

論 文

安定性を前提とした場合の腕関節部接地式森林作業機械の消費エネルギーの解析

鈴木保志*・神崎康一**

鈴木保志・神崎康一：安定性を前提とした場合の腕関節部接地式森林作業機械の消費エネルギーの解析 日林誌 80 : 8~15, 1998 既報で提案された、エクスカベータを改良した腕関節部接地式森林作業機械（肘つき型作業機械）の力学モデルを用いて、安定性の確保を前提とした場合のエネルギー消費を、接地部の台車の車輪に働く転がり抵抗あるいは駆動力を考慮して考察した。まず、モデル式を吟味して、関節に与えるモーメントは、おおむね腕を押し付ける向きに力を加えると接地部の抗力が高まり、車体の転倒に対する安定性が増大することを証明した。つぎに、各小腕のモーメントを調節して安定性を確保することを条件として、接地部抗力の基準値、接地部の車輪にかかる転がり抵抗あるいは駆動力を変化させて、斜面下部から林道端まで荷物を引き上げる作業によるエネルギー消費量を計算した。その結果、接地部の車輪の転がり抵抗がエネルギー消費に与える影響は小さいこと、車輪に駆動力を与えるとエネルギー消費が増大すること、および接地部の抗力は大きく与えた方がエネルギー消費の低減になることが明らかになった。

キーワード：エネルギー消費、改良型エクスカベータ、駆動力、転がり抵抗、作業安定性

Suzuki, Y. and Kanzaki, K. : Working efficiency of a remodeled excavator having an extensible arm mounted on a small ground undercarriage assuming that the minimum operational stability required of the excavator is secured. *J. Jpn. For. Soc.* 80 : 8~15, 1998 This paper analyzes the energy consumption of a remodeled excavator introduced in the previous report on the assumption that the minimum operational stability required of the remodeled excavator is secured with consideration for the running resistance and driving force working on undercarriage wheels. By re-examining formulas for the static model of the previous report, we proved that if the moment at each arm joint is intensified so that the arms press the ground, the operational stability of the excavator chassis is enhanced enough to prevent the excavator from tumbling over. Next, the energy consumption of the remodeled excavator for hoisting a load was calculated. In the calculation, the reference value of the resistance force of the undercarriage and the running resistance and driving force working on the undercarriage wheels were varied and the moment at each small arm was adjusted to secure the minimum stability. As a result, it has been clarified that the running resistance of wheels has little effect on the energy consumption of the remodeled excavator, that when a driving force is applied to undercarriage wheels the energy consumption rather increases, and that as the resistance force of the ground undercarriage increases, the energy consumption is reduced.

Key words: driving force, energy consumption, operational stability, remodeled excavator, running resistance

I. はじめに

著者らは前報（鈴木・神崎、1996）で、既存のエクスカベータに伸縮式の小腕を附加し関節の一部を接地式として、小型の車格で作業半径を伸ばす方式を提案した。そして、この腕関節部接地式森林作業機械（以下、肘つき型作業機械と呼ぶ）が通常のエクスカベータ（従来型）よりも作業時の車体の転倒に対する安定性に優れ、またエネルギーの消費量も少ないと証明した。ただし、その際の数値計算では、解の一意性を確保するために、第二関節（図-1、関節B）のアクチュエータには基本的に力をかけない特殊な操作方式を仮定した。このため、関節Bを能動的に操作した場合の安定性、接地部の抗力（接地部を斜面に押し付ける力）、エネルギー消費の関係の分析は課題として残された。

本論では前報の結果を一般化するため、関節Bを能動的に操作した場合について、前報で導いた力学モデル（これは関節Bのモーメントに任意の値をあてた場合も有効

である）を用いた模擬計算により分析を行う。この際問題となるのは、（単に任意の値とすると幅がありすぎるため）モーメントの値として具体的にどの程度の範囲の数値を使うかということである。

肘つき型作業機械の力学モデルは従来型と異なり不定である。つまり接地部が斜面に接地した状態において、ある腕の角度を維持するために必要な各関節のモーメントの値は一通りではなく、①第二（あるいは第一）関節のモーメント、②接地部の抗力、あるいは③履帶の抗力の重心点の位置（図-1、x）のいずれかを決めなければ、力の釣り合いの式は解けないためである。具体的にいって、肘つき型作業機械の腕の角度などが一定で静的に安定した状態でも、関節のアクチュエータに発生させる力（①）を増減させて、接地部を地面に押し付ける力を増減させることができる。ただしこのとき、腕や接地部の位置などは不变でも、力の釣り合い関係は変化するため、左右の履帶の抗力のバランス（③）もそれに伴って変化する。詳しくは次章で証明するが、これは関節のモーメント（①）を操作することに

* 高知大学農学部 Fac. of Agric., Kochi Univ., Kochi 783

** 京都大学農学部 Fac. of Agric., Kyoto Univ., Kyoto 606-01

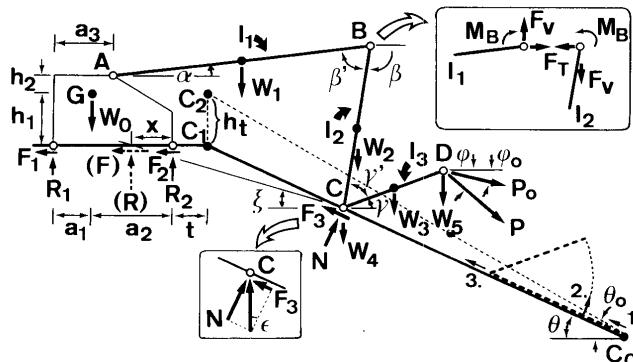


図-1. 腕関節部接地式（肘つき型）作業機械の力学モデル

鈴木・神崎（1996）の図-1に加筆して再掲。

よって林地斜面の保全（②接地部が斜面を押す力すなわち抗力）や車体の安定性（③履帶の抗力の重心点の位置）を制御できることを示唆している。そこで、本論の模擬計算では車体の安定性（③）と接地部が斜面を締固めようとする力（②）の許容範囲を設定し、これから関節のモーメント（①）の値を逆算してエネルギー消費量を計算することにした。

また、前報で導いた力学モデルは、接地部の車輪にかかる転がり抵抗や駆動力も考慮できるものになっていたが、これらについては考察をしなかった。しかし、接地部の車輪の転がり抵抗が作業時の安定性やエネルギー消費にどの程度の影響を与えるのかを知ることは重要である。また、接地部の車輪に駆動力を与えることが安定性やエネルギー消費を向上させうるのかどうかも、実機を開発する以前に考察しておく必要がある。

本論の目的は、前報で残された上記の課題を解くことである。まず前報で導かれた肘つき型作業機械の力学モデルを吟味し、関節にかけるモーメントと接地部の抗力と車体の安定性との関係を明らかにする。そして、第一に安定性を確保することを条件として、接地部の抗力を増減させた場合に作業時のエネルギー消費がどのように変化するかを、数値計算により考察する。その際、前報では無視されていた接地部の車輪にかかる抵抗、そして接地部の車輪に駆動力を与えた場合についても考慮する。

II. 関節のモーメント・ 接地部の抗力・安定性の関係

1. モデルの設定

肘つき型作業機械の力学モデルの模式図を図-1に示す。想定する作業方式、小腕を棒とみなすなどの力学モデルを考える上で簡略化の条件などは前報（鈴木・神崎、1996）と同じとする。すなわち、機械は車体を道に沿わせており、腕を斜面下方にのばし、立木や伐倒木をつかむなどの作業を行う。腕は三つの小腕からなり、その先端すなわち通常のエクスカベータではバケットにあたる部分に、グラップルやハーベスター等の作業ヘッドを取り付け

るものとする。それぞれの小腕は棒とみなし、重心はその中点にあるものとする。作業ヘッド、肘つき型の接地部などは質点と考える。斜面は路肩から一様の勾配 θ で下方に広がり、凸凹や障害物はないものとする。機械効率は100%とする。つまり、可動部の抵抗や油圧の伝達損失などは考慮しない。各記号の詳細な説明は、鈴木・神崎（1996）の表-1を参照されたい。ただし、接地部の抗力（N）と接地部にかかる斜面方向の力（F₃）との関係は次式で表されるものとする。

$$F_3 = k \cdot N \quad (1)$$

ここで、kは以下に説明するように接地部の車輪にかかる転がり抵抗やけん引係数を表す係数である。

車輪によって生ずるけん引力Tは推進力Hと転がり抵抗R_rの差で与えられる（川村ら、1982）。

$$T = H - R_r \quad (1a)$$

また、単位接地重量（水平状態、車輪にかかる重量はW）当たりのけん引力および転がり抵抗を、それぞれけん引係数C_p、転がり抵抗係数C_rという。

$$C_p = T/W, \quad C_r = R_r/W \quad (1b), \quad (1c)$$

けん引係数の最大値は、粘着係数C_tと呼ばれる（以上、川村ら、1982より）。

肘つき型の接地部の車輪の場合、TにはF₃が、Wには接地部の台車の車輪の接地圧であるNが相当するので、(1a), (1b), (1c)式から

$$F_3 = \text{sign } F_3 \cdot (H - C_r \cdot N) \quad (1d)$$

$$= \text{sign } F_3 \cdot C_p \cdot N \quad (1e)$$

ここで sign F₃ は F₃ の向きで、接地部 C を斜面上向きに移動させるときには +1、下向きに移動させるときには -1 とする。車輪に推進力をかけず (H=0) 走行抵抗のみを考慮するとき、(1)式の k は (1d) 式より sign F₃ · (-C_r) である。車輪に推進力をかける場合、k は (1e) 式より sign F₃ · C_p である。

2. 関節のモーメントと接地部の抗力との関係

1) 関節 B について

関節 B のモーメント (M_B) を表す (3b)*式（以下、*は鈴木・神崎、1996 の式をさすものとする）に (1) 式を代入して N で微分すると

$$dM_B/dN = l_2 \{ k \cdot \sin(\beta - \theta) - \cos(\beta - \theta) \} \quad (2)$$

上式で、 β は小腕 2 が水平面となす角度、 θ は斜面の傾斜角である。（注：ここでは静的な安定状態を仮定し、 β はある定まった値として M_B と N の関係を考えているため、 β は N の微分に関与しない、すなわち $d\beta/dN$ は考慮されない。）したがって

$$\begin{aligned} dN/dM_B &= 1/(dM_B/dN) \\ &= 1/[l_2 \{ k \cdot \sin(\beta - \theta) - \cos(\beta - \theta) \}] \\ &= 1/[l_2 \cdot (k^2 + 1)^{1/2} \{ \sin \varepsilon \cdot \sin(\beta - \theta) \\ &\quad - \cos \varepsilon \cdot \cos(\beta - \theta) \}] \\ &= -1/[l_2 \cdot (k^2 + 1)^{1/2} \cdot \cos(\beta - \theta + \varepsilon)] \end{aligned} \quad (3)$$

ここで ε は N と F₃ との合力が N となす角度（図-1 中央下の図みを参照）で、

$\sin \varepsilon = k/(k^2+1)^{1/2}$, $\cos \varepsilon = 1/(k^2+1)^{1/2}$ (4 a, 4 b)
である。

l_2 は小腕 2 の長さであり角度 $\beta - \theta$ は小腕 2 と斜面がなす角度である。したがって式(3)は、 dN/dM_B (M_B の変化にともなう N の変化) が、 N と F_3 との合力が関節 B を支点として小腕 2 に及ぼすモーメントの腕の長さに反比例することを示している。 M_B は反時計回りを正としているので、 $\beta - \theta + \varepsilon < \pi/2$ のときは M_B に負すなわち時計回りの向きの力を与えると N が増大し、 $\beta - \theta + \varepsilon > \pi/2$ のときは M_B に正の向きに力を与えれば N が増大する。

$\beta - \theta + \varepsilon = \pi/2$ のときは関数が不連続になるため dN/dM_B は定義できない。 $\beta - \theta$ は小腕 2 と斜面の角度を意味するので、簡単のために $\varepsilon = 0$ とすると、これはちょうど小腕 2 が斜面に垂直になる角度である。このとき M_B に力を与えても N に変化はなく、小腕 2 が回転するだけであることは現実的に考えれば理解できる。

角度 ε の大小は k の大小に相応しており、III. の模擬計算で設定した値 $-0.4 \leq k \leq 0.4$ の範囲では、 -21.8° から $+21.8^\circ$ の間である。また、 $\beta - \theta < \pi/2$ は小腕 2 を斜面に対して垂直よりも開いた状態、 $\beta - \theta > \pi/2$ は閉じた状態に相当する。

要約すると、接地部の抗力 N に対する関節 B のモーメントの効果は、小腕 2 を斜面に押し付ける向きのモーメントを増加すると N を増大させるというものである。ただし、小腕 2 が斜面に対して垂直になる前後に、この効果がなくなる角度が存在する。この角度は k の正負と大きさに影響される。

2) 関節 A について

関節 A のモーメント (M_A) を表す(18)* 式を N で微分すると

$$dM_A/dN = l_1(-dF_V/dN \cos \alpha + dF_T/dN \sin \alpha) \quad (5)$$

α は小腕 1 が水平面となす角度で、 F_V, F_T はそれぞれ関節 B にかかる垂直および水平方向の力である(注: ここでも(2)式と同様、腕の角度 α は一定の状態での M_A と N の関係を問題としているため、 α は N の微分に関与しない)。 $dF_V/dN, dF_T/dN$ はそれぞれ F_V, F_T を表す(9)*, (8)* 式に(1)式を代入して N で微分することにより得られる。

$$dF_V/dN = k \sin \theta + \cos \theta \quad (6)$$

$$dF_T/dN = -k \cos \theta + \sin \theta \quad (7)$$

(6), (7)式を(5)式に代入し、(4)式を用いて整理すると

$$dM_A/dN = -l_1(k^2+1)^{1/2} \cos(\theta + \alpha - \varepsilon) \quad (8)$$

よって

$$dN/dM_A = -1/\{l_1(k^2+1)^{1/2} \cos(\theta + \alpha - \varepsilon)\} \quad (9)$$

l_1 は小腕 1 の長さであり $\theta + \alpha$ は小腕 1 が斜面となす角度であるから、この式が意味するところは小腕 2 に対する M_B の場合と同様である。すなわち、 dN/dM_A は N と F_3 の合力が関節 A を支点として小腕 1 に及ぼすモーメントの腕の長さに反比例する。小腕 1 を斜面に押し付ける向き

に M_A の値を増大させると N を増大させる結果となる。また、 $l_1 > l_2$ であれば小腕 1 を斜面に対して直角になるまで起こす事態は生じない(ε を考慮しても $-90^\circ < \theta + \alpha - \varepsilon < 90^\circ$)ため、 dN/dM_A は常に存在する。つまり、 M_A は反時計回りが正であるため、 M_A に負の増分を与えると N が増大することになる。

3) 安定性について

肘つき型作業機械の安定性の指標 f_x は次式で定義される(鈴木・神崎, 1996)。

$$f_x = x/(a_1 + a_2) \quad (32\text{ a})^*$$

x は R (山側および谷側の履帯にかかる反力 R_1 と R_2 の合力) がかかる点と谷側の履帯の中心点との距離、 a_1 および a_2 はそれぞれ山側、谷側の履帯の中心点から車体の重心点までの水平距離である。 f_x が 0 から 1 の間の値ならば、車体は転倒に対して安定である。

まず x と N の関係を考察する。静的安定状態を仮定すると、谷側の履帯の中心点(R_2 が働く点)でのモーメントの合計はゼロになる。すなわち、反時計回りを正とする

$$\begin{aligned} 0 = & -x \cdot R + a_2 \cdot W_0 - (l_1/2 \cdot \cos \alpha - a_1 - a_2 + a_3) \cdot W_1 \\ & - (l_1 \cdot \cos \alpha + l_2/2 \cdot \cos \beta - a_1 - a_2 + a_3) \cdot W_2 \\ & - (l_1 \cdot \cos \alpha + l_2 \cdot \cos \beta + l_3/2 \cdot \cos \gamma - a_1 - a_2 + a_3) \\ & \times W_3 - (l_1 \cdot \cos \alpha + l_2 \cdot \cos \beta - a_1 - a_2 + a_3) \\ & \times (W_4 - F_3 \cdot \sin \theta - N \cdot \cos \theta) \\ & - (-l_1 \cdot \sin \alpha + l_2 \cdot \sin \beta - h_1 - h_2) \\ & \times (F_3 \cdot \cos \theta - N \cdot \sin \theta) \\ & - (l_1 \cdot \cos \alpha + l_2 \cdot \cos \beta + l_3 \cdot \cos \gamma - a_1 - a_2 + a_3) \\ & \times P \sin \phi + (-l_1 \cdot \sin \alpha + l_2 \cdot \sin \beta - l_3 \cdot \sin \gamma \\ & - h_1 - h_2) \cdot P \cos \phi \end{aligned} \quad (10)$$

ここで l_3 は小腕 3 の長さ、 γ は小腕 3 と水平面との角度、 W_0, W_1, W_2, W_3, W_4 はそれぞれ車体、小腕 1, 2, 3、接地部の台車の重量、 a_3 は関節 A と山側の履帯の中心との水平距離である。また P は小腕 3 の先端に取り付けられた作業ヘッドの重量 W_5 と小腕 3 の先端に働く力 P_o との合力の大きさ、 ϕ はこの合力の方向の水平面との角度である。(10)式に(1)式を代入し、両辺を N で微分して整理すると次式を得る。

$$\begin{aligned} dx/dN = & \{l_x(k \cdot \sin \theta + \cos \theta) + h_x(k \cdot \cos \theta - \sin \theta)\} \\ & /R - (x \cdot dR/dN)/R \end{aligned} \quad (11)$$

ただし l_x および h_x はそれぞれ R が働く点と C 点との水平および垂直距離で

$$l_x = l_1 \cdot \cos \alpha + l_2 \cdot \cos \beta - a_1 - a_2 + a_3 + x \quad (12)$$

$$h_x = l_1 \cdot \sin \alpha - l_2 \cdot \sin \beta + h_1 + h_2 \quad (13)$$

R は(11)* 式および(9)* 式により与えられ、 $dR/dN = -\cos \theta$ である。

(4)式を利用して(11)式を整理すると

$$\begin{aligned} dx/dN = & (k^2+1)^{1/2} \cdot (l_x^2 + h_x^2)^{1/2} \cdot \cos(\theta - \varepsilon + \xi)/R \\ & + (x \cdot \cos \theta)/R \end{aligned} \quad (14)$$

ここで ξ は R が働く点と C 点とを結ぶ直線が水平面となす角度(図-1 参照)で、

$$\sin \xi = h_x / (l_x^2 + h_x^2)^{1/2}, \quad \cos \xi = l_x / (l_x^2 + h_x^2)^{1/2} \quad (15a, 15b)$$

である。(14)式の右辺第2項は、 R は正であり、斜面の傾斜の絶対値は垂直には至らない($-2/\pi < \theta < 2/\pi$)ため、車体が安定($0 < x < a_1 + a_2$)であれば正である。

(14)式の右辺第1項については、 $(k^2 + 1)^{1/2}$, $(l_x^2 + h_x^2)^{1/2}$, R はいずれも正である。そして $\cos(\theta - \varepsilon + \xi) \leq 0$ となるのは $\theta - \varepsilon + \xi \leq -90^\circ$ あるいは $\theta - \varepsilon + \xi \geq 90^\circ$ の場合である。 ξ は 0 から θ の間の値をとり、 θ は現実的には後出の模擬計算のように 35° 程度まで考慮すれば十分と考えられる。そして前述のように ε は k が ± 0.4 の範囲ならば $\pm 21.8^\circ$ であるから、前者すなわち $\theta - \varepsilon + \xi \leq -90^\circ$ はありえない。後者の場合が生じるのは、 θ が大きくまた機械が腕を最も伸ばした状態で ξ がほぼ θ と等しくなり、かつ k が負で大きな値をとるときである。後出の模擬計算では $\theta = 35^\circ$, $k = -0.4$ で引上げ作業開始時がこの場合に相当するが、このときも $\theta - \varepsilon + \xi < 90^\circ$ であった。すなわち、ほとんどの場合 $dx/dN > 0$ であり、このとき M_A や M_B の値の増減(すなわち関節 A, B のアクチュエータの操作)により N を増大させることにより x を増大させることができる。

斜面下方からの荷の引上げ作業を想定した前報(鈴木・神崎, 1996)の模擬計算の結果では、車体が不安定になるのは f_x ひいては x が非常に小さい値をとることによる場合がすべてであった。 $dx/dN > 0$ であり

$$dx/dM_B = dx/dN \cdot dN/dM_B, \quad dx/dM_A = dx/dN \cdot dN/dM_A \quad (16), \quad (17)$$

であるから、以上から車体の安定性と腕の操作について以下のように結論できる。すなわち、 f_x あるいは x が過少になって車体の安定性が低下した場合には、小腕 2 あるいは 1 を斜面に押し付ける向きに関節 B あるいは A にモーメントを附加することにより、接地部の抗力 N ひいては x を増大させ、車体の安定性を高めることができる。ただし、斜面が極端に急で接地部の車輪の転がり抵抗が大きいなどにより $\theta - \varepsilon + \xi \geq 90^\circ$ となる場合には $dx/dN \leq 0$ となるので、この操作が無効($dx/dN = 0$)あるいは逆の操作が必要となる。

ここで、 x から N を計算する式を導いておく。(10)式に R を表す(11)*式および(9)*式、そして F_3 を表す(1)式を代入して整理すると次式を得る。

$$N = M_x / L_v \quad (18)$$

M_x は R がかかる点における N と F_3 以外の力が及ぼすモーメントの総和(時計回りを正)、 L_N は R がかかる点における N と F_3 によるモーメントの腕の長さである。

$$\begin{aligned} M_x = & (-a_2 + x) \cdot W_0 \\ & + (l_1/2 \cdot \cos \alpha - a_1 - a_2 + a_3 + x) \cdot W_1 \\ & + (l_1 \cdot \cos \alpha + l_2/2 \cdot \cos \beta - a_1 - a_2 + a_3 + x) \cdot W_2 \\ & + (l_1 \cdot \cos \alpha + l_2 \cdot \cos \beta + l_3/2 \cdot \cos \gamma \\ & - a_1 - a_2 + a_3 + x) \cdot W_3 \\ & + (l_1 \cdot \cos \alpha + l_2 \cdot \cos \beta - a_1 - a_2 + a_3 + x) \cdot W_4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & + \{(l_1 \cdot \cos \alpha + l_2 \cdot \cos \beta + l_3 \cdot \cos \gamma \\ & - a_1 - a_2 + a_3 + x) \cdot \sin \phi + (l_1 \cdot \sin \alpha - l_2 \cdot \sin \beta \\ & + l_3 \cdot \sin \gamma + h_1 + h_2) \cdot \cos \phi\} \cdot P \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} L_N = & (l_1 \cdot \cos \alpha + l_2 \cdot \cos \beta - a_1 - a_2 + a_3 + x) \\ & \times (k \cdot \sin \theta + \cos \theta) + (l_1 \cdot \sin \alpha - l_2 \cdot \sin \beta \\ & + h_1 + h_2) \cdot (k \cdot \cos \theta - \sin \theta) \end{aligned} \quad (20)$$

N から x を計算するには前報(鈴木・神崎, 1996)と同様(13)*式を用いる。(13)*式中の M_B , F , R はそれぞれ(3b)*, (10)*および(8)*, そして(11)*および(9)*式に F_3 を表す(1)式を用いて与えられる。

III. 模擬計算の設定

1. 操作方法

作業では安全すなわち車体の安定性を確保することが第一と考える。その制限のもとで、林地斜面を保全するためには接地部の抗力はできるだけ小さくする必要がある。かつ、作業による消費エネルギーも可能ならば小さくすることが望ましい。接地部の抗力を増大させることにより車体の安定性を高めることは上で証明されたが、その操作が作業で消費されるエネルギーの量にどのように影響を与えるか、そして接地部の車輪の転がり抵抗や駆動力がどの程度エネルギー消費に影響を与えるかは未知である。これらを明らかにするために、模擬計算では以下のようない操作方法を想定した。

基本とする作業方式は前報(鈴木・神崎, 1996)と同一とする。すなわち、まず小腕 1 と 2 が直線になるよう道に対して直角に伸ばし、小腕 3 を斜面に沿わせ必要量だけブームをのばす。このとき腕の先端 D が到達する斜面上の点を C_0 とする。ここで作業ヘッドが例えば伐倒木をつかんだ時点から、引き上げ作業が始まる。手順は：1. 小腕 3 のブームを縮め、2. 小腕 3 を角度 γ まで起こし、3. 小腕 2 と 3 の関節すなわち接地部 C を斜面に沿って道端の点 C_1 まで引き上げる(図-1 右下参照)。この間 γ および作業ヘッドにかかる力の大きさ P_o とその角度 ϕ_o は変化しないものとする。

消費エネルギーの計算では斜面傾斜 θ 、荷の重量 P_o (力ではなく重量なのは ϕ_o を 90° で一定とするため)、駆動力と転がり抵抗を表す係数 k に加えて N の基準値 N_{min} を設定する。そして安定度の指標 f_x の最低値 f_{x_limit} を定め、 f_x がこれを下回ったときは(18)式を用いて f_{x_limit} を満たすように N を設定し直すこととする。 f_{x_limit} を定めるのは安定性を確保するためである。 N_{min} を変更することにより、接地部の抗力 N の大小がエネルギーの消費量に与える影響を知ることができる。 k の値の変更からは、接地部の車輪に駆動力を与えず転がり抵抗のみを考慮する場合($k < 0$)から車輪が最大けん引力を発揮する場合($C_t \geq C_p = k \geq 0$)までを考慮することができる。

2. 数値の設定

斜面傾斜 θ と引き上げる荷の重量 P_o については、前報の模擬計算と同様にそれぞれ 5° から 35° まで 5° きざみに

7段階、および0, 1.96, 3.92 kNとした。

f_x_{limit} は0.05とした。前報の模擬計算で $M_B=0$ とした肘つき型と従来型との f_x の最低値 $\min f_x$ はおよそ-0.25~1.80の値となった(鈴木・神崎, 1996:図-5)。0.05は $P_o=1.96$ kNとしたときの従来型の $\min f_x$ のはば平均値に相当する。

k を決めるために、まず転がり抵抗係数 C_r をトラクタの場合について参考してみると、川村ら(1982)によれば、耕起直後の畠および深い泥土で0.20~0.30、微砂で0.30~0.40となっている。Richeyら(1961)はさまざまなサイズのホイールとタイヤについて、耕うんされたロームで0.168~0.468、粗砂では0.159~0.504という数字をあげている。FAOの資料を引用した林業機械化協会(1966)によると、低圧のゴムタイヤの場合一般野外で0.060、土道で0.040~0.090、砂礫で0.120、泥濘地で0.160などとなっている。森林土壤における転がり抵抗については、石川(1994)が実測した林地での丸太の転がり抵抗係数(f)は平均半径(r)6.17(ヒノキ)および6.91(スギ)cmに対し0.94(ヒノキ)および1.02(スギ)cmとなっている。これは転がり抵抗係数($C_r=f/r$)にするとおよそ0.15である。これらを参考に、本論の模擬計算では C_r を0.2, 0.4とした。

けん引係数 C_p は、ホイール型トラクタの場合、川村ら(1982)によれば砂質壤土、乾燥細砂、牧草畠などで0.50~0.36、Sundberg and Silversides(1996)によれば固い土、緩い土、緩い砂で0.55~0.20となっている。けん引係数の最大値である粘着係数 C_t は、林業機械化協会(1966)によればゴムタイヤ装着のトラクタの場合、砂質粘土、腐植土、砂について0.35~0.15となっている。これらを参考に C_p は0.2, 0.4とした。

荷を斜面下方から引き上げる場合を想定するため、sign F_3 (1d, 1e式参照)は+1である。模擬計算では、①接地部の車輪の推進力 H (以下、駆動力と記す)がゼロで車輪に転がり抵抗 R_r のみかかる場合($k=-C_r$)、②駆動力が転がり抵抗を上回る場合($k=C_p$)、③駆動力と転がり抵抗が一致あるいはどちらも考慮しない場合($k=0$)を取り扱うこととする。すなわち、計算に用いる k の値は-0.4, -0.2, 0, 0.2, 0.4である。

N_{\min} を決めるために、上記の θ, P_o, k のそれぞれの組み合わせについて f_x_{limit} を0.05としたときの N の最大値を計算した結果、8~16 kNとなった(図-2)。そこで、 N_{\min} を4.90, 9.81, 19.6 kNとした。4.90 kNでは引上げ作業中から f_x が f_x_{limit} を下回る事態が生じるため、 N を基準値である N_{\min} 以上に増大させる必要がある。19.6 kNでは N すなわち f_x に常に余裕がある。

以上、模擬計算に際して設定した数値の一覧を表-1に示した。また、腕の長さ・重さなどの数値は前報(鈴木・神崎, 1996)と同じとした。

3. 消費エネルギーと仕事率の計算

力やモーメントおよびエネルギーの計算は前報(鈴木・

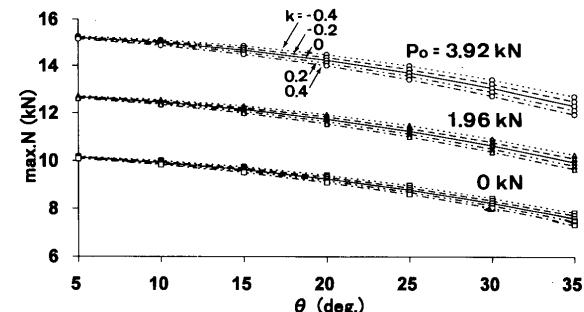


図-2. 接地部の抗力 N の最大値

□, $P_o=0$ kN; △, 1.96 kN; ○, 3.92 kN。各組のそれぞれの線は上から $k=-0.4, -0.2, 0, 0.2, 0.4$ (実線)。

表-1. 模擬計算で設定した数値

記号	意味	数値
f_x_{limit}	安定度の指標の最低値	0.05
N_{\min}	接地部の抗力の基準値	4.90, 9.81, 19.6 kN
k	接地部の車輪にかかる転がり抵抗(負)	
	あるいは駆動時のけん引係数(正)	-0.4, -0.2, 0, 0.2, 0.4
θ	斜面傾斜	0, 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35°
P_o	引き上げる荷の重量($\phi_o=90^\circ$)	0, 1.96, 3.92 kN

神崎, 1996)と同様にして行った。すなわち、 N, R, x, M_A, M_B などを関節Aの角度 α の関数として表し、腕を最も下ろした角度 α_0 から引上げ作業の終了時の α_1 までを15~21等分した各角度について計算する。引上げ作業に消費されるエネルギー E_1 は、関節のアクチュエータが発生するモーメントに関節の角速度をかけたパワーのA, B, C三つの関節についての合計 P_{W1} (20 a*式)を α_0 から α_1 まで積分した $E_{1.1}$ に、小腕3を縮めて $-\theta$ から γ まで起こすためのエネルギー消費 $E_{1.2}$ を加えて得られる(27*式)。この積分はシンプソンの公式を用いて数値積分により行う。

今回の模擬計算では、 $H>0$ すなわち接地部の台車の車輪に駆動力を加える場合には、 $E_{1.1}$ と $E_{1.2}$ にさらに車輪の駆動により消費されるエネルギー $E_{1.3}$ を加えたものを E_1 とする。

$$E_1 = E_{1.1} + E_{1.2} + E_{1.3} \quad (H>0) \quad (21)$$

$$E_{1.3} = \int_{C_0}^{C_1} H dC \quad (22)$$

(22)式右辺の積分変数 C は斜面上の接地部Cの位置を表している。 H は(1d), (1e)式より

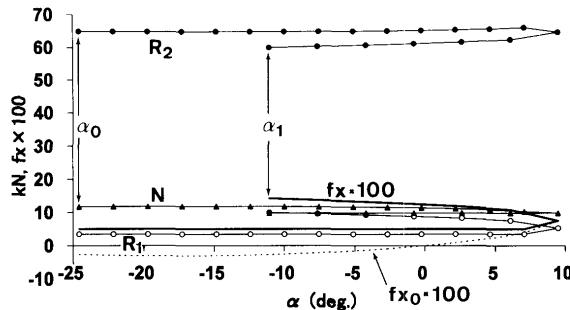
$$H = (C_p + C_r) \cdot N \quad (23)$$

H は α の変数であるが、積分は等間隔でないC点の位置に沿って行うため、計算には台形公式を用いた。エネルギー消費量は前報と同様に、荷物を引き上げる純仕事量との比である仕事率 η (35 a*式)を用いて評価する。

IV. 結果と考察

1. 計算例

力と安定度の指標 f_x の計算例を図-3に、関節のモーメ

図-3. 力と安定度の指標 f_x の計算例

○, R_1 ; ●, R_2 ; ▲, N ; 実線, f_x ; 破線, 修正前の $f_x(f_{x0})$, $\theta=20^\circ$, $P_o=1.96 \text{ kN}$, $k=-0.2$, $N_{\min}=9.81 \text{ kN}$ 。

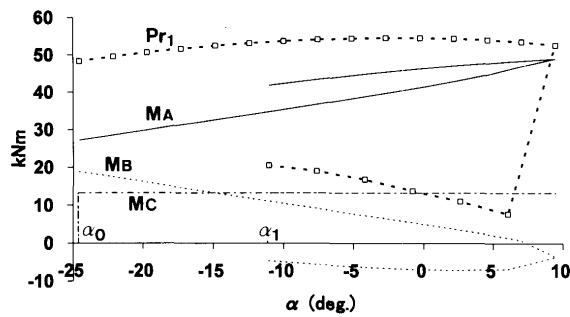


図-4. 関節のモーメントとパワーの計算例

実線, M_A ; 破線, M_B ; 一点鎖線, M_C ; □, $P_{r1}=P_{w1}/|da/dt|$, $\theta=20^\circ$, $P_o=1.96 \text{ kN}$, $k=-0.2$, $N_{\min}=9.81 \text{ kN}$ 。

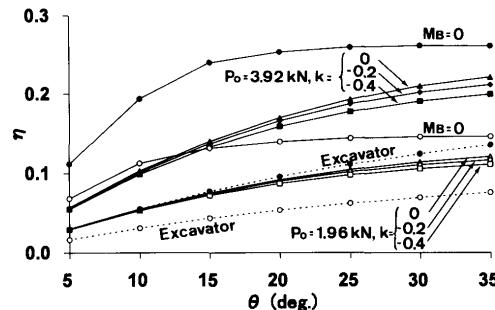
ントとパワーの計算例を図-4に示す。いずれも斜面傾斜 $\theta=20^\circ$ 、荷の重量 $P_o=1.96 \text{ kN}$ 、接地部の車輪の転がり抵抗係数 $k=-0.2$ 、接地部の抗力の基準値 $N_{\min}=9.81 \text{ kN}$ の場合のものである。

力の計算(図-3)では、作業始めの α_0 から小腕2が斜面に対し垂直になる $\alpha=10^\circ$ 付近までは安定性が不足している(破線で修正前の $f_x=f_{x0}$ として示した)。このため、 N を基準値以上に高めて安定性を確保している。

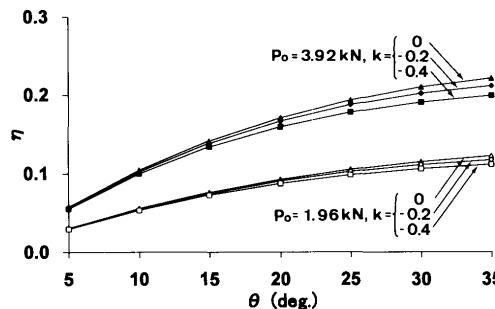
モーメントの計算(図-4)では、関節Aにかかるモーメントは関節Bにかかるものよりも大きくなっている。つまり腕の基部に近い部位ほど大きなモーメントがかかっているということであり、この傾向はどの計算例についてもほぼ同様であった。 M_C は γ を一定としているため、作業中一定である。作業に必要とされるパワーは、パワー P_{w1} を関節Aの角速度の絶対値 $|da/dt|$ で割った値 P_{r1} で示した。作業はじめから腕をたたむまでの間の作業前半は、腕をたたんでから作業終了までの作業後半に比較して必要とされるパワーも大きくなっている。これは、前者では関節を回転させようとする向きと関節にかかるモーメントの向きがすべての関節で相反するため、すべての関節でパワーを発揮する必要があるためである。この傾向もおおむねすべての計算例で同一であった。

2. 仕事率による消費エネルギーの比較

仕事率は荷物を引き上げる純仕事量に対する機械の消費エネルギー量として定義されるため、 $P_o>0$ すなわち P_o

図-5. 仕事率 η の計算結果: $k \leq 0$, $N_{\min}=4.90 \text{ kN}$

\triangle , $(P_o, k)=(1.96 \text{ kN}, 0)$; \diamond , $(1.96 \text{ kN}, -0.2)$; \square , $(1.96 \text{ kN}, -0.4)$; \blacktriangle , $(3.92 \text{ kN}, 0)$; \blacklozenge , $(3.92 \text{ kN}, -0.2)$; \blacksquare , $(3.92 \text{ kN}, -0.4)$ 。○および●は比較のために示した前報(鈴木・神崎, 1996)の結果で、実線が $M_B=0$ としたときの肘つき型、破線が従来型、○, $P_o=1.96 \text{ kN}$; ●, 3.92 kN 。

図-6. 仕事率 η の計算結果: $k \leq 0$, $N_{\min}=9.81 \text{ kN}$

\triangle , $(P_o, k)=(1.96 \text{ kN}, 0)$; \diamond , $(1.96 \text{ kN}, -0.2)$; \square , $(1.96 \text{ kN}, -0.4)$; \square , $(1.96 \text{ kN}, -0.4)$; \blacktriangle , $(3.92 \text{ kN}, 0)$; \blacklozenge , $(3.92 \text{ kN}, -0.2)$; \blacksquare , $(3.92 \text{ kN}, -0.4)$ 。

=1.96 および 3.92 kN の場合について比較を行う。

- 1) 接地部の車輪に駆動力をかけず転がり抵抗のみがかかる場合: $k \leq 0$

$N_{\min}=4.90 \text{ kN}$ の場合の仕事率 η の計算結果を図-5に示す。図には、比較のために前報(鈴木・神崎, 1996: 図-7)から、 $M_B=0$ として計算した肘つき型、および同等の作業半径(リーチ)をもつ従来型エクスカベータの計算結果も示した。

P_o の値が大きいほうが仕事率が高いのは、純仕事量の損失分がより少なくなるためである。 $P_o=1.96, 3.92 \text{ kN}$ いずれの場合も転がり抵抗を表す k の値が大きくなると仕事率も低下しているが、その差は P_o によるものに比べると小さい。

$M_B=0$ の場合の肘つき型、および従来型の仕事率と比べると、 $k \leq 0$, $N_{\min}=4.90 \text{ kN}$ の場合の仕事率は両者のほぼ中間となっている。これは以降の計算結果についても同様である。つまり、安定性を確保した作業では $M_B=0$ とした作業よりも仕事率は低下するが、依然として肘つき型は従来型よりも仕事率が高いことを示している。

$N_{\min}=9.81 \text{ kN}$ の場合の仕事率は $N_{\min}=4.90 \text{ kN}$ の場合とほとんど変わらない結果となった(図-6)。これは安定性を確保するために必要な N の再計算の頻度が、両者の間で大きな差がなかったためである。これに対し、安定性

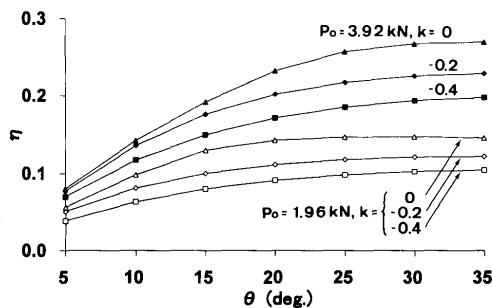


図-7. 仕事率 η の計算結果 : $k \leq 0$, $N_{\min} = 19.6$ kN
凡例は図-6に同じ。

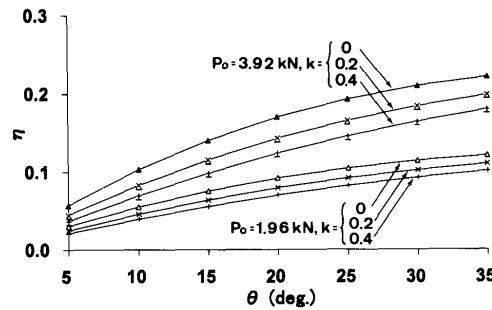


図-8. 仕事率 η の計算結果 : $k \geq 0$, $N_{\min} = 4.90$ kN
 \triangle , $(P_o, k) = (1.96$ kN, 0); \times , $(1.96$ kN, 0.2); $+$, $(1.96$ kN, 0.4); \blacktriangle , $(3.92$ kN, 0); \times , $(3.92$ kN, 0.2); $+$, $(3.92$ kN, 0.4)。転がり抵抗 C_r は 0 とした。

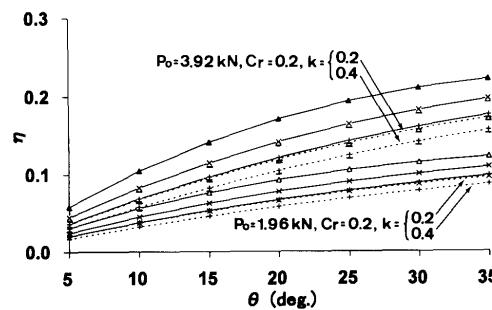


図-9. 仕事率 η の計算結果 : $k \geq 0$, $N_{\min} = 9.81$ kN
凡例は図-8に同じ。ただし、破線は転がり抵抗 $C_r = 0.2$ とした結果を示す。

が常に余裕をもって確保されている $N_{\min} = 19.6$ kN の場合(図-7)は、転がり抵抗が小さいほど仕事率が高い傾向が顕著である。 $k=0$ について $N_{\min} = 4.90, 9.81$ kN の場合と比較すると、仕事率が2~3割高い。ただし $k=-0.4$ では、斜面傾斜が急($\theta=35^\circ$)な場合には $N_{\min} = 4.90$ および 9.81 kN の場合よりも仕事率が若干低下する結果となった。また、 k の値の相違による仕事率の値の変化も $N_{\min} = 19.6$ kN の場合は大きなものとなっている。これは、 N を大きくすることは仕事率を高めることにつながるが、転がり抵抗による損失も相応して大きくなるためである。

2) 接地部の車輪に転がり抵抗を上回る駆動力をかけた場合 : $k \geq 0$

転がり抵抗 $C_r = 0$ として、 $N_{\min} = 4.90, 9.81$ 、および

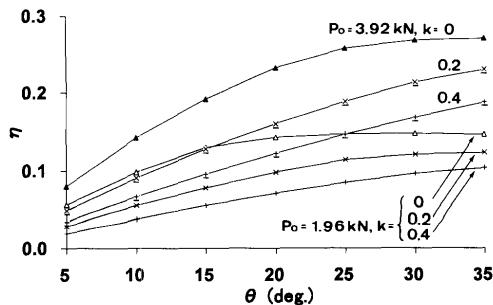


図-10. 仕事率 η の計算結果 : $k \geq 0$, $N_{\min} = 19.6$ kN
凡例は図-8に同じ。

表-2. 駆動により消費されるエネルギー

θ (deg)	$E_{1,1} + E_{1,2}$ (kJ)	$E_{1,3}$ (kJ)	E_1 (kJ)	η			
$k=0$							
5	33.3	0.00	33.3	0.031			
10	36.3	0.00	36.3	0.056			
15	39.4	0.00	39.4	0.076			
20	42.7	0.00	42.7	0.092			
25	46.2	0.00	46.2	0.105			
30	49.8	0.00	49.8	0.115			
35	53.7	0.00	53.7	0.122			
$k=0.2$							
	$C_r=0$	$C_r=0.2$	$C_r=0$	$C_r=0.2$			
5	32.8	9.68	19.35	42.5	52.14	0.024	0.020
10	35.6	9.50	19.01	45.1	54.64	0.045	0.037
15	38.6	9.30	18.60	47.9	57.25	0.063	0.052
20	41.8	9.06	18.13	50.9	59.97	0.077	0.066
25	45.2	8.83	17.66	54.0	62.83	0.090	0.077
30	48.6	8.61	17.23	57.2	65.83	0.100	0.087
35	51.8	8.47	16.95	60.3	68.76	0.109	0.095

$P_o = 1.96$ kN, $N_{\min} = 9.81$ kN。 $E_{1,1} + E_{1,2}$ は腕の伸縮と関節の回転に消費するエネルギー。 $E_{1,3}$ は接地部の車輪の駆動に消費するエネルギー。 E_1 は $E_{1,1}, E_{1,2}, E_{1,3}$ の合計。

19.6 kN の場合の計算結果をそれぞれ図-8, 9, 10 に示した。図-9には $C_r = 0.2$ とした結果も示した。 k の絶対値が小さく P_o が大きいほうが仕事率が高いこと、 $N_{\min} = 4.90$ と 9.81 kN とでは結果はほぼ同じであるが 19.6 kN では k の絶対値が小さいほど仕事率が高くなる、といった傾向は $k \leq 0$ の場合と同様である。 k の増加による仕事率の低下の度合いは $k \leq 0$ の場合よりも大きい。

この原因を、仕事率を計算する前のエネルギー消費量の数字から検討する。表-2 は $P_o = 1.96$ kN, $N_{\min} = 9.81$ kN の場合のエネルギー消費を、 $k=0$ および 0.2 の場合について示したものである。腕の伸縮と関節の回転によるエネルギー消費量($E_{1,1} + E_{1,2}$)は接地部の車輪に駆動力をかけた場合($k=0.2$)のほうがわずかに少なくなっている。車輪に駆動力をかけた効果はここにあらわれている。しかし、この駆動によるエネルギー消費量($E_{1,3}$)が大きいために、仕事率 η は $k=0.2$ のほうが $k=0$ よりも低下している。転がり抵抗を考慮すると、式(23)から明らかなるよう

に、転がり抵抗の係数を増加した分だけ k の値を増加することとほぼ同じ結果になる。これは図-9で $k=0.4$, $C_r=0$ のグラフと $k=0.2$, $C_r=0.2$ のグラフがほぼ同じであることからも確認できる。

V. おわりに

以上では、肘つき型作業機械の操作に際しては関節を能動的に操作することによって車体の転倒に対する安定性を制御できることを示した。また、安定性の確保を前提とした作業方式を想定して肘つき型作業機械のエネルギー消費量を計算した結果、接地部を強めに斜面に押し付けて安定性に余裕を持たせたほうがエネルギー消費の節約にもつながること、転がり抵抗によるエネルギーの損失の影響は小さいこと、接地部の車輪に駆動力を与える操作方法はエネルギー消費をかえって増大させることが明らかになった。

現実の作業では、林地斜面の保全のために接地部の抗力の許容限界を定めることが必要である。車両の林内走行が森林土壤に与える影響については数多くの研究があり、近年ではヨーロッパの人工林での調査結果であるが明確に 50 kPa を接地圧の許容限界と定めている報告もある (Matthies *et al.*, 1995)。

車輪が中空のゴムタイヤの場合、理論的にはタイヤの接地圧はタイヤの内圧の 1.1 倍になるとされている (林業機械化協会, 1966; Sundberg and Silversides, 1996)。すなわち、しかるべき低圧タイヤを用いれば林床を締固める接地圧も許容値以内に制限できることになる。しかし、肘つき型機械の接地部の車輪については、輪荷重が一定でない

こと、作業路などではなく普通の林床を走行するために障害物の乗り越えが多く生じることなどから、一般車両用に開発された低圧タイヤが当初の性能を発揮できない可能性が考えられる。このため、肘つき型機械の実用化のためには、まず林地斜面での車輪の転がり抵抗や障害物の乗り越えなどを実験的に確かめ、接地部の台車の様式を検討するための基礎的なデータを集めることが必要である。

本論文の模擬計算の設定については、高知大学農学部後藤純一教授から有益な助言をいただいた。ここにお礼申し上げる。

引用文献

- 石川知明 (1994) 木寄せ作業中に丸太の転落、滑落および自重落下が発生する条件. 日林誌 76: 43-51.
 川村 登・田中 孝・山下律也 (1982) 農業機械学概論. 264 pp, 文永堂, 東京.
 Matthies, D., Weixler, H., and Hess, U. (1995) Befahrungsbedingte Strukturveränderungen von Waldböden. Allg. Forstz. 50: 1218-1221.
 Richey, C. B., Jacobson, P., and Hall, C. W. (1961) Agricultural Engineers' Handbook. 880 pp, McGraw-Hill, New York.
 林業機械化協会 (1966) 林業用トラクタとその作業—作業編—. 217 pp, 林業機械化協会, 東京.
 Sundberg, U. and Silversides, R. (1996) 森林生産のオペレーション・エフィシエンシー (神崎康一・沼田邦彦・鈴木保志訳). 477 pp, 海青社, 大津.
 鈴木保志・神崎康一 (1996) 腕関節部接地式森林作業機械の安定性と消費エネルギーの解析. 日林誌 78: 250-256.

(1996年10月1日受付, 1997年10月1日受理)