

歩行用トラクタの動的安定性に関する研究(第2報) : 動特性及びその解析

井上, 英二
九州大学農学部農業機械学研究室

崔, 重燮
九州大学農学部農業機械学研究室

川建, 治
ヤンマーディーゼル(株)技術研究所

坂井, 純
九州大学農学部農業機械学研究室

他

<https://doi.org/10.15017/23520>

出版情報 : 九州大学農学部学藝雑誌. 48 (3/4), pp.219-230, 1994-03. 九州大学農学部
バージョン :
権利関係 :



歩行用トラクタの動的安定性に関する研究 (第2報)

— 動特性及びその解析 —

井 上 英 二・崔 重 燮・川 建 治*
坂 井 純・鹿 島 潤

九州大学農学部農業機械学研究室

(1994年1月13日受理)

Dynamic Stability of Hand Tractor (Part 2)

— Dynamic Characteristics and Its' Analyses —

Eiji INOUE, Jungseob CHOE, Osamu KAWADATE,
Jun SAKAI and Jun KASHIMA

Laboratory of Agricultural Machinery, Faculty of Agriculture,
Kyushu University 46-05, Fukuoka 812

緒 言

一般に機械の振動現象を解析する場合、その対象となる系を、問題の本質を失わない範囲でできるだけ簡単な形でモデル化する必要がある。

農業機械分野における振動問題で、比較的問題とされるのがエンジンによって引き起こされる振動である。しかし、農作業を行なう条件下ではそれ以外にも多くの振動源が存在し、それらが複雑に作用しあって機体の振動を引き起こしている。中でも、牽引作業機（乗用、歩行用トラクタ）によってロータリ耕を行なう場合、耕うん部に発生する耕うん抵抗反力の変動は機体の振動の大きな要因となっている。そこで本論文では、ロータリ耕うん抵抗反力による歩行用トラクタの動的特性を解明することを目的に研究を進める。

ロータリ耕はプラウ耕の直線状低速切削とは異なり、走行をともなう高速回転切削である。そのため、その耕うん抵抗は一定の周期をもって変動する。よって、ロータリ耕歩行用トラクタの動特性を考える場合、この問題は、「ロータリ耕うんによって発生する耕うん抵抗反力の周期的な変動が加振源となる振動問題」と考えることができる。

振動源としてロータリ耕うん部については、現在、ロータリ耕うん軸設計のためのロータリ耕うん刃最適

配列理論が完成し、そのパレート最適配列データベースの構築（陳鵬，1990）が行なわれている。耕うん刃配列を変化させることによって、ロータリ耕うん軸から発生するトルクの変動を比較的小さく抑えることができる。しかし、ロータリ耕うん軸の各性能はトレード・オフの関係にあるため、振動のみを考慮した配列が必ずしも最適であるとはいえない。そのため、耕うん抵抗の機体への影響はどうしても無視できないのである。

歩行用トラクタ本体については、尾輪が機体に装着する耕うん部に配置されており、これによって耕深を調節している。そのため耕うん抵抗の発生する位置は前輪と尾輪の間にあり、機体におよぼす影響は乗用トラクタのそれとは異なった傾向を示す。また、機体本体に対するロータリ耕うん機の重量比が乗用トラクタの場合よりはるかに大きいので、そこに発生する耕うん抵抗が機体におよぼす影響もかなり大きくなると考えられる。

これまでに乗用トラクタの動的モデルは数多く提案されている。中でもタイヤを線形のバネ・ダンパ系と見なしたものが一般的で、実用上十分な精度で振動を解析できることが確認されている。そこで、本論文では、Wolken、柴田、坂井等の乗用トラクタの動的モデル（柴田・坂井，1978）を参考にして、「耕うん抵抗反力による歩行用トラクタの動特性」を解明するための動的モデルを構築し、これをもとに歩行用トラク

*ヤンマーディーゼル（株）技術研究所

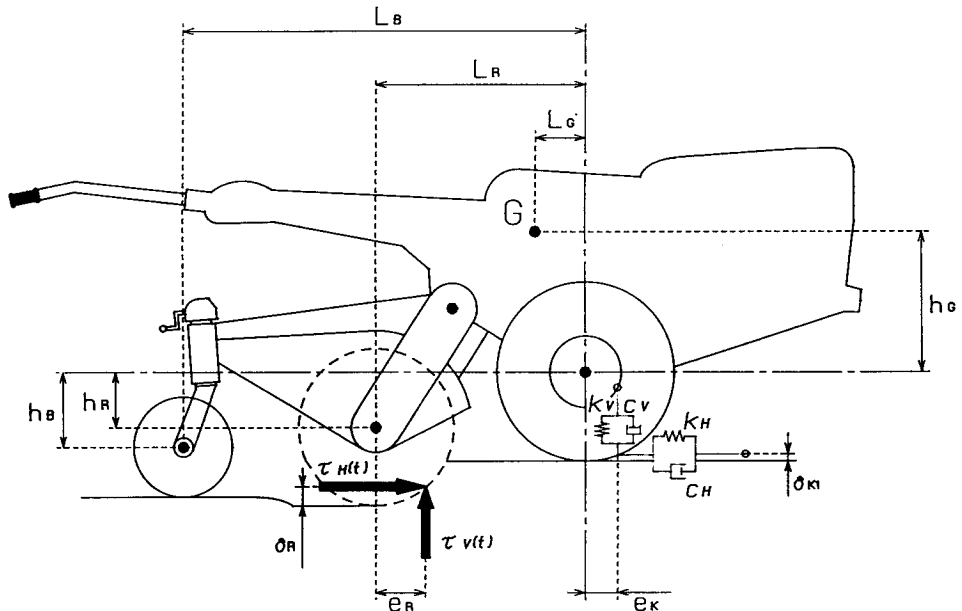


Fig. 2. Dynamic model of a hand tractor.

の値をとる。本論文では、 $c = 1/2$ とした。

さらに、耕うん軸からの距離 r は次式で与えられる。

$$r = c_R \times r_R \quad (6)$$

坂井等の研究により、耕うん抵抗は、耕うん軸中心から耕うん刃回転半径の 1.00 付近の位置に作用することがわかっている。そこで、本論文では、 $C_R = 1.00$ とした。 r_R はロータリ刃の回転半径である。

また、その作用角度（水平面との角度） α は耕深によって変化し、日本の水田耕における標準耕深（約 0.13m）では、 $\alpha = 30^\circ$ 前後であるとされている（坂井, 1977）。

図 1 中 $\tau_H(t)$ 及び $\tau_V(t)$ はそれぞれ次式で表される。

耕うん抵抗の水平分力：

$$\tau_H(t) = \tau(t) \cdot \cos \alpha \quad (7-1)$$

耕うん抵抗の鉛直分力：

$$\tau_V(t) = \tau(t) \cdot \sin \alpha \quad (7-2)$$

4) 上昇抵抗力

ラグが土中から上昇離脱運動をする際にその上昇を妨げようとする力。

① 駆動車輪に発生する上昇抵抗力： $S_K(t)$

上昇抵抗力 $S_K(t)$ 接地荷重 $R_K(t)$ とほぼ比例関係にあると仮定し、上昇抵抗係数を ψ_K とおくと、次式で表される。

$$S_B(t) = \psi_K \cdot R_B(t) \quad (8)$$

その作用点から駆動車輪軸までの水平距離 e_K と耕盤からの高さ δ_{K1} は共に 0 と仮定して解析を行なった。

② 尾輪に発生する上昇抵抗力： $S_B(t)$

尾輪に発生する上昇抵抗力 $S_B(t)$ も、接地荷重 $R_B(t)$ とほぼ比例関係にあると仮定し、上昇抵抗係数を ψ_B とおくと、次式で表される。

$$S_B(t) = \psi_B \cdot R_B(t) \quad (9)$$

その作用点についても駆動輪と同様であり、尾輪軸からの水平距離 e_B 、耕盤からの高さ距離 δ_{B1} 共に 0 と仮定した。

2. 動的モデルの構築

ロータリ耕うん抵抗による機体の振動は、「ロータリ耕うんによって発生する耕うん抵抗反力の周期的な変動が加振源となる振動」として捉えることができる。

ロータリ耕うんを行なう歩行用トラクタは、その周期的なトルク変動（ $\tau_H(t)$ 、 $\tau_V(t)$ ）によって機体全体に振動が引き起こされる。

いま、耕うん部と歩行用トラクタ本体とを 1 つの剛体と仮定すると、トルク変動によって、駆動車輪のタイヤに進行方向及び上下方向の微小変位が生じ、これによって機体全体の振動が起こると考えられる。さらに、機体の姿勢から振動の要素を考えると、尾輪は一定耕深を満足するために常に耕うん後の耕土上を走行

しているの、機体の振動は駆動車輪のタイヤの上下方向の微小変位によって表せると考えられる。

そこで本論文では、まず「歩行用トラクタ本体、耕うん部、駆動車輪、及び尾輪」をまとめて1つの剛体と考え、これを等価質量に置き換えた。次に、駆動車輪のタイヤの進行方向と上下方向に等価バネ・ダッシュポット系のフォークトモデルを置き、図2に示すような、ロータリ耕うん抵抗反力 $\tau(t)$ ($\tau_H(t)$, $\tau_V(t)$) のみを入力とするモデルを構築した。

本研究は、ロータリ耕うん抵抗反力による機体の動特性の解明を目的としたので、モデルの入力はロータリ耕うん抵抗反力の変動 $\tau(t)$ のみであると仮定した。ロータリ耕うん抵抗は、その耕うん作用点の解析及び耕うん軸に発生するトルク波形の予測により求めることができる。これらは耕うん刃のパレート最適配列データベースの構築と共に進められており、性能評価を加えた具体的な配列設計を行なえる段階にまで達している。性能評価項目の中には、耕うん軸に発生するトルク変動を評価するものもあり、他の性能評価項目の関わりよりトルク変動の大きさが判断される。

歩行用トラクタの質量と重心位置、及び慣性モーメントの測定は、比較的容易に行なうことができ、農作業時も変化のないパラメータである。一方、タイヤの上下方向のバネ係数と粘性減衰係数の測定は、Matthews 等によって行なわれているが、前後方向のバネ係数と粘性減衰係数、更に耕土を含めた動的なタイヤの具体的なパラメータの測定は十分に行なわれていない。よってこの問題は動的モデルの確立のためにも、今後の重要な研究課題であると考えられる。

モデルの出力は、機体全体の振動となって現れる。本研究では、重心位置の加速度を出力として解析を行なった。しかし、実際にロータリ耕うんを行なう歩行用トラクタは、耕うん中は機体のバランスがとれた状態で作業が行なわれるが、常に操縦者が舵取部分を握った状態である。しかし、理想的な機体は、人間がハンドルを握まない状態でバランスが保たれている筈であり、機体の最適寸法仕様を決定するための設計理論式は、ハンドルへの荷重を零として解析してよい筈である。

なお、本研究では目的を絞り考察を行いやすくするために、不確定要素である耕土の影響を排除して研究を進めた。よって、前報で報告したようにタイヤのバネ係数及び粘性減衰係数は硬い路面（コンクリート）上での値であり、耕土は考慮していない。さらに、実験においては耕土の代わりに鉄板を敷き、耕土の影響

を排除した状態で行なった。この状態を基準として求めておけば、次の段階として耕土上での動特性を研究することにより、耕土の影響を定性定量的に論ずることが可能となる。

3. 運動方程式

図1における諸外力の作用点は機体重心位置からの距離で表すこととし、本解析では下記の記号を定義、使用する。

L_{GK1} : 重心から駆動車輪のころがり抵抗作用点までの水平距離, m

h_{GK1} : 重心から駆動車輪のころがり抵抗作用点までの垂直距離, m

L_{GK2} : 重心から駆動車輪の上昇抵抗力作用点までの水平距離, m

h_{GK2} : 重心から駆動車輪の上昇抵抗力作用点までの垂直距離, m

L_{GB1} : 重心から尾輪のころがり抵抗作用点までの水平距離, m

h_{GB1} : 重心から尾輪のころがり抵抗作用点までの垂直距離, m

L_{GB2} : 重心から尾輪の上昇抵抗力作用点までの水平距離, m

h_{GB2} : 重心から尾輪の上昇抵抗力作用点までの垂直距離, m

L_{GR1} : 重心からロータリ耕うん抵抗合力作用点までの水平距離, m

h_{GR1} : 重心からロータリ耕うん抵抗合力作用点までの垂直距離, m

なお、各記号は次式で表される。

$$L_{GK1} = L_G + e_K \quad (10-1)$$

$$h_{GK1} = h_G + r_K - \delta_{K1} \quad (10-2)$$

$$L_{GK2} = L_G - e_K \quad (10-3)$$

$$h_{GK2} = h_G + r_K - \delta_{K2} \quad (10-4)$$

$$L_{GB1} = L_B - L_G - e_B \quad (10-5)$$

$$h_{GB1} = h_B + h_G + r_B - \delta_{B1} \quad (10-6)$$

$$L_{GB2} = L_B - L_G + e_B \quad (10-7)$$

$$h_{GB2} = h_B + h_G + r_B - \delta_{B2} \quad (10-8)$$

$$L_{GR1} = L_R - L_G - e_R \quad (10-9)$$

$$h_{GR1} = h_R + h_G + r_R - \delta_R \quad (10-10)$$

1) 定速走行時の運動方程式

耕うん作業を行わずに定速で走行している歩行用トラクタにも、前節で解説した外力のうち、耕うん抵抗反力及び動荷重以外の外力は作用している。そこで、定速走行時におけるそれらの外力を以下のように定義する。このとき、各外力は一定の大きさを保ち、機体

全体として釣り合いのとれた状態にある。

R_{K0} : 定速走行時の駆動車輪接地荷重, N

R_{B0} : 定速走行時の尾輪接地荷重, N

f_{K0} : 定速走行時の駆動車輪のころがり抵抗, N

f_{B0} : 定速走行時の尾輪のころがり抵抗, N

S_{K0} : 定速走行時に駆動車輪に発生する上昇抵抗力, N

S_{B0} : 定速走行時に尾輪に発生する上昇抵抗力, N

mg : 機体重量, N

ここで,

$$f_{K0} = \mu_K \cdot R_{K0} \quad (11-1)$$

$$f_{B0} = \mu_B \cdot R_{B0} \quad (11-2)$$

$$S_{K0} = \psi_K \cdot R_{K0} \quad (11-3)$$

$$S_{B0} = \psi_B \cdot R_{B0} \quad (11-4)$$

であるから、前後方向の力の釣り合いより、

$$\mu_K \cdot R_{K0} + \mu_B \cdot R_{B0} = 0 \quad (12)$$

又、上下方向の釣り合いより、

$$mg = (1 - \psi_K) \cdot R_{K0} + (1 - \psi_B) \cdot R_{B0} \quad (13)$$

さらに、重心回りのモーメントの釣り合いより、

$$\begin{aligned} &(-L_{GK1} + \mu_K \cdot h_{GK1} + \psi_K \cdot L_{GK2}) R_{K0} \\ &+ (L_{GB1} + \mu_B \cdot h_{GB1} - \psi_B \cdot L_{GB2}) R_{B0} = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

2) 耕うん作業時の運動方程式

耕うん作業時における歩行用トラクタに作用する諸外力は図1に示した通りである。

耕うん作業時における駆動車輪及び尾輪の接地荷重は、定速走行時におけるそれぞれの接地荷重 (R_{K0} , R_{B0}) と、その値からの微小変化量によって次のように表すことができる。

$$R_K = R_{K0} + R_K(t) \quad (15)$$

$$R_B = R_{B0} + R_B(t) \quad (16)$$

ここに、

$R_K(t)$: 駆動車輪接地荷重の定速走行時からの変化量, N

$R_B(t)$: 尾輪接地荷重の定速走行時からの変化量, N

(15), (16), (3), (4), (7-1), (7-2), (8), (9) 式より、前後方向の運動方程式は、

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{x}_G(t) = & F(t) - \mu_K \cdot (R_{K0} + R_K(t)) \\ & - \mu_B \cdot (R_{B0} + R_B(t)) + \tau(t) \cdot \cos \alpha \end{aligned} \quad (17)$$

又、上下方向の運動方程式は、

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{y}_G(t) = & -mg + (1 - \psi_K) \cdot (R_{K0} + R_K(t)) \\ & + (1 - \psi_B) \cdot (R_{B0} + R_B(t)) + \tau(t) \cdot \sin \alpha \end{aligned} \quad (18)$$

さらに、重心回りの運動方程式は、

$$\begin{aligned} J_G \cdot \ddot{\phi}_G(t) = & -h_{GK1} \cdot F(t) + (L_{GK1} - \mu_K \cdot h_{GK1} - \\ & \psi_K \cdot L_{GK2}) \cdot (R_{K0} + R_K(t)) \end{aligned}$$

$$+ (-L_{GB1} - \mu_B \cdot h_{GB1} + \psi_B \cdot L_{GB2}) \cdot$$

$$(R_{B0} + R_B(t)) + (h_{GR1} \cdot \cos \alpha)$$

$$- (L_{GR1} \cdot \sin \alpha) \cdot \tau(t) \quad (19)$$

となる。(12), (13), (14) 式をそれぞれ (17), (18), (19) 式に代入することによって次の3つの運動方程式が得られる。

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{x}_G(t) - F(t) + \mu_K \cdot R_K(t) + \mu_B \cdot R_B(t) \\ = \tau(t) \cdot \cos \alpha \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} m \cdot \ddot{y}_G(t) - (1 - \psi_K) \cdot R_K(t) - (1 - \psi_B) R_B(t) \\ = \tau(t) \cdot \sin \alpha \end{aligned} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} J_G \cdot \ddot{\phi}_G(t) + h_{GK1} \cdot F(t) - (L_{GK1} - \mu_K \cdot h_{GK1} - \psi_K \cdot L_{GK2}) \\ \cdot R_K(t) + (L_{GB1} + \mu_B \cdot h_{GB1} - \psi_B \cdot L_{GB2}) \cdot R_B(t) \\ = (h_{GR1} \cdot \cos \alpha - L_{GR1} \cdot \sin \alpha) \cdot \tau(t) \end{aligned} \quad (22)$$

3) 等価バネの変位と接地荷重

一般にロータリ耕うん機の尾輪は鉄車輪である。振動問題を解析する場合、タイヤ部を等価バネと等価減衰に置き換え、そこに作用する荷重を等価バネの変位によって表す手法が多く用いられるが、鉄車輪の場合、その等価バネのバネ係数は非常に大きく、その変位は限りなく0に近い。その為、尾輪に作用する接地荷重を等価バネの変位によって表すことが不可能である。そこで、本論文では、尾輪の接地荷重の作用点は、機体各部と相対的に固定された点であると考え、その接地荷重をそのままの形で取り扱って解析を進めた。

駆動車輪の接地荷重及び走行抵抗は等価バネの変位によって、次式で表される。

$$F(t) = -k_H \cdot x_K(t) - c_H \cdot \dot{x}_K(t) \quad (23)$$

$$R_K(t) = k_V \cdot y_K(t) + c_V \cdot \dot{y}_K(t) \quad (24)$$

同等価バネの変位と重心の変位との関係は次式で表される。

$$x_K(t) = x_G(t) + h_{GK1} \cdot \phi_G(t) \quad (25)$$

$$y_K(t) = y_G(t) + L_{GK1} \cdot \phi_G(t) \quad (26)$$

ここで、尾輪の接地荷重作用点は固定されているので、

$$\phi_G(t) = \frac{1}{L_{GB1}} \cdot y_G(t) \quad (27)$$

(25), (26), (27) 式より、

$$x_K(t) = x_G(t) + \frac{h_{GK1}}{L_{GB1}} \cdot y_G(t) \quad (28)$$

$$y_K(t) = \frac{L_{GK1} + L_{GB1}}{L_{GB1}} \cdot y_G(t) \quad (29)$$

(23), (24), (28), (29) 式より、

$$F(t) = -k_H \cdot \{x_G(t) + \frac{h_{GK1}}{L_{GB1}} \cdot y_G(t)\} - C_H \cdot \{\dot{x}_G(t) + \frac{h_{GK1}}{L_{GB1}} \cdot \dot{y}_G(t)\} \quad (30)$$

$$R_K(t) = k_V \cdot \frac{L_{GK1} + L_{GB1}}{L_{GB1}} \cdot y_G(t) + C_V \cdot \frac{L_{GK1} + L_{GB1}}{L_{GB1}} \cdot \dot{y}_G(t) \quad (31)$$

(20), (21), (22) 式に (27), (30), (31) 式を代入することによって, 次の3つの運動方程式が得られる。

$$a_{01} \cdot \ddot{x}_G(t) + a_{02} \cdot \dot{x}_G(t) + a_{03} \cdot x_G(t) + a_{04} \cdot \dot{y}_G(t) + a_{05} \cdot y_G(t) + a_{06} \cdot R_B(t) = q_1 \cdot \tau(t) \quad (32)$$

$$a_{01} \cdot \ddot{y}_G(t) + a_{07} \cdot \dot{y}_G(t) + a_{08} \cdot y_G(t) + a_{09} \cdot R_B(t) = q_2 \cdot \tau(t) \quad (33)$$

$$a_{01} \cdot \ddot{x}_G(t) + a_{11} \cdot \dot{x}_G(t) + a_{12} \cdot \dot{y}_G(t) + a_{13} \cdot \dot{y}_G(t) + a_{14} \cdot y_G(t) + a_{15} \cdot R_B(t) = q_3 \cdot \tau(t) \quad (34)$$

ここに,

$$a_{01} = m \quad (35-1)$$

$$a_{02} = C_H \quad (35-2)$$

$$a_{03} = k_H \quad (35-3)$$

$$a_{04} = -\mu_K \cdot C_V \cdot \frac{L_{GK1} + L_{GB1}}{L_{GB1}} + C_H \cdot \frac{h_{GK1}}{L_{GB1}} \quad (35-3)$$

$$a_{05} = -\mu_K \cdot k_V \cdot \frac{L_{GK1} + L_{GB1}}{L_{GB1}} + k_H \cdot \frac{h_{GK1}}{L_{GB1}} \quad (35-4)$$

$$a_{06} = \mu_B \quad (35-5)$$

$$a_{07} = (1 - \psi_K) \cdot C_V \cdot \frac{L_{GK1} + L_{GB1}}{L_{GB1}} \quad (35-6)$$

$$a_{08} = (1 - \psi_K) \cdot k_V \cdot \frac{L_{GK1} + L_{GB1}}{L_{GB1}} \quad (35-7)$$

$$a_{09} = -(1 - \psi_B) \quad (35-8)$$

$$a_{10} = C_H \cdot h_{GK1} \quad (35-9)$$

$$a_{10} = k_H \cdot h_{GK1} \quad (35-10)$$

$$a_{12} = \frac{J_G}{L_{GB1}} \quad (35-11)$$

$$a_{13} = C_H \cdot \frac{h_{GK1}^2}{L_{GB1}} + C_V \cdot (L_{GK1} - \mu_K \cdot h_{GK1} - \psi_K \cdot L_{GK2}) \cdot \frac{L_{GK1} + L_{GB1}}{L_{GB1}} \quad (35-12)$$

$$a_{14} = k_H \cdot \frac{h_{GK1}^2}{L_{GB1}} + k_V \cdot (L_{GK1} - \mu_K \cdot h_{GK1} - \psi_K \cdot L_{GK2}) \cdot \frac{L_{GK1} + L_{GB1}}{L_{GB1}} \quad (35-13)$$

$$a_{15} = L_{GB1} + \mu_B \cdot h_{GB1} - \psi_B \cdot L_{GB2} \quad (35-14)$$

$$q_1 = \cos \alpha \quad (35-15)$$

$$q_2 = \sin \alpha \quad (35-16)$$

$$q_3 = h_{GR1} \cdot \cos \alpha - L_{GR1} \cdot \sin \alpha \quad (35-17)$$

4. 周波数応答関数

一般に振動を論ずる際に, 入力角速度に対する応答を論ずることは, 大変有効な手法である。本研究においても, ロータリ耕うん抵抗の変動(ロータリ軸のトルク変動)に対する機体重心の出力を解析する上で, その「トルク変動が一定の周期を持つことから, このモデルの入力と出力を周波数領域において論じること」は非常に重要である。そこで本論文では, 前節で得られた運動方程式から周波数応答関数を導き, モデルの入力と出力の関係を解析した。

今, (32), (33), (34) 式をそれぞれラプラス変換してマトリクスに表示すると以下ようになる。

$$D(s) \cdot \begin{pmatrix} X(s) \\ Y(s) \\ R(s) \end{pmatrix} = Q \cdot T(s) \quad (36)$$

ここに,

$$\mathcal{L}[x_G(t)] = X(s) \quad (37-1)$$

$$\mathcal{L}[y_G(t)] = Y(s) \quad (37-2)$$

$$\mathcal{L}[R_B(t)] = R(s) \quad (37-3)$$

$$D(s) = \begin{pmatrix} a_{01}s^2 + a_{02}s + a_{03} & 0 \\ 0 & a_{10}s + a_{11} \end{pmatrix} \quad (37-4)$$

$$\begin{pmatrix} a_{04}s + a_{05} & a_{06} \\ a_{01}s^2 + a_{07}s + a_{08} & a_{09} \\ a_{12}s^2 + a_{13}s + a_{14} & a_{15} \end{pmatrix}$$

$$Q = \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{pmatrix} \quad (37-5)$$

よって,

$$\begin{pmatrix} X(s) \\ Y(s) \\ R(s) \end{pmatrix} = D(s)^{-1} \cdot Q \cdot T(s) = G(s) \cdot T \quad (38)$$

$G(s)$ はこの系の伝達関数マトリクスと呼ばれ、次式で表される。

$$G(s) = D^{-1}(s) \cdot Q = \begin{pmatrix} G_X(s) \\ G_Y(s) \\ G_R(s) \end{pmatrix} \quad (39)$$

ただし,

$$D(s)^{-1} = \text{adj } D(s) / \det D(s) \quad (40)$$

さらに、伝達関数の s を $i\omega$ で置き換えたものが「周波数応答関数」である。

(38), (39) 式より,

$$X(i\omega) = G(i\omega) \cdot T(s) \quad (41-1)$$

$$Y(i\omega) = G(i\omega) \cdot T(s) \quad (41-2)$$

$$R(i\omega) = G_R(i\omega) \cdot T(s) \quad (41-3)$$

ここに,

$G(i\omega)$: 重心位置での x 軸方向の周波数応答関数

$G(i\omega)$: 重心位置での y 軸方向の周波数応答関数

$G_R(i\omega)$: 尾輪接地荷重の周波数応答関数

上記の各周波数応答関数はコンプライアンス (compliance) と呼ばれ、力に対する変位の応答を表すものであるが、本論文では、実験において出力として重心位置の加速度を測定した。よって、解析を行なう場合には、力に対する加速度の応答 (accelerance) を検討することにする。

コンプライアンス $G(i\omega)$ とアクセラランス (accelerance) $H(i\omega)$ の関係は次式のとおりである。

$$H(i\omega) = -\omega^2 \cdot G(i\omega) \quad (42)$$

本研究では、上式で示されるアクセラランスの振幅比を求め、これによって歩行用トラクタの振動傾向を検討し、解析した。

実験方法

加振実験は、力の正弦波入力により周波数を変化させて周波数応答関数を求めるためスイープ加振法を採

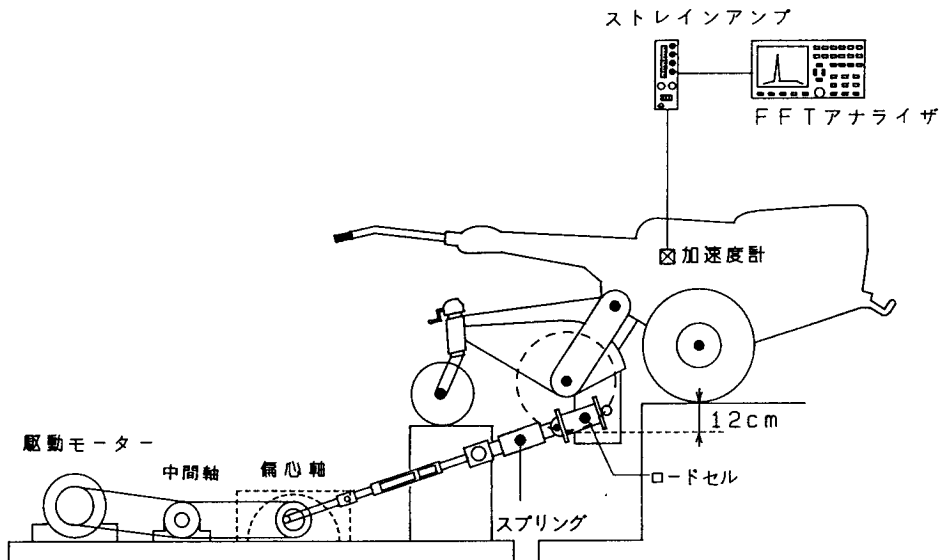


Fig. 3. Devices of vibration experiment.

用し、現在九州大学が所有している加振装置を用いて歩行用トラクタ全体を加振させて行なった。測定は、入力となる加振力及び出力となる重心位置での加速度について行ない、解析はFFTアナライザを用いて加振力に対する重心加速度の応答（アクセラランス）を求めた。

実験は図3に示すような加振装置を用いて行なった。加振装置はモータを動力源としてVベルトにより中間軸を回転させ、さらにタイミングベルトにより左右の偏心軸を回転させるようになっている。本論文のモデルは、耕うん抵抗を入力源とする機体の振動傾向を求めるためのものであるから、実験での入力とは耕うん抵抗の作用点で行なわれなければならない。与えられる加振は変位加振ではなく力加振でなければならない。そのため、偏心軸によって変位加振を行なう加振ジョイントの先端に加振スプリングを装着した。これによって、機体の前後方向（水平面からはある程度の角度を持つ）に周期的な力加振を行なうことができる。しかも、モータの回転数は任意に調節できるので、入力（加振力）の周波数を変化させることが可能である。

加振力の測定はスプリング先端と加振力入力点の間に配置したロードセルによって行なった。また、重心位置には加速度計を配置し、進行方向及び上下方向の加速度を測定した。

なお、モデルと同じ条件で実験を行なうために、以下に示す事項には、特に慎重に対処した。

① 機体の姿勢（耕深）

耕うん時の姿勢と同じ状態を保つようにした。今回はシミュレーションで用いた耕深の値12cmでの姿勢で実験を行なった。

② 加振力入力点

耕うん抵抗反力の作用点での加振とした。入力点は以下に示すとおりである。

耕盤から作用点までの距離：6 cm

耕うん軸から作用点までの水平距離：15.3cm

③ 土壌条件

今回の実験では、外乱要素（耕土の影響等）を排除するため、しっかりと固められた安定した土壌の上にブロックを敷き、さらにその上に鉄板を敷いて完全に水平な状態にした土台上に駆動車輪及び尾輪を載せて行なった。

実験に使った機体及びタイヤ等の条件は動的モデルに必要なパラメータを測定するときと全く同じであり、モータ（入力）の回転数60～360rpmについて、6 rpm毎に測定を行なった。

結果及び考察

1. モデルの周波数領域における応答

モデルに含まれる各パラメータは、対象となる機体個々について測定できるものと、過去の文献あるいは経験から算出しなければならないものがある。後者については今後、それを対象に関する実験データにより同定（システム同定）する方法を検討していく必要がある。

モデルに含まれる各パラメータのうち、機体に作用する諸外力に関するパラメータは過去の文献を参考に決定した。また、タイヤ前後方向のバネ係数及び粘性減衰係数についても、現在その算出法を検討中であり、本論文では過去の文献を参考に決定した。さらに、機体の姿勢を決定する要素である耕深は、日本における水田耕の標準耕深（12～13cm）を参考に、12cmとした。他のパラメータの測定方法は前報ですでに報告している。なお、今回のシミュレーションでは、入力（周波数）に対する応答を検討すると同時に、入力である耕うん抵抗の作用角度に対するモデルの応答を考察するために、作用角度 α も0～90°まで変化させた。

表1にシミュレーションに用いた各パラメータの値を示す。

シミュレーションは、アクセラランスに関して、以下の条件で行なった。

- ① 入力（耕うん抵抗反力）の周波数：0～7 Hz
- ② 入力である耕うん抵抗反力の作用角度：0～90°

1) 上下方向の周波数応答関数

上下方向の周波数応答関数のシミュレーション結果を図4に示す。5 Hz付近にピークがはっきりと現れている。これは、タイヤの上下方向の等価バネ係数（ $131.847 \times 10^3 \text{ N/m}$ ）の固有振動数とほぼ一致しており、上下方向のバネの影響によるものであると考えられる。さらに、2 Hz付近にも小さなピークが認められるが、これは前後方向の等価バネ係数の影響であると考えられる。

2) 前後方向の周波数応答関数

前後方向の周波数応答関数のシミュレーション結果を図5に示す。2 Hz付近にピークがはっきりと現れている。これは、タイヤの前後方向の等価バネ係数の固有振動数とほぼ一致しており、前後方向のバネの影響によるものであると考えられる。また、図5からは確認しにくい、5 Hz付近にも小さなピークが存在しており、これは上下方向のバネ（ $131.847 \times 10^3 \text{ N/}$

Table 1. Parameters and its values in dynamic model of a hand tractor.

パラメータ		数値	単位
ω	ロータリ耕うん軸回転数	0 ~ 420	rpm
α	ロータリ耕うん抵抗がその水平分力となす角	0 ~ 90	
H	耕深	0.12	m
k_H	駆動車輪前後 方向 (x 軸方向) 等価バネ係数	32500	N/m
c_H	駆動車輪前後方向 (x 軸方向) 等価粘性減衰係数	400.00	N・s/m
k_V	駆動車輪上下方向 (y 軸方向) 等価バネ係数	131847	N/m
c_V	駆動車輪上下方向 (y 軸方向) 等価粘性減衰係数	687.25	N・s/m
m	機体質量	342.1	Kg
L_G	駆動車輪から 機体重心までの水平距離	0.176	m
h_G	駆動車輪から機体重心までの垂直距離	0.227	m
J_G	重心回りピッチ慣性モーメント	17.40	Kg・m ²
L_R	駆動車輪からロータリ耕うん軸までの水平距離	0.563	m
h_R	駆動車輪からロータリ耕うん軸までの垂直距離	0.178	m
L_B	駆動車輪から尾輪軸までの水平距離	1.127	m
h_B	駆動車輪から尾輪軸までの垂直距離	0.263	m
r_K	駆動車輪の有効半径	0.283	m
r_B	尾輪半径	0.140	m
r_R	ロータリ耕うん刃最大回転半径	0.225	m
δ	尾輪走行面と耕盤の高低差	0	m
μ_K	駆動車輪のころがり抵抗係数	0.10	
μ_B	尾輪のころがり抵抗係数	0.05	
ψ_K	駆動車輪の上昇抵抗力係数	0.10	
ψ_B	尾輪の上昇抵抗力係数	0.10	
δ_{K1}	駆動車輪ころがり抵抗作用点から駆動車輪走行面までの距離	0.02	m
e_K	駆動車輪ころがり抵抗 作用点から駆動車輪軸までの水平距離	0.028	m
δ_{K2}	駆動車輪上昇抵抗力作用点から駆動車輪走行面までの距離	0	m
ϵ_K	駆動車輪上昇抵抗力作用点から駆動車輪軸までの水平距離	0	m
δ_{B1}	尾輪ころがり抵抗作用点から尾輪走行面までの距離	0.01	m
e_B	尾輪ころがり抵抗作用点から尾輪軸までの水平距離	0.014	m
δ_{B2}	尾輪上昇抵抗力作用点から尾輪走行面までの距離	0	m
ϵ_B	尾輪上昇抵抗力作用点から尾輪軸までの水平距離	0	m
δ_R	耕うん抵抗合力の作用点から耕盤までの距離	0.06	m
e_R	耕うん抵抗合力の作用点から耕うん軸までの水平距離	0.153	m

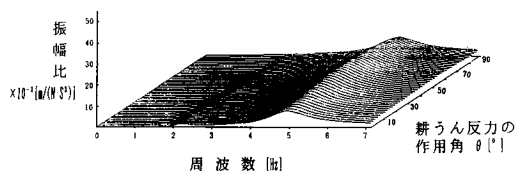


Fig. 4. Simulated acceleration in the vertical direction.

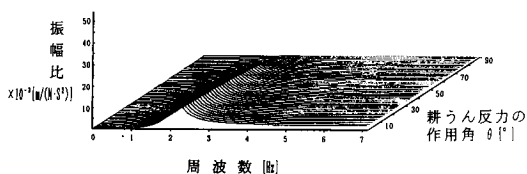


Fig. 5. Simulated acceleration in the forward direction.

m) の影響であると考えられる。

以上の結果より、入力（ロータリ耕うん抵抗）の周波数がタイヤの両方向の等価バネ固有振動数に近づくにつれ、機体は激しく振動を始めるると予測される。

2. 加振実験の測定結果及び考察

加振実験によって得られたデータは、周波数領域での解析が有効である。周波数領域での解析では、一般に周波数応答関数を用いて、入力と出力の関数を表示する。周波数応答関数を求めるためには、インパルスハンマーやランダム加振機を用いるケースが多いが、今回は力の正弦波入力により周波数を変化させて周波数応答関数を求めるために、スイープ加振法を採用し実験を行なった。

本実験では、歩行用トラクタの動的モデルが2次元で表現されるため、左右の加振を一つの入力源として取り扱う。よって左右のロードセルによって測定される力の合計を入力とした、出力の加速度のアクセラランスを加振周波数に対してFFTアナライザによって解析を行なった。

但し、左右の加振力を同時にFFTアナライザに入力できないので、得られた周波数応答関数（左加振力に対する応答関数、右加振力に対する応答関数）を補正し、歩行用トラクタの周波数応答関数とした。

1) 上下方向の周波数応答関数（アクセラランス）

図6に上下方向の周波数応答関数を示す。タイヤ上下方向のバネ係数は測定により $131.847 \times 10^3 \text{ N/m}$ であることがわかっているので、シミュレーションの結果から、その固有振動数（約5 Hz）付近にピークが存在すると予想される。実際に、実験を行なっている最中に観察した限りでは、5 Hz 付近で機体の振動が明らかに大きくなっていった。結果は図に示すとおり、

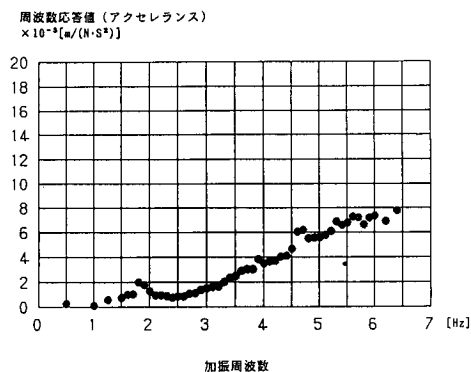


Fig. 6. Measured acceleration in the vertical direction.

5 Hz 付近でその値がかなり大きくなっている。しかし、それ以降の値がほぼ横ばいで5 Hz 付近のピークがはっきりと現れなかった。これには、次の2つの原因が考えられる。

① 加振力の時間変化を測定するために用いたロードセルが、加振装置の回転数（特に 6 Hz 以上）に対応しきれなかった。

② 加振力を発生させるために用いたショック・アブソーバが機体の固有振動に干渉した。今後、加振部の改良によってこの問題を解決する必要がある。

さらに、1.7 Hz 付近にも、小さいが明確なピークが認められる。これは、タイヤ前後方向のバネの影響であると考えられる。すでに述べたように、タイヤ前後方向のバネ係数の測定方法は現在検討中であり、今回の実験では前後方向のバネ係数は未知のまま実験を行なった。しかし、この結果からタイヤ前後方向のバネ係数は $16.000 \times 10^3 \text{ N/m}$ 前後ではないかと推測される。

2) 前後方向の周波数応答関数（アクセラランス）

図7に進行方向の周波数応答関数を示す。

1.7 Hz 付近にピークがはっきりと認められる。シミュレーションの結果から考えると、これはおそらくタイヤ前後方向のバネの影響であろう。また、5 Hz 付近で現われる可能性のあるピークが認められない。シミュレーションにおいても、前後方向のバネの影響によるピークははるかに大きく、5 Hz 付近のピークが認められなかったが、今回の実験でも同様の結果が得られたのではないかと考えられる。

しかし、一方で上下方向の結果と同様の原因によって、ピークがはっきりと現われなかった可能性もあるので、実験装置の改良等により明確にする必要がある。

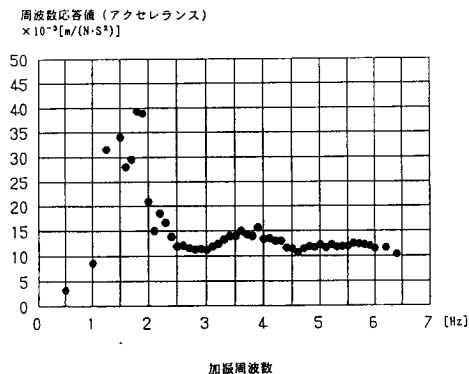


Fig. 7. Measured acceleration in the forward direction.

上下方向の結果においても、1.7Hz 付近にピークが認められたが、両方向の結果から、タイヤ前後方向のバネ係数は $16.000 \times 10^3 \text{ N/m}$ であると推定される。

3) 位相差

最後に、解析において求めた入力と出力の位相差に関して述べる。アクセラランスは、その系の共振点において位相差が 90° になる性質を持つ。今回の解析においても、1.7Hz 付近と 5 Hz 付近において位相差が 90° になる傾向が認められた。この結果から、図 6 と図 7 の 1.7Hz 付近と 5 Hz 付近にピークが存在することが裏づけられる。

今回の実験結果では、当初予想された結果とは若干異なった結果も得た。これらの原因としては、次のことが考えられる。

- ① 加振力測定に用いたロードセルの性能上の問題
- ② 加振力発生のため用いたショック・アブソーバの問題

③ モデルのパラメータに不明確なもの（タイヤ前後方向バネ・粘性減衰係数）が残されている。

しかし、本論文の目的である歩行用トラクタの動特性の基礎資料作成のためのデータとしては十分に有用であると考えられる。また、本論文で提案した進行方向及び上下方向の 2 自由度を持つモデルによって機体の振動傾向は十分に表現できるのではないかと考えられる。

今後の課題として、①加振装置の改良により小振幅での加振を行い、同時に、②高周波領域での測定を可能にすることが挙げられる。さらに、③駆動タイヤ前後方向のバネ 係数及び粘性減衰係数の正確な測定を行ない、④トラクタの設計段階での有効な基礎資料として、より多くの加振実験による機体振動傾向の把握及び耕土条件を加味したパラメータの測定が必要であると考えられる。

摘 要

本論文はロータリ耕うん抵抗による歩行用トラクタの動特性を解明するための動的モデルを構築し、これをもとに歩行用トラクタの動特性の解析を行なったものであり、その主な結果は次のようにまとめられる。

① 駆動車輪のタイヤの進行方向と上下方向に等価バネ・ダッシュポット系のフォークトモデルを置き、ロータリ耕での耕うん抵抗反力のみを入力とする動的モデルを構築した。

② 動的モデルについての運動方程式を求めて、さらに、この運動方程式から周波数応答関数を導き、モ

デルの入力と出力の関係を解析した。

③ 周波数応答関数解析結果に基づいてのシミュレーション結果、上下方向の周波数応答関数は 5 Hz 付近に、また、前後方向の周波数応答関数は 2 Hz 付近にピークが現われた。これは、タイヤの上下方向及び前後方向の等価バネ係数の固有振動数とほぼ一致する値である。

④ 構築した動的モデルの検証のため、スイープ加振法を採用した実験を行なって周波数応答関数を求めた結果、上下方向、前後方向共にシミュレーション結果と類似した結果を得た。したがって、本論文で提案された進行方向及び上下方向の 2 自由度を持つ歩行用トラクタモデルは、機体の振動傾向及び安定性を分析するのに十分対応できると考えられる。

文 献

- 陳鵬 1990 トラクタロータリ耕うんシステムの最適設計理論に関する知識・工学的研究、九州大学農学部博士論文、63-67 頁
- 崔重燮・井上英二・川建治・坂井純・鹿島潤 1994 歩行用トラクタの動的安定性に関する研究 (第1報)、九州大学農学部学芸雑誌、48(3・4): 101-108
- 市川真祐・山下光司・森邦男 1985 歩行用田植機の運動に関する理論的一考察、トラクタ総合試験室研究報告抜刷、三重大学農学部農業機械学会、57-73 頁
- 野口良造 1994 トラクタ・ロータリ耕うんシステムの設計理論及び動特性に関する研究、九州大学農学部博士論文、57-128 頁
- 坂井純 1976 ロータリ耕トラクタの耕うん外力の推定式、三重大学農学部学術報告、52: 28-37
- 柴田安雄・坂井純 1978 ロータリ耕トラクタの動特性に関する設計論的研究 (第1報)、農業機械学会誌、40(3): 345-353
- 柴田安雄・坂井純 1979a ロータリ耕トラクタの動特性に関する設計論的研究 (第2報)、農業機械学会誌、41(1): 37-42
- 柴田安雄・坂井純 1979b ロータリ耕トラクタの動特性に関する設計論的研究 (第3報)、農業機械学会誌、41(2): 207-214
- 田中基八郎 1986 振動モデルとシミュレーション、応用技術出版社、東京
- 戸川準入・下関正義 1984 グラフィック振動論、サイエンス社、東京

Summary

This paper is intended to analyze the dynamic characteristics of a hand tractor by constructing its dynamic model and performing vibration experiments.

The main results are as follows ;

(1) The dynamic model of the hand tractor was constructed. This model has an equivalent spring and a dashpot at the driving wheel in forward and vertical direction, respectively.

(2) The functions of frequency response between input and output were obtained by solving the dynamic equations of the model.

(3) The simulations of the functions of frequency response were performed by substituting into the equations obtained from the analyses of frequency responses. Consequently, the peaks of the functions of frequency response were observed near 5Hz and 2Hz in cases of vertical and forward direction, respectively. These values are almost equivalent with the frequencies of the equivalent spring constants in the vertical and forward direction of the hand tractor's wheel, respectively.

(4) The results of the vibration experiments for verification of the dynamic model were shown to be almost the same as the results of simulations of the functions of frequency response.

Consequently, the dynamic model of the hand tractor constructed in this paper may be used in the analyses of the hand tractor's dynamic stability.