

1. 重ダンプトラックタイヤの摩耗寿命予測

愛媛大学 *室 達 朗・榎 明 次

1. まえがき 前報¹⁾においては、重ダンプトラックタイヤの摩耗特性を解析するために、平地・傾斜地における直線および曲線走行を行う種々の車輛の運動形態に対して、車輛およびタイヤの運動方程式から厳密に算定していくシミュレーション解析の方法を示した。この方法は、タイヤの操舵角と作用トルクをコントロールして4輪モデル運動方程式を解き、各タイヤの摩擦仕事量を算定していく精度の高い解析手法であるが、計算に多くの時間を必要とする。ここでは、近似解法として2輪モデル運動方程式を用いて車輛の進行方向加速度と向心方向加速度から直接タイヤのスリップ量を導き摩擦仕事量を算定する方法を示した。つぎに、実際の重ダンプトラックタイヤの摩耗量の実測を行い、摩擦仕事量との比較からタイヤの摩耗履歴曲線を導き、タイヤの摩耗寿命予測式を提案した。さらに、タイヤの摩耗寿命を予測するに当たって、重ダンプトラックの走路条件係数から簡単に摩擦仕事量を算定する方法をも示した。

2. 摩擦係数とスリップ率 重ダンプトラックの実際の走行形態からタイヤのスリップ角 β は微小であると考えられるので、スリップ率 S は以下に示す近似式で算定することとした。

$$u \cos \beta > R \cdot \omega \text{ のとき} \\ S_{lon} = (u \cdot \cos \beta - R \cdot \omega) / u > 0, \quad S_{lat} = -\sin \beta \quad (1)$$

$$u \cos \beta \leq R \cdot \omega \text{ のとき} \\ S_{lon} = (u \cdot \cos \beta - R \cdot \omega) \cos \beta / R \omega \leq 0, \quad S_{lat} = -\sin \beta \quad (2)$$

ここに、 u はタイヤの進行速度、 R はタイヤの回転半径、 ω はタイヤの回転角速度である。また、添字の lon および lat はそれぞれタイヤの回転方向および回転に直角の方向の諸量である。

表1に示した重ダンプトラックタイヤの摩擦係数とスリップ率の関係について実測した結果、静摩擦領域においては、タイヤの回転方向と直角方向における摩擦現象はほぼ等方的であり、また、スリップの方向と摩擦力の発生方向はほぼ同一直線上に作用することが判明した。²⁾ すなわち、 $\mu_{lon} = C S_{lon}$ 、 $\mu_{lat} = C S_{lat}$ とし、 $C = 1.41$ として算定することとした。

表1 重ダンプトラックおよびタイヤの諸元

記号	説明	空車	実車
R	タイヤ半径 (m)	1.01	1.01
l	前・後輪軸間距離 (m)	4.19	4.19
l _f	前輪軸と重心間距離 (m)	2.44	2.73
l _r	後輪軸と重心間距離 (m)	1.75	1.46
b _f	前輪タイヤの左右間隔 (m)	3.16	3.16
b _r	後輪タイヤの左右間隔 (m)	2.74	2.74
h	重心高さ (m)	2.11	2.91
J _z	車輛の慣性モーメント (kgm ²)	89970	240800
E _f	前輪のばね定数	0.884	0.884
E _r	後輪のばね定数	2.053	2.053
Q ₁	$2E_r b_r b_r / (E_r b_r^2 + E_r b_f^2)$	1.467	1.467
Q ₂	$2E_f b_f b_f / (E_f b_f^2 + E_f b_r^2)$	0.632	0.632
K _f	前輪と車輛重心間距離 (m)	2.91	3.27
K _r	後輪と車輛重心間距離 (m)	2.22	1.91
I _f	前輪の慣性モーメント (kgm ²)	510	510
I _r	後輪の慣性モーメント (kgm ²)	2509	2509
W	車輛の全重量 (kgf)	39200	104900
μ_R	タイヤのこすり摩擦係数	-0.02	-0.02
γ_f	$\angle G-1-3$ (deg)	32.9	28.9
γ_r	$\angle G-3-1$ (deg)	38.1	45.9

3. 近似モデル運動方程式 図1に示すように、前後輪の左右輪を1輪とした2輪モデルについての重心Gの進行方向、向心方向および重心まわりの回転運動の運動方程式は次式で与えられる。f および r は前後輪の別を示す。

$$F_t = (W/g)(dV/dt + g \sin I) = \mu_{lonf} \cos(\beta - \alpha) N_f - C \sin \beta_f \sin(\beta - \alpha) N_f + \mu_{lonr} \cos \beta_r N_r - C \sin \beta_r \sin \beta_r N_r \quad (3)$$

$$F_n = (W/g)U^2/r = \mu_{lonf} \sin(\beta - \alpha) N_f + C \sin \beta_f \cos(\beta - \alpha) N_f + \mu_{lonr} \sin \beta \cdot N_r + C \sin \beta_r \cos \beta \cdot N_r \quad (4)$$

$$M = J_z (d^2\theta/dt^2) = -\mu_{lonf} \sin \alpha \cdot N_f l_f + C \sin \beta_f \cos \alpha \cdot N_f l_f - C \sin \beta_r \cdot N_r \cdot l_r \quad (5)$$

また、前輪と後輪の回転運動の方程式において車輪の慣性項を無視すると、 μ_{lonf} は次式で与えられる。

$$\mu_{lonf} = B_T (\mu_{lonr} - \mu_R) N_r / N_f + \mu_R \quad (6)$$

ここに、 dU/dt は進行方向加速度、 I は登りを正とする走路傾斜角、 U^2/r は向心加速度、 B_T は制動時の前後輪トルク比、 α は操舵角、 β は重心スリップ角、 N_f, N_r は前後輪に作用する垂直荷重、 φ_f, φ_r は前輪および後輪の進行方向と重心の進行方向のなす角、 $d^2\theta/dt^2$ は車体の回転角速度であり、 $\beta_f = \beta - \alpha - \varphi_f$ 、 $\beta_r = \beta - \varphi_r$ という関係がある。上記の重心まわりの運動方程式において、 F_t, F_n, M が既知であれば、未知数 $\mu_{lonr}, \beta_f, \beta_r$ が算定され、左右輪への配分を行えば各タイヤのスリップ率が算定される。

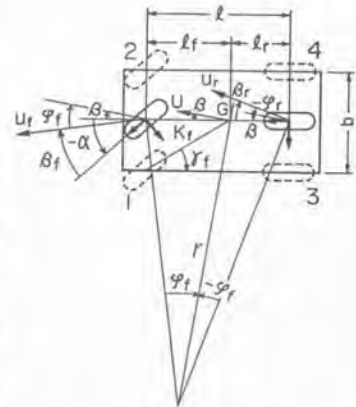


図1 近似モデル車輛

4. タイヤの摩擦仕事量 各タイヤの摩擦仕事量は、それぞれのタイヤに発生する摩擦係数、作用荷重、スリップ率および走行距離の積として算定することができる。駆動時においては、タイヤの回転方向の摩擦仕事量 F_{wlon} は摩擦力 $\mu_{lon} N$ 、スリップ速度 $U_s \cos \gamma$ および時間との積として、

$$F_{wloni} = \int \mu_{loni} N_i U_{si} \cos \gamma_i dt = C_{loni} \int S_{loni}^2 N_i \sqrt{(R_i \omega_i)^2 + (U_i \sin \beta_i)^2} dt \quad (7)$$

同様に、タイヤの回転方向に直角な方向の摩擦仕事量 F_{wlat} は、

$$F_{wlati} = C_{lati} \int S_{lati}^2 N_i \sqrt{(R_i \omega_i)^2 + (U_i \sin \beta_i)^2} dt \quad (8)$$

となる。制動時においては、 $F_{wloni} = C_{loni} \int S_{loni}^2 N_i U_i dt$ (9)

$$F_{wlati} = C_{lati} \int S_{lati}^2 N_i U_i dt \quad (10)$$

で算定される。

ORタイヤのコーナリング時における摩擦仕事量と走路の曲率半径とは逆比例の関係にあり、50から100mの向のある曲率半径以下になると摩擦仕事量が急増することが判明している。³⁾

5. 走路および走行特性 図2にA1~A5とB1~B4の走路平面図を示した。各走路の往復総延長は約10.2kmに達しており、縦断勾配は平均9.2%、最高17.2%と比較的ゆるやかな地形である。走路は、風化花崗岩で構成された表面にはまき土をまき出して転圧整備されている。この土取現場の走路を一例として、タイヤの摩擦仕事量を走路の勾配、曲率と走路延長、および重ダンプトラックの運行速度から算定される走路指数、車輛重量およびμ-S



写真1 ORタイヤ

曲線から算定する方法について考察する。

次式に示す1輪モデル運動方程式において、 $dU/dt=0$ 、 $\sin\beta=\beta$ 、 $\cos\beta=1$ 、 $\sin^2\beta=0$ とすると、

$$\frac{1}{g} \frac{dU}{dt} + \sin I = -c S_{lon} \cos \beta \cos I - c \sin^2 \beta \cos I \quad (11)$$

$$\frac{1}{g} \frac{U^2}{r} = -c S_{lon} \sin \beta \cos I - c S_{lat} \cos \beta \cos I \quad (12)$$

$$\text{より、} S_{lon} = -(\frac{1}{c}) \tan I \quad (13)$$

$$S_{lat} = -(U^2/g_r) / (\sin I + c \cos I) \quad (14)$$

かえらねる。単位走行距離に対する摩擦仕事量 W_0 は次式

$$\text{で与えらねる。} W_0 = c S^2 N = \mu^2 N/c \quad (15)$$

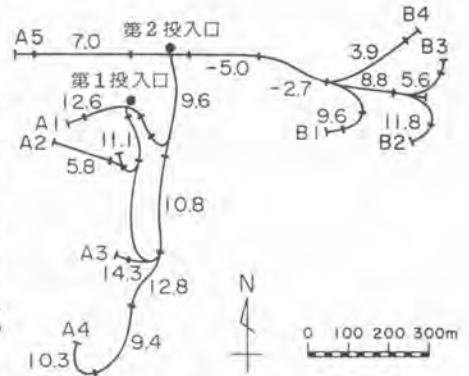


図2 重ダンプトラック走路平面図

今、 $W_i = W_0 c/N$ とし、 $\tan I \ll c$ より $\tan I/c = 0$ とすると、

$$W_i = W_{ilon} + W_{ilat} = \tan^2 I_L + U^4/g^2 \cdot \cos^2 I_L r_L^2 \quad (16)$$

となる。ここで、走路特性を表わす指標として次式に示す K 値を走路指数とする。 l_i は各走路区間の走路延長である。

$$K = \sum W_i l_i / \sum l_i \quad (17)$$

図3は、各走路における走路指数 K と、当該重ダンプトラックの各走路一往復あたりの全タイヤの摩擦仕事量の総和を往復距離で除した値 BW_c との関係をも、 $B_T=0, 0.5$ および 1.0 について示したものである。ここで、 $c=1.41$ とし、 N 値を近似的に空車重量と実車重量の平均値 $72,050 \text{ kgf}$ とすれば、両者の関係は高い相関性をもって比例関係にあることが判明した。

$$B_T=0.0 \text{ のとき } BW_c = 2.76 NK/c \quad (18)$$

$$B_T=0.5 \text{ のとき } BW_c = 2.46 NK/c \quad (19)$$

$$B_T=1.0 \text{ のとき } BW_c = 2.72 NK/c \quad (20)$$

上式で、 NK/c を走路条件係数とする。

6. タイヤの実測摩耗量 積載量45トンクラスの重ダンプトラック8台(C号車～J号車)について各タイヤの摩耗量の実測を行った。装着タイヤは写真1に示すN型トレッドをもつアースムービングタイヤ21.00-35-36PRで初期溝深さは68mmである。図4は、C号車とG号車の実測摩耗履歴曲線であり、C号車については途中でタイヤ交換を行っている。図中、FLは左前輪、FRは右前輪、RLは左後輪、RRは右後輪である。

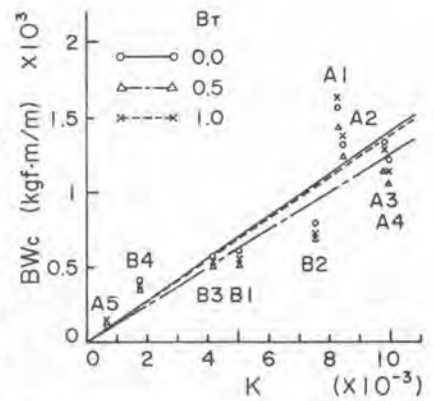


図3 走路指数 K と摩擦仕事量 BW_c

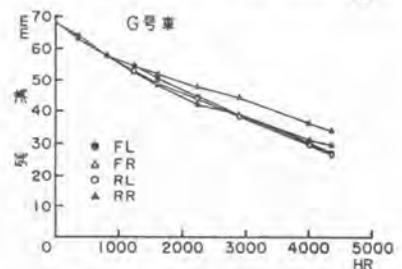
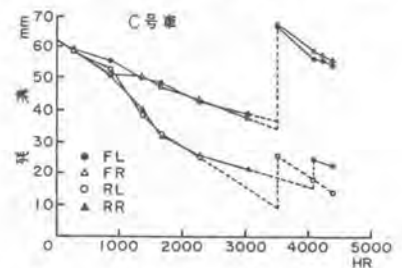


図4 実測摩耗履歴曲線

了。摩耗履歴曲線の理論式 i 号車の位置 i にあるタイヤの摩耗量測定期間中における摩擦仕事量 $F_w(\ell)_i$ を算定するためには、 i 号車がその期間中に走行した走路 j の往復運行回数 n_{ij} を実測し、各走路 j 往復あたりの摩擦仕事量 $f_w(\ell)_{ij}$ を乗じた総和として求めることができる。

$$F_w(\ell)_i = \sum_{j=1}^n n_{ij} \cdot f_w(\ell)_{ij} \quad (21)$$

さて、各タイヤの $F_w(\ell)_i$ は、摩耗長 χ_c にあるタイヤについて測定した μ - S 曲線によって算定しているのだから、当該測定期間中の平均摩耗長 χ に対して修正する必要がある。すなわち、同じ摩擦力を発生するのに必要なスリップ率は摩耗長によって異なり、カーカスおよびトレッドの変形量によって異なる。初期高さを d_a 、摩耗長 χ 、 χ_c にあるタイヤのスリップ率を S 、 S_c とし、トレッドおよびカーカスのせん断弾性係数を等しいとすると、

$$S = \frac{d_a - \chi}{d_a - \chi_c} S_c \quad (22)$$

で与えられる。したがって、修正摩擦仕事量 $F_w'(\ell)_i$ は次式となる。

$$F_w'(\ell)_i = \frac{d_a - \chi}{d_a - \chi_c} F_w(\ell)_i \quad (23)$$

図5に、G号車に対する $F_w'(\ell)_i$ と摩耗量 $M(\ell)_i$ の関係を示したが、一般に、次式で示すような比例関係がえられる。

$$M(\ell)_i = a(\ell)_i \cdot F_w'(\ell)_i \quad (24)$$

$$\Delta \chi = a \Delta F_w' = a \cdot \frac{d_a - \chi}{d_a - \chi_c} S_c \mu N V \Delta t \quad (25)$$

$$\chi = d_a \left[1 - \exp\left(-\frac{a}{d_a - \chi_c} \int_0^t S_c \mu N V dt\right) \right] \quad (26)$$

図6は、上式によって $B_T = 0, 0.5, 1.0$ に対するG号車の摩耗履歴曲線を求めたものである。

8. タイヤの摩耗寿命予測式 タイヤの摩擦仕事量 F_w と稼働時間 t の関係は多くの場合比例関係にあるので、その比例定数を AW_c ($\chi = \chi_c$ の場合) とすると、タイヤが完磨するまでの稼働時間、すなわち摩耗寿命 t_E は、完磨とみなす摩耗長を χ_E とし、次式で表わされる。

$$t_E = \frac{\ln d_a - \ln(d_a - \chi_E)}{a \cdot AW_c} (d_a - \chi_c) \quad (27)$$

9. あとがき 以上、重ダンブトラックタイヤの摩耗寿命を適格に推定するためには、走路の勾配、曲率および走路延長の実測、重ダンブトラックの諸元と運行速度、走行時の摩擦とスリップ率の関係、ブレーキ特性および数ヶ月の摩耗量と運行回数を実測することにより可能であることが判明した。

10. 参考文献 1) 室建朗他：車輛の運動とORタイヤの摩耗, S.56 建設機械と施工法シンポジウム論文集, S.56. 2) 荒川他：ORタイヤのコーナリング時における異方性, 第37回土木学会講演会講演概要集, S.57. 3) 豊高他：重ダンブトラックタイヤのコーナリング時における摩耗特性, 第37回土木学会講演会講演概要集, S.57.

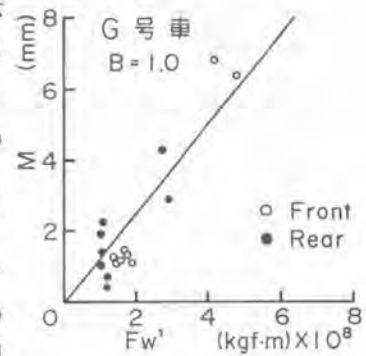


図5 摩耗量 M と摩擦仕事 F_w'

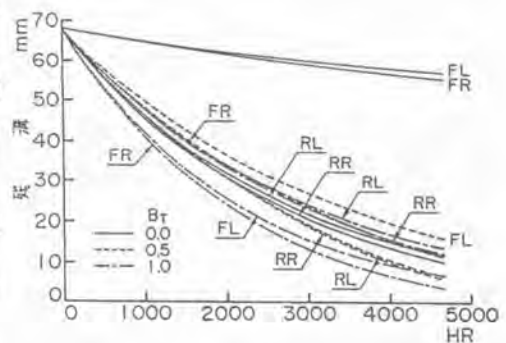


図6 理論摩耗履歴曲線(G号車)

また、 Δt 時間中の摩耗長の変化 $\Delta \chi$ は次式で算定される。左式を t で積分し、 $t=0$ で $\chi=0$ とすると、次式に示すように、摩耗履歴曲線が指数関数で与えられることが判明した。