

5. 車両の運動とORタイヤの摩耗

愛媛大学 室 達朗・榎 明潔

*豊高 誠

1 まえがき

本研究は不整地でのダンプトラックタイヤの摩耗とタイヤと路面の摩擦仕事の観点から追求するものである。ダンプトラックの走路は、直線区間と曲線区間、傾斜地と平坦地に分けられる。ダンプトラックは、その様な区間の組み合わせで出来ているひとつの走路を、加速したり、減速したりして走行している。本研究は、直線走行および曲線走行を行なう車両の運動モシミュレーション解析、摩擦仕事を求める方法を示す。

2 スリック率と摩擦係数

スリック率は次の様に定義した。

タイヤ回転方向

$$S_{lon} = (v \cos \beta - R \cdot \omega) / (R \cdot \omega) \quad v \cos \beta < R \cdot \omega \quad (1)$$

$$S_{lon} = (v \cos \beta - R \cdot \omega) / (v \cos \beta) \quad v \cos \beta > R \cdot \omega \quad (2)$$

回転に直角の方向

$$S_{lat} = -\sin \beta \quad (3)$$

ただし、 v : 車両速度、 ω : タイヤの回転角速度、 R : タイヤ半径、 β : スリック角。またスリック率と摩擦係数の関係は図2の様は、 $M_{lon} = 0.72 \cdot \sin(9000 \cdot S_{lon} / 34)$ 、 $M_{lat} = 0.72 \sin(9000 \cdot S_{lat} / 34)$ で与えた。タイヤの回転方向と回転に直角の方向の摩擦係数はそれぞれ独立とはなく、図3の様な関係がある。本研究ではこれを楕円としてそれぞれ次の様に計算した。

$$M_{lon} = \pm \{ (0.72)^2 \cdot (M_{lon0})^2 \cdot (M_{lat0})^2 - (0.72)^2 \cdot (M_{lat0})^2 \} / \{ (M_{lon0})^2 \cdot (M_{lat0})^2 - (0.72)^2 \} \quad (4)$$

$$M_{lat} = \pm \{ (0.72)^2 \cdot (M_{lon0})^2 \cdot (M_{lat0})^2 - (0.72)^2 \cdot (M_{lon0})^2 \} / \{ (M_{lon0})^2 \cdot (M_{lat0})^2 - (0.72)^2 \} \quad (5)$$

$$M_{lon} = M_{lat} = 0.72 \sin 45^\circ \quad (M_{lon0} = M_{lat0} = 0.72 \text{ の場合}) \quad (6)$$

これをタイヤの進行方向とそれに直角の方向に分けると次の様である。

$$M_{pm} = M_{lon} \cos \beta - M_{lat} \sin \beta \quad (7)$$

$$M_{psl} = M_{lon} \sin \beta + M_{lat} \cos \beta \quad (8)$$

3 タイヤおよび車両の運動

数値解析に使用したダンプトラックの運動方程式を述べる。式中の添字 i はタイヤ位置を示す番号で、

$i=1$: 左前輪、 $i=2$: 右前輪、 $i=3$:

$i=4$: 左後輪、 $i=5$: 右後輪である。

タイヤに発生する力は、 M_i を各タイヤに作用する荷重として次式で表わされる。

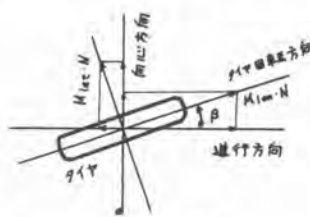


図1 タイヤに発生する力

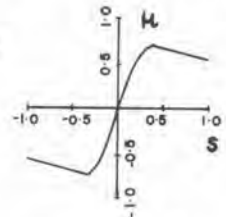


図2 M-S 曲線



図3 タイヤの回転方向とそれに直角の方向の摩擦係数の関係

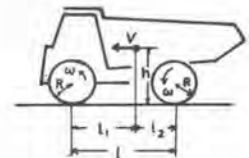


図5 ダンプトラックの略図

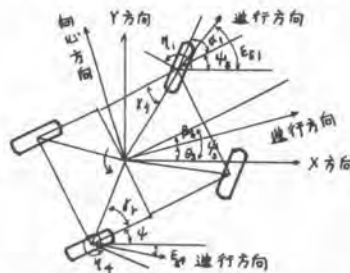


図4 車両の運動

進行方向の力 $P_i = -M_{tot} \cdot N_i$ (9) 向心方向の力 $C_i = -M_{tot} \cdot N_i$ (10)

4つのタイヤに発生する力を車体の進行方向と向心方向に分け、それぞれ方程式を立てる。

進行方向 $\frac{dV_x}{dt} = g \cdot \left\{ \sum_{i=1}^4 (P_i \cos \psi_{s_i} + C_i \sin \psi_{s_i}) - W \sin I \right\} / W$ (11)

向心方向 $\frac{dV_r}{dt} = g \cdot \left\{ \sum_{i=1}^4 (-P_i \sin \psi_{s_i} + C_i \cos \psi_{s_i}) \right\} / W$ (12)

式中の ψ_{s_i} は各タイヤの進行方向と車体の進行方向とのなす角である。I は走路の傾斜角であり、登り勾配を正とし、常に進行方向に傾斜角 I を保つことを仮定している。また W は車両重量である。

各タイヤの回転角加速度は、 M_R : ココリ抵抗係数、 R_i : タイヤ半径、 T_i : 作用トルク、 I_i : タイヤ慣性モーメント、として次式で表わされる。

$\frac{d\omega_i}{dt} = \{ (M_{tot} - M_R) \cdot N_i \cdot R_i + T_i \} / I_i$ (13)

また、車両の旋回角加速度は、左旋回を正として次式で表わされる。

$\frac{d^2\psi}{dt^2} = \left[K_f \{ -P_1 \sin(\psi_{s1} + \beta_s + \delta_f) + C_1 \cos(\psi_{s1} + \beta_s + \delta_f) \} \right. \\ \left. + K_f \{ -P_2 \sin(\psi_{s2} + \beta_s + \delta_f) + C_2 \cos(\psi_{s2} + \beta_s + \delta_f) \} \right. \\ \left. + K_r \{ P_3 \sin(\psi_{s3} + \beta_s + \delta_r) + C_3 \cos(\psi_{s3} + \beta_s + \delta_r) \} \right. \\ \left. + K_r \{ P_4 \sin(\psi_{s4} + \beta_s + \delta_r) + C_4 \cos(\psi_{s4} + \beta_s + \delta_r) \} \right] / J_z$ (14)

ここで、 β_s は車両のスリップ角、 J_z は車体の慣性モーメント、 $K_f = \sqrt{a^2 + b^2}/4$ 、 $K_r = \sqrt{a^2 + b^2}/4$ 、 $\delta_f = \tan^{-1}(b/a)$ 、 $\delta_r = \tan^{-1}(b/a)$ である。

各タイヤに作用する荷重は次の式で表わされる。式中の ± の記号は、 $i=1$ で -、 $i=2$ で -、 $i=3$ で +、 $i=4$ で +、+ である。また添字 j は前輪側を j=2、後輪側を j=1 である。

$N_i = W \left[\frac{(l_j/L) \cos I \pm a_j / (g \cdot L) \{ (dV_x/dt + g \sin I) \cdot \cos \beta_s + dV_r/dt \sin \beta_s \}}{1 \pm \theta_j / (g \cdot b_j) \{ - (dV_x/dt + g \sin I) \sin \beta_s + dV_r/dt \cos \beta_s \}} \right] / 2$ (15)

上: 軸距、 l_j : (l_1 は前輪・重心間の距離、 l_2 は後輪・重心間の距離)、 b_j : (b_1 は前輪軸距、 b_2 は後輪軸距)、 θ_j : ($\theta_1 = 2E_r b_1 b_2 / (E_f b_1^2 + E_r b_2^2)$ 、 $\theta_2 = 2E_f b_1 b_2 / (E_f b_1^2 + E_r b_2^2)$ 、 E_f 、 E_r はそれぞれ前輪、後輪のバネ定数)。(11)、(12)式より得られる進行方向と向心方向の加速度を X 方向と Y 方向に分けると

X 方向 $\frac{d^2X}{dt^2} = \frac{dV_x}{dt} \cos \theta_s - \frac{dV_r}{dt} \sin \theta_s$ (16)

Y 方向 $\frac{d^2Y}{dt^2} = \frac{dV_x}{dt} \sin \theta_s + \frac{dV_r}{dt} \cos \theta_s$ (17)

である。また各タイヤの X 方向、Y 方向の速度は次式

X 方向 $\frac{dX_i}{dt} = \frac{dV_x}{dt} + \frac{dV_r}{dt} \cdot k_i \cos \psi_i$ (18)

Y 方向 $\frac{dY_i}{dt} = \frac{dV_x}{dt} + \frac{dV_r}{dt} \cdot k_i \sin \psi_i$ (19)

である。ここで θ_s は車両の進行方向と X 方向のなす角、 ψ_i は線分 k_i と直角の方向と X 方向とのなす角である。

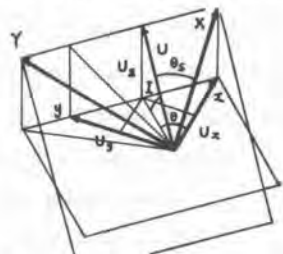


図6 X-Y平面とX'-Y'平面

同々で定義したいくつかの角は以下の標付関係がある。 $\theta_s = \tan^{-1}(dV_r/dV_x)$ 、 $\beta_s = \psi_s + \beta_s$ 、 $\epsilon_{s_i} = \tan^{-1}(dV_r/dV_x)$ 、 $\psi_{s_i} = \theta_s - \epsilon_{s_i}$ 、 $\beta_{s_i} = \alpha_{s_i} + \beta_s + \psi_{s_i}$ (α_{s_i} は操舵角)。また傾面である X-Y 平面と、水平面である X'-Y' 平面との関係は図6の様である。

上記の方程式を解いていく手順は以下の様である。まず車両の位置、姿勢、速度付とから車両および各タイヤのスリップ率、スリップ角を計算する。そして $\mu-s$ 曲線から、各タイヤに発生する力を求め、それらを運動方程式に代入し、重心の加速度、荷重配分、旋回角加速度などを計算する。そして

これらから Runge-Kutta の積分により次の車向の位置や姿勢を計算する。操舵角とトルクを与えなければ、この手順を繰り返して通時計算していく。

4 摩擦仕事

摩擦仕事は、積分区間ごとに次の式により計算していく。

タイヤ回転方向の摩擦仕事

$$AW_{roti} = \sum \mu(x)_{roti} \cdot S(x)_{roti} \cdot N(x)_i \cdot v(x)_i \cdot \cos \beta_i \cdot \Delta t, \quad v \cos \beta > R \cdot \omega \quad (20)$$

$$AW_{roti} = \sum \mu(x)_{roti} \cdot S(x)_{roti} \cdot N(x)_i \cdot R \cdot \omega_i \cdot \Delta t, \quad v \cos \beta < R \cdot \omega \quad (21)$$

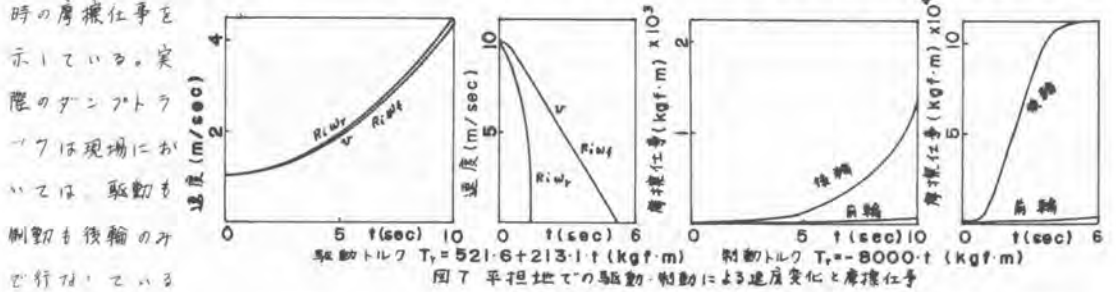
回転に直角の方向の摩擦仕事

$$AW_{roti} = \sum \mu(x)_{roti} \cdot S(x)_{roti} \cdot N(x)_i \cdot v(x)_i \cdot \sin \beta_i \cdot \Delta t \quad (22)$$

5 直進走行

前述の方程式において、 $\beta_i = \beta_0 = \alpha_0 = 0$ を代入すると直進走行の方程式になる。直進走行では左右輪をまとめて扱っている。また $I=0$ とすれば、平坦地直進走行である。図7、8は平坦地および $I=10^\circ$ の傾斜地での駆動・制動の様子とその時の摩擦仕事を示している。実際のダンストラップは現場においては、駆動も制動も後輪のみで行われている。

図7 平坦地での駆動・制動による速度変化と摩擦仕事



ので、計算でもトルクは後輪のみを考えている。図より明らかのように、直進走行においては後輪の摩擦仕事が圧倒的に大きく、前輪は摩擦仕事がほとんどない。また図9は駆動の場合の傾斜角が摩擦仕事に与える影響を示している。

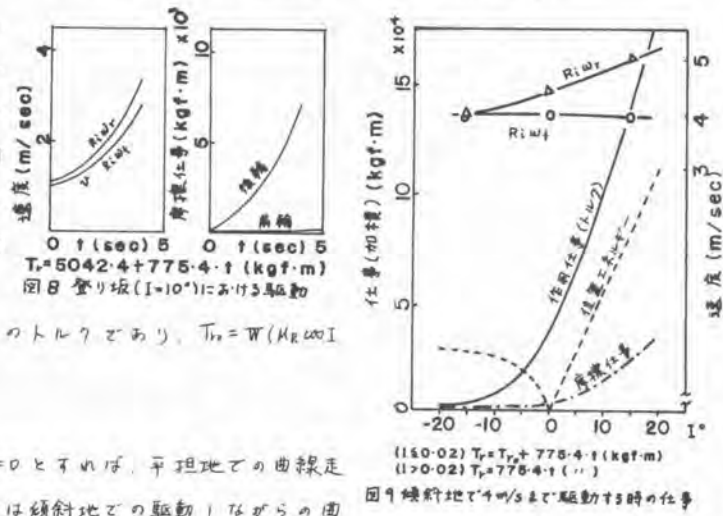
図中の T_{T0} とは等速走行をするためのトルクであり、 $T_{T0} = W(M_R \cos I - \sin I)R_i$ である。

6 曲線走行

3. で述べた方程式において $I=0$ とすれば、平坦地での曲線走行の式になる。図10、11、12、13は傾斜地での駆動の様子から曲線走行の様子と摩擦仕事を示している。従って内側である左後輪の回転方向の摩擦仕事が異常に大きい。

これはダイファレンシャルギアの影響を考慮していないからであると思われる。図から明らかのように、タイヤの回転に直角の方向の摩擦仕事は、外側の前輪が圧倒的に大きい。また内側の前輪と外側の後輪を比べると、初めのうちは内側の前輪の方が大きい。しかし外側の後輪の方が大きく

W	32000 (kg·w)
h	2.14 (m)
l	3.61 (m)
l ₁	1.82 (m)
l ₂	1.79 (m)
b ₁	3.10 (m)
b ₂	2.47 (m)
R _i	0.815 (m)
I _{1,2}	68.0 (kg·m)
I _{3,4}	150.0 (kg·m)
J _x	20181.5 (kg·m)
Q _{1,2}	0.97474
M _R	0.02



なっていく。これはタイヤにかかってくる荷重が外側後輪の方が大きくなっていくからである。スリップ率は、内側の前輪の方が大きい。

7 現場データについて

このシミュレーション解析を行ない、摩擦仕事を求める

にあたって、いくつかの現場条件や車両条件をインプットしなければならぬ。それらの条件はひとつひとつの現場が持っている特徴であり、その特徴を調えるためにはいくつかの現場測定が必要である。

その測定項目を表2に示す。

表中の実車走行試験というのは、現場においてダンプトラックを走行させ、直線試験コースにおいては、加速度とスリップ率を、曲線試験コースにおいては、進行方向および向心方向の加速度、スリップ率、タイヤ回転方向のスリップ率、車両の走行軌跡を測定するものである。

8 あとがき

一般に、ある現場におけるタイヤの磨耗量を評価しようとするときは、上述の試験を行ない、走路形状、路面状態、車両条件、走行状態などの、その現場のもっている特徴が調べられたらば、そのデータを上述のシミュレーション解析にインプットすることにより、摩擦仕事の大きさというものを求めることができる。磨耗量と摩擦仕事がどう対応するのかはまだ不明であり、今後研究していくつもりであるが、このシミュレーション解析手法により、現場の特徴と磨耗の程度とが対応づけられ、明確化できる

と思う。そして、その結果、タイヤの耐久性の観点からは、どういった現場を設計すべきかが究明できると思う。今後は摩擦仕事と磨耗量、現場の特徴と摩擦仕事について研究を続けていくつもりである。

参考文献

- 1) 下村正弘, 豊高誠, 櫻明栄, 室達朗; ORタイヤの傾斜地における摩擦仕事について, 第35回土木学会講演概要集(中四国), 4-18
- 2) 豊高誠, 室達朗; ORタイヤの駆動・制動時の摩擦仕事について, 第35回土木学会講演概要集, Ⅱ-237
- 3) 豊昭治郎, 山崎利司, 上田隆; ORタイヤに対する現場磨耗試験(第3報), 第34回土木学会講演概要集, Ⅱ-217

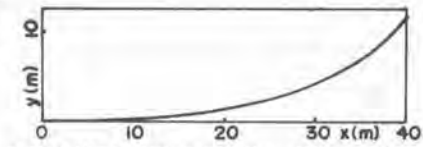


図10 車両の軌跡 $K_2=4 \cdot 0 \cdot t(\text{deg}), (t \geq 2) T=2000 \cdot t, (t \geq 2) T=4000$ (kgf·m) (kgf·m)

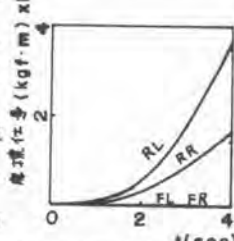


図11 タイヤ回転方向の摩擦仕事

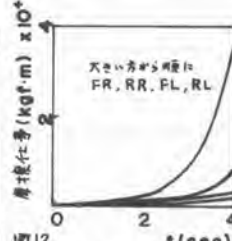


図12 タイヤ回転に逆方向の摩擦仕事

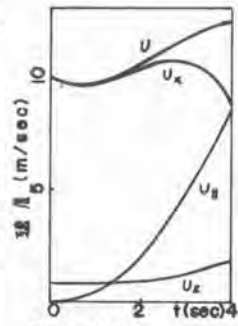


図13 速度変化

路面について	路面粗さの測定(路面の凹凸の測定, 精度測定)
	路面の硬さ(弾性波測定, 平板載荷試験等)
走路について	走路形状(曲率半径, 傾斜角, 距離等)
タイヤについて	空気圧
	トレッドパターン(形状, サイズ, 数等)
	ゴム材質(硬度, その他)
	装着時の状態(接地面積, 接地形状等)
	タイヤ温度
	タイヤ経歴
車両について	車体形状および各サイズ(エルバース等)
	重心位置(空車時, 積載時)
	車両重量, 積載重量
	車体タイヤのバネ定数
M-S曲線について	ゴム片摩擦試験 実車走行試験(スリップ率, 加速度, 30秒拘束等)
走行状態について	走路走行状態(速度変化等)
	タイヤアライメント
	1日の往復回数