

## 36. 湿地ブルドーザの最適作業性能

愛媛大学：室 達朗・柳楽 篤司

日本電信電話(株)：尾本 清

1. まえがき 本研究の目的は、軟弱地盤における剛性履带式車両のドーピング作業に必要な有効牽引力に着目し、土-車両系について力学的に解析した後車両実験によって解析結果を実証することにより履带式車両の開発に有効な設計と操縦指針を明らかにすることである。まず、車両の地盤反力の偏心率を考慮して履帯主要部と前後輪部に作用する推進力、走行抵抗および有効牽引力について解析し、牽引エネルギーを最大とする最適スリップ率を求めた。その後、含水比30%(コーン指数31kPa)の軟弱なシルト質ロームについて土槽上での履帯モデル牽引実験及び車両実験を実施し、有効牽引力と沈下量のスリップ率による変化を計測した。次に、車両の仕事量を最大とする最適有効牽引力と接地圧の関係を求め、最適作業性能を発揮する最適接地圧での湿地ブルドーザの設計法についていくつかの提案を行う。

2. 地盤-車両系力学 図1に車両諸元と諸力の作用位置として、車両重量 $W$ 、重心の高さ $h_0$ と偏心率 $e$ 、接地長 $l_0$ 、履帯幅 $B$ 、前輪半径 $R_f$ 、後輪半径 $R_r$ 、グラウザ高さ $H$ 、牽引力作用点の高さ $h_0$ と車両中心線からの距離 $l_0$ 、駆動トルク $Q$ 、駆動力 $T_1$ 、深さ $Z$ に作用する締め固め抵抗 $T_2$ 、グラウザ先端部に作用する全推進力 $T_3$ 、有効牽引力 $T_4$ 、前・後輪部の沈下量 $S_f, S_r$ 、トリム角 $\theta_{til}$ 、地盤反力 $P$ と偏心率 $e$ 、 $l_0$ 、車両速度 $V$ および車体に対する履帯の回転速度 $V'$ を示す。スリップ率 $i$ は $1-V/V'$ で定義され、力の平衡式として次式が成立する<sup>1)</sup>。推進力 $T_3$ は、履帯主要部分のグラウザ底面に作用する推進力 $T_{30}$ とグラウザ側面に作用する推進力 $T_{3s}$ 、前輪接地部のグラウザ底面と側面に夫々作用する推進力 $T_{r0}$ と $T_{rs}$ 、および後輪接地部のグラウザ底面と側面に夫々作用する推進力 $T_{r0}$ と $T_{rs}$ の総和として与えられる<sup>2)</sup>。これらの推進力は土のせん断抵抗力 $\tau$ より算定され、粘着力 $c$ 、内部摩擦角 $\phi$ 、変形係数 $a$ 、スリップ量 $j$ より次式によって計算することができる。

$$\tau = (c + \sigma \tan \phi) \{1 - \exp(-aj)\} \quad (3)$$

$$\sigma = p_f + 12p_w e_1 / D \cdot X$$

従って、

$$T_{30} = 2B \int_0^D \tau dx \quad (4)$$

$$T_{30} = 4H \int_0^D \{c + (\sigma / \pi) \tan \phi \cot^{-1}(H/B)\} \\ \times [1 - \exp\{-a(j\pi + i' X)\}] dx \quad (5)$$

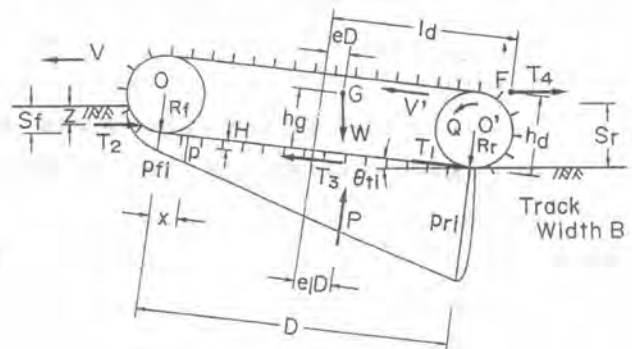


図1 車両諸元と作用力

ここに、 $i' = 1 - (1-i)\cos\theta_{11}$  で、 $j_B$  は前輪直下でのスリップ量である。

前輪部でのスリップ量  $j_r(\theta)$  は、接地角  $\theta_r$ 、接地部の任意の中心角  $\theta$  ( $0 \leq \theta \leq \theta_r$ ) に対して

$$j_r(\theta) = R_r [(\theta_r - \theta) - (1-i) \{ \sin(\theta_r + \theta_{11}) - \sin(\theta + \theta_{11}) \}] \quad (6)$$

で与えられ、 $j_B = j_r(\theta = 0)$  である。次に、土の接地圧  $\sigma_r(\theta)$  が沈下量  $S_r(\theta)$  の関数として、

$\sigma_r(\theta) = k \{ S_r(\theta) \}^n$  ( $k, n$  は土の定数) で与えられるとすると、

$$\tau_r(\theta) = \{ c + \sigma_r(\theta) \tan \phi \} [1 - \exp \{-a j_r(\theta)\}] \quad (7)$$

$$\sigma_r(\theta) = k [R_r \{ \cos(\theta + \theta_{11}) - \cos(\theta_r + \theta_{11}) \}]^n \cos(\theta + \theta_{11}) \quad (8) \quad \text{となり}$$

$$T_{r0} = 2BR_r \int_0^{\theta_r} \tau_r(\theta) \cos \theta \, d\theta \quad (9)$$

$$T_{r3} = 4HR_r \int_0^{\theta_r} \{ c + \sigma_r(\theta) / \pi \cdot \tan \phi \cot^{-1}(H/B) \} [1 - \exp \{-a j_r(\theta)\}] \, d\theta \quad (10) \quad \text{で与えられる。}$$

同様にして、後輪接地部における推進力  $T_{r0}, T_{r3}$  も算定することができる。なお、偏心率  $e_l$  が  $1/6$  を越えるときは、接地反力分布は三角形となり、接地長  $l$  は  $3D(1/2 - e_l)$ 、後輪接地圧  $p_{r1} = P/Bl$  として、各推進力を算定する必要がある。この場合、 $T_{r0} = T_{r3} = 0$  となる。

次に、車両の通過によるわだちの深さ  $S_r$  に対して、締め固め抵抗  $T_2$  のなした仕事量が沈下変形エネ

$$T_2 = 2k/(n+1) \cdot BSr^{n+1} \quad (11) \quad \text{ルギーに等しいと仮定すると、(11)式で算定される。なお、}$$

$$S_r = \sum_{n=1}^M C_n \{ p(nd) \}^{c_1} [(nd)^{c_2} - \{ (n-1)d \}^{c_2}] \cos \theta_{11} \quad (12) \quad \text{その作用位置 } Z \text{ は駆動トルクが } 0 \text{ で純粋回転している場合の}$$

$$p(nd) = p_r + 12p_w e_l (n-1/2)d/D$$

$$d = l/N + iD/(1-i)$$

$$T_4 = T_3 / \cos \theta_{11} - W \tan \theta_{11} - T_2 \quad (13) \quad \text{有効牽引力が } -T_2 \text{ であるとし、モーメントの釣合式より算定}$$

$$e_l = 1/2 + 1/PD \cdot [-T_2(R_r - S_r + Z) + T_4 \{ h_a \cos \theta_{11} - (l_a - D/2) \sin \theta_{11} \} - R_r \cos \theta_{11}] + W(h_a + H) \sin \theta_{11} - WD(1/2 - e) \cos \theta_{11} \quad (14) \text{式で与えられる。有効人力エネルギー } E_1, \text{ 締め固めエネルギー } E_2, \text{ スリップエネルギー } E_3, \text{ 有効牽引力エネルギー } E_4 \text{ として、}$$

$$\theta_{11} = \sin^{-1} \{ (S_r - S_r')/D \} \quad (14) \quad \text{履帯が車体に対して } D \text{ 移動するとき車体が } (1-i)D \cos \theta_{11} \text{ 走}$$

$$E_1 = T_1 D = (T_3 - W \sin \theta_{11}) D' \quad (15) \quad \text{行する間のエネルギーを算定すると、式(15)~(18)のように与}$$

$$E_2 = T_2 (1-i) D' \cos \theta_{11} \quad (16) \quad \text{えられる。ここに、} D' = (1+H/R_r) D \text{ である。以上の計算は車重}$$

$$E_3 = (T_3 \cos \theta_{11} - P \sin \theta_{11}) \times i D' \cos \theta_{11} \quad (17) \quad \text{諸元と土の定数を与えることにより、各スリップ率に対して}$$

$$E_4 = T_4 (1-i) D' \cos \theta_{11} \quad (18) \quad \text{マイクロコンピュータにより数値計算が可能であり、以下の}$$

実験結果によってその妥当性を実証する。

3. 実験結果 実験車両として、 $W=3.55\text{kN}$ 、 $D=71.0\text{cm}$ 、 $B=20.0\text{cm}$ 、 $R_r=R_f=14.8\text{cm}$ 、 $H=3.20\text{cm}$ 、

$e=-0.005$ 、 $h_a=35.3\text{cm}$ 、 $l_a=50.8\text{cm}$ 、 $h_s=32.5\text{cm}$ 、 $V'=8.40\text{cm/s}$  の剛性履帯式車両を製作した。

1.5kWモータを搭載し、後輪駆動とした。有効牽引力  $T_4$  はロードセルで、駆動力  $T_1$  はトルクセル

で計測し、沈下量  $S_r$ 、 $S_r'$  は走行中の写真撮影とノギスによる実測を行った。履帯の形状はT字型

標準グラウザでピッチ10.2cmのものを使用した。

実験土槽は540cm×150cm×60cmの鋼製パネルで製作し、含水比30%、コーン指数31kPaの練り返したシルト質ロームを充填した。特に鉛直方向の強度が等しくなるように十分攪拌を行った後試験に供した。牽引装置は3.7

kWの可変速モータを使用し、種々のスリップ率で試験を行った。写真1は試験開始時の実験車両である。車両実験に先立ち、同一の履板で作成した長さ70cmの履帯モデルにより、種々の接地圧下で初期沈下量、牽引力と滑り沈下量のスリップ量に伴う変化を計測した。

その結果、 $c=7.94\text{kPa}$ 、 $\phi=0.431\text{rad}$ 、 $a=0.150\text{ l/cm}$ 、 $k=10.2$ 、 $n=0.395$ 、 $Ca=0.1002$ 、 $C_1=0.855$ 、 $C_2=0.486$ を得た。なお、牽引速度は車両実験におけるスリップ速度の範囲にあり、速度変化に伴う上記データの変化は殆どない。図2は、 $T_1$ 、 $T_4$ の*i*による変化について実験値とシミュレーション解析結果を比較したものであり、両者はかなり良い一致を示している。図3は、 $S_f$ 、 $S_r$

の*i*による変化であり、理論解析値と実験値とはよく一致しており、*i*が100%に近付くとスリップ沈下量が顕著に増大していくことが判る。図4は、この場合のPの偏心率 $e_1$ とトリム角 $\theta_1$ のスリップ率*i*の変化についてシミュレーション解析を行った結果であり、 $i=19\%$

以上になると $e_1>1/6$ となり接地圧分布は三角形となることが判る。なお、各エネルギー $E_1, E_2, E_3, E_4$ の*i*による変化は図5のように算定され、 $E_1, E_3$ が*i*とともに増大するのに対し、 $E_2, E_4$ はある*i*の値で最大値を有することが明らかである。 $E_4$ を最大ならしめる*i*を最適スリップ率 $i_{opt}$ 、その場合の $T_4$ を最適有効牽引力 $T_{4opt}$ と称し、

湿地ブルドーザの最大仕事量を達成することができる。この場合、 $i_{opt}=27\%$ 、 $T_{4opt}=2.63\text{kN}$ で最大仕事量21.8

kNcm/sを発揮している。

4. 最適設計 湿地ブルドーザの最適作業性能を達成するためには、 $i_{opt}$ における $T_{4opt}$ を最大ならしめるための最適接地圧 $p_{opt}$ を決定することである。接地圧 $p$ は、履帯の接地面積を一定とすると*W*を変化させることにより種々の値が得られる。図6は、前述した実験車両諸元



写真1 実験車両と土槽

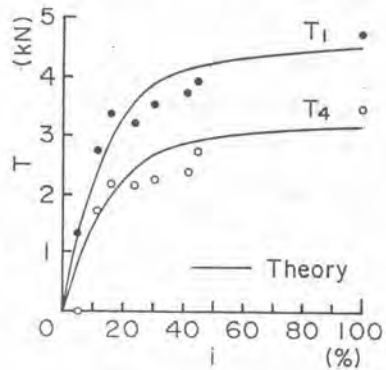


図2 駆動力 $T_1$ 、有効牽引力 $T_4$ とスリップ率*i*の関係

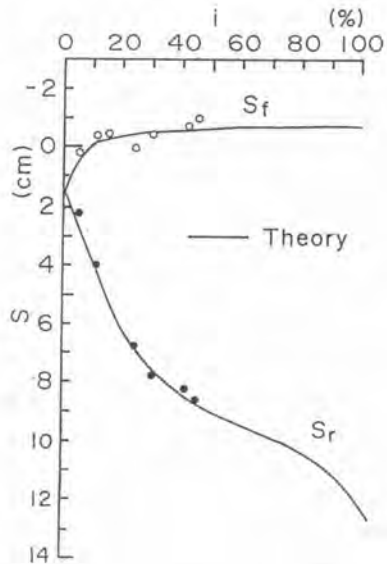


図3 沈下量 $S_f, S_r$ とスリップ率*i*の関係

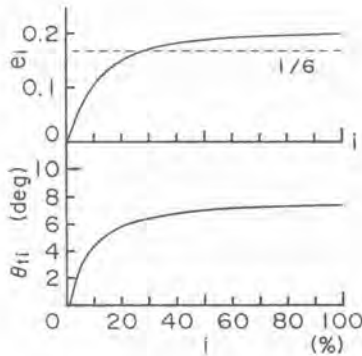


図4 偏心率 $e_i$ 、トリム角 $\theta_{ii}$ とスリップ率 $i$ の関係

( $2BD=2840\text{cm}^2$ ,  $D/B=3.55$ )について、種々の $p_m$ に対して $T_{4opt}$ を計算したものである。車両重心の偏心率 $e=0, \pm 0.05, \pm 0.10$ について算定したが、 $p_{mopt}$ が明確に表れるのは $e=0$ の場合のみであり、他は初期設定で×印の位置において転倒している。なお、 $p_m$ の増大とともに $i_{opt}$ も増大していることが判る。この場合の $p_{mopt}$ は、 $e=0$ に対し $15.0\text{kPa}$ で最大 $T_{4opt}=2.65\text{kN}$ を得ている。図7は、 $2BD=2840\text{cm}^2$ ,  $e=0$ として $D/B$ を変化させたときの $T_{4opt}$ と $p_m$ の関係を算定したものである。その結果、各 $p_{mopt}$ において $D/B$ が増大する程 $T_{4opt}$ も増大することが明らかとなった。

5. 結論 軟弱地盤においてドーピング作業能力を最大限に発揮するための湿地ブルドーザの操縦は最適スリップ率で運行すべきであり、またその最適設計は、最適接地圧を得るべく車両重量と履帯接地面積を決定し、車両重心の偏心率をできるだけ小さくし、さらに履帯長と幅の比率を可能な限り大きく設計することであり、土質特性に適合した値を決定することが可能であることから本研究が実車両の設計・製作に大いに役立つものと確信する。

6. 参考文献 1)室・河原・尾本：履带式車両の有効牽引力に関するエネルギー解析，愛媛大学工学部紀要，第11巻，第3号，PP.409-419，1988年2月。

2)Muro.T: An optimum operation of a bulldozer running on a weak terrain, Proc. of the 5th International Symposium on Robotics in Construction, JSCE, Vol.2, PP.717-726, June, 1988.

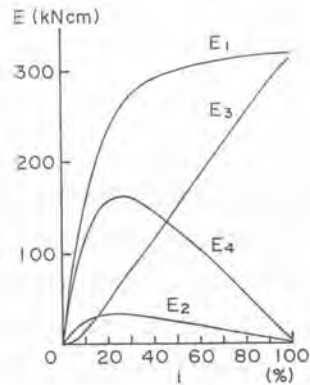


図5 各種エネルギー $E_1, E_2, E_3, E_4$ とスリップ率 $i$ の関係

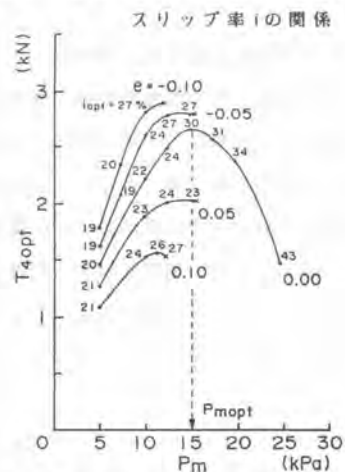


図6 種々の偏心率 $e$ に対する最適有効牽引力 $T_{4opt}$ と平均接地圧 $p_m$ の関係

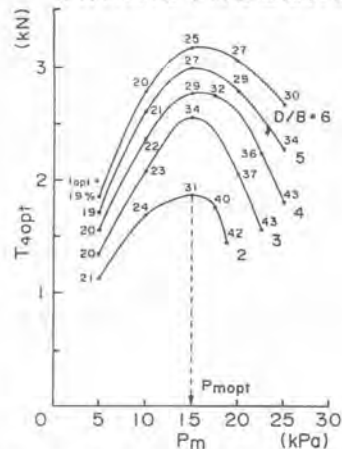


図7 種々の $D/B$ に対する最適有効牽引力 $T_{4opt}$ と平均接地圧 $p_m$ の関係