

# 타이어 工學(3)

## — 타이어의 動的特性 —

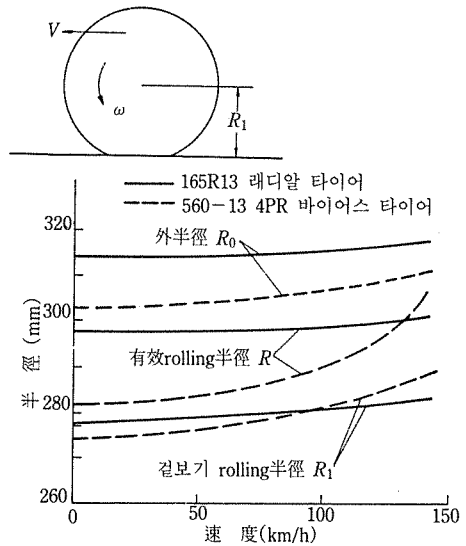
白 南 哲\*

### 1. 타이어의 rolling半徑

타이어의 半徑으로는 外半徑, 靜荷重半徑, 動荷重半徑, 動負荷半徑, 有效rolling半徑 등이 있다. 靜荷重半徑은 停止하고 있는 타이어에 荷重을 걸었을 때 타이어의 中心으로부터 路面까지의 距離를 말하고, 動荷重半徑은 同一轉動時 타이어의 中心으로부터 路面까지의 距離를 말한다. 有效rolling半徑은 荷重을 걸어 自由轉動(Slip角 0, Slip比 0으로 轉動)하고 있는 타이어가 一回轉하여 進行한 距離를  $2\pi$ 로 나눈 값을 말하며, 이를 動負荷半徑이라고도 한다.

또한 有效rolling半徑에 대하여 動荷重半徑을 ‘겉보기 rolling半徑’이라 부를 경우도 있다. 그러나, 여기에서는 誤解를 피하기 위하여 有效rolling半徑과 겉보기 rolling半徑을 사용한다.

이들 rolling半徑은 速度, 荷重, 內壓, 制動力·驅動力(Slip比), 橫力(Slip角) 등에 따라 變化한다. [그림 1]에 겉보기 rolling半徑과 有效rolling半徑 및 外半徑의 速度에 따른 變化를 나타냈다. 이 그림에서 보면 바이어스 타이어에서는 外半徑, 有效rolling半徑, 겉보기 rolling半徑이 速度에 따라 크게 變化하는 데 대하여, 래디알 타이어에서는 어느 半徑도 變化가 적다. 이것은 래디알 타이어의 벨트가 遠心力에 의하여 伸張되지 않음을 뜻하는 것으로 생각된다.



[그림 1] rolling半徑의 速度에 따른 變化

微速時의 rolling半徑을  $R'$ 로 하고 有效rolling半徑  $R(\text{mm})$ 의 速度에 따른 變化의 一例로서 다음의 實驗式을 나타낸다. 여기에서 速度는  $V(\text{km/h})$ , 內壓  $P(\text{kgf/cm}^2)$ 로 한다.

바이어스 타이어(乘用車用 타이어)

$$R = R' + 10^{-(1.492P + 0.870)} V^{0.7P + 1} \dots\dots\dots (1.1)$$

래디알 타이어(乘用車用 타이어)

$$R = R' + 10^{-(1.97P + 1.31)} V^{0.735P + 1.47} \dots\dots\dots (1.2)$$

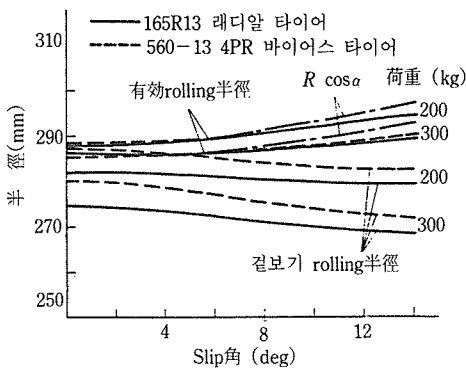
有效rolling半徑의 힘에 의한 變化는 바이어스

\*慶熙大學校 工科大學 教授

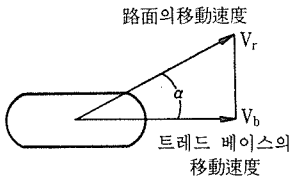
타이어의 경우 휨에 의한 變化의 50~60%에 相當하고, 래디알 타이어의 경우 휨에 의한 變化의 10~20%에 相當한다. 이와 같이 래디알 타이어는 휨에 의한 變化가 있더라도 有効rolling半徑은 크게 變化하지 않는다.

다음으로 rolling半徑의 Slip角에 의한 變化를 (그림 2)에 나타냈다. 타이어가 路面에 따라 움직이고 있는 경우 (그림 3)에 나타낸 바와 같이 路面의 速度  $V_R$ 에 대하여 타이어 트레드 베이스의 速度  $V_B$ 는 다음과 같이 된다.

$$V_B = V_R \cos \alpha \dots\dots\dots (1.3)$$



[그림 2] rolling半徑의 Slip角에 의한 變化



[그림 3] 路面과 트레드 베이스의 速度의 關係

그리고, Slip角의 增加에 따라 타이어의 回轉速度는 低下하고 有効rolling半徑은 增加한다. 이것은 從動 타이어(路面에 따라서 回轉되는 타이어)의 경우에는 Slip으로 인하여 回轉이 적어지기 때문이다. 그러나, 겉보기 rolling半徑은 타이어가 橫力에 의하여 橫方向으로 휘는 동시에 타이어의 세로휨이 增加하기 때문에 減少한다.

制動力·驅動力이 作用하는 경우에는 Slip을 일

켜서 有効rolling半徑이 變化한다.

## 2. 타이어의 rolling抵抗과 發熱

自動車の 低燃費對策은 매우 중요한 課題이며, 엔진의 熱效率向上, 미션(mission) 및 動力傳達系統의 損失의 減少, 타이어 損失의 減少, 車體의 空氣抵抗減少 등에 의하여 進行되고 있다.

그 가운데서 타이어의 rolling損失이 自動車の 燃費寄與率은 약 10%라는 것이 一般的이며, 상당히 중요한 要素이다.

타이어의 rolling損失에 관한 最近의 研究로서는 材料와 構造를 變化시킨 타이어를 만들어 切斷 샘플의 動的粘彈性特性을 測定하여 타이어의 rolling抵抗과의 關係를 求한 Y.D.Kwon 등의 研究<sup>1)</sup>, rolling抵抗의 溫度에 의한 變化를 求한 M.L.Janssen 등의 研究<sup>2)</sup>, 室內試驗機에 의한 rolling抵抗과 高速道路에서의 rolling抵抗을 比較한 것<sup>3)</sup>, rolling抵抗에 미치는 內壓의 影響을 詳細하게 검토한 것<sup>4)</sup>, rolling抵抗의 휨에 의한 變化에서 路面曲率의 補正式을 求한 것<sup>5)</sup> 등이 있다.

타이어의 rolling抵抗의 대부분은 内部摩擦에 의한 것이며, 대체로 荷重에 比例하여 크게 되거나 速度가 20~120km/h에서 대체로 一定하다고 하는 등의 性質은 Coulomb의 摩擦法則에 가까운 比較적 단순한 性質을 나타낸다. 그러나 抵抗의 發生機構에 대해서는 發生現象 가운데 速度와 關係가 없는 摩擦과 速度와 溫度에 따라 變하는 粘性抵抗이 共存하고 있고, 더우기 複合構造로서 各部에 發生하는 變化가 복잡하기 때문에 計算으로 구한다는 것은 매우 어렵다.

### (1) rolling抵抗의 一般的 性質

지금까지의 研究에 의하여 얻어진 rolling抵抗의 一般的 性質을 列記하면 다음과 같다.

① 타이어의 rolling抵抗은 거의 荷重에 比例하여 增加하고 rolling抵抗係數가 거의 一定한 값이 된다<sup>6)</sup>. 또한 타이어의 휨(變形)이 거의 荷重에 比例하여 增加하기 때문에 rolling抵抗은 거의 휨에 비

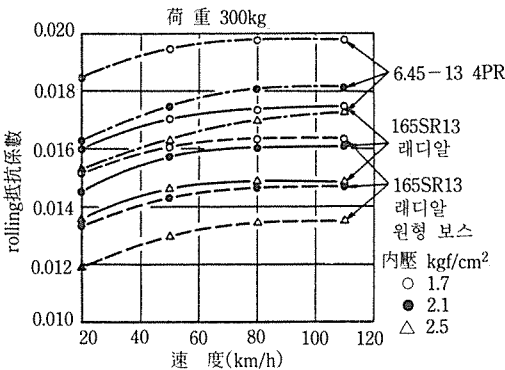
例하여 증가한다<sup>5)</sup>. 다만 타이어 溫度가 各速度에서 定常値에 달한 경우에 그러하다.

② 힘을 일정하게 하여 內壓을 변화시킨 경우 荷重이 거의 內壓에 比例하여 커지기 때문에 rolling抵抗은 거의 內壓에 比例하여 증가한다<sup>4)</sup>.

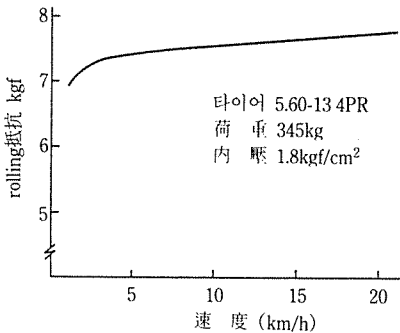
③ 荷重을 일정하게 하고 內壓을 증가시킨 경우 힘이 작아지기 때문에 rolling抵抗은 減少한다<sup>5)6)</sup>.

④ 速度가 20~120km/h 사이에서의 rolling抵抗은 速度의 증가에 따라 어느 정도 증가하는 경향이 있으나, 거의 一定하다고 볼 수 있다.

⑤ 타이어의 溫度가 높아지면 rolling抵抗은 減少한다<sup>2)6)</sup>.



[그림 4] rolling抵抗의 速度, 內壓, 타이어 構造 및 트레드 두께에 의한 變化



[그림 5] 低速時의 rolling抵抗

⑥ 트레드의 두께가 얇아지면 rolling抵抗은 減少한다(그림 3 참조).

⑦ 速度가 1km/h 이하의 微速時에 있어서의 rolling抵抗은 상당히 작아진다(그림 4 참조).

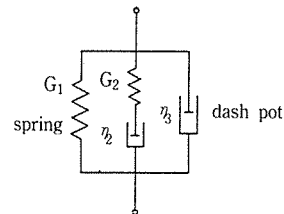
⑧ 速度가 140km/h 이상의 高速時에 있어서의 rolling抵抗은 Standing Wave의 발생에 따라 急增한다.

⑨ 래디알 타이어의 rolling抵抗係數는 0.01~0.015로서 바이어스 타이어의 0.015~0.02보다 매우 작다.

(2) 고무의 粘彈性特性的 影響

타이어의 主要部分을 이루는 고무는 完全彈性體가 아니라 粘彈性的인 性質을 지니고 있다. 그리고, 타이어가 휘게 되면 그 變形에 대하여 粘彈性的인 抵抗이 생기게 된다. 이 抵抗이 타이어의 rolling抵抗의 主要한 部分을 이룬다고 하는 점에서, 우선 고무의 動的粘彈性特性的 影響에 대하여 알아보기로 한다.

고무의 粘彈性特性은 어떤 周波數範圍를 限定하면 [그림 6]에 나타난 것처럼 Maxwell의 4要素模型을 사용하여 잘 說明할 수 있을 것이다.



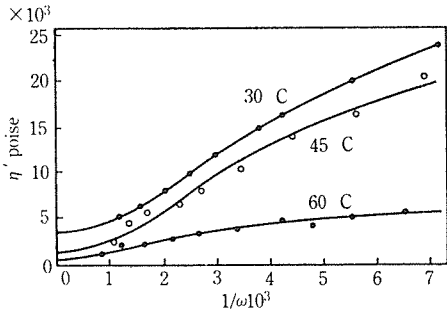
[그림 6] Maxwell의 4要素模型

여기에서 말하는 4要素模型이란 彈性要素(Spring)  $G_1, G_2$ 와 粘性要素(dash pot)  $\eta_2, \eta_3$ 의 4個要素를 가진 模型이며,  $G_1, G_2, \eta_2, \eta_3$ 는 溫度에만 의존하여 變하는 定數이다.

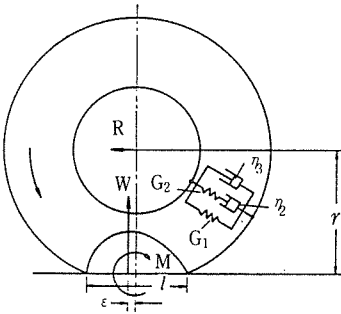
이 模型의 兩端에 角速度  $\omega$ 의 周期的인 外力을 가하였을 때 動的彈性率  $G'$ , 動的粘性係數  $\eta'$  및 損失  $\tan \delta$ 는 다음 식과 같이 된다<sup>7)</sup>.

$$G' = G_1 + G_2 \frac{\omega^2 \tau_2^2}{1 - \omega^2 \tau_2^2} \dots\dots\dots (2.1)$$

$$\eta' = \frac{\eta_2}{1 - \omega^2 \tau_2^2} + \eta_3 \dots\dots\dots (2.2)$$



[그림 7] 加黃 고무의 η' ~ 1/ω 線圖



[그림 8] rolling 抵抗 moment와 rolling 抵抗과의 관계

$$\tan \delta = G''/G' = \frac{\eta_2 \omega (1 + \omega^2 \tau_2^2) + \eta_3 \omega}{G_1 + G_2 \omega^2 \tau_2^2 / (1 + \omega^2 \tau_2^2)} \dots\dots\dots (2.3)$$

여기서  $G'' = \eta' \omega$  動的損失  
 $\tau_2 = \eta_2 / G_2$  緩和時間

어떤 加黃 고무의 動的粘彈性係數의 計算値와 實驗値의 比較를 [그림 7]에 나타냈다<sup>7)</sup>. 다만 定數

値는 實驗値에서 最小二乘法을 사용하여 구한 <표 1>의 값을 사용하고 있다. 이와 같이 고무의 特性이 反復速度에 따라 變化하는 모양은 어떤 周波數範圍로 限定하면 Maxwell의 4要素模型을 사용하여 잘 說明할 수가 있다.

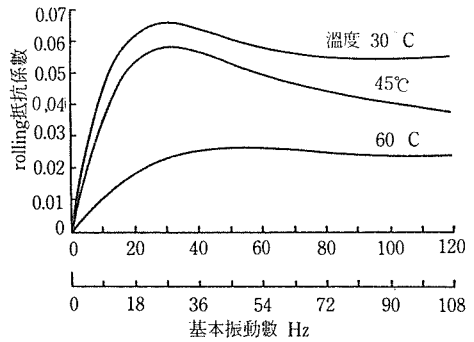
다음의 <表 1>에 나타난 定數値를 가지고 있는 天然고무로 된 솔리드 타이어의 rolling 抵抗을 概算하여 보기로 한다. [그림 8]에 나타난 바와 같이 솔리드 타이어의 接地長이를 l(15cm)로 하고 速度 v로 轉動하고 있을 때 타이어上的의 1點인 고무는 周期 2l/v로서 反復됨을 받고 있는 것으로 가정하여 接地壓重心이  $\epsilon = l \delta / \pi$ 만큼 앞으로 移動하고 있는 것으로 하여 rolling 抵抗係數 η를 計算한다. moment의 밸런스로부터

$$Rr = Fz \epsilon \dots\dots\dots (2.4)$$

R : rolling 抵抗, Fz : 荷重反力, r : rolling 半徑  
 rolling 抵抗係數 η는

$$\eta = l \delta / \pi r \dots\dots\dots (2.5)$$

이들의 計算結果를 [그림 9]에 나타냈다. 이상의



[그림 9] 솔리드 타이어의 rolling 抵抗 計算例

<表 1> Maxwell의 4要素模型의 parameter<sup>7)</sup>

Temperature C°	η <sub>2</sub> poise	η <sub>3</sub> poise	τ <sub>2</sub> sec	G <sub>2</sub> ( η <sub>2</sub> / τ <sub>2</sub> ) dyne/cm <sup>2</sup>	G <sub>1</sub> dyne/cm <sup>2</sup>
30	30.7 × 10 <sup>3</sup>	3.64 × 10 <sup>3</sup>	4.80 × 10 <sup>-3</sup>	6.40 × 10 <sup>6</sup>	6.60 × 10 <sup>6</sup>
45	25.2 × 10 <sup>3</sup>	1.25 × 10 <sup>3</sup>	4.06 × 10 <sup>-3</sup>	6.21 × 10 <sup>6</sup>	6.60 × 10 <sup>6</sup>
60	6.83 × 10 <sup>3</sup>	0.61 × 10 <sup>3</sup>	3.52 × 10 <sup>-3</sup>	1.12 × 10 <sup>6</sup>	6.60 × 10 <sup>6</sup>

計算은 대강 計算한 것이지만 全體가 고무로 된 솔리드 타이어의 rolling抵抗은 速度가 20~120km/h의 사이에 있어서 그다지 변화하지 않고 거의 一定하다는 것을 보여주고 있다. 이것에서 一般空氣入 타이어의 rolling抵抗이 速度 20~120km/h 사이에서는 거의 一定한 原因은 고무의 粘彈性에 基因하는 바가 크다. 또 고무로서는 300Hz 이하의 動的損失力의 영향이 크다고 할 수 있다.

더우기 速度가 0에 가까운 곳에서 抵抗이 작아지는 것은 接地面에 發生하는 摩擦力의 영향이 고려되지 않고 있다는 점 및 이 Maxwell模型이 振動數가 매우 낮은 範圍의 性質을 精確하게 나타내지 못하고 있는 것에 의한 것으로 생각된다.

(3) rolling中の 타이어 接地面에 작용하는 힘 타이어의 rolling抵抗에 직접적으로 관계되는 것으로서는 接地壓力分布의 非對稱性和 接地部分에 작용하는 摩擦力 및 空氣抵抗이 있는데, 여기에서는 空氣抵抗은 작기 때문에 省略하고 接地壓力分布의 變化和 摩擦力의 變化에 대하여 記述한다.

① rolling中の 接地壓力分布

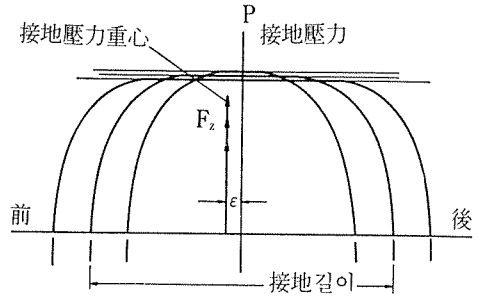
타이어가 rolling하고 있을 때에는 타이어의 輻部分이 移動하게 되어 移動速度와 고무의 粘彈性의 性質에 따라 接地壓力分布가 變化한다. 그 特徵을 나열하면 다음과 같다.

㉠ rolling中の 타이어의 接地壓力分布는 (그림 8)에 나타난 바와 같이 타이어 各部의 粘彈性의 性質에 따라 接地前半部가 接地後半部보다 높아진다. 그리고, 前述한 바와 같이 接地壓의 重心位置가 中心보다  $\epsilon$ 만큼 前方으로 옮겨진다( $\epsilon$ 는  $\eta$ 에 比例한다).

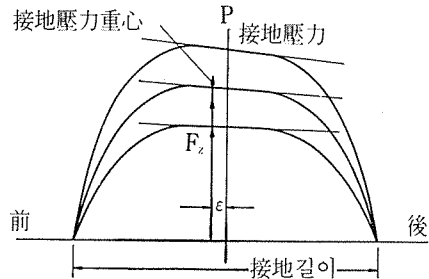
㉡ 內壓을 一定하게 하고 荷重을 增加시킨 경우 接地壓力分布는 (그림 10)에 나타난 바와 같이 接地길이가 增加하여 接地壓中心에서의 接地壓變化의 勾配가 荷重이 커지면 減少하고, 接地壓力重心의 位置는 거의 變化하지 않으며 rolling抵抗係數는 거의 一定하게 된다.

㉢ 輻을 一定하게 하고 內壓을 增加시킨 경우

接地壓力分布는 (그림 11)에 나타난 바와 같이 接地길이가 一定하여 接地壓中心에서의 接地壓變化의 勾配가 內壓에 比例하여 커지며, 接地壓力重心位置는 內壓에 關係없이 거의 一定하게 된다.



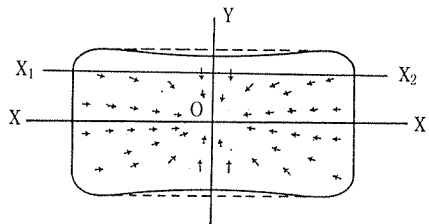
(그림 10) 接地壓力形狀의 荷重에 따른 變化 (內壓一定)



(그림 11) 接地壓力形狀의 內壓에 따른 變化 (輻一定)

② 接地面에 發生하는 摩擦力과 미끄러짐

㉠ 圓周方向(前後方向)의 미끄러짐 : 타이어가 회전 되면 接地面內에서의 트레드가 (그림 12)에 나타난 바와 같이 接地中心쪽으로



(그림 12) 接地面의 收縮에 의한 變形과 發生하는 힘

收縮한다. 그리고, 自由轉動時의 타이어 트레드에는, 路面으로부터 接地前半에서는 前方으로, 後半에서는 後方으로 향하는 힘이 작용함과 동시에 트레드 고무는 前後로 剪斷變形을 받는다<sup>10)</sup>. 이變形에 대해서도 트레드 고무의 粘彈性的의 性質이 抵抗으로 되어 나타난다.

다음으로 路面과 트레드의 摩擦力이 有限한 경우에는 트레드의 收縮에 의하여 발생하는 힘이 摩擦力보다도 커지는 곳에서 미끄러져서 이것이 rolling抵抗의 一部分이 되는 것으로 생각된다.

- ㉔ 橫方向的의 미끄러짐 : 타이어가 轉경우 타이어의 接地部가 橫方向으로도 收縮한다. 그리고 {그림 12}에 나타난 바와 같이 最大變形(휨)이 발생하는 中心部에서의 收縮이 가장 커지기 때문에 接地面形狀은 북 모양이 된다. 이처럼 타이어가 rolling하였을 경우 트레드 고무는 路面으로부터 트레드를 넓히려는 힘을 받아 橫方向으로 剪斷變形을 받는다.

이와 같이 타이어가 rolling하게 됨에 따라 트레드 고무는 橫方向으로도 變形을 받아 이것에 대해서도 고무의 粘彈性的의 性質이 抵抗으로 되어 나타난다.

(4) 바이어스 타이어와 래디알 타이어의 差異

래디알 타이어는 바이어스 타이어에 비하여 rolling抵抗이 상당히 적다. 그 原因은 内部變形에 의한 영향이 크기 때문에 그것에 대하여 記述하고자 한다.

① 카카스 内部의 變形

바이어스 타이어의 카카스 内部의 變形을 理解하기 위하여 이미 說明한 바이어스 타이어의 成形過程에 대해서 考察해 보고자 한다(1989年 5~6月號 P.6 그림 4 참조).

1989年 5~6月號 P.6의 {그림 4}에 나타난 바와 같이 成形드럼面上에 카카스 코드(絲)가 圓周方向

에 대하여  $\alpha'$ 의 角度를 갖게끔 카카스 플라이를 붙인다. 이 때의 드럼半徑을  $r'$ 로 한다. 다음에 커버를 成形드럼으로부터 뽑아내어 카카스 코드의 兩固定端인 비드部의 間격을 좁힘과 동시에 카카스 内部에 空氣를 넣어 도너츠狀으로 팽창시킨다.

이 過程에서 카카스 코드와 코드가 形成하는 等邊四邊形(마름모꼴)이 pantograph 모양으로 變形한다. 이 때 코드 사이를 메우고 있는 生고무는 이 變形을 거의 拘束하지 않는다.

初期半徑  $r'$ , 코드 角度  $\alpha'$ 였던 것이 半徑  $r$ , 코드 角度  $\alpha$ 로 되었다고 하면 마름모꼴의 對角線과 圓周길이와의 關係로부터 다음 式이 成立한다.

$$\frac{\cos \alpha}{r} = \frac{\cos \alpha'}{r'} \dots\dots\dots (2.6)$$

도너츠狀으로 形成된 타이어를 加黃하면 마름모꼴의 四邊形은 加黃고무에 의하여 彈性的으로 拘束된다.

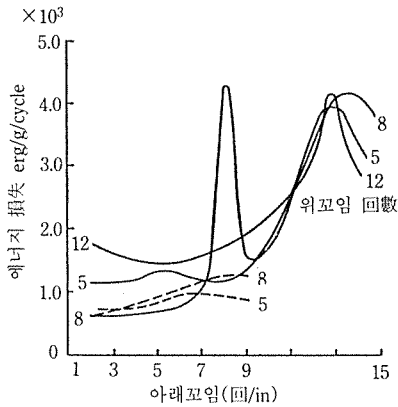
다음으로 加黃된 타이어가 荷重에 의하여 휘어졌을 때에는 휨部에서의 실과 실이 形成하는 마름모꼴은 成形時에 있어서의 變形의 逆變形을 일으키려고 한다. 그러나 실과 실 사이에는 加黃된 고무가 있어서 粘彈性的으로 拘束되어 있기 때문에 變形에 대하여 抵抗이 생기게 된다. 또 이 실과 실 사이에 介在하는 고무가 받는 變形은 코드에 作用하는 張力에 比例하여 커진다. 코드에 作用하는 張力은 内壓에 比例하기 때문에 휨이 一定하여 内壓을 높였을 경우 rolling抵抗이 内壓에 거의 比例하여 增加하게 된다. 또한 코드는 交差點에서 完全한 매듭을 形成하지 않고 휨에 의하여 플라이와 플라이 사이에 剪斷力이 발생하지만, 이 剪斷力도 타이어의 휨과 内壓에 거의 比例하여 增加하는 것으로 생각되고 있다.

한편 래디알 타이어는 사이드월의 카카스 코드가 거의 半徑方向으로 향하고 있어 크라운部에는 圓周方向에 가까운 코드 角度를 가진 스틸 벨트가 있다. 그리고, 실과 실이 만드는 마름모꼴의 四邊形은 對角線이 대단히 길고, 이 벨트는 彈性定數가 크기 때문에 變形이 바이어스 타이어에 비해서 매우

작다.

이와 같이 바이어스 타이어의 카카스 内部의 變形이 래디알 타이어에 비해서 매우 크다는 것이 rolling抵抗의 差로 나타나고 있어 바이어스 타이어의 走行中の 發熱이 래디알 타이어의 發熱보다도 상당히 높다는 것이 그것을 뒷받침하고 있다. 더우기 래디알 타이어의 경우에는 힘에 의해 사이드월이 크게 부풀고 rolling에 의해 사이드월의 고무가 圓周方向으로 伸縮된다. 사이드월에는 伸縮에 대하여 發熱(損失)이 작은 고무의 使用이 要求되는 것은 이러한 理由 때문이다.

또 타이어 코드 그 자체도 粘彈性的 性質을 나타내며, 周期的外力을 加하면 에너지 損失을 同伴한다. (그림 13)은 Breazeale<sup>11)</sup> 등이 求한 타이어 코드의 위꼬임과 아래꼬임이 에너지 損失에 준 영



[그림 13] 타이어 코드의 아래꼬임과 에너지 손실과의 관계

實線 : 위꼬임 方向과 아래꼬임 方向이 같음.  
破線 : 꼬임 方向이 반대.

향을 나타낸 것이다. 이 그림에서의 實線은 위꼬임과 아래꼬임이 같은 方向인 경우이며, 破線은 꼬임의 方向이 반대인 경우이다. 이 그림에서 아래꼬임이 증가하면 에너지 損失이 증가하고 아래꼬임이 위꼬임과 같은 方向인 경우에는 兩者의 꼬임數가 거의 같은 곳에서 損失이 異常하게 커진다는 것이 判明되었다.

또 <表 2>에 여러 종류의 타이어 코드의 粘彈性 値와 發熱量의 計算値를 나타낸다<sup>12)</sup>. 이와 같이 타이어 코드의 材質에 따라서도 크게 變化한다. 스틸

<表 2> 타이어 코드의 粘彈性과 發熱量

種 類	E' (dyne/cm <sup>2</sup> )	η' (poise)	H (erg/cycle/cm <sup>2</sup> )
綿코드	8.2×10 <sup>10</sup>	1.4×10 <sup>7</sup>	2.8×10 <sup>4</sup>
레이온 코드 A	7.9×10 <sup>10</sup>	6.0×10 <sup>6</sup>	1.2×10 <sup>4</sup>
레이온 코드 B	6.6×10 <sup>10</sup>	4.1×10 <sup>6</sup>	8.2×10 <sup>3</sup>
나이론 코드	5.8×10 <sup>10</sup>	4.4×10 <sup>7</sup>	8.8×10 <sup>3</sup>

E' : 動的Young率

η' : 動的粘性

H : 發熱量

振動數 100Hz

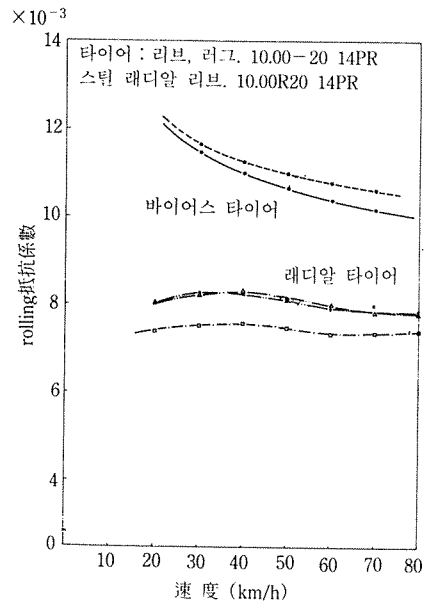
動的變形率 0.1%

와이어 코드에 대해서는 資料가 없으나, 損失이 매우 적을 것으로 짐작된다.

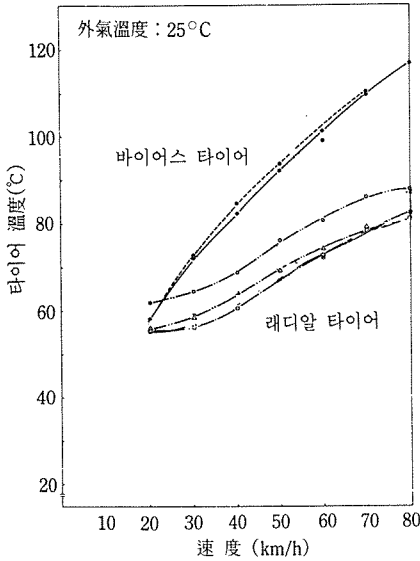
### (5) 타이어의 種類에 의한 差異

#### ① 타이어의 構造에 의한 差異

트럭·버스用 타이어의 rolling抵抗과 타이어 溫度의 타이어 構造에 따른 차이를 (그림 14) 및 (그림 15)에 나타내었다. 여기에서 스틸 래디알 타이어는 바이어스 타이어에 비하여 rolling抵抗이 작고, 또 타이어 溫度가 상당히 낮음을 알 수 있다.



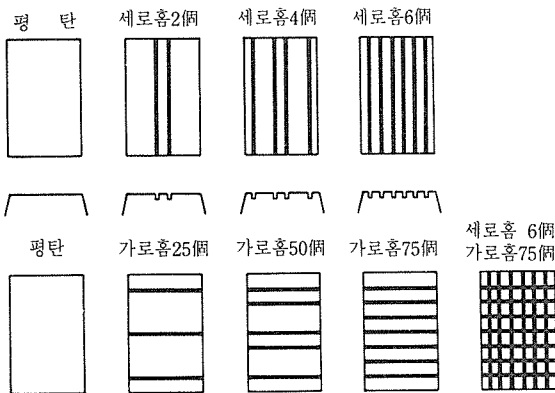
[그림 14] rolling 抵抗의 타이어 構造에 의한 差異



[그림 15] 타이어(트레드) 온도의 구조에 의한 차이

② 패턴에 의한 차이

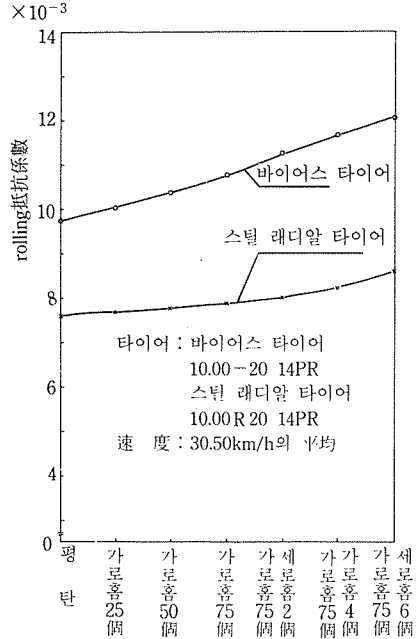
트럭용 타이어에 대해서 평탄 패턴을 가진 바이어스 타이어 및 래디알 타이어(規格은 각각 (0.00-20 14PR)에 [그림 16]에 나타난 形으로 세로홈을 2~6개 새긴 것과 가로홈을 25~75개 새긴 것의 rolling 저항을 測定하였다.



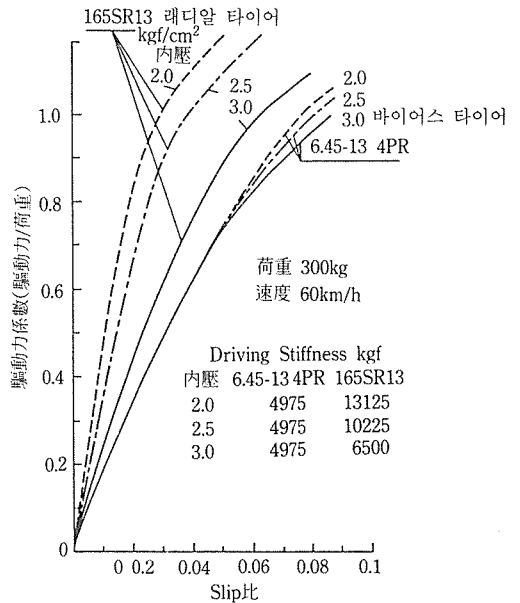
[그림 16] 트럭용 평탄 타이어에 새긴 홈의 形狀

그 결과 [그림 17]에 나타난 바와 같이 리그형, 리브형 모두 그룹의 個數가 增加함에 따라 rolling

저항이 增加한 것을 알았다. 이 傾向은 輕트럭 타이어도 마찬가지로나 變化의 比率는 트럭·버스용 타이어쪽이 크다. 그룹 個數의 增加에 따라 rolling 저항이 增加하는 主原因은 그룹에 따라서 放熱効



[그림 17] rolling 저항의 홈 個數에 의한 차이



[그림 18] 驅動力과 Slip比의 關係, 實測例



果가 좋아져서 타이어 溫度가 低下하는 것 및 트레드部의 眞實接觸面積이 작아지기 때문에 고무의 壓縮變形이 增加함에 따른 것이라고 생각된다.

(6) 驅動時的 rolling損失

驅動時的 損失에는 Driving Stiffness가 關係하기 때문에 우선 이것에 대해서 記述한다.

① Driving Stiffness

驅動力과 Slip比와의 關係를 [그림 18]에 나타냈다. Slip比에 대한 驅動力의 上昇勾配를 Driving Stiffness  $K_x$  라고 부르고, Slip比  $s$  가 작은 곳에서는 驅動力  $F_x$  는 다음 式으로 주어진다.

$$F_x \approx K_x s \quad \dots\dots\dots (2.7)$$

Driving Stiffness는 [그림 18]에 나타난 바와 같이 래디알 타이어가 바이어스 타이어에 비하여 상당히 크고, 래디알 타이어의 驅動時的 Slip이 작음을 나타내고 있다.

또 바이어스 타이어에서는 內壓에 의하여 거의 變化하지 않으나, 래디알 타이어에서는 內壓에 의하여 크게 變化하는 것을 알았다.

② 驅動時 rolling抵抗을 포함한 損失力

驅動時的 rolling抵抗은 驅動損失力을 포함한 傳達馬力損失로부터 다음과 같이 求할 수 있다.

타이어의 驅動馬力으로서

$$\text{入力 } H_m = M \omega \quad \dots\dots\dots (2.8)$$

$$\text{出力 } H_{out} = F_x V \quad \dots\dots\dots (2.9)$$

$M$ : 타이어軸 토크

$r$ : 타이어의 rolling半徑

$\omega$ : 回轉角速度

$F_x$ : 驅動力(드림面上的의 前後力)

$V$ : 速度(드림 速度)

여기에서 馬力損失  $\Delta H$ 는

$$\Delta H = M \omega - F_x V \quad \dots\dots\dots (2.10)$$

驅動時的 損失力  $R_L$ 은

$$R_L = \frac{M \omega - F_x V}{V} \quad \dots\dots\dots (2.11)$$

타이어 자체의 rolling抵抗을  $R_0$ 로 하면 다음의 關係가 있다.

$$M/r = R_0 + F_x \quad \dots\dots\dots (2.12)$$

(2.11), (2.12)式에서 다음 式이 얻어진다.

$$R_L = \frac{R_0 r \omega - F_x (V - r \omega)}{V} \quad \dots\dots\dots (2.13)$$

여기에서 Slip比가 작은 곳에서는  $V \approx r \omega$ , Slip比가 큰 곳에서는  $R_0 \ll F_x$ 의 近似計算을 함으로써 驅動時的 rolling 抵抗을 포함한 損失力을 나타낸 式으로서 다음의 近似式을 얻을 수 있다.

$$R_L \approx R_0 + F_x s \quad \dots\dots\dots (2.14)$$

다만,

$$R_0 = M/r - F_x \quad \dots\dots\dots (2.15)$$

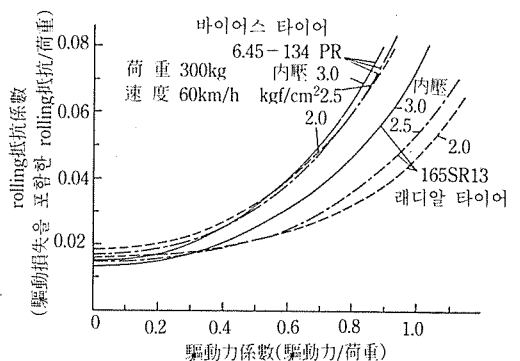
$$s = \frac{r \omega - V}{r \omega} \text{ (Slip比)} \quad \dots\dots\dots (2.16)$$

驅動時的 타이어 자체의 rolling抵抗  $R_0$ 는 (2.15) 式의 右邊의 값을 測定함으로써 求할 수 있다. 實測에 의하면 타이어 자체의 rolling抵抗은 驅動力에 따라 다소 커지지만 거의 一定하다고 볼 수 있다.

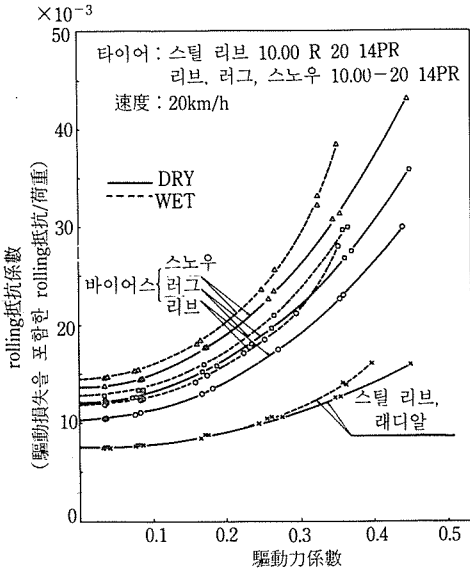
(2.7)式을 (2.14)式에 代入하면

$$R_L \approx R_0 + F_x^2 / K_x \quad \dots\dots\dots (2.17)$$

이 式에서 驅動時的 損失力은 驅動力  $F_x$ 의 二乘에 比例하여 커지고 Driving Stiffness에 反比例하여



[그림 19] 驅動損失을 포함한 rolling抵抗의 驅動力에 의한 變化의 實測例



[그림 20] rolling 저항의 타이어에 의한 차이

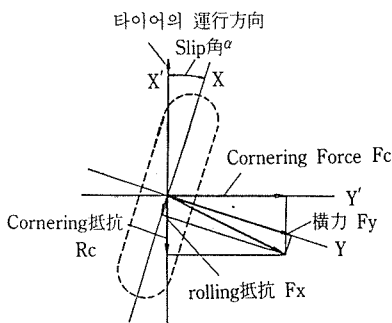
작아짐을 알 수 있다.

여기에서 驅動時의 損失力을 減少시키기 위해서는 Driving Stiffness를 크게 하면 좋다는 것을 알 수 있다.

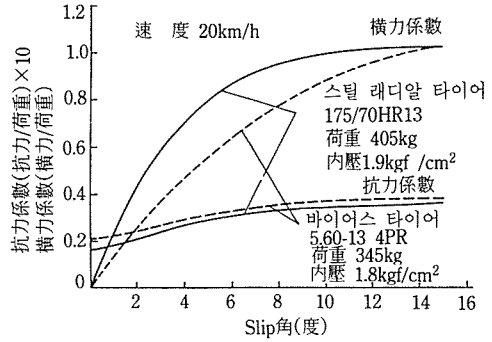
驅動損失力을 포함한 rolling 저항의 타이어에 의한 差異의 例를 [그림 19], [그림 20]에 나타냈다. 여기에서 바이어스 타이어에 비하여 래디알 타이어의 驅動時의 損失力이 작음을 알 수 있다.

(7) Cornering 時의 損失

가로로 미끄러지면서 自由轉動하고 있는 타이어에는 [그림 21]에서와 같이 橫力  $F_y$ 와 rolling 저항



[그림 21] 橫力~rolling 저항, Cornering Force~ Cornering 저항과의 關係



[그림 22] 橫力 및 rolling 저항의 Slip角에 의한 變化的 實測例

$F_x$ 가 발생한다. rolling 저항은 橫力에 의하여 타이어의 變形이 커지기 때문에 [그림 22]에서와 같이 橫力이 커지면 增加한다.

rolling 저항은 荷重  $F_z$ 와 橫力  $F_y$ 의 合力에 比例하여 커지는 것이라고 한다면 다음 式으로 나타낼 수 있다.

$$F_x = R_0 \left[ 1 + \left( \frac{F_y}{F_z} \right)^2 \right]^{1/2} \dots \dots \dots (2.18)$$

위의 式에서  $R_0$ 는 橫力이 作用하지 않을 때의 抗力이다.

다음에 타이어에 作用하고 있는 힘을 [그림 21]에 나타나 있는 바와 같이 타이어의 進行方向과 그 直角方向으로 分解한 分力을 Cornering 저항  $R_c$ 와 Cornering Force  $F_c$ 라고 하면 이들의 힘 사이에는 다음의 關係式이 成立된다.

$$\begin{aligned} R_c &= F_y \sin \alpha + F_x \cos \alpha \\ F_c &= F_y \cos \alpha - F_x \sin \alpha \dots \dots \dots (2.19) \end{aligned}$$

(2.18), (2.19)式에서 Slip角이 작은 곳에서의 Cornering 저항  $R_c$ 의 Cornering Force  $F$ 에 의한 變化를 나타내는 式으로서 다음의 近似式이 얻어진다.

$$R_c = R_0 [1 + (F_y/F_z)^2]^{1/2} + F \tan \alpha \dots \dots (2.20)$$

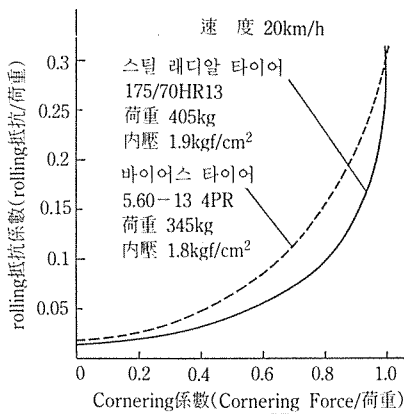
Cornering Stiffness(power)를  $K_y$ 라고 하면 Slip角이 작은 곳에서의 Cornering Force는 다음 式으로 나타낼 수 있다.

$$F_c = K_y \cdot \alpha \quad \dots\dots\dots (2.21)$$

이 式을 (2.20)式에 代入하면 다음과 같이 된다.

$$R_c = R_0 [1 + (F_c/F_z)^2]^{1/2} + F_c^2/K_y \quad \dots\dots\dots (2.22)$$

이 實測例를 [그림 23]에 나타내었다. 여기에서 Cornering抵抗은 타이어의 가로꼬임에 의하여 발생하는 타이어 자체의 抵抗部分과 가로미끄러짐에 의해 발생하는 損失部分으로 이루어지며, 抵抗을 작게 하기 위해서는 타이어의 橫變形을 작게 하고, 損失部分은 Cornering Stiffness에 反比例하여 작아지기 때문에 損失部分을 작게 하기 위해서는 Cornering Stiffness를 크게 하는 것이 좋다는 것을 알 수 있다.



[그림 23] rolling抵抗의 cornering Force에 의한 變化的 實測例

또, 레디알 타이어는 바이어스 타이어에 비하여 Cornering時的 損失이 작음을 알 수 있다.

以上 rolling抵抗이 작은 타이어를 만들려면 제일 먼저 動的損失이 작은 고무를 使用하여야 할 것이다. 그 다음으로 타이어 各部의 變形이 작아지는 構造로 할 것이며, 세번째로 接地面內에서의 미끄러짐이 작아지는 構造로 하고, Driving Stiffness 및

Cornering Stiffness를 될 수 있는 한 크게 하는 것이 바람직하다.(다음 號에 계속)

〈參考文獻〉

- 1) Y. D. Kwon & D. C. Prevorsek ; Use of High Strain Dynamic Viscoelastometer in Analysis of Tire Rolling Resistance. SAE Paper 800242.
- 2) M. L. Janssen & G. L. Hall ; Effect of Ambient Temperature on Rolling Tire Rolling Resistance. SAE Paper 800090.
- 3) N. M. Trivisono ; A Comparison of Laboratory and Highway Tire Rolling Resistance Tests. SAE Paper 800089
- 4) B. L. Collier & J. T. Warchol ; The Effect of Inflation Pressure on Bias, Bias Belted and Radial Tire Performance. SAE Paper 80087.
- 5) S. K. Clark ; Rolling Resistance Force in Pneumatic Tires. DOT-TST-76-74, 1976.
- 6) JARI 研究報告, No.58, 타이어特性研究委員會, ころがり抵抗合同測定結果, 1978.
- 7) 小野木重治 ; 레오로지-要論, 槓書店, 1957,
- 8) 赤坂隆 ; 타이어의構造力學, 日本航空學會誌, 第13卷137號, 1965.
- 9) 酒井, 土井 ; 乘用車타이어의ころがり半徑について, 自動車技術會學術講演會前刷集, 42年秋季.
- 10) 景山克三 他 ; 타이어接地面内のすべり特性の研究, JARI 研究報告 No. 58, 1978.
- 11) Breazeale, F., Whisnant, J ; J. Applied Phys., 20, 621(1949).
- 12) Fujino, K., Kawai, H., Horino, T ; J. Textile Mech. Soc. Japan, 1, 1(1955).
- 13) 福井·小林 他 ; 타이어의轉動抵抗의數値解析, 自動車技術, Vol.40, No.4, 1986.