

# 剛體車輪의 牽引力 推定 模型<sup>+</sup>

## Traction Model of Rigid Wheels

趙 柄 龍\*, 金 景 旭\*\*  
B. Y. Cho, K. U. Kim

### Summary

A mathematical model was developed to predict traction forces of rigid wheels. The modeling was based on the energy principle that the total energy delivered to a driving wheel is equal to the works done by the useful traction force and motion resistance of that wheel. The effect of the wheel slippage was also included in the modeling. Verification of the proposed model was provided by comparing the tractive coefficients predicted by the model to those obtained experimentally at the in-door soil bin tests. The model predictions were found to be a reasonable agreement with the experimental results.

### 1. 緒 論

路外車輪의 주행장치는 走行 및 牽引作業에 필요한 推進力을 發生할 수 있어야 하며, 推進力은 주행장치의 주행 및 견인성능을 결정하는 重要한 因子이다. 走行裝置의 주행 및 牽引性能은 토양의 trafficability에 의하여 결정된다. 토양의 trafficability란 차량의 주행을 가능케하는 토양의 能力이라고 할 수 있으며, 車輪의 flotation과 traction을 결정하기 때문에 自然土壤에서 주행장치의 추진력 발생에 가장 중요한 영향을 미친다.

주행장치에 傳達되는 機關의 動力이 전부 추진력을 발생시키는 데 사용되려면 充分한 flotation과 traction이 있어야 하며, flotation과 traction이 충분치 못한 경우에는 토양의 沈下와 슬립으로 인하여 動力의 일부가 消耗된다. 따라서 추진력은 토양의 trafficability뿐만 아니라 주행장치의 構造의 特性에 의해서도 變化하기 때문에, 결국 주행장치의 주행 및 견인성능은 주행장치와 토양의 接觸部分에서 일어나는 相互 力學的인 관계에 따라 決定 된다.

本 研究는 路外車輪의 차륜과 土壤 사이에서 일어나는 相互 力學的인 관계를 밝히고, 차륜의 設計要素 즉 幅, 直徑, 荷重 등과 토양조건이 차륜의 견인력에 미치는 영향을 究明하여, 剛體車輪의 견인력을 예측할 수 있는 견인력 예측 모델을 開發하는 데 그 目的이 있다.

### 2. 研究史

最近 차륜의 주행 및 견인성능 예측에 관한 연구는 Terramechanics 또는 Soil Vehicle Mechanics라고 하는 새로운 工學의 한 분야를 이루고 있으며 차륜과 토양의 接觸部에서 일어나는 相互 力學的인 관계를 究明함으로써 走行 및 牽引現象을 解析하는 방향으로 研究되어 왔다. 그러나 車輪과 土壤의 接觸部에서 일어나는 相互 力學的인 관계는 수많은 土壤因子와 車輪因子의 영향을 받는 것이므로 적어도 解析의으로는 대단히 복잡하고 어려운 문제로 認識되고 있다.

이 研究 分野에서 試圖되고 있는 방법은 實驗에

<sup>+</sup>本 研究는 韓國科學財團의 研究費 支援(85~88)으로 수행되었음.

\*現代精工(株) 技術研究所

\*\*서울大學校 農科大學 農工學科

의한 방법과 理論에 의한 解析의 방법으로 大別할 수 있다. 實驗의 방법은 일정한 土壤條件에서 차륜의 設計變化에 따른 차륜의 性能을 실험적으로 究明하여 土壤條件과 設計因子들이 차륜의 성능에 미치는 영향을 밝히려고 한 試圖이었으나, 실험이 遂行된 土壤條件에서만 有效할 뿐이며 토양조건이 변화되었을 때 성능예측의 正確性은 크게 喪失되었다. 解析의 방법은 주로 차륜과 토양의 接觸部分에서 일어나는 토양의 垂直應력과 剪斷應력의 分布를 究明하여 차륜에 작용하는 荷重, 驅動力 등 外力과의 平衡條件으로부터 주행 및 전인 성능을 예측하려는 시도이었다.

토양 추진력은 차륜과 接觸하는 토양의 剪斷力으로부터 발생하는 水平成分으로서 차륜의 운동저항을 극복하는 데 그 일부가 사용되며 나머지는 실제 有用한 힘인 牽引力으로 사용된다. 운동저항은 차륜 自體의 變形, 摩擦 및 振動에 의한 内部 운동저항과 토양의 변형에 의한 外部 運動抵抗으로 區別되나 一般의으로 운동저항이라 함은 外部 運動抵抗을 말한다.

운동저항의 原因이 되는 토양변형의 形態는 토양의 다짐(soil compaction), 불도징(bulldozing) 및 토양 粒子的 드레킹으로 나눌 수 있다. 그러나 불도징이나 드레킹에 의한 운동저항은 驅動車輪에 있어서는 토양다짐에 의해 발생하는 운동저항에 비해 극히 작기 때문에 驅動車輪의 운동저항은 주로 차륜에 의한 토양다짐에 의해서 발생된다고 할 수 있다(Bekker, 1960).

따라서 차륜에 발생하는 牽引力 P, 土壤推進力 H 및 運動抵抗 R 사이에는 다음과 같은 관계가 成立된다(Bekker, 1960).

$$P=H-R$$

車輪의 走行 및 牽引性能은 위의 式에서 P에 의하여 決定되는 것이므로, 車輪에 傳達되는 動力이 충분할 때, 주어진 토양조건에서 如何히 P를 증가시킬 수 있는가 하는 것이 問題의 핵심이다. 實驗에 의한 방법은 결국 주어진 조건에서 P를 측정하여 P를 예측할 수 있는 實驗式을 유도하는 방법이고, 解析的 방법은 주어진 조건에서 H와 R을 理論

的으로 추정하여 P를 예측하는 방법이다.

토양의 推進力 예측에 적용되어온 基本理論에는 Mohr-Coulomb의 土壤 剪斷破壞理論, 剪斷력에 슬립을 고려한 Janosi-Hanamoto式, 슬립 沈下를 고려한 Soltynski의 理論 등이 있으며, 운동저항 예측에는 토양다짐 혹은 토양沈下로 因하여 소모된 일은 운동저항이 한 일과 같다는 기본이론을 적용하고 있다. 土壤沈下時 車輪과 토양 接觸면에 작용하는 토양의 應력을 결정하는 방법에는 平板沈下 실험에 의한 지수함수 형태의 壓力-沈下式과 Terzaghi의 土壤 支持力 理論을 주로 적용하여 왔다. 研究者에 따라 基本 理論의 결함을 보완하기 위한 多樣한 형태의 變形式이 제시되어 왔다.

최근 金과 申은(1986) Soltynski의 理論을 적용하여 車輪이 進行할 때 토양과 接觸하는 車輪圓周上の 點들이 그리는 싸이클로이드 曲線을 따라 車輪接地面의 微小面積이 토양의 水平 및 垂直變形을 일으키는 데 消耗한 일을 推定함으로서 운동저항을 예측한 바 있다.

### 3. 모델 開發

#### 가. 基本 概念 및 假定

에너지 保存의 法則을 차륜과 토양과의 接觸面에서 일어나는 相互 力學的인 關係를 解析하는 데 適用하면, 토양에서 차륜이 進行하기 위해서는 차륜에는 계속적으로 에너지가 供給되어야 하고 이 에

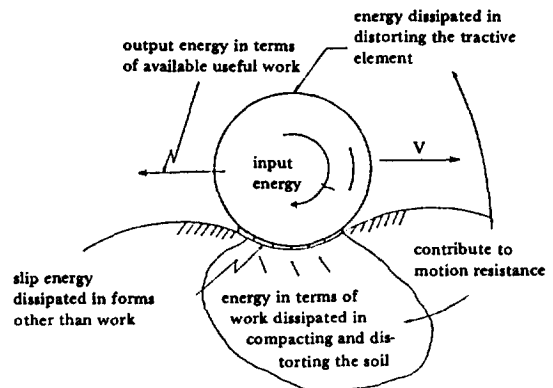


Fig. 1 Energy balance at wheel-soil interface

너지는 차륜이 주행하는 데 必要한 에너지와 운동저항으로 消耗된 에너지의 합과 같아야 한다. Fig. 1 은 차륜과 토양과의 접촉면에서 일어나는 에너지 平衡關係를 나타낸 것이다.

Fig. 1의 에너지계에 대한 에너지 平衡方程式은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$E_T = P \cdot L + E_s + E_r \dots\dots\dots(1)$$

여기서  $E_T$ 는 總入力 에너지,  $E_s$ 는 토양 沈下로 消耗된 일,  $E_r$ 는 車輪의 슬립으로 消耗된 일이며,  $P \cdot L$ 은 견인력이 한 有用한 일로서  $P$ 는 견인력,  $L$ 은 차륜의 進行距離를 나타낸다.

本 研究에서는 에너지 平衡原理와 金과 申(1986)의 운동저항식을 適用하여 견인력을 추정하였다. 金과 申의 理論式은 슬립에 의한 수평변형과 수직침하를 包含하고 있기 때문에 그들의 운동저항은 (1)式的  $E_s$ 와  $E_r$ 를 합한 것과 같다. (1)식으로부터 견인력은 (2)식과 같이 表現된다.

$$P = \frac{E_T}{L} - \frac{E_r}{L} = H - R \dots\dots\dots(2)$$

여기서  $E_r$ 는  $E_s$ 와  $E_r$ 의 합으로서, 운동저항으로 消耗된 총 에너지를 나타낸다. (2)식에서  $E_T/L$  혹은  $H$ 는 土壤推進力,  $E_r/L$  혹은  $R$ 은 총 운동저항에 해당된다.

따라서 (2)식으로부터 견인력  $P$ 를 구하기 위하여, 차륜의 運動을 Discrete 모델화하고, 車輪 接地面의 微小面積이 그 運動軌跡을 따라 移動할 때 微小面積에 작용하는 土壤推進力を 段階의으로 推定하였다.

차륜에 供給되는 에너지가 有用한 일 즉, 주행에 필요한 에너지로 轉換되는 程度는 차륜의 走行環境에 의해 영향을 받는다. 그러나 走行環境의 영향은 대단히 複雜하므로 이를 모두 考慮할 수 있는 모델의 開發은 거의 不可能하다. 따라서 차륜과 走行環境에 대한 最少限의 假定이 필요하다.

다음은 모델 개발을 위하여 本 研究에서 設定한 차륜과 走行環境에 대한 假定이다.

- 1) 차륜은 剛體이며, 一定한 속도로 주행한다.
- 2) 토양의 特性은 일정 地域内에서 均一하며, 토양 表面은 水平이다.

3) 차륜과 토양의 접촉면에 작용하는 토양의 半徑方向 壓力은 같은 沈下量에서 平板에 작용하는 수직壓力과 같다.

4) 同一한 침하깊이에서 차륜의 幅에 따라 分布하는 토양반력은 같다.

이와 같은 假定은 軟弱한 土壤에서 驅動輪으로 사용되는 空氣타이어의 경우에는 타당한 것으로 판단된다.

#### 나. 牽引力 모델 開發

견인력 모델을 開發하는 데 사용된 주요한 符號의 설명은 다음과 같다.

- $R$  : 차륜의 半徑
- $b$  : 차륜의 幅
- $W$  : 차륜에 작용하는 垂直荷重
- $C$  : 토양의 粘性係數
- $\phi$  : 토양의 内部 마찰각
- $\gamma$  : 토양의 比重
- $k_c$  : 粘性에 의한 토양 變形係數
- $k_\phi$  : 마찰에 의한 토양 變形係數
- $K$  : 토양의 剪斷變形 指數
- $n$  : 토양의 變形指數
- $S$  : 차륜의 슬립
- $\alpha$  : 차륜과 토양의 접촉각

#### 1) 土壤 推進力

차륜은 車體의 하중으로 인하여 靜止狀態에서 一定한 靜的 沈下를 가져오며 이 때 차륜은 平衡狀態를 이룬다. 차륜이 回轉함에 따라 차륜에 供給되는 에너지가 有用한 일로 轉換되는 程度는 차륜과 접촉하는 토양의 強度에 의하여 決定된다.

Fig. 2에서와 같이 靜的沈下  $Z_0$ 狀態에서 車輪이 일정한 슬립으로 回轉하게 되면 토양과 接觸하고 있는 任意的 車輪圓周 上的 한점  $A$ 는 사이클로이드 曲線을 그리게 되며 차륜이  $\theta$ 만큼 회전하였을 때  $A$ 는  $A'$ 점에 位置하게 된다. 이 때  $A'$ 점의 좌표는 다음과 같이 표현된다.

$$X(\theta) = R\theta + R\sin(\psi - \theta) - \int_0^\theta dh \dots\dots\dots(3)$$

$$Y(\theta) = R - R\cos(\psi - \theta) - \int_0^\theta dv \dots\dots\dots(4)$$

여기서 dh와 dv는 각각 車輪의 슬립에 의한 토양의 水平變形과 垂直沈下이고,  $\psi$ 는 A점의 위치를 결정하는 원호 OA의 中心角이다.

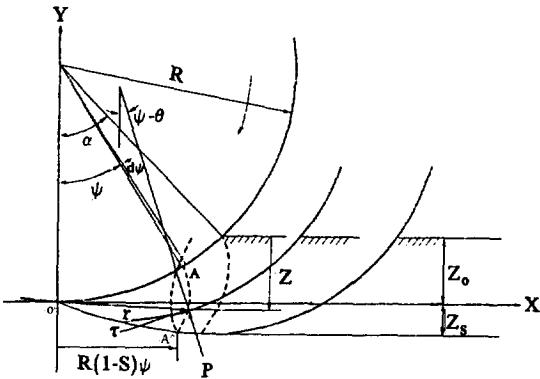


Fig. 2 Cycloid path of a point A on the wheel circumference.

Fig. 3에서 車輪의 슬립에 의한 半徑方向과 接線方向의 토양변형을 각각  $Z_j$ ,  $J$ 라고 하면 dh와 dv는 다음식으로 표시된다.

$$dh = \sqrt{J^2 + Z_j^2} \sin[\xi - (\psi - \theta)] \quad \dots\dots\dots(5)$$

$$dv = \sqrt{J^2 + Z_j^2} \cos[\xi - (\psi - \theta)] \quad \dots\dots\dots(6)$$

$$\xi = \tan^{-1} \frac{J}{Z_j}$$

A'점에서 接線方向의 토양변형 J는 차륜의 슬립을 S라고 하면  $J = R \cdot S \cdot \theta$ 가 되며, 半徑方向의 토양변형  $Z_j$ 는 Terzaghi의 土壤支持力 理論(Terzaghi, 1948)과 接線方向의 토양변형 J를 이용한 Soltynski(1965)式으로부터 (7)式과 같이 표현하였다.

$$Z_j = \frac{-P_{crit} + (P_{crit}^2 + 4 \gamma N_q P J)^{\frac{1}{2}}}{2 \gamma N_q} \quad \dots\dots\dots(7)$$

(7)式에서  $P_{crit}$ 는 土壤支持力으로서 垂直沈下 Z에 의하여

$$P_{crit} = CN_c + \gamma (Z \cdot N_q + \frac{1}{2} b N_r)$$

와 같이 결정되며  $N_c$ ,  $N_q$ ,  $N_r$ 는 토양의 내부 마찰각에 따라 결정되는 Terzaghi의 土壤支持力 係數이다.

Bekker (1969)의 理論으로부터 車輪에 작용하는 半徑方向의 토양 應力 P는

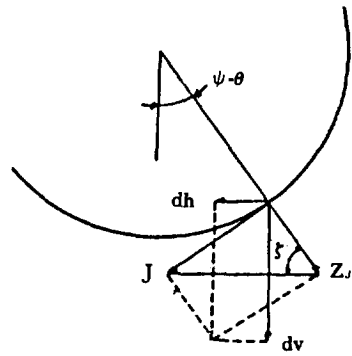


Fig. 3 Soil deformation due to slip.

$$P = \left( \frac{k_c}{b} + k_\phi \right) Z^n \quad \dots\dots\dots(8)$$

이 되며, 회전각  $\theta$ 에서 A'점의 沈下깊이 Z는

$$Z = R \cos(\psi - \theta) - R \cos \alpha + \int_0^\theta dv \quad \dots\dots\dots(9)$$

가 된다. 여기서  $\alpha$ 는 靜의 沈下狀態에서 土壤과 車輪의 접촉각으로서

$$\alpha = \cos^{-1} \frac{R - Z_0}{R} \quad \dots\dots\dots(10)$$

가 되며, 靜의 沈下量  $Z_0$ 는 (11)式과 같다(Bekker, 1969).

$$Z_0 = \left[ \frac{3W}{b(3-n)(k_c/b + k_\phi)\sqrt{2R}} \right]^{\frac{2}{2n+1}} \quad \dots\dots\dots(11)$$

따라서 (9)式을 (8)式에 代入하면 A'點에서 半徑方向의 토양應力 P는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P = \left( \frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \left[ R \cos(\psi - \theta) - R \cos \alpha + \int_0^\theta dv \right]^n \quad \dots\dots\dots(12)$$

또한 A'點에서 車輪의 接線方向으로 작용하는 토양의 剪斷應力  $\tau$ 는 Janosi-Hanamoto式을 이용하여 (13)式과 같이 표현하였다.

$$\tau = (c + p \tan \phi) (1 - e^{-J/k}) \quad \dots\dots\dots(13)$$

여기서 J는 接線方向의 토양변형  $J = RS\theta$ 이며 P는 (12)式的 半徑方向의 토양應力이다.

任意的 A點에서 차륜의 接地面積  $\Delta A = Rb \frac{\alpha}{N}$ 에 작용하는 接線力  $F_s$ 는 (13)式을 이용하면

$$F_s = \tau Rb \frac{\alpha}{N} \quad \dots\dots\dots(14)$$

가 되며 접선력에 의한 토크  $T_s$ 는

$$T_s = rR^2 b \frac{\alpha}{N} \dots\dots\dots(15)$$

가 된다. 여기서  $N$ 은 接地面積  $\Delta A$ 의 크기를 결정하는 正數로서, 要求되는 精確도에 따라 任意로 결정할 수 있다. 차륜이  $\psi$ 를 회전하여  $A$ 點이 토양과의 접촉을 벗어날 때까지 토크  $T_s$ 로 인하여 차륜에 전달되는 에너지는 다음식으로 표시된다.

$$U_\psi = \int_0^\psi T_s d\theta \dots\dots\dots(16)$$

차륜의 슬립을  $S$ 라고 하면, 차륜이 수평으로 이동한 거리  $L$ 은

$$L = R(1-s)\psi$$

가 되므로, 에너지  $U_\psi$ 가 모두 유용한 일로 전환될 때 車輪이 일정한 슬립  $S$ 로써 회전하면 接地面積  $\Delta A$ 에 작용하는 토양 推進力은

$$H_\psi = \frac{U_\psi}{R(1-s)\psi} = \frac{\int_0^\psi T_s d\theta}{R(1-s)\psi} \dots\dots\dots(17)$$

가 된다.  $N$ 개의 接地面積에 대하여 같은 方法으로 토양 推進力을 推定하면, 차륜이  $\alpha$ 를 회전할 때 차륜에 작용하는 총 토양 推進力은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$H = \int_0^\alpha \frac{\int_0^\psi T_s d\theta}{R(1-s)\psi} d\psi \dots\dots\dots(18)$$

## 2) 牽引力 모델

金과 申(1985)은 토양다짐으로 消耗된 에너지는 운동저항으로 消耗된 에너지와 같다는 원리를 이용하여 차륜이 일정한 슬립  $S$ 로서  $\alpha$ 를 회전할 때 차륜에 작용하는 총 운동저항을 유도하고 다음 식으로 나타내었다.

$$R = \int_0^\alpha \frac{\int_0^\psi \vec{F} \cdot d\vec{r}}{R(1-s)\psi} d\psi \dots\dots\dots(19)$$

여기서  $\vec{F} = \frac{Rb\alpha}{N} [P \sin(\psi - \theta) - \tau \cos(\psi - \theta)] i$   
 $- \frac{Rb\alpha}{N} [P \cos(\psi - \theta) + \tau \sin(\psi - \theta)] j$   
 $d\vec{r} = [ \{ R - R \cos(\psi - \theta) \} d\theta - dh ] i$   
 $+ [ \{ -R \sin(\psi - \theta) \} d\theta - dv ] j$

(18)식과 (19)식을 (2)식에 代入하여 總인력  $P$ 를 구하면

$$P = \int_0^\alpha \left( \frac{\int_0^\psi T_s d\theta}{R(1-s)\psi} \right) d\psi - \int_0^\alpha \left( \frac{\int_0^\psi \vec{F} \cdot d\vec{r}}{R(1-s)\psi} \right) d\psi \dots\dots\dots(20)$$

가 된다. (20)식은 本 研究에서 개발한 總인력 예측 모델이다.

## 4. 모델의 檢定

總인력 모델의 有效性을 檢定하기 위하여 實驗室에 설치된 土壤槽에서 實驗車輪의 總인력과 슬립을 측정하고, 같은 조건에서 모델의 예측치와 비교하였다. 比較變數로서는 차륜의 슬립에 대한 牽引係數를 취하였으며, 기존 總인력 모델의 하나인 Janosi 모델에 의하여 예측한 결과도 함께 비교하였다.

### 가. 實驗裝置와 方法

實驗에 사용된 土壤槽은 서울대학교 농과대학 농공학과 土壤機械시스템 研究室에 설치된 것으로서, 크기가 900×100×45cm이고, 土壤槽은 고정되고 實驗臺車가 이동하는 형식이다.

實驗臺車에 설치된 實驗車輪은 체인전동장치를 통하여 變速모타로서 驅動되며 重錘에 의하여 차륜에 작용하는 垂直荷重을 調整할 수 있도록 되어 있다.

土壤槽의 土壤은 砂壤土로서, 동일한 토양상태를 유지하기 위하여 每 實驗마다 反轉, 破碎하고 15cm 깊이에서 平均 圓錘 貫入抵抗(頂角 30°, 斷面積 6 cm<sup>2</sup>인 圓錘)이 2.0kg/cm<sup>2</sup>이 되도록 처리하였다.

總인력 모델에서 요구되는 토양變數의 값은 2.5×10cm와 5×10cm의 두 平板을 이용한 壓力-沈下 實驗과 SR-2型 土壤貫入試驗器를 이용하여 측정하였다. USDA方式에 따라 分析한 토양상태와 실험으로 결정한 토양變數의 값은 Table 1에서와 같다.

實驗車輪은 6.15-13 공기타이어로서 러그의 영향을 배제하기 위하여 러그 부분이 磨滅된 것을 사용하였으며 공기압은 137.9kPa(20psi) 유지하여 실험

Table 1 Properties of soil used for traction tests.

Components	Sand 65%	$\phi$ 20.5°
	Silt 18.5%	c 0.035 kgf/cm <sup>2</sup>
	Clay 16.5%	$k\phi$ 0.15 kgf/cm <sup>n+2</sup>
		$k_c$ 0.84 kgf/cm <sup>n+1</sup>
Classification (SL)	sandy loam	n 0.80
Moisture content (d.b)	19.5%	K 2.54 cm
		$\gamma$ 1.40 x 10 <sup>-3</sup> kgf/cm <sup>3</sup>

힘토양에서 剛體車輪과 같은 역할을 하도록 하였다. 실험타이어의 變數인 斷面의 幅과 半徑은 각각  $b=12\text{cm}$ ,  $R=27\text{cm}$ 로 측정되었다.

實驗車輪의 牽引力과 슬립을 측정하기 위하여, 간단히 제작한 牽引負荷裝置를 實驗臺車에 연결하고, 牽引負荷裝置와 實驗臺車 사이에 인장력 변환기 및 실험차륜과 실험대차의 rpm을 측정할 수 있는 장치를 설치하였다. 측정은 실험차륜의 垂直荷重을 60, 80, 100, 120 kgf의 4 수준으로 변화시키면서, 각 垂直荷重에서 전인부하장치의 수직하중을 10,

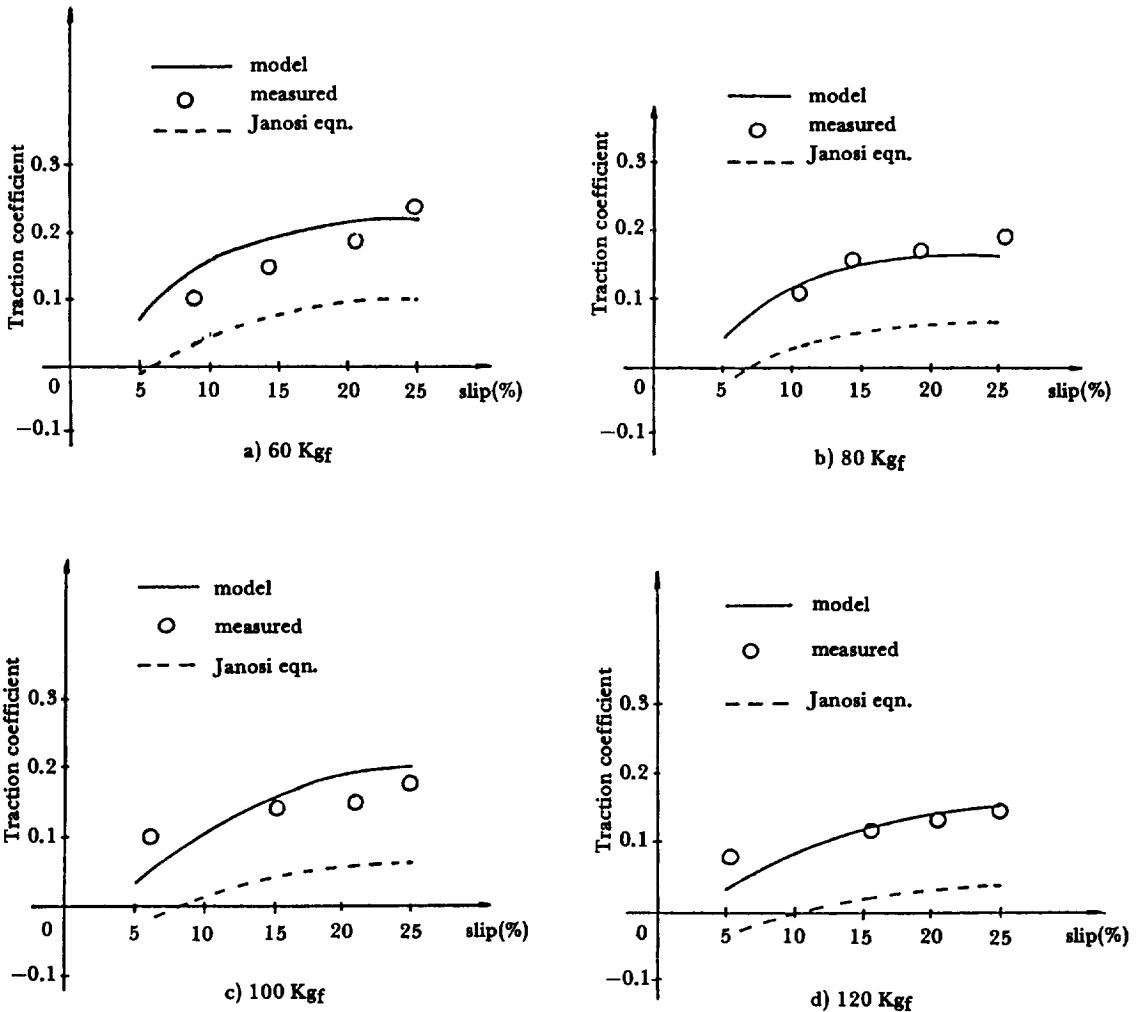


Fig. 4 Comparisons between the simulated and measured traction coefficients.

20, 30, 40kg<sub>r</sub>로 增加하여 총 16회 실시하였다. 측정된 견인력 및 rpm 데이터는 증폭기 및 A/D 변환기를 통하여 애플 컴퓨터에 入力 저장하고, 入力된 데이터를 이용하여 전인계수와 차륜의 슬립을 계산하였다.

측정장치와 데이터 수집장치에 대한 자세한 제한 및 측정방법은 趙(1988)와 申(1985)의 學位論文을 참고하기 바란다.

나. Janosi 모델

Janosi 모델 (Bekker, 1969)에서 토양 추진력 H 및 운동저항 R은 다음 式으로 표현된다.

$$H = (AC + W \tan \phi) (1 - e^{-j/k}) \dots\dots\dots (21)$$

$$R = (k_c + bk_\phi) \left\{ \left( \frac{Z_0^{n+1}}{n+1} \right) \left( 1 - \frac{Z_0(n+2)}{R} \right) + \int_{R-Z_0}^R Z^{n-1} \left( 1 - \frac{R+Z_0}{Z} \right)^n (\sqrt{R^2 - Z^2}) dZ \right\} \dots\dots\dots (22)$$

따라서 Janosi 모델의 전인력 P는 (21) 式과 (22) 式을 이용하여 P=H-R로 계산하였다.

다. 모델 시뮬레이션

本 研究에서 개발된 견인력 모델 (20) 式과, Janosi 모델 (21) 式 및 (22) 式을 이용한 견인력 예측은 각 모델을 프로그램하고 실험토양의 조건에서 實驗車輪의 諸元과 荷重 및 측정슬립의 데이터를 活用하여 컴퓨터로 시뮬레이션 하였다.

라. 比較 檢定

實驗에 의하여 측정된 實測値와, 同一한 토양조건 및 實驗車輪의 운전조건에서 견인력 예측 모델에 의하여 추정된 전인계수를 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 본 연구에서 개발된 모델에 의하여 推定된 전인계수는 비교적 實測値와 일치하고 있으며, Janosi 모델에 의한 추정치보다 정확하였다.

5. 結 論

에너지 平衡理論을 適用하고 車輪의 연속운동을 Discrete 모델化하여 剛體車輪에 대한 土壤推進力과 牽引力을 예측할 수 있는 數學的 모델을 開發하였다. 모델의 기본 變數로서는 토양의 점성계수 C, 내부 마찰각  $\phi$ , 마찰에 의한 토양의 변형계수  $k_\phi$ , 점성에 의한 토양의 변형계수  $k_c$ , 토양의 변형지수 n, 토양의 전단 변형指數 K, 및 차륜의 半徑 R, 車輪幅 b, 차륜의 수직하중 W, 슬립 S가 포함되어 있다.

實驗 土壤槽에서 實驗車輪을 이용하여 측정된 實驗置와 同一한 조건에서 모델에 의하여 예측된 추정치를 비교하여 모델의 有效性을 立證하였으며, 모델을 이용한 예측결과는 剛體車輪의 견인력을 推定하는 데 利用될 수 있을 精度의 것으로 판단되었다.

參 考 文 獻

1. 申凡秀. 1985. 空氣타이어의 運動抵抗 推定에 關한 研究. 서울大學校 大學院 農工學科 碩士學位論文.
2. 趙柄龍. 1988. 砂土에서 運用되는 剛體車輪의 牽引力 推定. 서울大學校 大學院 農工學科 碩士學位論文.
3. Bekker, M.G. 1960. Off-the-road locomotion. The University of Michigan Press. Ann Arbor, Michigan USA.
4. Bekker, M.G. 1969. Introduction to terrain vehicle systems. The University of Michigan Press. Ann Arbor, Michigan USA.
5. Kim, K.U. and B.S. Shin. 1986. Modeling motion resistance of rigid wheels. Journal of Terramechanics 22(4): 237-243.
6. Soltynski, A. 1965. Slip sinkage as one of the performance factors of a model pneumatic tyred vehicle. Journal of Terramechanics 2(3): 29-54.
7. Terzaghi, K. and R.B. Peck. 1948. Soil mechanics in engineering practice. John Wiley & Sons. New York, NY USA.