

湿地用ブルドーザの走行性能——エネルギー解析——

TRAFFIC PERFORMANCE OF A BULLDOZER RUNNING ON A WEAK TERRAIN ——ENERGY ANALYSIS——

室 達朗*・尾本 清**・柳 榮篤司***

By Tatsuro MURO, Kiyoshi OMOTO and Atsushi NAGIRA

Trafficability properties of a bulldozer having rigid track belts which operates on a weak terrain at driving and braking states have been clarified analytically by use of a new energy balance method presented here. Especially, the relations between driving and braking force, drawbar-pull, effective braking force, sinkages of front idler and rear sprocket and slip ratio and the relations between eccentricity of resultant normal force and slip ratio have been analyzed from those energy balances between input energy, slip energy, drawbar-pull or effective braking force energy and compaction energy. Those analytical results have been agreed fairly well with the experimental test results for a small test vehicle running on a remolded weak silty loam terrain. And an optimum slip ratio to obtain a maximum productivity, or an optimum average contact pressure to obtain a maximum drawbar-pull could be determined.

Keywords : trafficability, bulldozer, weak terrain, energy balance method

1. まえがき

軟弱地盤上において作業する湿地ブルドーザの走行性能である制・駆動状態での有効制動力および有効牽引力とスリップ率との関係を明らかにすることを目的として、エネルギー解析の手法を提示するとともにその有用性を模型車両実験結果により検証している。本文では、従来の解析手法¹⁾では明らかにされていない傾斜偏心荷重下でのスリップエネルギーの算定法、履帯前・後輪部での推進力や抗力の発生機構、および制・駆動時の走行抵抗を算出するためのスリップ沈下量と接地圧、スリップ量との関係を明らかにし、より精度の高いエネルギー平衡方程式として有効入力エネルギーがスリップエネルギー、締固めエネルギー、および有効制動・牽引力エネルギーの和で与えられることを示している。なお、この新しいエネルギー解析手法が、軟弱地盤上を走行するより広範な剛性履带式車両の作業能力向上のための設計・製作に資するものと確信する。

2. エネルギー解析

(1) 軟弱地盤の力学性状

剛性履带式車両が軟弱地盤上で作業する場合の地盤・車両系における相互問題を解析するにあたって軟弱地盤の力学性状は、通常履帯モデルの牽引試験によって調査することができる。

軟弱地盤の地表面におけるせん断抵抗 τ および沈下量 S は、一般に次式で与えられる²⁾。

$$\tau = (m_c + p \cdot m_r) \{1 - \exp(-a \cdot j)\} \dots \dots \dots (1)$$

$$S = S_0 + S_s$$

$$S_0 = b_0 \cdot p^{b_1} \dots \dots \dots (2)$$

$$S_s = c_0 \cdot p^{c_1} \cdot j^{c_2} \dots \dots \dots (3)$$

ここに、 p は接地圧、 j はスリップ量である。 m_c , m_r , および a はそれぞれ土の粘着力項、内部摩擦角項および変形係数項である。 S_0 は履帯モデルの載荷試験より求まる静的沈下量であり、 S_s は履帯モデルの牽引に伴って発生する動的なスリップ沈下量である。係数 b_0 , c_0 , および指数 b_1 , c_1 , c_2 は地盤と履帯構造によって異なり、それぞれ実験によって求めることができる。

(2) エネルギーと諸力の関係

駆動状態で走行している履带式車両に作用する諸力を図-1に示す。同図 (a) は地盤反力に偏心率 e_s が $1/6$

* 正会員 工博 愛媛大学教授 工学部海洋工学科
(〒790 松山市文京町3)

** 正会員 日本電信電話(株) (〒100 千代田区内幸町1-1-6)

*** 学生会員 愛媛大学大学院生 (〒790 松山市文京町3)

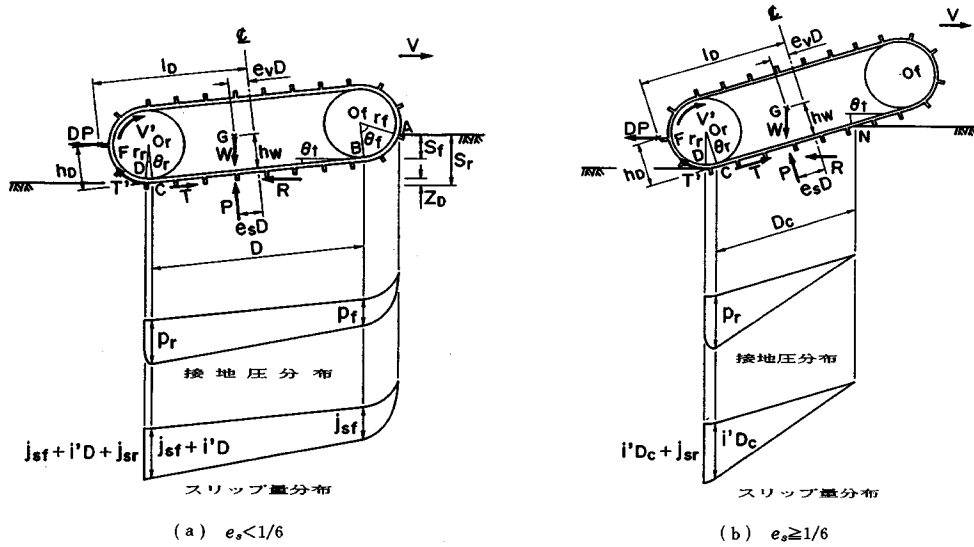


図-1 車両に作用する諸力

以下の場合であり、同図 (b) は e_o が 1/6 以上の場合である。矢印の方向を正とする。

ここに、 T' ：有効入力、駆動状態では駆動力、制動状態では制動力

T ：駆動状態では推進力、制動状態では抗力

R ：履帯に作用する締固め抵抗力

DP ：駆動状態では有効牽引力、制動状態では有効制動力

P ：履帯に作用する地盤反力

W ：車両重量

H ：グラウザ高さ

θ_t ：トリム角

θ_r ：前輪接地角

r_f ：前輪半径

r_r ：後輪半径

θ_r ：後輪接地角

D ：主要部接地長

D_c ：偏心率が 1/6 以上のときの主要部接地長

B ：履帯幅

e_o ：車両重心の偏心率

V ：車両の移動速度

V' ：車体に対する履帯の移動速度

h_b ：駆動状態における履帯腹下面から有効牽引力作用点までの高さ

l_b ：駆動状態における車両中心線から有効牽引力作用点までの距離

h_b ：制動状態における履帯腹下面から有効制動力作用点までの高さ

l_b ：制動状態における車両中心線から有効制動力作用点までの距離

力作用点までの距離

h_w ：履帯腹下面から車両重心位置までの高さである。

車両は 2 剛性履帯であるとし、履帯が車体に対して、主要部接地長 D 相対移動したときの各エネルギーと諸力の関係は、次式で表わされる。

駆動状態

$$i = 1 - \frac{V}{V'} \quad 0 \leq i \leq 1 \dots\dots\dots (4)$$

$$E_1 = DT' \quad E_1 > 0, T' > 0 \dots\dots\dots (5)$$

$$E_2 = D \left(1 + \frac{H}{r_r} \right) (1 - i) R \cos \theta_t$$

$$E_2 \geq 0, R \geq 0 \dots\dots\dots (6)$$

$$E_3 = iD \left(1 + \frac{H}{r_r} \right) (T \cos \theta_t - P \sin \theta_t) \cos \theta_t$$

$$E_3 \geq 0, T > 0, P > 0 \dots\dots\dots (7)$$

$$E_4 = D \left(1 + \frac{H}{r_r} \right) (1 - i) DP \cdot \cos \theta_t \quad E_4 \geq 0, DP \geq 0$$

$$\dots\dots\dots (8)$$

制動状態

$$i = \frac{V'}{V} - 1 \quad -1 < i < 0 \dots\dots\dots (9)$$

$$E_1 = DT' \quad E_1 \leq 0, T \leq 0 \dots\dots\dots (10)$$

$$E_2 = \left(\frac{D}{1+i} \right) \left(1 + \frac{H}{r_r} \right) R \cos \theta_t \quad E_2 \geq 0, R \geq 0$$

$$\dots\dots\dots (11)$$

$$E_3 = \left(\frac{iD}{1+i} \right) \left(1 + \frac{H}{r_r} \right) (T \cos \theta_t - P \sin \theta_t) \cos \theta_t$$

$$E_3 > 0, T < 0, P > 0 \dots\dots\dots (12)$$

$$E_4 = \left(\frac{D}{1+i}\right) \left(1 + \frac{H}{r_r}\right) DP \cdot \cos \theta_t \quad E_4 < 0, DP < 0 \quad \dots\dots\dots(13)$$

ここに、 i :スリップ率

- E_1 :有効入力エネルギー
- E_2 :締固めエネルギー
- E_3 :スリップエネルギー
- E_4 :有効牽引力・制動力エネルギー

である。

また、履帯の張力と後輪車軸に作用するトルクより、計測の都合上 $T = W \sin \theta_t$ において $T' = 0$ となるように初期値を設定しているので、

$$T' = (T - W \sin \theta_t) \left(1 + \frac{H}{r_r}\right) \quad \dots\dots\dots(14)$$

と算定される。

次に、鉛直方向のつり合いより、

$$W = P \cos \theta_t + T \sin \theta_t \quad \dots\dots\dots(15)$$

水平方向のつり合いより、

$$DP = T \cos \theta_t - P \sin \theta_t - R \quad \dots\dots\dots(16)$$

と与えられる。したがって、制・駆動状態とも次式で示すエネルギー平衡方程式が成立する。

$$E_1 = E_2 + E_3 + E_4 \quad \dots\dots\dots(17)$$

式 (15) より、地盤反力 P は

$$P = \frac{W}{\cos \theta_t} - T \tan \theta_t \quad \dots\dots\dots(18)$$

と算定される。したがって、有効牽引力または有効制動力 DP は、次式で与えられる。

$$DP = \frac{T}{\cos \theta_t} - W \tan \theta_t - R \quad \dots\dots\dots(19)$$

走行中の車両には、外力が作用するため、地盤反力 P の偏心率は車両重心の偏心率と異なるので、このことに注意して、解析を行わなければならない。車両に作用する外力について駆動状態における後輪車軸回りのモーメントのつり合い方程式を考えると、次式のように表わされる。

$$P \left(\frac{D}{2} - e_s D\right) - R(r_r \cos \theta_t - Z_b) + DP \left\{ h_b - r_r - \left(l_b - \frac{D}{2}\right) \tan \theta_t \right\} \cos \theta_t - W \cos \theta_t \left[\frac{D}{2} - (h_w - r_r) \tan \theta_t - e_v D\right] + T(r_r + H) - Q = 0 \quad \dots\dots\dots(20)$$

ここで、 Q は有効入力トルク、すなわち、 $Q = T' r_r$ 、 Z_b は純粋転動時の走行抵抗と地盤反力の合力が、後輪車軸 O_r を通るときの走行抵抗の作用位置であり、 C 点から着力点までの鉛直距離とする。すなわち、

$$Z_b = \left[R \left\{ r_r (1 + \cos \theta_t) + \left(l_a - \frac{D}{2}\right) \sin \theta_t \right. \right.$$

$$\left. - h_b \cos \theta_t \right] - W \left\{ (h_w - r_r) \sin \theta_t - D \left(\frac{1}{2} - e_v\right) \cos \theta_t \right\} / \left(R + \frac{W}{\tan \theta_t} \right) \quad \dots\dots\dots(21)$$

式 (20) を e_s について解くと、

$$e_s = \frac{1}{2} + \left[-R(r_r \cos \theta_t - Z_b) + DP \left\{ h_b - r_r - \left(l_b - \frac{D}{2}\right) \tan \theta_t \right\} \cos \theta_t - W \cos \theta_t \left[\frac{D}{2} - (h_w - r_r) \tan \theta_t - e_v D\right] \right] / PD \quad \dots\dots\dots(22)$$

となる。同様に制動状態の偏心率は、有効制動力 DP の作用点の位置 h_b 、 l_b をそれぞれ上式の h_b 、 l_b に代入して算定することができる。

(3) 推進エネルギーと推進力の算定

軟弱地盤では車両の沈下が著しいため、推進力は、履帯主要部だけでなく前輪部、後輪部でも発生する。したがって、ここでは車両の推進力は、前輪部、主要部、後輪部それぞれの推進力の和であるとした。履帯が土をせん断することによって消費する推進エネルギーを考え、これも各領域の推進エネルギーの和と考えた。

a) 初期状態の設定

平均接地圧 p_m は、地盤反力 P の関数として次式で与えられるが、初期設定では地盤反力が車両重量の分力 $W \cos \theta_t$ に等しいと考える。

$$p_m = \frac{P}{2BD} \quad \dots\dots\dots(23)$$

図-1 (a) の B 点、 C 点での接地圧 p_b 、 p_c は、それぞれ走行中偏心率 e_s の関数として次式で与えられるが、初期設定では、 $e_s = e_v$ とする。

$$p_b = p_m (1 - 6 e_s) \quad \dots\dots\dots(24)$$

$$p_c = p_m (1 + 6 e_s) \quad \dots\dots\dots(25)$$

よって B 点、 C 点の静的沈下量 S_{0b} 、 S_{0c} は、それぞれ

$$S_{0b} = b_0 \cdot p_b^{0.1} \cdot \cos \theta_t \quad \dots\dots\dots(26)$$

$$S_{0c} = b_0 \cdot p_c^{0.1} \cdot \cos \theta_t \quad \dots\dots\dots(27)$$

となる。初期状態の車両のトリム角 θ_{00} は、

$$\theta_{00} = \sin^{-1} \left(\frac{S_{0c} - S_{0b}}{D} \right) \quad \dots\dots\dots(28)$$

となる。また、走行中の車両のトリム角 θ_t は、 B 点から C 点までのすべり沈下量 S_s を考慮して

$$\theta_t = \sin^{-1} \left(\frac{S_{0c} + S_s - S_{0b}}{D} \right) \quad \dots\dots\dots(29)$$

となる。なおすべり沈下量 S_s については後述する。

B 点、 C 点、それぞれ沈下したとき、初期偏心率 e_0 は、次式のように表わされる。

$$e_0 = e_v + \frac{h_w + H}{D} \tan \theta_t \quad \dots\dots\dots(30)$$

初期状態を算定するには、以上で述べたように、 P に $W \cos \theta_s$ を、 e_s に e_v を代入すればよいが、走行中については、精度向上のため反復計算を行ったので、走行中偏心率や地盤反力の大きさが収束した後、それらの値を用いた。

b) 前輪部の推進エネルギーと推進力

図—2 は前輪部に作用する応力を示すものである。前輪部では、 θ ($0 \leq \theta \leq \theta_r$) を変数とし、前輪接地角 θ_r は、図形的に次式で算定できる。

$$\theta_r = \cos^{-1} \left(\cos \theta_s - \frac{S_{or}}{r_r} \right) - \theta_s \quad \dots\dots\dots (31)$$

M 点の接線方向のスリップ速度 V_{sr} は、次式で表わされる。

$$V_{sr} = V' - V \cos(\theta + \theta_s) = V' \{1 - (1-i) \cos(\theta + \theta_s)\} \quad \dots\dots\dots (32)$$

よって M 点でのスリップ量 $j_r(\theta)$ は、

$$j_r(\theta) = r_r \int_0^{\theta_r} \{1 - (1-i) \cos(\theta + \theta_s)\} d\theta = r_r \{[\theta_r - \theta] - (1-i) [\sin(\theta_r + \theta_s) - \sin(\theta + \theta_s)]\} \quad \dots\dots\dots (33)$$

となる。ここで、B 点でのスリップ量として $\theta=0$ としたときの $j_r(0)$ を j_{sr} とする。

M 点での垂直応力 $\sigma_r(\theta)$ は、沈下量 S_0 の関数とし、式 (2) を用いて次式のように算定した。

$$\sigma_r(\theta) = \left(\frac{1}{b_0}\right)^{1/b_1} \cdot \{S_0 / \cos(\theta + \theta_s)\}^{1/b_1} = \left(\frac{1}{b_0}\right)^{1/b_1} \cdot [r_r \{ \cos(\theta + \theta_s) - \cos(\theta_r + \theta_s) \}] / \cos(\theta + \theta_s)^{1/b_1} \quad \dots\dots\dots (34)$$

せん断応力 $\tau_r(\theta)$ については、上式の $\sigma_r(\theta)$ が式 (1) の p に、 $j_r(\theta)$ が牽引距離 j に相当するとして、

$$\tau_r(\theta) = \{m_c + \sigma_r(\theta) \cdot m_d\} [1 - \exp\{-a \cdot j_r(\theta)\}] \quad \dots\dots (35)$$

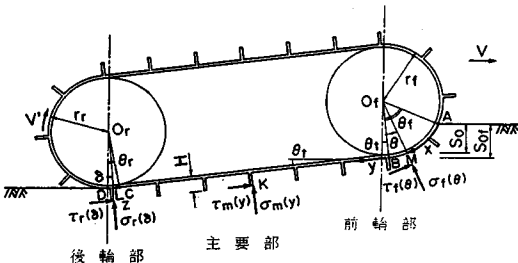
より算定した。よって前輪部の推進エネルギー E_{or} は、

$$E_{or} = \frac{2BD}{r_r \theta_r} \int_0^{\theta_r} \int_0^{j_{sr}} \tau_r(\theta) \cos \theta dj dx \quad \dots\dots\dots (36)$$

x : A 点からの周長

ここで、式 (33) より

$$dj = r_r \{1 - (1-i) \cos(\theta + \theta_s) - 1\} d\theta$$



図—2 前輪部、主要部および後輪部に作用する応力

したがって

$$E_{or} = \frac{2BD}{r_r \theta_r} \int_0^{\theta_r} \int_0^{j_{sr}} \tau_r(\theta) \cdot \cos \theta \cdot r_r \{1 - (1-i) \cos(\theta + \theta_s) - 1\} d\theta dx \quad \dots\dots\dots (37)$$

となる。よって前輪部の推進力 T_r は、

$$T_r = \frac{r_r \theta_r E_{or}}{D j_{sr}} \quad \dots\dots\dots (38)$$

となる。偏心率が 1/6 を越えないときは、以上に示した解析法が適用できるが、1/6 を越えたときは、前輪接地角が 0 となるので前輪部の推進エネルギーと推進力は発生しない。

c) 主要部の推進エネルギーと推進力

同図は主要部に作用する応力を示すものである。主要部では、B 点からの接線距離である y ($0 \leq y \leq D$) を変数とし、K 点におけるスリップ量 $j_m(y)$ は、前輪から継続してスリップするとして次式で算定できる。

$$j_m(y) = j_{sr} + i' y \quad \dots\dots\dots (39)$$

$$i' = 1 - \frac{V}{V'} \cos \theta_s = 1 - (1-i) \cos \theta_s \quad \dots\dots\dots (40)$$

ここで主要部だけのスリップ量 $i'D$ を j_{sm} とする。K 点での垂直応力 $\sigma_m(y)$ は、走行中偏心率 e_s を考慮して

$$\sigma_m(y) = p_r + \frac{12 p_m e_s}{D} y \quad \dots\dots\dots (41)$$

せん断応力 $\tau_m(y)$ は、

$$\tau_m(y) = \{m_c + \sigma_m(y) \cdot m_d\} [1 - \exp\{-a \cdot j_m(y)\}] \quad \dots\dots (42)$$

で与えられる。よって主要部の推進エネルギー E_{om} は、

$$E_{om} = 2B \int_0^D \int_{j_{sr}}^{j_{sr} + i'D} \tau_m(y) dj dy \quad \dots\dots\dots (43)$$

となる。よって主要部の推進力 T_m は、

$$T_m = \frac{E_{om}}{i'D} \quad \dots\dots\dots (44)$$

となる。なお、偏心率が 1/6 を越えるときは、主要部接地長は D より小さくなり、接地圧分布は三角形分布となる^{4),5)}。この場合の主要部接地長 D_c と C 点での接地圧 p_r を次式に示す。

$$D_c = 3D(0.5 - e_s) \quad \dots\dots\dots (45)$$

$$p_r = \frac{P}{BD_c} \quad \dots\dots\dots (46)$$

式 (41) を

$$\sigma_m(y) = \frac{P}{BD_c^2} (y - D + D_c) \quad \dots\dots\dots (47)$$

として主要部の推進エネルギー E_{om} を算定することができる。

よって主要部の推進力 T_m は、

$$T_m = \frac{E_{om}}{i'D_c} \quad \dots\dots\dots (48)$$

となる。

d) 後輪部の推進エネルギーと推進力

同図は後輪部に作用する応力を示すものである。後輪部では、 δ ($0 \leq \delta \leq \theta_r$) を変数とし、後輪接地角 θ_r は、トリム角に等しいと考える。

$$\sigma_r = \theta_r \dots \dots \dots (49)$$

L 点の接線方向のスリップ速度 V_{ir} は、次式で表わされる。

$$V_{ir} = V' - V \cos \delta$$

$$= V' \{1 - (1-i) \cos \delta\} \dots \dots \dots (50)$$

後輪部だけのスリップ量 $j_{or}(\delta)$ は、前輪部と同様に

$$j_{or}(\delta) = r_r \{(\theta_r - \delta) - (1-i)(\sin \theta_r - \sin \delta)\} \dots \dots (51)$$

D 点でのスリップ量として $\delta=0$ としたときの $j_{or}(0)$ を j_{sr} とする。

後輪部では、前輪部、主要部から接続してスリップするとして後輪部のスリップ量は、

$$j_r(\delta) = j_{sr} + i'D + j_{or}(\delta) \dots \dots \dots (52)$$

となる。L 点での垂直応力 $\sigma_r(\delta)$ は初期地表面を基準とする沈下量 S_0 の関数と考へて、

$$\sigma_r(\delta) = \left(\frac{1}{b_0}\right)^{1/b_1} |S_0 / \cos \delta|^{1/b_1}$$

$$= \left(\frac{1}{b_0}\right)^{1/b_1} \cdot [r_r \{ \cos \theta_r - \cos(\theta_r + \theta_r) \}$$

$$+ D \sin \theta_r + r_r (\cos \delta - \cos \theta_r) / \cos \delta]^{1/b_1} \dots \dots \dots (53)$$

せん断応力 $\tau_r(\delta)$ は、

$$\tau_r(\delta) = \{m_c + \sigma_r(\delta) \cdot m_s\} [1 - \exp\{-a \cdot j_r(\delta)\}] \dots (54)$$

と与えられる。よって推進エネルギー E_{vr} は、

$$E_{vr} = \frac{2BD}{r_r \theta_r} \int_0^{r_r \theta_r} \int_{j_{sr} + i'D}^{j_{sr} + i'D + j_{sr}} \tau_r(\delta) \cos(\theta_r - \delta) dj dz$$

z : C 点からの周長

$$\dots \dots \dots (55)$$

ここで式 (52) より $dj = r_r \{1 - (1-i) \cos \delta - 1\} d\theta$ だから

$$E_{vr} = \frac{2BD}{r_r \theta_r} \int_0^{r_r \theta_r} \int_{j_{sr}}^0 \tau_r(\delta) \cos(\theta_r - \delta)$$

$$\cdot r_r \{1 - (1-i) \cos \delta - 1\} d\theta d\delta \dots \dots \dots (56)$$

となる。よって後輪部の推進力 T_r は、

$$T_r = \frac{r_r \theta_r E_{vr}}{D j_{sr}} \dots \dots \dots (57)$$

となる。 e_s が 1/6 を越えるときは、式 (52) より

$$j_r(\delta) = i'D_c + j_{or}(\delta) \dots \dots \dots (58)$$

となることに留意すればよい。

なお、算定した偏心率は、再び解析に適用することによって反復計算を行い、最終的に連続して算定される走行中偏心率の差が、0.5% 以下になれば十分収束したとして算定を終了した。また前輪部、後輪部の推進エネルギーを求めるとき定積分を算定するのにシンプソン公式

(きざみ数 100) を用いた。

以上より推進力 T は、次式で表わされる。

$$T = T_r + T_m + T_f$$

$$= \frac{r_r \theta_r E_{vr}}{D j_{sr}} + \frac{E_{vm}}{i'D} + \frac{r_r \theta_r E_{vr}}{D j_{sr}} \dots \dots \dots (59)$$

また、推進エネルギー E_{vt} は、次式で表わされる。

$$E_{vt} = E_{vr} + E_{vm} + E_{vr} \dots \dots \dots (60)$$

(4) 抗力エネルギーと抗力の算定

制動状態では、スリップ率が負であり、車両速度が $V = V' / (1+i)$ となる。前輪部においては、式 (33) を

$$j_r(\theta) = r_r \int_0^{\theta_r} \left[1 - \left(\frac{1}{1+i}\right) \cos(\theta + \theta_r)\right] d\theta$$

$$= r_r \left[(\theta_r - \theta) - \left(\frac{1}{1+i}\right) \{ \sin(\theta_r + \theta_r) - \sin(\theta + \theta_r) \} \right]$$

$$\dots \dots \dots (61)$$

主要部においては、式 (39) を

$$j_m(y) = j_{sr} + \frac{i''}{1+i''} y \dots \dots \dots (62)$$

$$i'' = \frac{1+i}{\cos \theta_r} - 1 \dots \dots \dots (63)$$

後輪部においては、式 (51) を

$$j_{or}(\delta) = r_r \left\{ (\theta_r - \delta) - \left(\frac{1}{1+i}\right) (\sin \theta_r - \sin \delta) \right\} \dots (64)$$

また、式 (52) を

$$j_r(\delta) = j_{sr} + \frac{i''}{1+i''} D + j_{or}(\delta) \dots \dots \dots (65)$$

とすれば制動状態における抗力エネルギーと抗力を算定することができる。ただし、算定されるエネルギーは正であるが、せん断方向が駆動状態と正反対なので、抗力は負となる。

(5) 締固めエネルギーと締固め抵抗の算定

軟弱地盤上を車両が走行するとき、土を締め固めるのに費やす仕事を締固めエネルギー、力の単位に換算したものを締固め抵抗という。単位面積当たりの沈下変形エネルギーは、次式を C 点の沈下量まで積分することで算定できる。

$$p = \left(\frac{1}{b_0}\right)^{1/b_1} \cdot S^{1/b_1} \dots \dots \dots (66)$$

C 点の沈下量のうち静的沈下量は、式 (27) で求められているので、接地圧が p_r (B 点) から p_r (C 点) まで変化しながら、駆動状態では $i'D / (1-i)$ 、制動状態では $i''D$ スリップした²⁾ ときのすべり沈下量を式 (3) より求める。すべり沈下量を算定するには、接地圧が変化する場合、スリップ距離に対応する接地圧で微小区間 d スリップしたときの微小すべり沈下量 S_n を土の受けるスリップ量として駆動では $i'D / (1-i)$ 、制動では $i''D$ スリップするまで累算してやればよい。 S_n は、

$$S_n = c_0 \cdot p_n^{c_1} \cdot (nd)^{c_2} - c_0 \cdot p_n^{c_1} \cdot \{(n-1)d\}^{c_2} \dots\dots\dots (67)$$

ここで、 $p_n = p_r + \frac{12 p_m e_s}{N} \left(n - \frac{1}{2} \right) \dots\dots e_s \leq 1/6$

$$p_n = \frac{P}{BDc} \left(n - \frac{1}{2} \right) / N \dots\dots\dots e_s > 1/6$$

$$d = \frac{1}{N} \cdot \frac{iD}{1-i} \quad (\text{駆動})$$

$$= \frac{-1}{N} \cdot iD \quad (\text{制動})$$

である。

よって、すべり沈下量 S_s は、

$$S_s = \cos \theta_t \cdot \sum_{n=1}^N S_n \dots\dots\dots (68)$$

計算では、 $N=100$ とした。以上より C 点の沈下量 S_r は、

$$S_r = S_{or} + S_s$$

となり単位面積当たりの沈下変形エネルギー E_p は、

$$E_p = \int_0^{s_r} \left(\frac{1}{b_0} \right)^{1/b_1} \cdot S_0^{b_1} \cdot dS \dots\dots\dots (69)$$

よって駆動状態の締固めエネルギー E_2 は、

$$E_2 = R(1-i)D = 2BD(1-i)E_p \dots\dots\dots (70)$$

制動状態の締固めエネルギー E_2 は、

$$E_2 = \frac{1}{1+i} RD = 2BD \left(\frac{1}{1+i} \right) E_p \dots\dots\dots (71)$$

となる。したがって、走行抵抗 R は、

$$R = 2BE_p \dots\dots\dots (72)$$

と算定することができる。

3. 解析結果の検証

前述したエネルギー解析結果の有用性は、シルト質ロームの攪乱地盤上を走行する剛性履带式模型実験車両に対する実験結果²⁾より検証することとする⁶⁾。車両諸元は、 $W=3.55$ kN, $D=71$ cm, $B=20$ cm, $r_r=r_f=14.8$ cm, $h_w=35.3$ cm, $l_a=50.8$ cm, $h_a=32.5$ cm, $l_b=-17.3$ cm, $h_b=11.5$ cm, $G_p=10.2$ cm, $H=3.2$ cm, $e_0=-0.005$ であり、履帯中心間隔は 67.2 cm である。

1.5 kW モータを搭載しており、後輪制・駆動による履帯の車体に対する移動速度は 9.4 cm/s である。なお、履帯は T 字型グラウザであり、その平均接地圧は 12.5 kPa である。土質定数は平均粒径 54 μ m, 液性限界 33.2 %, 塑性限界 21.4 % で、含水比 29.5 \pm 1.0 % である。また、当該履帯モデル牽引試験の結果、 $m_c=9.02$ kPa, $m_r=0.620$, $a=0.15$ cm⁻¹, $b_0=2.83 \times 10^{-3}$, $b_1=2.53$, $c_0=0.1002$, $c_1=0.855$, $c_2=0.466$ と与えられる。この諸定数は式 (1), (2) および (3) において、 p, j の単位を kPa, cm として算定されたものである。

図-3 は、制・駆動力、有効制動力および有効牽引力

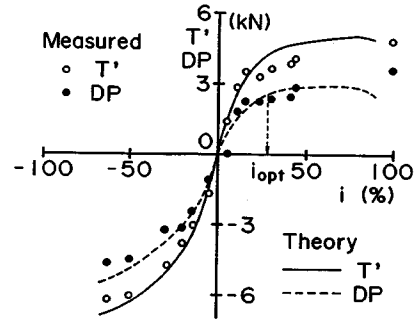


図-3 制・駆動力 T' 、有効制動力および有効牽引力 DP とスリップ率 i の関係

とスリップ率の関係について、実測値と解析結果を示したものである。両者ともよく一致しており、解析の妥当性が実証された。すべてのスリップ率に対して、駆動状態における駆動力と有効牽引力との差が制動状態における制動力と有効制動力との差より大きくなっている。これは、履帯のスリップ量の差によりすべり沈下量から算定される締固め抵抗が駆動状態で増大すること、および履帯のトリム角が駆動状態で増大し $P \sin \theta_t$ が増加することに起因しており、走行抵抗となる締固め抵抗と $P \sin \theta_t$ の和が駆動状態の方が制動状態より大きくなるためである。

図-4 は、制・駆動状態における前・後輪の沈下量とスリップ率の関係について、実測値と解析結果を示したものである。この場合においても、解析結果はよく実測値と一致しており、駆動状態において後輪沈下量は制動状態の値の約 2 倍となっている。これは、車両の通過中の土のスリップ量が駆動状態で $iD/(1-i)$ 、制動状態で iD となるためにすべり沈下量に差を生じたためである。また、制動状態でのトリム角は小さく、駆動状態では前輪部が浮上しトリム角はかなり増大しており偏心率 e_0 は 1/6 を超過している。なお、駆動状態で i が 100 % に近づくとすべり沈下量が著しく増加するものも理論解の示すところである。

図-5 は、制・駆動時における地盤反力の偏心率とスリップ率との関係を示したものである。制動状態での偏心率は 0.05 以下であるのに対し、駆動状態ではスリップ率の増加とともに偏心率は増加しており $e_0 > 1/6$ となる区間も存在する。これらの現象は、前・後輪の沈下量の挙動とよく対応している。

図-6 は、制・駆動時において車体に対して履帯が主要部接地長 D 移動する間の各種エネルギー E_1, E_2, E_3, E_4 とスリップ率の関係を示したものである。駆動時と比較して制動時における各種エネルギーがスリップ率の減少とともに著しく増加している。これは、車体の移動量が駆動時よりも制動時において著しく増加するため

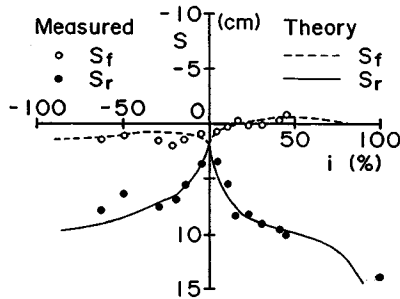


図-4 前・後輪の沈下量 S_f , S_r とスリップ率 i の関係

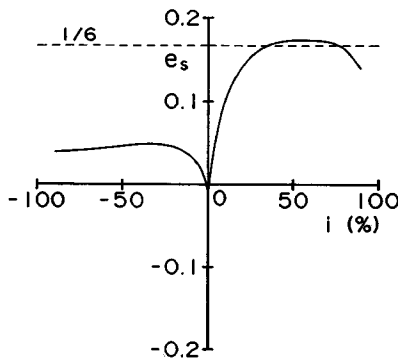


図-5 地盤反力の偏心率 e_s とスリップ率 i との関係

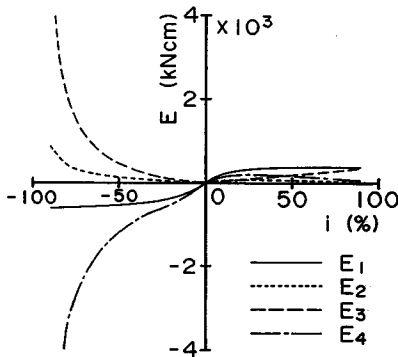


図-6 車体に対して履帯が D 移動する間の各種エネルギー E とスリップ率 i の関係

ある。図-7は、駆動時における状態を詳細に示すため前図を拡大したものであり、有効入力エネルギー E_1 と比較しスリップエネルギーはスリップ率の増加とともに著しく増大している。一方、締固めエネルギーと有効牽引力エネルギーはあるスリップ率において最大値を示している。有効牽引力エネルギーが最大となるスリップ率を最適スリップ率 i_{opt} とすると、この位置で履帯式車両は最大の仕事量を発揮しており、最大の作業能力を達成することができる。この場合、 $i_{opt}=28\%$ において有効牽引力 $DP=2.44\text{ kN}$ となり、最大の有効牽引力エネル

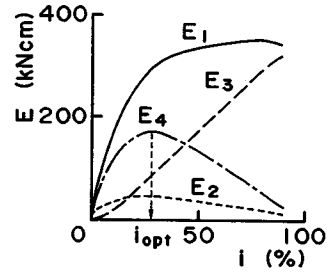


図-7 駆動状態における各種エネルギー E とスリップ率 i の関係 (詳細図)

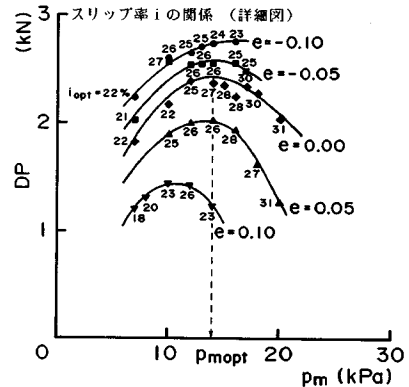


図-8 最適スリップ率 i_{opt} における有効牽引力 DP と平均接地圧 p_m との関係

ギー $E_4=166.6\text{ kNcm}$ を発揮している。

以上、剛性履帯式模型実験車両の実験結果よりここで新しく提案したエネルギー解析の適用が有用であることが実証された。したがって、いかなる軟弱地盤であっても与えられた湿地ブルドーザの作業性能を正確に把握することが可能であり、今後新規の湿地ブルドーザの設計・製作に大いに役立つものと確信する。一例として、最大作業能力を発揮するための最適な平均接地圧を算定することとする。図-8は、同一の剛性履帯式車両を使用して平均接地圧および偏心率が変化した場合の各最適スリップ率に対応する有効牽引力の大きさを当該エネルギー解析手法を用いて算定したものである。この場合、車両重心の偏心率 e_0 を除き他のすべての車両諸元、土質定数は前述のとおりである。その結果、平均接地圧の増加とともに最適スリップ率は増加していること、また $e_0=0$ においては各最適スリップ率において算定した有効牽引力を最大とする最適平均接地圧 p_{mopt} は 14.0 kPa となり、有効牽引力は 2.37 kN となることが判明した。

4. 結 論

本研究は、制・駆動時の湿地ブルドーザの走行性能を定量的に明らかにするため新しいエネルギー解析手法を

提示し、その有用性を模型車両実験から検証した。以下に、得られた新しい知見をまとめて示す。

(1) 軟弱地盤上の剛性履带式車両の地盤-車両系を解析するにあたって必要な土質情報は、履帯モデルの載荷試験および牽引試験より得られ、車両の推進力、抗力および沈下量を算定することができる。

(2) 駆動状態における車両の推進力は、履帯の主要部と前・後輪部における地盤とのスリップ量を算定し、地盤のせん断抵抗力より推進エネルギーを求めることにより各スリップ率 i に対して計算することができる。制動状態における抗力は、同様に抗力エネルギーを算定して求めることができる。

(3) 履帯主要部後端でのスリップ量は、接地長 D 、トリム角 θ_i に対して、駆動状態で

$$\{1-(1-i)\cos\theta_i\}D$$

となり、制動状態で

$$\{(1+i)-\cos\theta_i\}D/2(1+i)-\cos\theta_i$$

で与えられる。そのために、同じ $|i|$ に対して推進力は抗力より小さくなる。

(4) 車両の沈下量は、静的沈下量と動的なすべり沈下量の和として算定できる。すべり沈下量は駆動時

$$\{1-(1-i)\cos\theta_i\}D/\{(1-i)\cos\theta_i\}$$

制動時

$$\{1-\cos\theta_i/(1+i)\}D$$

で与えられる車両通過中の土のスリップ量より算定できる。そのために、同じ $|i|$ に対して沈下量は制動時と比較して駆動時の方が増大する。

(5) 沈下量より算定される締固め抵抗は、駆動状態の方が制動状態より増大する。そのために、同じ $|i|$ に対して有効牽引力は有効制動力より小さくなり、また、車両のトリム角および地盤反力の偏心率も制動状態と比較して駆動状態の方が増加する。

(6) 駆動状態において、有効入力エネルギーと比較してスリップエネルギーは i の増加とともに著しく増大している。一方、締固めエネルギーと有効牽引力エネルギーはある i の値で最大値をとる。有効牽引力エネル

ギーが最大となる最適スリップ率において車両は最大の仕事量を発揮する。制動状態においては、各エネルギーとも i の減少に従って著しく増大する。

(7) 制・駆動力、有効制動力、有効牽引力および前・後輪の沈下量とスリップ率の関係は、エネルギー解析の結果と攪乱したシルト質ローム地盤上で実施した剛性履带式模型車両実験の結果とはよく一致していることが判明し、解析手法の妥当性が実証された。

(8) 実験車両の平均接地圧が変化した場合の各最適スリップ率に対応する有効牽引力をこのエネルギー解析手法を用いて算定した結果、車両重心の偏心率 0 に対して有効牽引力を最大とする最適平均接地圧が存在し、14.0 kPa において最大有効牽引力 2.37 kN を発揮することが明らかとなった。その他、種々の因子分析を行うことにより、今後新しい車両設計にこのエネルギー解析手法が非常に有用なものであることを確信する。

最後に、この解析手法の開発に有益な助言をいただいた愛媛大学工学部 河原荘一郎助手に厚く謝意を表する次第である。

参考文献

- 1) Raymond N. Yong, Ezzat A. Fattah and Nicolas Skiadas : Vehicle Traction Mechanics, Elsevier, pp.135~155, 1984.
- 2) 室 達朗・尾本 清・二村政明：湿地用ブルドーザの走行性能—模型車両実験—, 土木学会論文集, 第 397 号/VI-9, pp.151~157, 1988 年 9 月.
- 3) 島昭治郎：建設機械学, 鹿島出版会, pp.34~53, 1987.
- 4) 伊藤豪誠・前田孝司・太田 宏：履带式車両の接地圧分布, 昭和 58 年度建設機械と施工法シンポジウム論文集, pp.17~20, 1983.
- 5) Ogaki, K. and Tamura, Y. : Improvements in crawler tractor traction, Proc. of 8th Int. Conf. Vol. III, ISTVS, pp.1281~1290, 1984.
- 6) 室 達朗・柳楽篤司・尾本 清：湿地ブルドーザの最適作業性能, 昭和 63 年度建設機械と施工法シンポジウム論文集, pp.142~145, 1988 年 11 月.

(1988.9.21・受付)