의 직진 및 코너링시 나타나게 되는 측력을 차축에 작용시켰으며(step 3), 이때 타이어 표면과 노면의 접촉이 이루어지고 마찰계수 0.85<sup>(4)</sup>가 적용되었다. 마지막 단계로



(a)Inflate



(b)Load Vertically



(c)Lateral Force



(d)Axie Rotation

Fig. 7 Loading sequence

서 차량의 주행시 타이어의 회전을 적용하기 위해 차축을 회전시키면서 노면위를 접촉하도록 해석하였다(step 4). 이때도 물론 마찰계수는 계속 적용되고 있다.

4.2 해석조건

해석조건으로 공기압과 차량하중인 수직하중은 일정하게 작용하고, 횡력 또는 측력은 Table 3과 같이 변화시키면서 슬립각과 복원모멘트를 얻었다.

4.3 결과 및 고찰

차량의 코너링 주행시 타이어와 노면에 의해 차축에 전달되는 횡력을 적용시킴으로서 복원모멘트(SAT : Self-Aligning Torque)가 평형상태에 도달할 경우 직진변위와 측변위가 이루는 사이각을 슬립각으로 얻었다. 이러한 슬립각, 횡력 및 복원모우멘트를 이용하여 코너링계수 및 SAT계수 파악이 가능하다. 코너링계수가 클 경우 코너링시 원심력에 대한 횡력이 크게 작용하므로 보다 더 안정된 코너링이 이루어지게 된다. 유한요소법을 이용한 저속회전 타이어 해석결과를 검토해 보면, 하중조건은 공기압 38 psi, 수직하중 5050 N, 측력 1200 N 및 Axle Rotation 2 rad.(114.6 deg.)을 가하였으며, 이로부터 측력에 의한 측변위와 측회전에 의한 직진변위 사이에서 횡미끄럼각(슬립각)과 타이어 수직축에 대한 복원모멘트 값을 얻을 수 있다. 복원모멘트 값은 차량의 차선변경 및 코너링을 실시한 후 직진주행시 핸들을 놓았을 때 빠르게 되돌아 오려는 성

질, 즉 핸들복원력을 평가하는 타이어 동특성 중의 하나이다.

본 연구에서 적용한 8가지 경우에 대한 유한요소 해석결과는 Table 4와 같다.

Table 4 FE analysis results w.r.t. loading conditions

Analy case	Lateral Force (N)	Slip Angle (deg)	Aligning torque(N-m)
1	-4225.6	-5.65	+40.66
2	-3558.4	-3.73	+60.54
3	-2224.0	-1.78	+55.60
4	-1201.0	-0.80	+36.40
5	+1201.0	+1.08	-34.80
6	+2224.0	+2.01	-56.90
7	+3558.4	+3.90	-65.90
8	+4225.6	+5.77	-49.80

5. 시험장치 및 시험

5.1 시험장치

시험장치는 UGTC(Uniroyal Goodrich Tire Cooperation)社에서 도입한 flat bed test Track (Fig. 8) 시험기를 이용하였다.

5.2 시험조건

타이어는 승용차용 래디얼 175/70R13 규격이며, 3개의 직선 그루브 패턴을 지니고 있다. 공기압은 38 lbf/in<sup>2</sup>(psi), 수직하중 1135.34 lbf(5050N), 슬

Table 3 Loading conditions for FE analysis

Air Pressure	Vertical Load(N)	Lateral(Side) Force(N)
38.0	5050.0	-4225.6
		-3558.4
		-2224.0
		-1201.0
		+1201.0
		+2224.0
		+3558.4
		+4225.6



Fig. 8 Experimental equipment for force and moment test

립각을  $\pm 1\text{Deg}$  부터  $\pm 6\text{Deg}$  까지 적용하였다. 회전속도는 flat bed test의 국제 시험표준인  $0.89\text{ m/sec}$ 의 저속을 적용함으로써 유한요소해석에서 관성을 무시할 수 있었다.

## 6. 결과 및 고찰

### 6.1 횡력

유한요소해석 기법을 이용하여 횡력 변화에 따른 슬립각 변화를 구하였으며, 타이어 하중-모멘트 시험기를 이용하여 관성효과를 거의 무시할 수 있는 진행속도에서 슬립각 변화에 따른 횡력 변화 양상을 Fig. 9에 나타냈다.

시험결과와 해석결과가 매우 유사한 양상을 나타내고 있음을 알 수 있다.

### 6.2 복원모멘트

차량이 코너링 후 직진주행 상태로 되돌아오는 핸들링성능, 즉 핸들복원력에 대한 타이어 특성을 나타낸 것으로 유한요소해석 결과와 시험결과를 Fig. 10에 비교하여 나타냈다. 유한요소 해석값과 시험값이 슬립각  $\pm 4^\circ$  이내에서는 매우 잘 일치하나 그 이상에서는 약간의 차이를 보이고 있다.

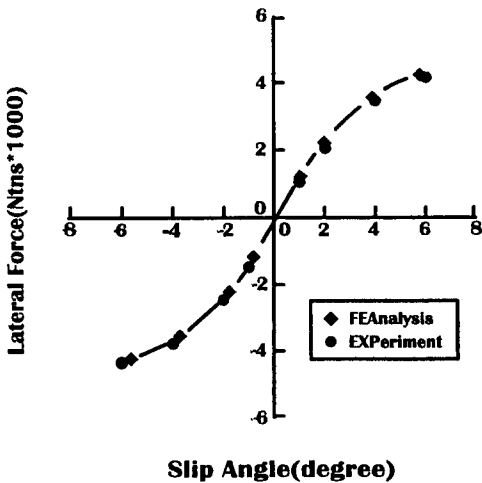


Fig. 9 FE analysis and experimental result w.r.t. slip angle vs. lateral force

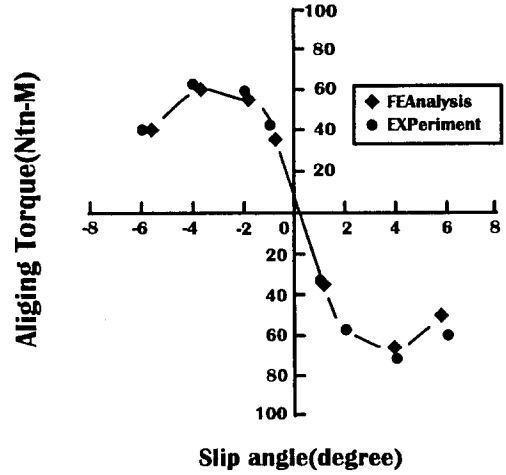


Fig. 10 FE analysis and experimental result w.r.t. slip angle vs. aligning torque

## 7. 결 론

본 연구에서 얻어진 결론은 다음과 같이 요약할 수 있다.

- 1) FE model을 이용하여 타이어의 축방향으로 힘이 작용하는 상태에서 주행하는 타이어의 횡미끄럼각(slip angle)을 계산할 수 있다.
- 2) FE model에서 관성을 고려하지 않았지만, 코너링계수 및 복원모멘트계수 값들이 실측치와 매우 유사하게 얻어짐을 알 수 있었다.
- 3) 타이어 시제품제조 절차 없이 설계인자 변경에 따른 타이어 코너링특성 예측이 가능함에 따라 이를 이용한 개발기간 단축 및 품질향상에 도움을 줄 수 있다.

## 참 고 문 헌

1. Sakai H., "타이어공학 入門から 應用まで", 그래프리出版, 3rd ed., 1989.
2. Sakai H., "Theoretical and experimental studies on the dynamic properties of tyres, Part 1 : Review of theories of rubber friction," International Journal of Vehicle Design," Vol. 2, No. 1, 1981.
3. Murakoshi H., Ide H., Nishihata S., "An



- Approach to Vehicle Pull Using a Tire Finite Element Model," Tire Science and Technology, TSTCA, Vol. 20, No. 4, pp.212~229, October~December, 1992.
4. "Vehicle Dynamics Terminology," SAE Transactions, J670e.
  5. Gillespie T.D., "Fundamentals of Vehicle Dynamics," Society of Automotive Engineers, 2nd ed., 1992.
  6. Mousseau C.W. and Clark S.K., "An Analytical and Experimental Study of a Tire Rolling Over a Stepped at Low Velocity," Tire Science and Thecnology, TSTCA, Vol. 22, No. 3, pp. 162~181, July~September, 1994.
  7. ABAQUS Theory & User Manual, Hibbit, Karlson and Sorensen, Inc., 1080 Main Street, Pawtucket, RI 02860-4847, USA, Version 5.4.
  8. MARC General Purpose Finite Element Program, Volume A, User Information Manual, MARC Analysis Research Cooperation, 260 Sheridan Avenue, Palo Alto, California 94306 USA, Rev. 6.1, pp. 6-23~6-27, 1995.
  9. D412~92, "Standard Test Methods for Vulcanized Rubber and Therrmoplastic Rubbers and Thermoplastic Elastomers-Tension," American Society for Testing and Materials, Philadelphia, PA(1993).
  10. Clark, S.K., "Theory of the Elastic net applied to Cord-Rubber Composites," 122nd Meeting of the Rubber Division, American Chemical Society, Paper No. 19, October 4~7, 1982.
  11. Parhizgar, S., Weissman, E.M., and Chen, C.S., "Determination of Stiffness Properties of Single Ply Cord-Rubber Composites," Tire Science and Technology, TSTCA, Vol. 16, No. 2, pp. 118~126, April~June, 1988.
  12. Halpin, J.C. and Kardos, J.L., "The Halpin-Tsai Equations : A Review," Polymer Engineering and Science, Vol. 16, No. 5, pp. 344~352, 1976.
  13. Cembrola, R.J., and Dudek, T.J., "Cord/Rubber Material Properties," Rubber Chemistry and Technology, Vol. 58, No. 4, pp. 830~856, Sept.~Oct., 1985.
  14. Goldstein, A.A., "Development of a Quasi-Static Rolling Tire Model for Determination of Truck Tire Frces and Moments," presented at the 14th Annual Meeting of The Tire Society at The University of Akron, Akron, Ohio, March 21~22, 1995.
- (접수일자 : 1996. 11. 27)