

愛媛大学工学部 学生員
愛媛大学工学部 正員

○ 豊 高 誠
室 達 朗

1. まえがき ダンプロットタイヤの摩耗は駆動時・制動時に促進される。本研究では平坦地での1回の駆動または制動において、どれだけタイヤが摩耗するのか、またその時、前輪と後輪ではどの様に違ってくるか、前輪及び後輪の摩耗仕事に注目して、自動車工学の理論より数値解析した結果を報告する。

2. 車両及び前後輪の運動 前後輪のスリップ率を次の様に定義した。前輪について、 $v > R_f \omega_f$ のとき $S_f = (v - R_f \omega_f) / v$ 、 $v < R_f \omega_f$ のとき $S_f = (v - R_f \omega_f) / R_f \omega_f$ 。

後輪について、 $v > R_r \omega_r$ のとき $S_r = (v - R_r \omega_r) / v$ 、 $v < R_r \omega_r$ のとき $S_r = (v - R_r \omega_r) / R_r \omega_r$ 。ただし、

v : 車両速度, ω_f, ω_r : 前後輪回転角速度, R_f, R_r : 前後輪有効半径。またスリップ率 S と制駆動力係数 M の関係は図1の様に、 $M = 0.72 \sin(9000 \cdot S / 34)$ と与えた。図2に示したダンプロット車両の

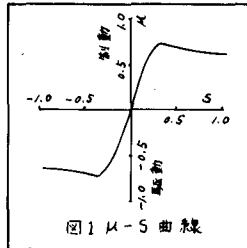


図1 M-S 曲線

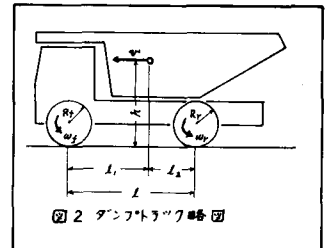


図2 ダンプロット略図

両及び前後輪の運動方程式は以下の様になる。

$$\frac{dv}{dt} = -g(M_f l_2 + M_r l_1) / l \{ 1 - (M_f - M_r) h / l \} \quad \dots (1)$$

$$\frac{d\omega_f}{dt} = \{ (M_f - M_r) W_f R_f + T_f \} / 2 I_f \quad \dots (2)$$

$$\frac{d\omega_r}{dt} = \{ (M_r - M_f) W_r R_r + T_r \} / (4 + K) I_r \quad \dots (3)$$

$$W_f = (W/2) [l_2 + h (M_f l_2 + M_r l_1) / \{ 1 - (M_f - M_r) h / l \}] \quad \dots (4)$$

$$W_r = (W/2) [l_1 - h (M_f l_2 + M_r l_1) / \{ 1 - (M_f - M_r) h / l \}] \quad \dots (5)$$

ただし、 g : 重力加速度, l_1, l_2 : 前後輪軸と車両重心の間の距離,

l : 前後輪軸間距離, h : 地上からの重心高, W_f, W_r : 前後輪にかかる荷重, W : 全車重量, T_f, T_r : 前後輪にかかるトルク, I_f, I_r : 前後輪の慣性モーメント, K : 後輪とともに回転する部分の後輪に換算した慣性モーメント, M_f, M_r : コスガリ抵抗係数。

(1)(2)(3)式を積分すれば v, ω_f, ω_r が求まるが、 M_f, M_r が S_f, S_r の関数であるため容易に積分できない。そこで本研究では時間 $t=0$ より $t=t_m$ まで駆動または制動すると、 $0 \leq t \leq t_m$ 間を n 個に分割して、あるトルクを与えた時の v, ω_f, ω_r を Runge-Kutta の積分により求める。同時に S_f, S_r, M_f, M_r の値も求めた。その手順は図3に、使用したダンプロット車両の諸元を表1に示した。

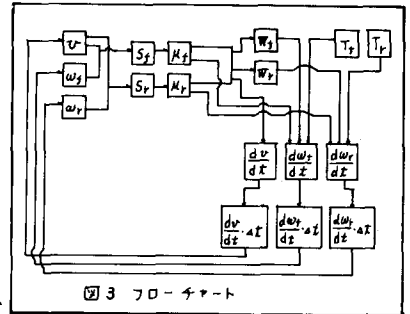


図3 フローチャート

3. 摩耗仕事 $i=0, 1, 2, \dots, m, j=1, 2, \dots, n$ とするとき、 $t=t_{i-1}$ から $t=t_i$ までの i 間の摩耗仕事は、前輪(2輪)、後輪(4輪)について次の様に計算した。

前輪(摩耗仕事): $(AW)_f$ として

$$v > R_f \omega_f \text{ のとき } (AW)_{fj} = (M_{f,i-1} + M_{f,i}) (W_{f,i-1} + W_{f,i}) (S_{f,i-1} + S_{f,i}) (v_{i-1} + v_i) \Delta t / 6 \quad (6)$$

$$v < R_f \omega_f \text{ のとき } (AW)_{fj} = (M_{f,i-1} + M_{f,i}) (W_{f,i-1} + W_{f,i}) (S_{f,i-1} + S_{f,i}) (\omega_{f,i-1} + \omega_{f,i}) \Delta t \cdot R_f / 6 \quad (7)$$

後輪(摩耗仕事): $(AW)_r$ として

$$v > R_r \omega_r \text{ のとき } (AW)_{rj} = (M_{r,i-1} + M_{r,i}) (W_{r,i-1} + W_{r,i}) (S_{r,i-1} + S_{r,i}) (v_{i-1} + v_i) \Delta t / 6 \quad (8)$$

$$v < R_r \omega_r \text{ のとき } (AW)_{rj} = (M_{r,i-1} + M_{r,i}) (W_{r,i-1} + W_{r,i}) (S_{r,i-1} + S_{r,i}) (\omega_{r,i-1} + \omega_{r,i}) \Delta t \cdot R_r / 6 \quad (9)$$

従って1回の制・駆動時の摩耗仕事は、前輪: $\sum_{i=1}^m (AW)_{fj}$, 後輪: $\sum_{i=1}^m (AW)_{rj}$ である。

4. 等速運動 (1)(2)(3)式において $\frac{dv}{dt} = \frac{d\omega_f}{dt} = \frac{d\omega_r}{dt} = 0$ とおくと、3式より $M_f = M_r$ 、 $M_r = -M_r l_2 / l_1$ となる。これに表1の値を代入してみると、 $M_f = 0.02$, $M_r = -0.0197$ となり、それらに対応するスリッ

表1 ダンプロット車両のサイズ

項目	単位	数値
l	m	3.61
l_1	m	1.82
l_2	m	1.79
h	m	2.14
W	kg	32000
$2 I_f$	kgm ²	135.56
$(4+K) I_r$	kgm ²	300.00
R_f	m	0.815
R_r	m	0.815
M_R		0.02

率 μ は、 $S_f=0.0060$, $S_r=-0.0059$ となる。この時の車両速度を v_0 とすれば、 $\omega_f=(1-S_f)v_0/R_f=1.2/96 v_0 \text{ rad/s}$, $\omega_r=v_0/(1+S_r)R_r=1.2342 v_0 \text{ rad/s}$ 。またこの時、後輪には $T_r=M_R \omega R_r=521.6 \text{ kg}\cdot\text{m}$ というトルクが加わっている。

5. 駆動時 初期状態として $v=10 \text{ m/s}$ での等速運動を考えた。車両は最大加速度で加速する時、トルクと車両速度の関係は理論的には双曲線になる。図4の実線はあるダンプロットのトルクと車両速度の関係を示している。

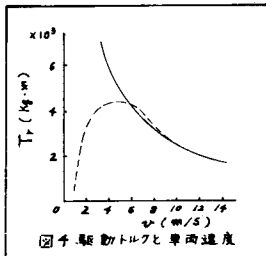


図4 駆動トルクと車両速度

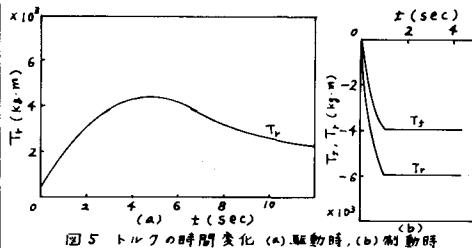


図5 トルクの時間変化 (a) 駆動時, (b) 制動時

この研究では、 μ は未知数であり、トルクは時間関数として与えるが、実際の様子とかげ離れたものであり、はたらないので、その目安として、この双曲線に合う様なトルクを与えようと試みた。その結果、図5(a)に示すトルク

$$T_r=208.1(t-4.8)^2+5455.4 \text{ kg}\cdot\text{m} \quad (0 \leq t \leq 6.8 \text{ sec}) \quad \dots (10)$$

$$T_r=6318.1/\sqrt{(t-4)} \text{ kg}\cdot\text{m} \quad (6.8 \leq t \text{ sec}) \quad \dots (11)$$
 を与えたとき、図4の破線で示す様に現実にはほぼ近いものとなった。図6(a), 図7(a)はこのトルクを与えたときのひと加積摩擦仕事率の時間変化を示している。

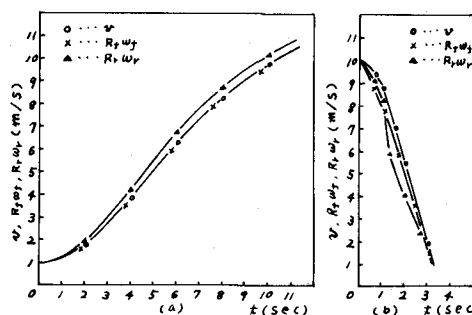


図6 $v, R_f \omega_f, R_r \omega_r$ の時間変化 (a) 駆動時 (b) 制動時

6. 制動時 初期状態として $(v=10.0 \text{ m/s})$ の等速運動を考えた。前後輪にかかたトルクは、図5(b)の様である。

$$T_f=4000(t-1)^2-4000 \text{ kg}\cdot\text{m} \quad (0 \leq t \leq 1 \text{ sec}) \quad \dots (12)$$

$$T_r=6000(t-1)^2-6000 \text{ kg}\cdot\text{m} \quad (0 \leq t \leq 1 \text{ sec}) \quad \dots (13)$$

$$T_f=-4000 \text{ kg}\cdot\text{m} \quad (1 \leq t \text{ sec}) \quad \dots (14)$$

$$T_r=-6000 \text{ kg}\cdot\text{m} \quad (1 \leq t \text{ sec}) \quad \dots (15)$$

図6(b), 図7(b)はこの時の v と加積摩擦仕事率の時間変化である。

7. 結論 駆動時には、 v - ω 曲線は T - ω 曲線を積分したもので、後輪の有効半径と全車質量で割った曲線とあまり違わない。これは前輪のスリップ速度が等速状態とあまり違わないこと、後輪において、スリップ率があまり大きくなかったためシムカーブを与えた μ - S 曲線のほぼ直線に近い所で μ が得られることにより、スリップ速度がトルクを積分した関数にほぼ比例して変化しているためではないかと思われる。最大加速度は最大トルクの点で与えられるが、摩擦仕事率の変化率の最大の点は最大トルクの点よりも少し後ろにある。制動時には、トルクを二次関数で与えた区間の速度変化は3次関数に近く、一定トルクで与えた区間は一次関数に近くなっているが、 ω_f, ω_r の変化は複雑で、一定トルクになつた時点で ω は急激に減少している。また、摩擦仕事率は制動時にも後輪の方が大きい。今後は種々のトルク変化に対する前後輪の摩擦仕事率を解析し、タイヤのレジリアンスとアブダビリティより摩擦量を推定していく予定である。

参考文献

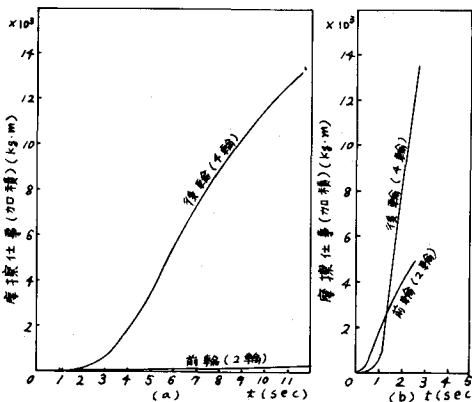


図7 摩擦仕事率加積曲線 (a) 駆動 (b) 制動

- 1) 島昭治郎, 山崎祐司, 上田隆; ORタイヤに対する現地摩擦試験(予3報), 第34回土木学会講演要録集Ⅲ-2/7.
- 2) 平尾収, 巨理厚, 丸藤政市, 山本峰雄; 理論自動車工学, 山海堂 1979.
- 3) A.SCHALLAMACH: Recent Advances in Knowledge of Rubber Friction and Tire Wear, R.C.T., 41, (1968) 209-244.