

III-237 OR タイヤのコーナリング時における異方性

シバタ工業(株) 正員 ○ 荒川 仁
愛媛大学 工学部 正員 榎 明潔
愛媛大学 工学部 正員 室 達朗

1. まえがき 重ダンフトラックタイヤのコーナリング時におけるタイヤの摩擦特性を解析するためには、タイヤの摩擦係数とスリップ率の関係が縦方向と横方向とどのように異なるかについて調査する必要がある。ここでは、45トンダンフトラックによる直線および曲線走行試験を行い、前後輪タイヤの異方性について解析した。

2. スリップ率の定義 図1はコーナリング時のタイヤに作用する摩擦力Fの方向と速度ベクトルを示したものである。uはタイヤの進行速度ベクトルであり、タイヤ回転方向の速度ベクトルをRw(Rはタイヤの半径、ωはタイヤの回転角速度)とすると、スリップ速度ベクトル $\vec{v}_s$ は $\vec{u} + R\vec{\omega}$ で表わされる。なお、F、u、 $\vec{v}_s$ とタイヤ回転の方向とのなす角度をそれぞれ δ 、 β 、 γ とした。スリップ率S、 S_{lon} および S_{lat} を次式のように定義した。添字のlonおよびlatはそれぞれタイヤの回転方向およびタイヤ回転に直角の方向の成分を意味している。

$$\text{駆動時 } (0 \leq u \cos \beta < R\omega) \quad S = +\sqrt{(u \cos \beta - R\omega)^2 + (u \sin \beta)^2} / \sqrt{(R\omega)^2 + (u \sin \beta)^2} \quad (1)$$

$$S_{lon} = S \cos \gamma = -(u \cos \beta - R\omega) / \sqrt{(R\omega)^2 + (u \sin \beta)^2} \quad (2)$$

$$S_{lat} = S \sin \gamma = -u \sin \beta / \sqrt{(R\omega)^2 + (u \sin \beta)^2} \quad (3)$$

制動時 $R\omega \leq u \cos \beta < 2R\omega$ のとき、

$$S = -\sqrt{(u \cos \beta - R\omega)^2 + (u \sin \beta)^2} / \sqrt{(R\omega)^2 + (u \sin \beta)^2} \quad (4)$$

$$S_{lon} = -(u \cos \beta - R\omega) / \sqrt{(R\omega)^2 + (u \sin \beta)^2} \quad (5)$$

$$S_{lat} = -u \sin \beta / \sqrt{(R\omega)^2 + (u \sin \beta)^2} \quad (6)$$

$u \cos \beta \geq 2R\omega$ または $R\omega = 0$ のとき

$$S = -\sqrt{(u \cos \beta - R\omega)^2 + (u \sin \beta)^2} / u \quad (7)$$

$$S_{lon} = -(u \cos \beta - R\omega) / u \quad (8)$$

$$S_{lat} = -u \sin \beta / u = -\sin \beta \quad (9)$$

上式は、従来の定義¹⁾では微小な横すべり角 β の値に対しては問題とならないが、駆動時 $\beta = 90^\circ$ となると合成したスリップ率Sが1.0を超過すること、および制動時 $R\omega = 0$ となると $S_{lon} = 1.0$ となるため改良した。

3. 摩擦係数とスリップ率 タイヤと路面との間の摩擦係数が静摩擦から動摩擦へ移行する過程については酒井²⁾によって詳細に論じられている。ここでは、図2に

示したように、最大摩擦係数に達するまでの摩擦係数 μ とスリップ率Sの関係を近似的に一次関数として与えた。

すなわち、 $\mu_{lon} = \frac{\mu_{lon a}}{S_{lon a}} S_{lon}$ (10) $\mu_{lat} = \frac{\mu_{lat b}}{S_{lat b}} S_{lat}$ (11)

である。スリップ率および摩擦係数が静摩擦領域内にある条件は、 $(S_{lon}/S_{lon a})^2 + (S_{lat}/S_{lat b})^2 \leq 1$ (12)

$$(\mu_{lon}/\mu_{lon a})^2 + (\mu_{lat}/\mu_{lat b})^2 \leq 1 \quad (13)$$

となり、図3に示した実線部分である。なお、点線の部分は動摩擦領域でありタイヤは不安定となる。スリップ率

の静摩擦領域内では、 $S_{lon} = S \cos \gamma$ 、 $S_{lat} = S \sin \gamma$ (14) 図3 スリップ率円(下)と摩擦楕円(上)

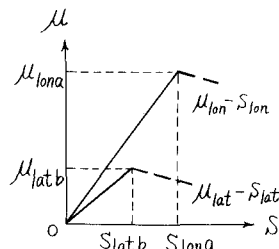
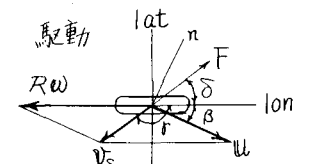
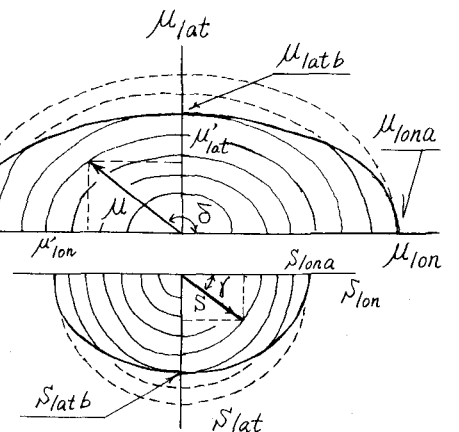


図2 μ -S 関係 図1 コーナリング時のタイヤ



$$\text{であるから } (S_{lon})^2 + (S_{lat})^2 = S^2 \quad (15)$$

なるスリップ率円を考える。一定のスリップ率 S に対して、摩擦係数の間には、
$$\left(\frac{\mu_{lon}}{\mu_{lon}'}\right)^2 + \left(\frac{\mu_{lat}}{\mu_{lat}'}\right)^2 = 1 \quad (16)$$
 なる摩擦楕円が成立するとする。

$$\text{ここに、 } \mu_{lon}' = (\mu_{lon a} / S_{lon a}) S \quad (17), \quad \mu_{lat}' = (\mu_{lat b} / S_{lat b}) S \quad (18)$$

一方、スリップの方向角 γ と摩擦力の作用方向角 δ の間には、

$$\mu_{lon} = \mu \cos \delta = (\mu_{lon a} / S_{lon a}) S_{lon} = (\mu_{lon a} / S_{lon a}) S \cos \delta \quad (19)$$

$$\mu_{lat} = \mu \sin \delta = (\mu_{lat b} / S_{lat b}) S_{lat} = (\mu_{lat b} / S_{lat b}) S \sin \delta \quad (20)$$

$$\tan \delta = (\mu_{lat b} \cdot S_{lon a} / \mu_{lon a} \cdot S_{lat b}) \cdot \sin \gamma / \cos \gamma$$

$$\frac{\tan \delta}{\tan \gamma} = \frac{\mu_{lat b} / S_{lat b}}{\mu_{lon a} / S_{lon a}} \quad (21) \quad \text{が成立する。}$$

上式において、タイヤの接地面内のトレッド型式が等方であるなら $\mu_{lon a} / S_{lon a} = \mu_{lat b} / S_{lat b}$ となり $\tan \delta = \tan \gamma$ となってスリップ速度の方向と摩擦力の方向とは 180° 異なり同一直線上に存在するとともに、摩擦楕円も円となるのである。すでに、摩擦係数とスリップ率の関係を等方性として酒井³⁾が理論的に導いた制・駆動力とサイドフォースの限界包絡線は、円に近くなることが示されている。さらに、A. Grečenko⁴⁾は、より一般的に、種々のトレッド型式をもつ異方性タイヤに対して制・駆動力とサイドフォースはスリップ率と横すべり角によって与えられ、その包絡限界線は楕円となることを示している。

なお、摩擦係数 μ とスリップ率 S の関係は次式で与えられる。

$$\mu = \pm \sqrt{\left(\frac{\mu_{lon a}}{S_{lon a}} \cos \gamma\right)^2 + \left(\frac{\mu_{lat b}}{S_{lat b}} \sin \gamma\right)^2} \cdot S \quad (22)$$

4. 直進走行試験 1m間隔で白線を引いた直進走路を50m設定し、空車および実車で45トン重ダンブトラックを加速または減速走行させ、8ミリカメラによって撮影した。車輛の運動方程式¹⁾より測定した車輛重心加速度から各タイヤに発生する摩擦係数 μ_{lon} を求め、実測したスリップ率 S_{lon} との関係を図示すると

図4がえられた。その結果、 $\mu_{lon} = (\mu_{lon a} / S_{lon a}) S_{lon} = 1.41 S_{lon}$ となった。図5 スリップ γ の方向と摩擦力の方向の関係

5. 曲線走行試験 半径約30mの曲線走路を設定し、加速・減速時の運動形態を8ミリカメラで実測し、運動方程式から各タイヤの μ_{lon} , S_{lon} と μ_{lat} , S_{lat} を算定した。大きな遠心力となる走行は危険であるため動摩擦領域近傍の値は測定できなかったが、 $\mu_{lat b} / S_{lat b}$ の値は前輪で1.34、後輪で1.49であった。 $\tan \delta$ と $\tan \gamma$ の関係は図5に示した通りである。前後輪合せた車輛全体としては、 $\tan \delta = 0.985 \tan \gamma$ であり、スリップと摩擦力の発生方向はほぼ一致している。なお、重ダンブトラックの実車時のタイヤの接地面形状を図6に示した。

6. 結論 当該重ダンブトラックタイヤの静摩擦領域においては、タイヤ回転方向と直角方向で摩擦現象はほぼ等方的であり、摩擦楕円は非常に円に近くなる。また、スリップの方向 γ と摩擦力の発生方向 δ は、 $\gamma \approx 180^\circ + \delta$ となり、両者は、ほぼ同一直線上に作用することが判明した。

参考文献 1) 室達朗, 榎明潔, 豊高誠: ORタイヤの駆動・制動時における摩擦と摩耗特性, 愛媛大学工学部紀要, 10, 1, (1982) pp. 295-313. 2) 酒井秀男: ス・タイヤの駆動および制動特性, 自動車技術, 20, 8, (1966) pp. 753-759. 3) 酒井秀男: コーナリングフォースにおよぼす制動力および駆動力の影響の理論的考察, 自動車技術, 23, 10, (1969) pp. 982-988. 4) A. Grečenko: Some Applications of Slip and Drift Theory of the Wheel, Proc. 5th Int. Conf. I.S.T.V.S., 2, (1975).

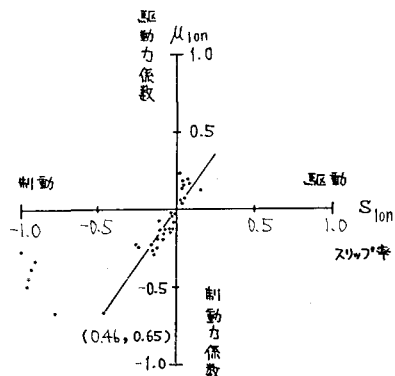


図4 タイヤ回転方向の μ - S 関係

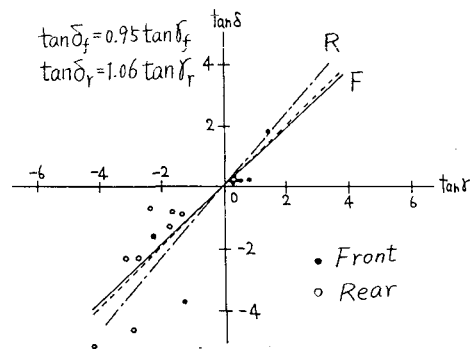


図5 スリップ γ の方向と摩擦力の方向の関係

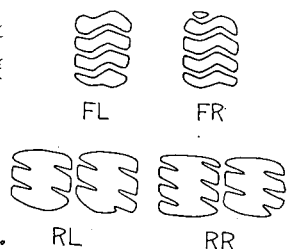


図6 タイヤの接地面形状