

コンバインの機能と形態に関する研究

伊 藤 信 孝

Study on the Functions and Shape of Combine Harvester

Nobutaka ITO

第1章 緒 言

近年、農業機械の発達は目ざましく、戦後40年間で急速に発達した理由としては (1)重労働からの解放, (2)能率の向上, (3)機械化による十分な収益増が利用者である農家の要望に対応したためと考えられる。

農作業の主役であるトラクタの出現は言うに及ばず、自脱型コンバインの登場により収穫作業の省力化は大幅に促進された。現在、稲作は過剰生産がゆえにその生産調整としての減反、転作が施行されているとはいえ、米に匹敵する収入源をそれ以外から得る事は難しい、栽培上の容易性もあり、稲作がわが国の主作物としての地位を維持して行くことに変わりはないと思われる。収穫作業の機械化は脱穀機、バインダに始まり、急速なテンポで自脱型コンバインに進展してきた。そしてようやくその形態も安定化の域に達した感があるが、初期の段階ではそれほど指摘されなかった操作性、安全性が、機械の性能の向上とともに要望されるようになり、最近に至っては自動化、省エネルギーとともに高精度な機械としての要望が高まってきている。これまでの稲作は田植をベースとした栽培法であり、その特徴は条植えである。除草、その他管理作業の容易性に加えて生育時の外観および均一性が田植の普及に拍車をかけたと考えられる。近年コーティング種子を用いた湛水土壤中直まき栽培が各地で好評を得、行政面でも普及への大きな可能性を示しつつある。こうした背景を踏まえて稲作を考えると、終局的には機械による撤ばんが田植に取って変わるものと思われる。この場合は条蒔きでないから、現在の自脱型コンバインのごとき条刈りは適切でなく、幅刈り方式になるものと思われる。こうした稲作自体の変遷に対応

し、かつ機械サイドの自動化、省力化、安全性の観点から、コンバインの理想的機能を追求し、それに最も近い形態の1つとして上部旋回式コンバインを対象として取り上げた。上部旋回式コンバインは、現在市販されている自脱型コンバインの機能はもとより、上部(脱穀部、刈り取り部、運転部、動力部)が正逆方向に $n \cdot 360$ 度回(ただし n は任意の実数)旋回できる機能を具備したものである。この機能を装備することにより、現在市販のコンバインと比較して次のような利点が得られる。

- 1) 走行距離の短縮
- 2) 作業時間の短縮
- 3) 旋回時に圃場を荒らさない
- 4) 圃場への搬入、搬出、および障害物の踏破時における視界の確保、機体の走路への干渉の回避および転倒などに対する安全性の確保
- 5) 機械の整備性の向上
- 6) 油圧駆動のため、自動化が容易

本論文は上記の様な利点を有する上部旋回式コンバインを試作し、圃場での収穫作業実験から、特に1), 2)の項目について先に報告した理論計算値との比較を試み、その有効性を実用化について検討、報告するものである¹⁾。

コンバイン収穫作業時には直進走行時よりはむしろ圃場の隅部、あるいは稲列条端での旋回時に走行部が沈下し易く、時にははまりこみとなって著しく能率を低下させる原因の一つにもなっている。これに対する対処の方法として

- (1) 旋回動作を大幅に削減するか皆無化する。
- (2) 従来の走行装置に工夫を加え、旋回抵抗を減少させる。

の2つが考えられる。本研究で対象としている上部旋回式コンバインは(1)の方法を用いたものである。(2)は旋

回時に内側履帯を停止し、履帯接地長を短くするべく履帯中央部でピボット支持することにより旋回抵抗を削減することができるものである^{2),3),4)}。

しかし上部旋回式コンバインでは走行部が油圧駆動となるため機械式変速機に比べコストアップとなることは必至であるが、自動化への容易性、走行部の構造の簡易化、整備性、保守、操作性の向上が見込まれコスト・パフォーマンスに寄与する点が大きいと考えられる。

従って本研究では上記利点のみならず指摘される若干の問題も考慮した上で、未だ全く市販されていないこの種のコンバインの可能性を探究し、理想的コンバインの機能と形態を提唱するものである。既に上部旋回式コンバインの能率が如何に市販の自脱型コンバインに優るかについてはシミュレーションと模型実験にて報告した⁵⁾。

ここでは既述したように試作した実機を用いて収穫作業の能率（時間、および走行距離）を確認する。

またこの上部旋回式コンバインを一般化するうえで必要となる走行（操向）制御装置についても開発を行い試験したので紹介する。

第2章 試作上部旋回式コンバイン

試作上部旋回式コンバインは走行部に YANMAR YTB 650S-R（ミニバックホー）のものをを用い、上部（エンジン、刈り取り部、脱穀部）に YANMAR TC1010（コンバイン）のものをを使用した。それぞれの諸元を表 2-1 から表 2-4 に示す。

表 2.1 コンバイン TC1010 の諸元

Model	Yanmar TC1010	
Working performance (min/10a)	50 to 90	
Chassis dimension	Total length	2620 (mm)
	Total width	1670 (mm)
	Total height	1620 (mm)
	Total weight	765 (kg)
Engine	Model	2HS66
	Type	4 stroke cycle Diesel engine
	Number of cylinder	2
	Cooling system	Water cooled
	Capacity	451 (cc)
	Rated horsepower	9.5/2900 (ps/rpm)
	Fuel	Diesel fuel
	Fuel tank capacity	10 (litre)
	Starting method	Self starter

表 2.2 走行部（TC1010）の諸元

Crawler dimension 300 (width)		
×970 (contact length) (mm)		
Distance between crawlers	715 (mm)	
Contact pressure	0.13 (kg/cm ²)	
Transmission Powershift	Powershift	
Travelling speed		
Forward	First gear	0.27 (m/sec)
	Second gear	0.38 (m/sec)
	Third gear	0.47 (m/sec)
	Fourth gear	0.57 (m/sec)
	Fifth gear	0.81 (m/sec)
Reverse	Sixth gear	1.01 (m/sec)
	First gear	0.27 (m/sec)
	Second gear	0.58 (m/sec)

表 2.3 刈り取り脱穀部（TC1010）の諸元

Cutting function	Number of row	2
	Cutting width	750 (mm)
(Cutting part can be lifted or lowered hydraulically, and threshing depth can be manually controlled)		
Threshing function	Threshing cylinder (diameter×width)	365×450
	Rotational speed	570 (rpm)

表 2.4 走行部（ミニバックホー）の諸元

Crawler dimension 230 (width)	
×1020 (cont. length) (mm)	
Distance between crawlers	730 (mm)
Contact pressure	0.23 (kg/cm ²)
Clearance	210 (mm)
Minimum turning radius	1460 (mm)
Travelling speed	0.56 (m/sec)
Turning speed of upper part	10.5 (rpm)

また図 2.1 に、使用した油圧回路の概略を示す。さらに図 2.2 に試作上部旋回式コンバインの外観（写真）を示す。

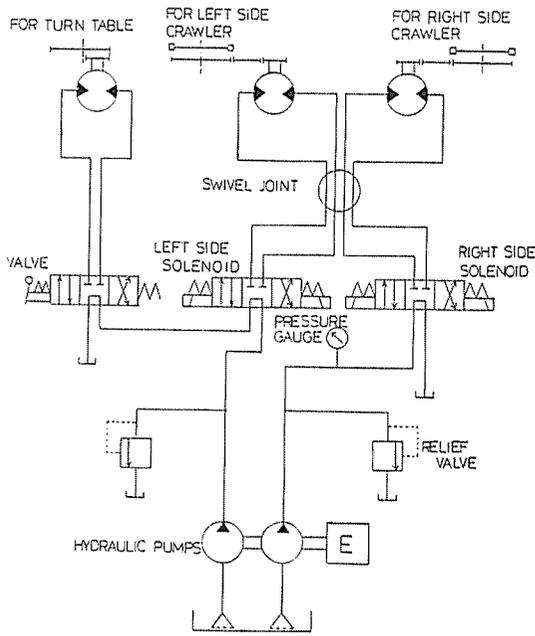


図 2.1 油圧回路図
Fig. 2.1 Hydraulic circuit diagram.

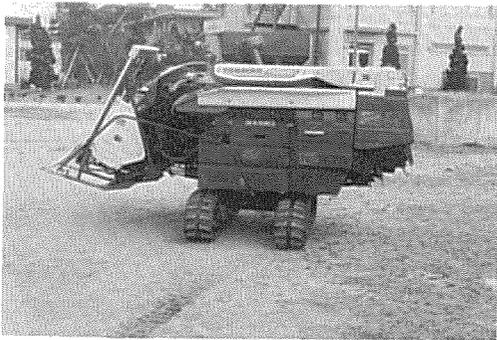


図 2.2 試作上部旋回式コンバイン
Fig. 2.2 Preproduced combine equipped with turn table.

第3章 試作コンバインによる圃場実験

3.1 実験目的

試作した上部旋回式コンバインがどの程度の性能を有しているかを確認し、計算に必要な基礎データを得る。

3.2 実験方法

3.2.1 上部旋回式について、

1) 面積の異なる3種類の圃場(図3.1)を用意し、

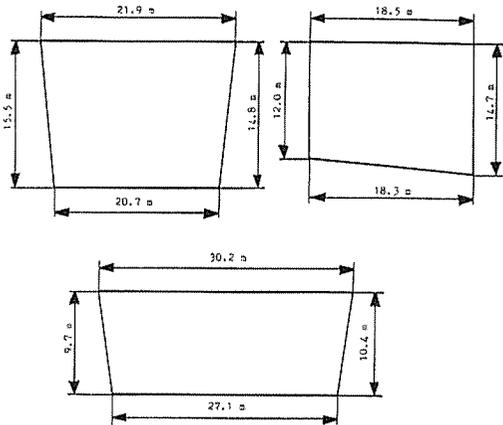


図 3.1 実験に用いた3種類の圃場の形状
Fig. 3.1 Shape of the three paddy fields used in the test.

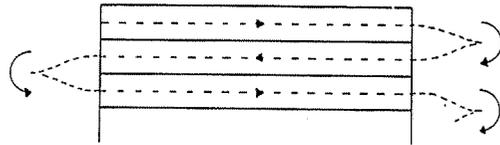


図 3.2 上部旋回式による走行パターン
Fig. 3.2 Travelling pattern of turn table combine.

これらの圃場において上部旋回式コンバインにて上部旋回式(図3.2)で刈り取り作業実験を行った。

2) 測定項目は次の通りである。

- a. 圃場の形状
- b. その圃場で収穫作業を完了するに要する総作業時間 (min)
- c. 無駄時間(袋の詰め替え, および履帯の極端なはまりこみによって作業の続行が不可能となった時間) (min)
- d. コンバインの走行速度(圃場の既知の長辺距離を走行するに要する時間を計測することにより算出) (m/s)
- e. 行程回数(有効刈幅の算出のため)
- f. 方向変換(図3.3A)に必要な時間(sec) および必要な枕地寸法(m)
- g. 刈り取り高さ(cm)
- h. 履帯沈下量(cm)
- i. 油圧ポンプ回転速度(rpm)
- j. 油圧ポンプ吐出圧力(kgf/cm²)

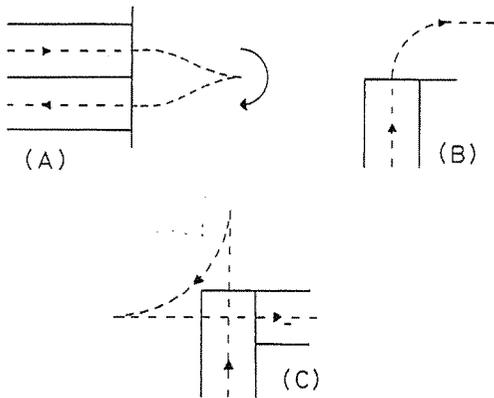


図 3.3 旋回時の走行軌跡
Fig. 3.3 Travelling locus in turning.

3.2.2 普通方式について

市販の自脱型コンバインで一般に行われている刈り取り方式で収穫作業を行う場合に必要データの計測を行う。ここでは同一のコンバインの諸元を用いる必要性から試作の上部旋回式コンバインの諸元に加えて、計算で必要となる方向変換(図 3.3B, 図 3.3C) 回行時におけるレバー操作時間について測定を行った。

3.2.3 市販のコンバインについて

比較検討の資料とするため市販のコンバイン(YANMAR TC600) について以下の事項について測定した。

- a. 走行速度(m/s)
- b. 履帯沈下量(cm)
- c. レバー操作時間(図 3.3C)(sec)
- d. 刈り取り高さ(cm)

3.3 実験及び測定結果

3.3.1 上部旋回方式について

既述した面積の異なる3種類の圃場での実験結果を各圃場別に以下に示す。

a. 圃場A

面積: $21.3\text{ m} \times 15.2\text{ m} = 323\text{ m}^2$

刈り取り総所要時間: 54.75 min

無駄時間: 11.15 min

正味所要作業時間: 43.60 min

走行速度: 0.33 m/sec

旋回時間(刈り取り終了から次の刈り取りに入るまでの所要時間): 40.5(sec)

有効刈り幅: 56.3 cm

b. 圃場B

面積: $18.4\text{ m} \times 13.4\text{ m} = 247\text{ m}^2$

刈り取り総所要時間: 37.48 min

無駄時間: 1.80 min

正味所要作業時間: 35.68 min

時間当たり換算能率: $416\text{ m}^2/\text{hour}$

走行速度: 0.33 m/sec

旋回時間(刈り取り終了から次の刈り取りに入るまでの所要時間): 32.4(sec)

有効刈り幅: 61.3 cm

c. 圃場C

面積: $28.7 \times 10.1\text{ m} = 290\text{ m}^2$

刈り取り総所要時間: 38.65 min

無駄時間: 4.66 min

正味所要作業時間: 33.99 min

時間当たり換算能率: $512\text{ m}^2/\text{hour}$

走行速度: 0.34 m/sec

旋回時間(刈り取り終了から次の刈り取りに入るまでの所要時間): 35.7 sec

有効刈り幅: 59.4 cm

その他の測定項目についての実験結果を以下に示す。

d. 旋回半径(図 3.4)

$B=0.6\text{ m}$, $L=2.0\text{ m}$ であるから、これより旋回半径 R は次の様に求められる。

$$R^2 = (L/2)^2 + (R - B/4)^2$$

よって

$$R = 3.4\text{ m}$$

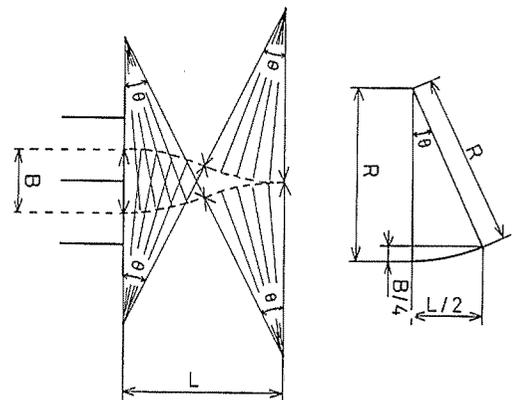


図 3.4 旋回の幾何学
Fig. 3.4 Geometry of turning.

e. レバー操作時間A (図 3.3A)

旋回時間: 35 sec, 走行速度: 0.33 m/sec

旋回半径: 3.4 m, 刈り幅: 0.6 m

従って図 3.4 における θ は

$$\theta = \cos^{-1}((R - B/4)/R) \times (R - B/4)/R = 17.1 \text{ deg.}$$

$$l = 2R(4\theta/360) \cdot \pi = 4.05 \text{ m}$$

$$T_b = 35 - (4.05/0.33) = 23 \text{ sec}$$

f. 刈り取り高さ

$$h_1 = 11 \text{ cm}$$

g. 履帯沈下量

$$z_1 = 11 \text{ cm}$$

h. 油圧ポンプ回転速度

$$N_p = 2510 \text{ rpm (無負荷時)}$$

エンジンスピード = 2800 rpm

i. 油圧ポンプ吐出圧力

$$p = 50 \sim 60 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (平均)}$$

$$p = 100 \text{ kgf/cm}^2 \text{ (最大)}$$

3.3.2 普通方式について

a. レバー操作時間B (図 3.3B)

$$T_b = 5 \text{ sec}$$

b. レバー操作時間C (図 3.3C)

$$T_c = 6 \text{ sec}$$

c. 旋回半径

$$R = 2 \sim 3 \text{ m}$$

3.3.3 市販コンバイン (YANMRA TC600) について

て

a. 走行速度

$$v = 0.44 \text{ m/sec}$$

b. 履帯沈下量

$$z_2 = 5 \text{ cm}$$

c. レバー操作時間C (図 3.3C)

$$T_c = 6 \text{ sec}$$

d. 刈り取り高さ

$$h_1 = 7 \text{ cm}$$

(注意: 3.3 節において示した値は, すべて平均値である)

3.4 考 察

実験により, 種々の利点および改良点を見出すことができた。それらについて列挙すると次のようである。

(1) 油圧駆動のため信地旋回 (スピントーン) が可能で, 旋回半径を小さく出来る。

(2) 走行部の清掃時など, 上部を任意の角度旋回させることにより点検, 清掃が容易である。

(3) 圃場の軟弱な箇所での旋回動作を回避出来る。

(4) 畦畔等圃場への機体の搬入, 搬出時に上部を90度旋回させることにより, 機体の畦畔, 圃場への干渉を回避出来る。

(5) 絶えず条例に沿って収穫作業が可能で, 横刈りの必要がない。

(6) 運転者が絶えず運転進行方向を確認でき安全性が確保できる。

(7) 後章で詳細に述べるが上部旋回機構の採用により大幅な能率の向上 (所要時間の短縮, 総走行距離の短縮) がみられた。

最近では圃条整備作業も進み, コンバイン作業においてコンバインがはまりこむといったケースは非常に少なくなったとも言われるものの旋回時の圃場表土の攪はんによる土の移動や, 旋回をすればはまりこむ事が容易に予想される箇所でも旋回をせねばならない場合の回避など, 実験時における収穫作業においてもこの種の場面を経験した。

従って上部旋回機構の適用による機能の向上, および能率の向上は開発当初の予想を裏付ける結果となり, 上部旋回式コンバインの有利性を確認することができた。

第4章 能率計算

4.1 研究目的

圃場実験において得られた値を用いて, 面積及び形状の異なる圃場において, 普通方式 (市販コンバインで一般に収穫作業を行う作業パターン), 上部旋回方式の両方式により総走行距離と総所要収穫作業時間を測定算出し, 上部旋回方式の優位性を比較, 検討, 確認する。また刈り幅, 旋回半径, 走行速度の変化に伴う能率の変化についても検討する。

4.2 理論的基礎事項

4.2.1 計算上の前提

普通方式は上部旋回方式による作業能率の比較を行うにあたって, 次のような前提を設ける。

1) 計算式は稲垣の理論⁶⁾ (昭和56年度農業機械学科卒業論文: 農用多目的車両のコンバインへの応用; 稲垣正樹) に基づくものとする。

2) 履帯の沈下, 排土抵抗, ころがり抵抗, 土壌条件など, 装軌車両の走行におよぼす力学的諸要素は考

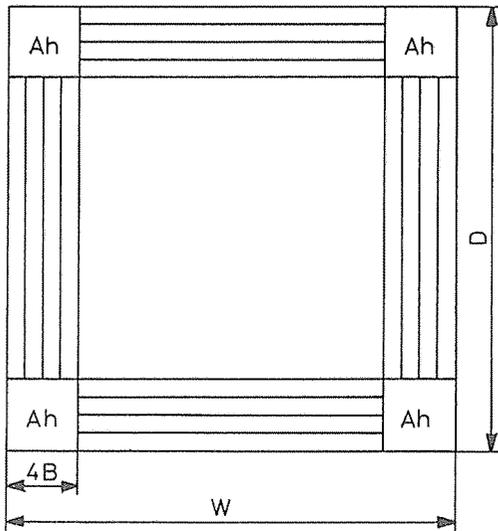
慮せず、機体や圃場の幾何学的形状によってのみ走行パターンを決定するものとする。

- 3) コンバインの走行距離は機体の中心点の移動距離をもって定義する。
- 4) 上部旋回式コンバインについては、その旋回中心を機体の中心とする。
- 5) 圃場の形状は矩形とし、円形圃場や複雑な形状の圃場は対象にしない。
- 6) 実験値と計算値を比較するとき、実験圃場は正確には矩形でないため、それぞれの対辺の長さの平均値を、その辺の長さとして使用する。すなわち正確には矩形でない圃場を矩形の圃場として取り扱う。
- 7) 車両の旋回などに必要な空間を確保するため、圃場の4隅はあらかじめ手刈りしておくものとする。また圃場の外周は先に4周刈り取っておくものとし、それは外側から内側へ刈り取るものとする。(図4.1)

- 8) コンバインおよび圃場の寸法を次のように定義する。

コンバイン A: 全長, B: 刈り幅, R: 旋回半径
 圃場 W: 幅 D: 長さ

4.2.2 外周4周を刈り取るに要する走行距離



Ah: Area to be manually harvested prior to combine harvesting

図4.1 圃場の外周4周を刈り取る収穫手順
 Fig. 4.1 Harvesting procedure of four outer lanes of the field.

外周1～3周目の走行軌跡を図4.2に示す。外周4周目の走行距離は

1周目の走行距離は

$$So1 = 2(WR + DR) + 21B\pi/4 + 4B - A/2 \quad \dots(4.1)$$

2周目の走行距離は

$$So2 = 2(WR + DR) + 5B\pi + B \quad \dots(4.2)$$

3周目の走行距離は

$$So3 = 2(WR + DR) + 3B\pi + B \quad \dots(4.3)$$

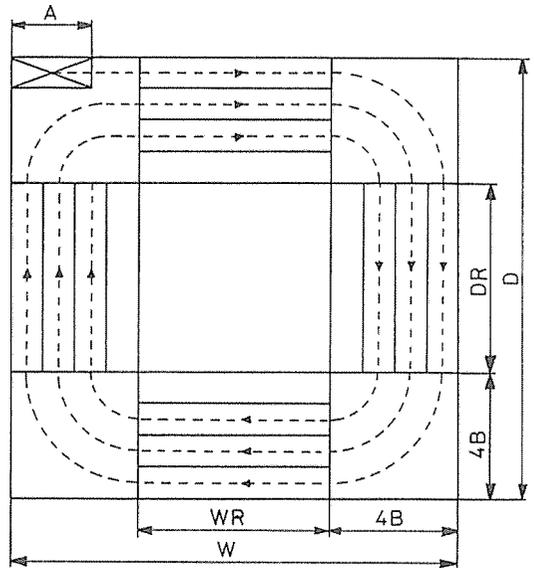


図4.2 圃場の外周の刈り取り走行軌跡
 Fig. 4.2 Travelling locus of outer lanes of the field.

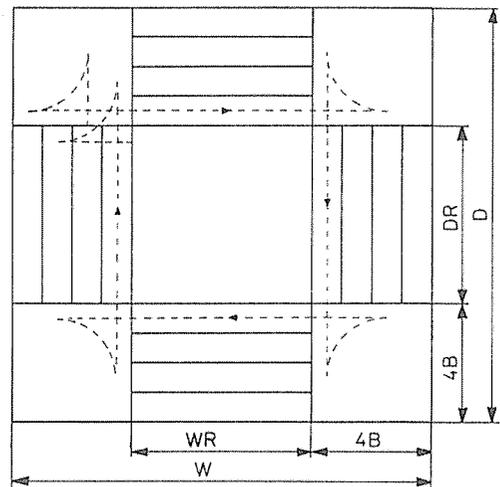


図4.3 圃場の外周の刈り取り走行軌跡(普通方式)
 Fig. 4.3 Travelling locus of outer lanes of the field.

4 周目の走行距離

$$So4 = 2(WR + DR) + 10R\pi/4 + 10R + 5B \quad \dots(4.4)$$

よって外周を4周刈り取るための全走行距離は

$$S1 = So1 + So2 + So3 + So4 = 8(WR + DR) + 53B\pi/4 + 5R\pi/2 + 11B + 10R - A/2 \quad \dots(4.5)$$

この S1 は、すべての刈り取り方式に共通で、かつ必要な走行距離である。

4.2.3 普通刈り取り方式における走行距離

ここで言う普通刈り取り方式とは市販のコンバインで一般に行われている刈り取り方式をいう。従ってこの刈り取り方式におけるコンバインの走行パターンとして2つの走行を定義し、それらをパターン(a)、パターン(b)とする。(図4.4参照)

パターン(a)は稲列の条端で90°づつ機体の方向を変えながら刈り取る方法である。パターン(b)は残りの未刈り圃場の面積が小さくなってきた時に、その短辺を刈らず180°旋回して反対側の長辺に進入して刈り取りを行う方式をいう。

1) パターン(a)における走行距離

パターン(a)の1行程を、圃場のまわりを1/2周刈り

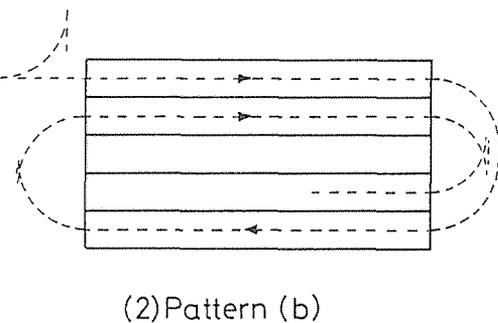
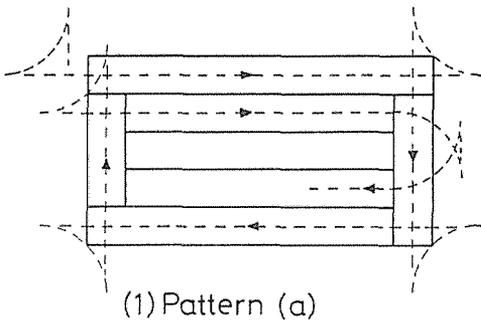


図4.4 コンバイン収穫作業パターン

Fig. 4.4 Various patterns in combine harvesting operation.

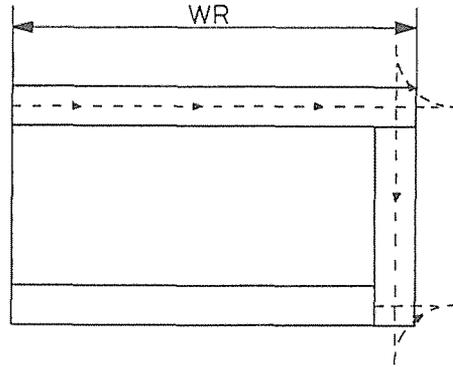


図4.5 パターン(a)でのn周目走行軌跡

Fig. 4.5 The n th travelling locus in harvesting pattern (a).

取る間と定義する。パターン(a)でのn周目の走行軌跡を図4.5に示す。パターン(a)で走行可能な最大行程数 N_{max} は

$$N = DR/B, \quad N' = FIX(N)$$

とし

$$(N - N') \text{ が } 0 \text{ の場合} \quad N_{max} = N'$$

$$(N - N') \text{ が } 0 \text{ でない場合} \quad N_{max} = N' + 1$$

パターン(a)の n 行程目の走行距離は

$$San = WR + DR - 2B(n-1) + R\pi + 4R - B \quad \dots(4.6)$$

よってパターン(a)で刈り取る走行距離は

$$S2 = \sum_{n=0}^{n_x} San \quad (0 \leq n_x \leq N_{max}) \quad \dots(4.7)$$

ただし n_x : パターン(a)での刈り取り行程数

2) パターン(b)における走行距離

パターン(a)で n_x 行程走行した後、パターン(b)

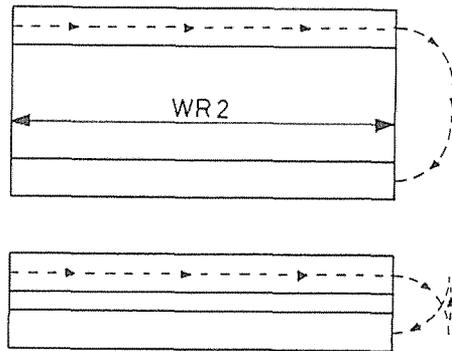


図4.6 パターン(b)でのm周目走行軌跡

Fig. 4.6 The m th travelling locus in harvesting pattern (b).

で残りの未刈り部分を刈り取る。パターン (b) での m 周目の走行軌跡を図 4.6 に示す。

パターン (b) の行程数 m_x は

$$M = (DR - n_x B) / B, \quad M' = \text{FIX}(M)$$

として

$$\begin{aligned} (M - M') \text{ が } 0 \text{ の場合,} & \quad m_x = M' \\ (M - M') \text{ が } 0 \text{ でない場合} & \quad m_x = M' + 1 \end{aligned}$$

パターン (b) の m 行程目の走行距離は

$$S_{bm} = R\pi + WR^2 + |DR^2 - mB - 2R| \quad \dots(4.8)$$

よってパターン (b) で刈り取る走行距離は

$$S_3 = \sum_{m=0}^{m_x} S_{bm} - (|DR^2 - m_x B - 2R| + R\pi) \quad \dots(4.9)$$

ただし

m_x : パターン (b) における刈り取り行程数

3) 普通方式における全走行距離

普通刈り取り方式におけるコンバインの全走行距離は次式で与えられる。

$$SS1 = S1 + S2 + S3 \quad \dots(4.10)$$

ただし

SS1 : 市販のコンバインで一般におこなっている刈り取り収穫作業での走行距離

S1 : 外周 4 周を刈り取るに要する走行距離

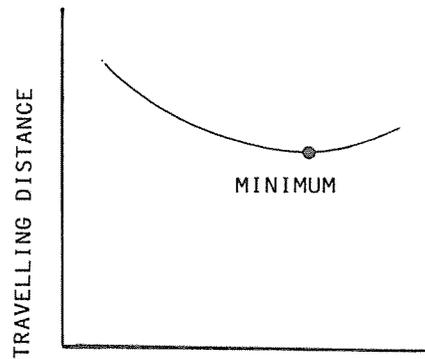
S2 : パターン (a) で n_x 行程走行するに要する走行距離

S3 : パターン (b) で m_x 行程走行するに要する走行距離

4) パターン (a) での最適行程数

SS1 を変化させる要素として、パターン (a) の行程数が考えられる。任意の圃場に対して、パターン (a) の行程数を 0 から N_{max} の間で変化させることができる。つまりパターン (a) で 1 行程刈り取り、残りをパターン (b) で刈り取っても、パターン (a) で 5 行程刈り取って、残りをパターン (b) で刈り取っても良いわけであるが、パターン (a) の行程数の変化に伴い走行距離も変化するから、圃場の形状、面積に応じてパターン (a) で刈り取る最適行程数が存在する筈である。この変化の様子を図 4.7 に示す。

図からパターン (a) の行程数の増加に伴い、走行距離が減少し、ある最小値を示した後、再度増加する傾向がわかる。



NUMBER OF TURNING IN PATTERN (A)

図 4.7 パターン (a) での行程数と走行距離の関係
Fig.4.7 Relationship between the number of turning in patern (a) and the totjkal travelling distance.

この走行距離の最小値を普通方式の走行距離として扱う。すなわち上部旋回方式のコンバインの比較において、普通方式で最も能率のあがる状態をもって比較の対象とする。

4.2.4 上部旋回方式における走行距離

上部旋回方式のコンバインの走行においては、

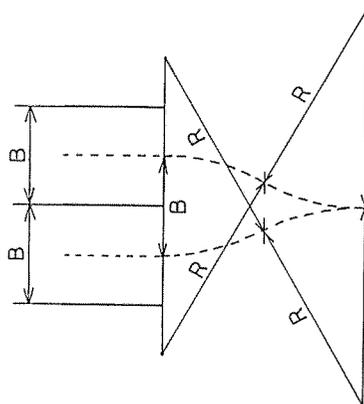
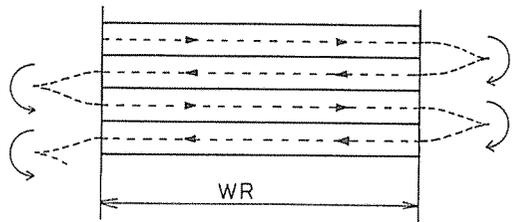


図 4.8 上部旋回式での走行軌跡
Fig.4.8 Travelling locus in turn table system.

圃場の長辺を走行した後、上部を 180° 旋回させる間を 1 行程とする。上部旋回方式の走行軌跡を図 4.8 に示す。

上部旋回方式のコンバインの走行行程数 L は

$$L' = DR/B, \quad L'' = FIX(L')$$

とし

$$(L' - L'') \text{ が } 0 \text{ の場合} \quad L = L''$$

$$(L' - L'') \text{ が } 0 \text{ でない場合} \quad L = L'' + 1$$

曲線部分は 4 つの扇形（中心角 θ から構成されるものと仮定する。従って曲線部分を走行する時の走行距離は

$$Sc = 4((2\pi R) \cdot (\theta/2\pi)) = 4R\theta \quad \dots(4.11)$$

よって l 行程目の走行距離は

$$Sl = WR + 4R\theta \quad \dots(4.12)$$

となり、上部旋回方式での走行距離は

$$S4 = \sum_{l=1}^L Sl - 4R\theta \quad \dots(4.13)$$

以上より、上部旋回方式における全走行距離は

$$SS2 = S1 + S4 \quad \dots(4.14)$$

ただし

SS4：上部旋回方式コンバインによる全走行距離

S1：圃場の外周 4 周を刈り取る要する走行距離

S4：収穫作業時は L 行程旋回するに要する走行距離

4.2.5 普通方式における走行時間

普通方式における走行時間 T_1 は次式で定義される。

$$T_1 = SS1/V1 + (n_x \cdot T_{t1} + n_x \cdot T_{t2}) - T_{t2} \quad \dots(4.15)$$

ただし

SS1：市販のコンバインによる普通刈り取り方式での全走行距離

V1：走行速度

n_x ：パターン(a)での刈り取り行程数

T_{t1} ：パターン(a)方式での刈り取りにおけるレバー操作時間

m_x ：パターン(b)方式での刈り取りにおけるレバー操作時間

4.2.6 上部旋回方式における走行時間

上部旋回方式における走行時間 T_2 は次式で定義される。

$$T_2 = SS2/V2 + (L-1)T_{t3} \quad \dots(4.16)$$

ただし

SS2：上部旋回式コンバインの全走行所要時間

V2：走行速度

L ：旋回行程数

T_{t3} ：上部旋回式コンバインのレバー操作商用時間

4.2.7 能率計算式

上部旋回式コンバインが一般に市販されている自脱型コンバインに比べて、どの程度能率面（収穫作業における所要時間、所要走行距離）において優位であるかを計算するために次の式で定義される能率比を用いた。すなわち能率比 E は

$$E = \frac{TD_c - TD_u}{TD_c} \times 100(\%) \quad \dots(4.17)$$

ただし

TD_c ：普通方式での所要時間または所要距離

TD_u ：上部旋回式での所要時間または所要距離

4.3 計算値と圃場での実測値の比較

4.2 で示した計算式の妥当性を確認するために、圃場での実験において得られた実測値を用いて比較検討した。実験において得られた値を計算式に代入し、比較したのが表 4.1、図 4.9 である。

表 4.1 実測値と計算値（時間について）

区分	実測値	計算値
A 圃場	62.9 分	62.1 分
B 圃場	53.1 分	52.2 分
C 圃場	54.3 分	55.5 分

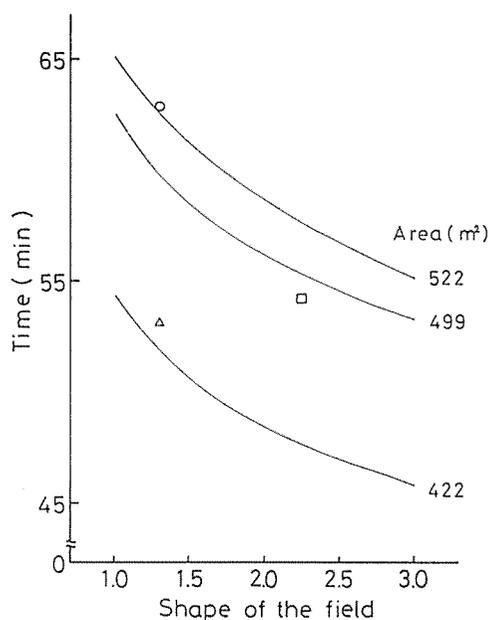


図 4.9 圃場の形状比と所要時間の関係 (○□△が実験値を示す)

Fig. 4.9 Relationship between the field shape and the total required time.

ただし以下の条件を仮定する。

- 1) 刈り取り方法は上部旋回方式とする。
- 2) 実験では外周4周を既に刈り取った状態からの測定であるので、外周4周の刈り取りに必要な時間と面積を算出し、実験測定値に加えた値を新しい測定値とする。

実験のための十分な圃場面積が確保できなかったのと、供試の上部旋回方式のコンバインでは普通方式での収穫作業ができないという2つの理由から普通方式についてはデータが取っていない。

表、及び図から実測値と計算値は良く一致しており、その誤差の範囲も2%程度であり、信頼できるものと断定できる。

4.4 計算結果

実験で得られた数値を用いて計算を行った結果を図4.10から図4.31に示す。これらの結果において、特記しない限りコンバインの諸元および圃場については次ぎの値を用いた結果である事を断っておく。すなわち

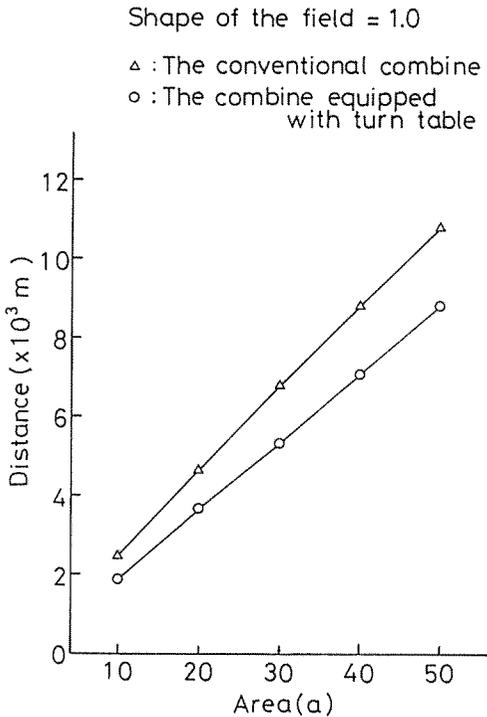


図 4.10 走行距離と圃場面積の関係 (形状比 1.0)
Fig. 4.10 Relationship between the total travelling distance and the field area.

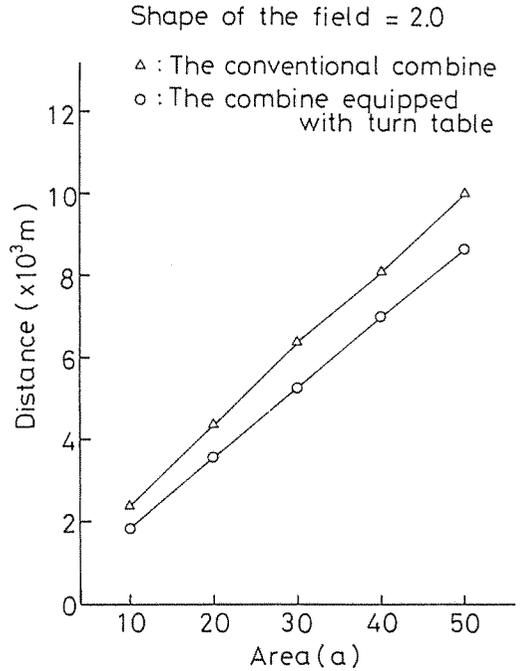


図 4.11 走行距離と圃場面積の関係 (形状比 2.0)
Fig. 4.11 Relationship between the total travelling distance and the field area.

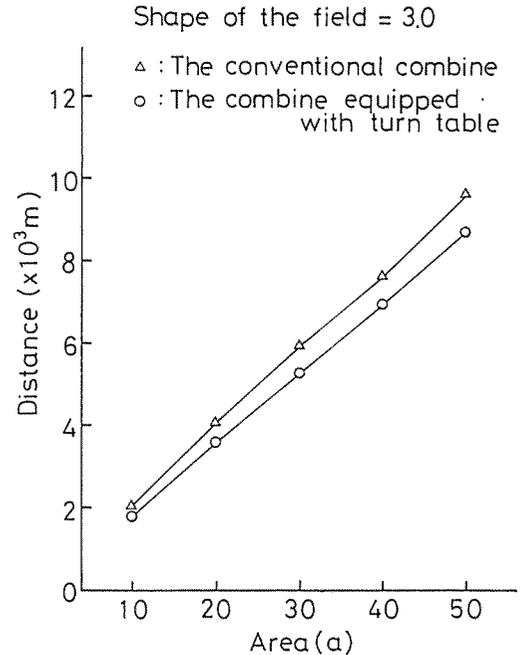


図 4.12 走行距離と圃場面積の関係 (形状比 3.0)
Fig. 4.12 Relationship between the total travelling distance and the field area.

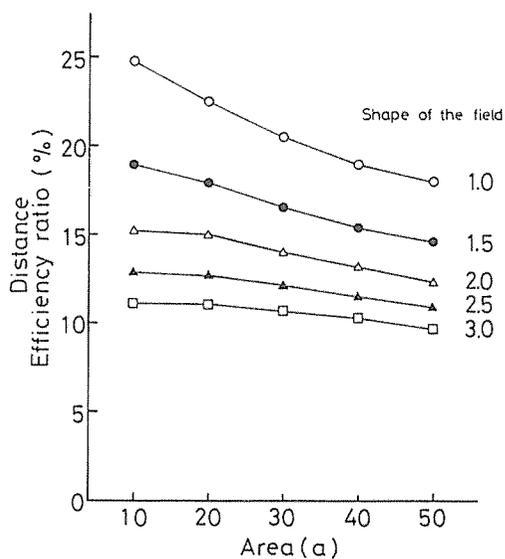


図 4.13 能率比（走行距離）と圃場面積の関係
Fig. 4.13 Relationship between the efficiency ratio for distance and the field area.

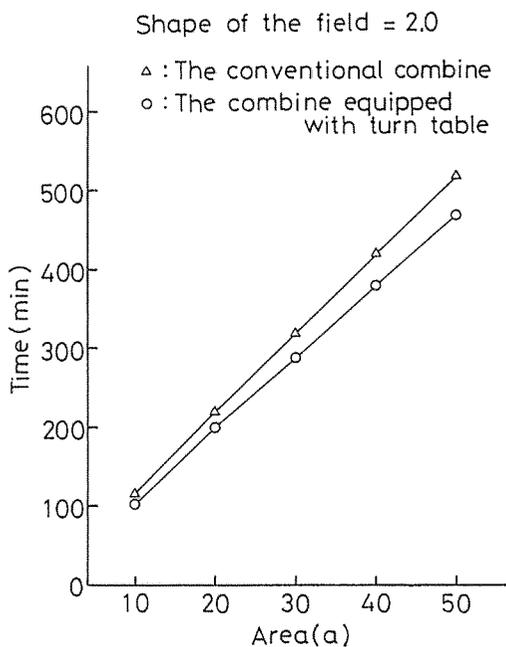


図 4.15 所要時間と圃場面積の関係（形状比 3.0）
Fig. 4.15 Relationship between the required time and the field area.

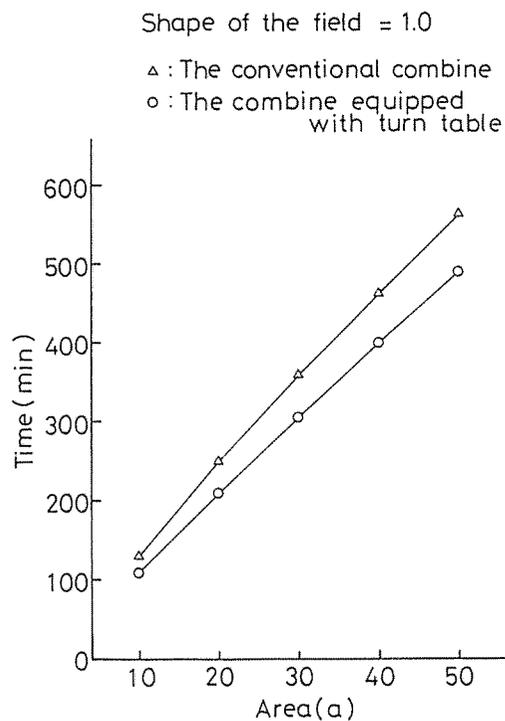


図 4.14 所要時間と圃場面積の関係
Fig. 4.14 Relationship between the required time and the field area.

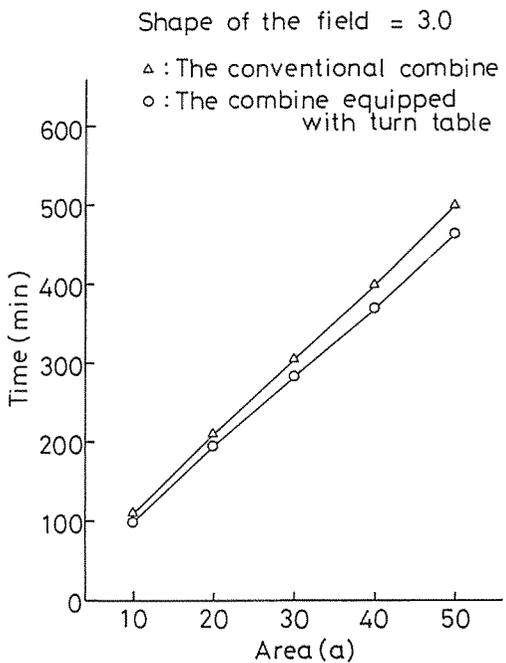


図 4.16 所要時間と圃場面積の関係（形状比 3.0）
Fig. 4.16 Relationship between the required time and the field area.

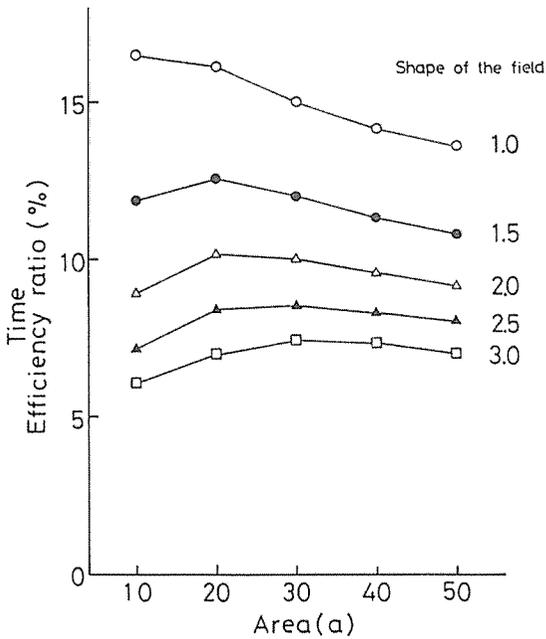


図 4.17 能率比(所要時間)と圃場面積の関係
Fig. 4.17 Relationship between the efficiency ratio for time and the field area.

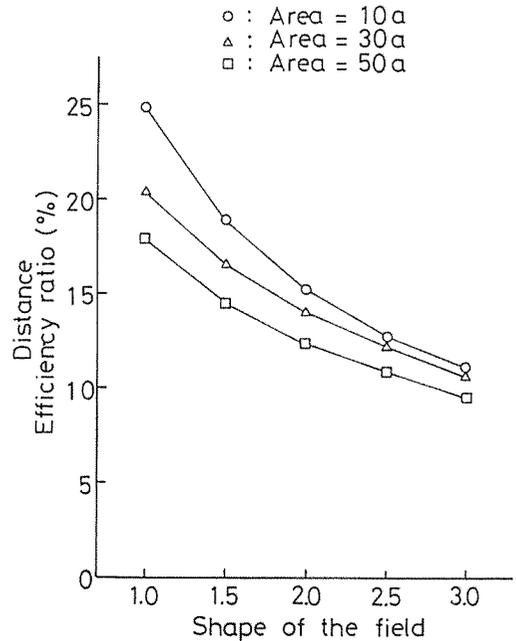


図 4.19 能率比(走行距離)と圃場の形状比の関係
Fig. 4.19 Relationship between the efficiency ratio for the travelling distance and the field area.

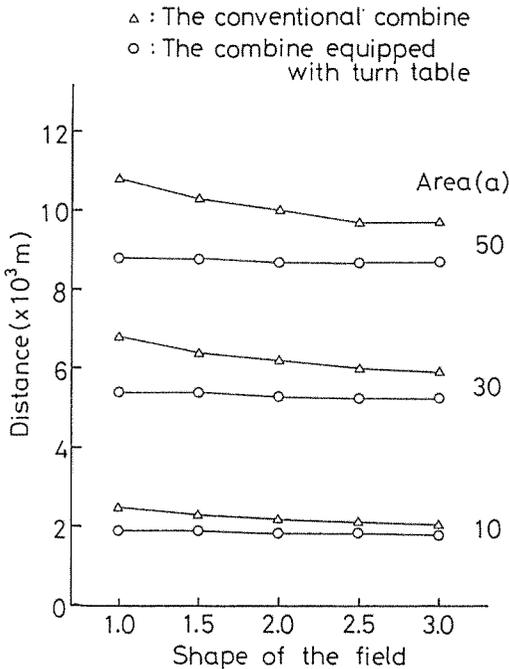


図 4.18 走行距離と圃場の形状の関係
Fig. 4.18 Relationship between the total travelling distance and the shape of the field.

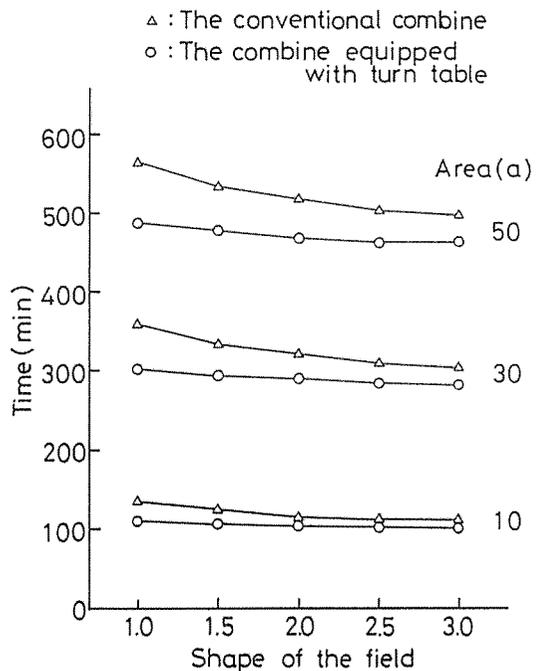


図 4.20 走行時間と圃場の形状比の関係
Fig. 4.20 Relationship between the required time and the shape of the field.

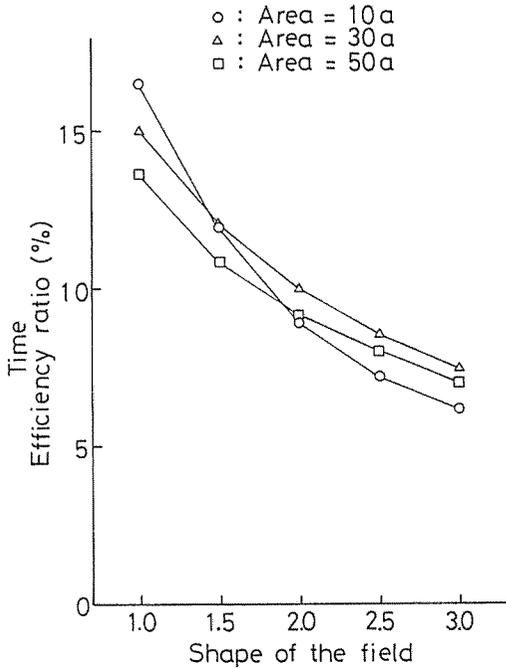


図 4.21 能率比（所要時間）と圃場の形状比の関係
 Fig. 4.21 Relationship between the efficiency ratio for the required time and the shape of the field.

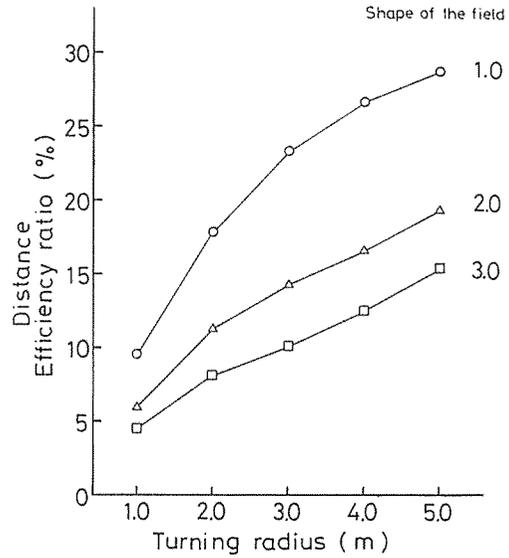


図 4.23 能率比（走行距離）と旋回半径の関係
 Fig. 4.23 Relationship between the efficiency ratio for distance and the turning radius.

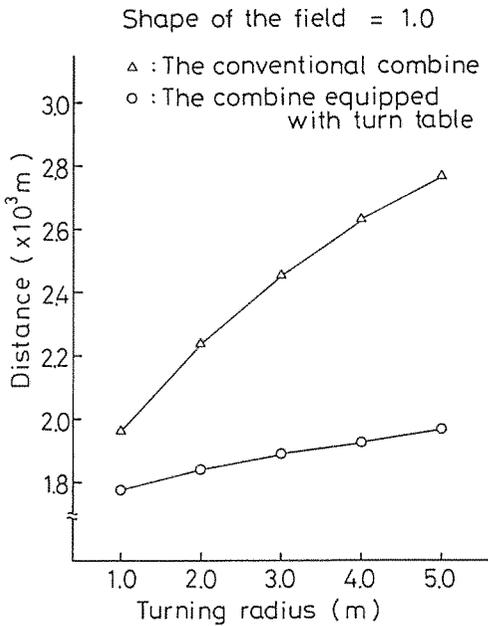


図 4.22 走行距離と旋回半径の関係
 Fig. 4.22 Relationship between the travelling distance and the turning radius.

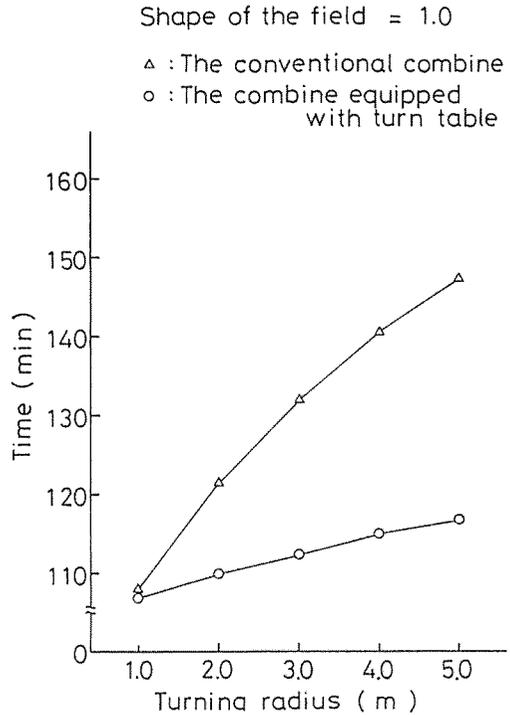


図 4.24 所要時間と旋回半径の関係（形状比 1.0）
 Fig. 4.24 Relationship between the required time and the turning radius.

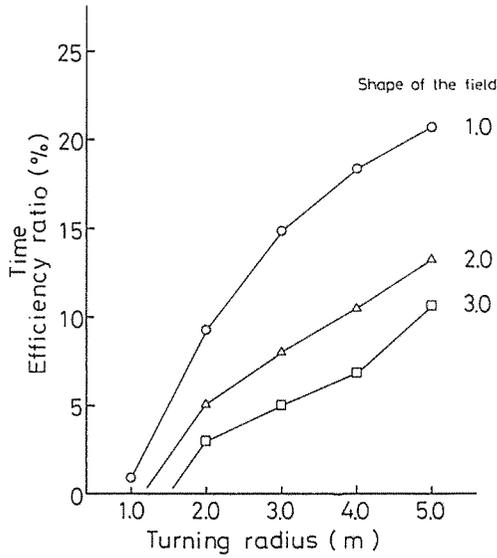


図 4.25 能率比 (所要時間) と旋回半径の関係
 Fig. 4.25 Relationship between the efficiency ratio for time and the turning radius.

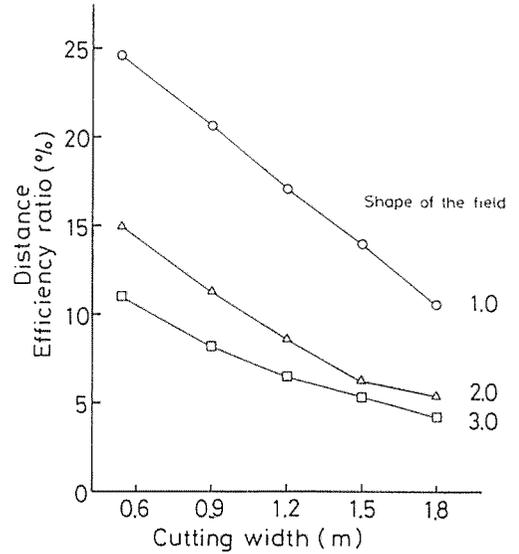


図 4.27 能率比 (走行距離) と刈り幅の関係
 Fig. 4.27 Relationship between the efficiency ratio for travelling distance and the cutting width.

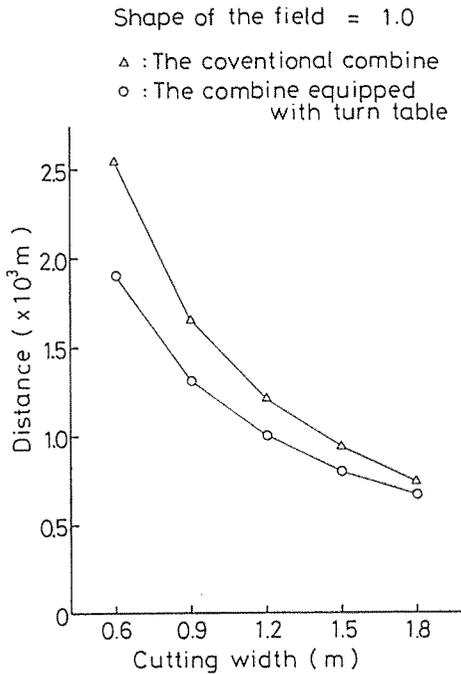


図 4.26 走行距離と刈り幅の関係
 Fig. 4.26 Relationship between travelling distance and the cutting width.

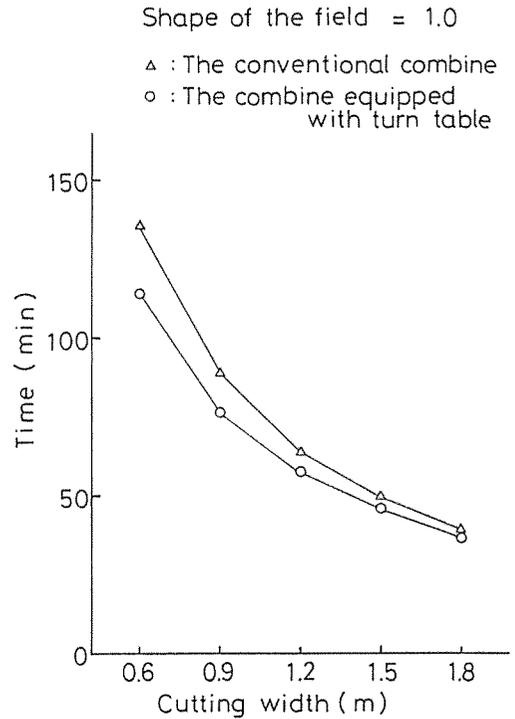


図 4.28 所要時間と刈り幅の関係
 Fig. 4.28 Relationship between the required time and the cutting width.

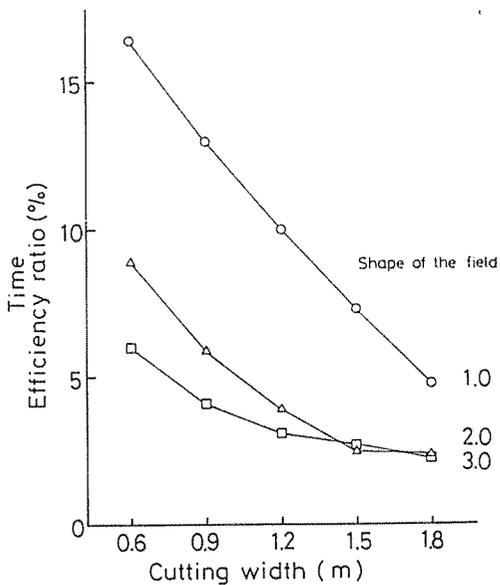


図 4.29 能率比（所要時間）と刈り幅の関係
Fig. 4.29 Relationship between the efficiency ratio for the required time and the cutting width.

Shape of the field = 1.0

△ : The conventional combine
○ : The combine equipped with turn table

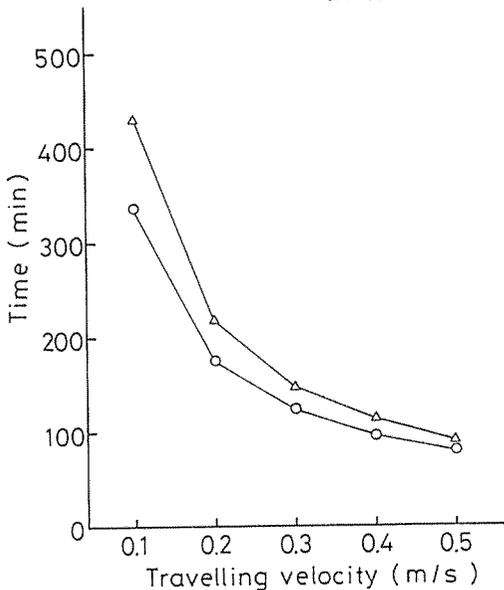


図 4.30 所要時間と走行速度の関係
Fig. 4.30 Relationship between the required time and the travelling velocity.

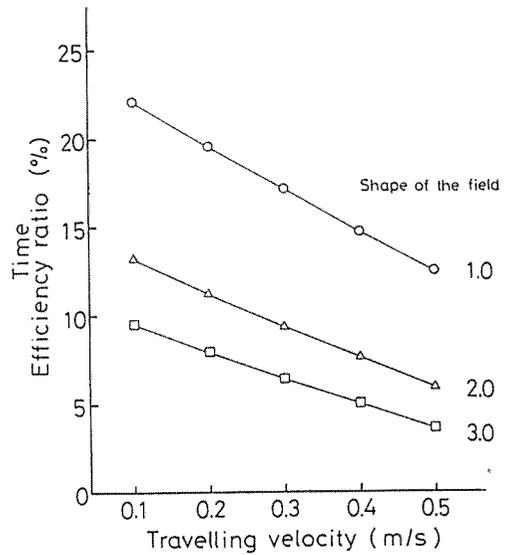


図 4.31 能率比（所要時間）と走行速度の関係
Fig. 4.31 Relationship between the efficiency ratio for time and the travelling velocity.

表 4.2 コンバイン

コンバイン全長 (A)	: 2.62 m
刈り幅 (B)	: 0.6 m
走行速度 (V1, V2)	: 0.33 m/s
旋回半径 (R)	: 3.4 m
圃場面積 (area)	: 10a
形状比 (W/D)	: 1.0

4.5 計算結果の考察

計算結果より次の結論が導かれる。すなわち

(1) コンバインの走行距離については、市販のものに比べて10%（形状比3.0）から25%（形状比1.0）の能率の向上が見込まれる。

(2) 収穫作業に要する所要時間については市販のものに比し、6%（形状比3.0）から16%（形状比1.0）の能率向上（時間短縮）が見込まれる。

(3) 圃場面積と形状比の変化による能率の変化の状態をみると、走行距離については、圃場の形状比が1に近い程能率が良く、圃場の面積が大なるにつれて能率の向上は低下する。また走行所要時間については、圃場の形状比が1.0の場合 10a が最も良く、1.5, 2.0の場合は 20a が、2.5, 3.0では 30a が最も良い。このことは現行の圃場整備が面積30アール (100m × 30m)、形状比 (3.0) で行われる事が多い事を考えると、本諸元のコン

バインは最も能率の向上が見込まれる形状であると言える。

(4) 旋回半径が大きくなるほど能率は向上する。ただしここでいう旋回半径は4.2.4でいう R をいう。

(5) コンバインの走行速度を増加すると能率比は低下して市販のコンバインのそれに近付くように変化する。このように上部旋回式コンバインは市販の自脱型コンバインに比較して、走行距離、収穫作業所要時間ともに圃場の大きさや形状比により差はあるものの、かなりの能率の向上が見込まれ、また自動化の容易性、安全性の観点からも有効な形態であると考えられる。

ここでの計算は試作した上部旋回式コンバインと同一諸元の市販のコンバインとを比較して能率を算出しており、(4)において旋回半径が大きくなると能率が向上するという表現は、上部旋回式のものとし販の自脱型のものとの差が大きくなることを意味し、上部旋回式のみについていうと、時間、距離ともに能率は向上している。(5),(6)についても同様である。従って上部旋回式コンバインではできるだけ刈り幅を広くし、刈り取り走行速度を増すことにより一層の能率向上が見込まれる。

第5章 動力伝達系の検討

供試コンバインの走行部は油圧駆動であり、上部旋回機構の駆動も油圧により行っている。油圧駆動方式は機械式ダイレクトミッションに比べ、動力伝達効率などの点で劣ることが指摘される。しかしながら(1)構造が簡単、(2)操作性において有利、(3)使用上の便利さ等の利点があるコストアップを相殺するものと予想される。

供試コンバインは稲列条端で機体を反転するときに若干の信地旋回(ピボットターン)、または局地旋回(スピンターン)を補助的に利用することにより、収穫作業時の走行距離と走行所要時間を短縮させ、結果的にコンバインの作業能率を向上させることができる。従って適当な走行速度の確保はもちろん必要であるが、それ以上に局地旋回(スピンターン)が可能な期間出力を計算しておくことが必要である。コンバインの機関出力は各所で消費される動力の総和に等しく、その収支は一般に図5.1のようになる⁷⁾。

供試コンバインの油圧ポンプは構造上の制約と確実な動力伝達法の観点から、若干騒音が懸念されたものの、その伝達機構をチェーン駆動とした。

一般に自脱型コンバインは、全動力の約80%が走行装

置以外に使用消費され、残り20%が走行部に利用される。油圧駆動部での所要動力は次のように求められる。油圧ポンプは2連の歯車ポンプで1回転あたりの吐出量は16cc(8+8)で、常用回転数は2000(r.p.m)であるから容積効率を80%、ポンプ効率を75%とすると

$$Q = 0.8 \times 16 \times 2000 / 60 = 426.7 \text{ (cm}^3/\text{sec)}$$

$$L_h = \rho \times Q / (7500 \times 0.75) = 7.6 \text{ (ps)} \quad \dots(5.1)$$

油圧駆動部に必要とされる動力は7.6(ps)となる。ただしここでいう $\rho = 100 \text{ (kgf/cm}^2)$ は局地旋回時の油圧回路圧の実測値であり、コンバインの直進走行時とは異なる。直進走行時には $\rho = 30 \text{ (kgf/cm}^2)$ 程度であるから、 $L_h = 2.27 \text{ (ps)}$ となる。この値は供試コンバインのもつ機関の定格出力9.5psの約24%で既掲の動力収支を示す図5.1と良く一致している。局地旋回時にはコンバインは刈り取り作業を行っておらず、脱穀、こぎ胴部に残留している穂の選別に動力を必要とする程度であるため、信地旋回よりも動力を多く必要とする局地旋回時においても一時に定格を超える過負荷を避けることができる。

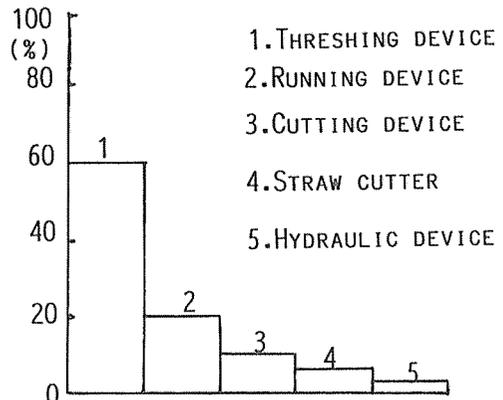


図5.1 コンバインの機関動力の収支
Fig. 5.1 Power balance of combine engine.

いまコンバインが走行速度 $V \text{ (m/s)}$ で走行しているとき、必要な所要動力 $L_h = PV/75 \text{ (ps)}$ であり、 $P \text{ (kgf)}$ はコンバインの総重量を W とすれば簡単に次のように書ける。

$$P = \mu W \quad \dots(5.2)$$

ただし μ : 走行抵抗係数

測定の結果 $W = 1100 \text{ (kgf)}$ であるから、 $\mu = 0.4$ としてコンバインの走行に要する所要動力を計算すると

$$L = 0.4 \times 1100 \times 0.33 / 75 = 1.9 \text{ (ps)} \quad \dots(5.3)$$

歯車ポンプ駆動軸の常用回転数は、供試コンバインの走行部であるバックホウの常用回転数 2000 (r.p.m) と同じとすると機関側と歯車ポンプとの減速比が問題となる。機関側のスプロケット歯数 26 とすると機関回転数は 2400 (r.p.m) と考え、歯車ポンプ側のスプロケット歯数は次のようになる。それを M とすると

$$M = 26 \times 2400 / 2000 = 31.2 \quad \dots(5.4)$$

ただし機関回転数は定格 2600 (r.p.m) であるものの収穫作業時に 2400 (r.p.m) に低下するものとして取り扱っている。

第 6 章 走行性についての検討

車両の発揮する有効なけん引力は、推進力から走行抵抗を差し引いたものである。車両の走行抵抗は機械部分の摩擦抵抗と土との関連における抵抗とからなる。後者の土との関連における抵抗は主として、排土抵抗、締め固め抵抗から構成される。ここでは締め固め抵抗について検討する。この締め固め抵抗は Bekker により車両の走行抵抗（ころがり抵抗）に等しいと解され、締め固め抵抗の検討により以下のように走行性を検討することができる。

6.1 Bekker 式による締め固め抵抗の計算

締め固め抵抗 R_c は接地圧力によって履帯の下の土を z (cm) 沈下させて締め固めるのに要する仕事量に相当する。接地圧力 p と沈下量 z の関係は Bekker によれば次のようになる。

$$p = (k_c / b + k_\phi) z^n = k z^n \quad \dots(6.1)$$

ただし

W : 車両 (コンバイン) 重量

L : 接地長

b : 履帯幅

z : 履帯沈下量

p : 履帯接地圧力

k_c : 粘性に起因する土の変形係数

k_ϕ : 内部摩擦に起因する土の変形係数

n : 沈下量 z の指数

一方、 R_c なる抵抗が接地長 L にわたってなした仕事量は次の式で与えられる。

$$LR_c = \int_a \int_0^z p dx dA = L \int_0^z p dx \quad \dots(6.2)$$

締め固め抵抗 R_c に両履帯幅を乗ずることにより、車両の締め固め抵抗が求められる。

$$2bR_c = \frac{2}{(n+1)(k_c + bk_\phi)^{1/n}} \left(\frac{W}{2L} \right)^{n+1/n} \quad \dots(6.3)$$

$$R_c = \frac{1}{b(n+1)(k_c + bk_\phi)^{1/n}} \left(\frac{W}{2L} \right)^{n+1/n} \quad \dots(6.4)$$

実験において得られた数値を代入して計算すると試作コンバイン (TC1010) については

$$\rho_1 = 0.234 \text{ (kgf/cm}^2\text{)}, \quad z_1 = 10 \text{ cm}$$

市販のコンバイン (TC1010) については

$$\rho_2 = 0.131 \text{ (kgf/cm}^2\text{)}, \quad z_2 = 5 \text{ cm}$$

(6.1)式より

$$0.234 = k \cdot 10^n$$

$$0.131 = k \cdot 5^n$$

$$p = 0.03427 z^{0.83501} \quad \dots(6.5)$$

試作のコンバインについて $b = 23 \text{ cm}$, $L = 102 \text{ cm}$, $W = 1100 \text{ kgf}$ を用いて計算すると

$$R_c = 1.28 \text{ kgf}$$

市販のコンバインについて $b = 30 \text{ cm}$, $L = 97 \text{ cm}$, $W = 765 \text{ kgf}$ を用いると

$$R_c = 0.36 \text{ kgf}$$

しかるに試作コンバインの R_c の市販コンバインの R_c に対する比は $1.28/0.36 = 3.57$ となり、試作のコンバインが建設機械の走行部を使用した分だけ抵抗が大きいことが指摘される。

試作のコンバインの走行抵抗が市販のコンバインのものと同じになるように履帯幅を求めると $b = 53.3 \text{ cm}$ となり約 2 倍の履帯幅が必要となる。

6.2 計算結果の考察

以上の検討から、試作のコンバインは市販のものに比し、走行抵抗が大きいことが分かる。従って試作のコンバインで市販のものと同じ走行抵抗とするには履帯幅を 2 倍程度必要とする。しかしここでは締め固め抵抗のみについて考え、排土抵抗や、走行部の内部抵抗については考慮していない。また締め固め抵抗においても、沈下量を一定としていることや、履帯の側面での仕事量などの考慮がなされていないことが指摘として残る。接地圧に関してのみ、試作のコンバインの履帯幅を考えると、 $b = 42 \text{ cm}$ となりそれでも試作のもの 1.8 倍を必要とする。上部旋回式のコンバインでは走行部を用いての旋回は少ないため履帯幅を大きくとって支障はないばかり

りか、むしろ接地面積を増すことにより走行部の沈下を防止し、同時にけん引性能を増し走行性を向上できる。

6.3 履帯の耐久性に関する考察

上部旋回機構を採用すると、ある任意の圃場で収穫作業を終えるのに、全走行距離の約60%を前進走行（スプロケット正転）で、残りを後進走行（スプロケット逆転）することになる。一般の市販のコンバインによる収穫作業では95%以上が前進走行（スプロケット正転）である。スプロケットの正転に伴う履帯の耐久性については次のようである。

建設機械であるブルドーザの場合は、重負荷で前進押し土作業をし、後進では高速で戻るといったサイクルを繰り返すために、一説では耐久性が70%程度に落ちるともいわれる。しかし履帯の駆動方式、負荷の大小、履帯アセンブリの配置などが耐久性に大きく影響するため一概には言えない。コンバインでは走行部は車体の駆動のみに使用され、ブルドーザのように重負荷を移動させるといったことは皆無であることを考えると頻繁な正逆転に伴う履帯の耐久性は殆ど問題ではない。

第7章 上部旋回式コンバインの操作性の向上

試作した上部旋回式コンバインは既述したように油圧駆動方式であり、その操作は当初、手動式方向制御弁によっていたが、これに伴う不都合が次のように指摘された。

(1) 左右履帯の方向制御には供試方向制御弁がデテント型でないため運転者の両手は常に操舵に従事していなければならない、刈り取り部の昇降、こぎ深さの調節など本来の収穫作業に必要な制御に手がまわらない。従って操行自動化するための装置が必要である。

(2) 稲列条端で180度、上部を旋回させたとき、方向制御弁の操作は左右逆となり誤操作を誘引し、安全性も脅かされる。このことは収穫作業時のみならず、機体運搬時の積み込み、積み下ろしにも注意が必要となる。

(3) 既存のコンバインの殆どが装備している自動方向制御、こぎ深さ制御、刈り高さ制御、供給量制御と同様自動操行制御装置をつけておくことは大きな意義がある。

7.1 操作性の向上

上部旋回式車両の代表とされるパワーショベルは、機体の移動が作業と直結していないため上部の旋回と走行

部による移動の制御が別々に行われる場合が多い。しかし作業する現場が高低差のある危険な箇所が多いため、ややもすると操行レバー操作を誤り、転落等の事故にも発展しかねない。建設現場での稼働状態を観察してみると運転者は頻繁な上部の旋回により走行部の移動方向の制御を迅速に行うことができず、ゆっくりと、かつ慎重に操行レバー操作を試みて移動方向を確認した後移動を行うといった操作が一般的である。すなわち頻繁な上部の旋回のため操行レバー操作と走行部の移動方向を直感できないのが実状である。従っていかなるときにも迅速かつ正確なレバー操作による正確な機体の制御ができることが大切である。特にパワーショベルのように運搬台車への積み込み、積み下ろし時に自己のブームと上部旋回機構を用いる場合はこの装置が必要である。しかしながらそういった装置は一部を除いて未だ建設機械には見られない。

上部旋回式コンバインは稲列条端での上部処理部の頻繁な180度旋回に伴う方向転換により旋回時間を短縮し能率向上を目指すものであるが、パワーショベルと同様に上部の旋回に伴う走行部のレバー操作制御が逆になる。従ってこの操作の簡易自動化ができないと上部旋回機構を装備して時間短縮を図った意味がなくなる。

図7.1において操行レバーを前に倒せば前進、後ろに

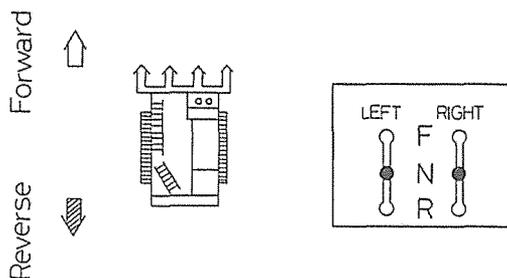


図7.1 操行レバーの配置と操作方向

Fig. 7.1 Layout of the steering lever and its operation.

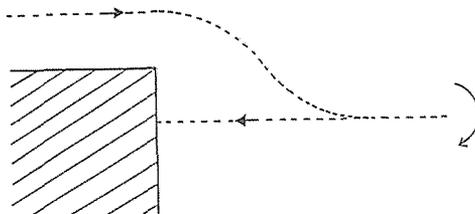


図7.2 上部旋回方式の旋回走行軌跡

Fig. 7.2 Travelling locus of turn table combine.

倒せば後進走行すると仮定する。この状態でコンバインが稲列条端に到達し図 7.2 のように旋回するものとする。すなわち図 7.1 において操作レバーを F の位置に倒せば前進走行する。稲列条端で180度上部を旋回して隣接の条に進入してコンバインを前進走行させるには左右のレバーを R の位置に置かないと所定の動作は得られな

い。逆に後退したい時には操作レバーを F の位置に置かなければならない。180度旋回の後こうした操作に加え、局地旋回、信地旋回を行うときはより一層誤操作につながる可能性が高く、能率と安全性の低下にもなる。

試作上部旋回式コンバインの油圧駆動回路を図 2.1 に示した。既述のように上部が180度旋回する度にレバー操作が逆にならないようにソレノイド弁を電氣的に制御する事により、運転者は常に円滑な作業を保証される。本装置は、入力スイッチ（ここではリミットスイッチを使用）、ラチェットリレー、ソレノイド弁から構成されている。すなわちコンバインの上部が90度以上旋回したことを検出する入力スイッチに信号が入り、90度旋回が確認されるとラチェットリレーが作動する。ラチェットリレーは回路の入力信号に対し、新しい次の入力信号が入るまでその状態を保持する働きをする。ラチェットリレーの後段にはリレーが接続され、上部が180度旋回後も on し続けるように制御される。手元のスイッチは直接リレーを介してソレノイド弁を制御するもので、この装置により運転者は常に操作レバー操作を確認しつつ操作する必要がなくなる。運転者が移動したい方向にレバーを操作すれば機体は確実にその方向に移動する。この図に示す場合はレバーを前に倒せば前進し、後ろに倒せば後進する。この状態は上部処理部が180度（または n 回）旋回しても全く変わらない。図 7.3 に稲列条端での電気回路作動の状態をフローチャートで示す。

本システムで最も不都合と思われる場合は図 7.4 に示す様な場合で、上部が走行部台車に対し直角に位置している場合で、運転者が→印の方向に機体を進めたい時どの方向にレバー操作すればよいかが問題となる。この場合、運転者が移動をさせたい→の方向に上部を少し旋回させた後、操作レバーを前に倒せば車両は→の方向に移動する。逆に←の方向に移動させたい場合は、同様に←の方向に少し上部を旋回させた後レバーを前に倒せば←

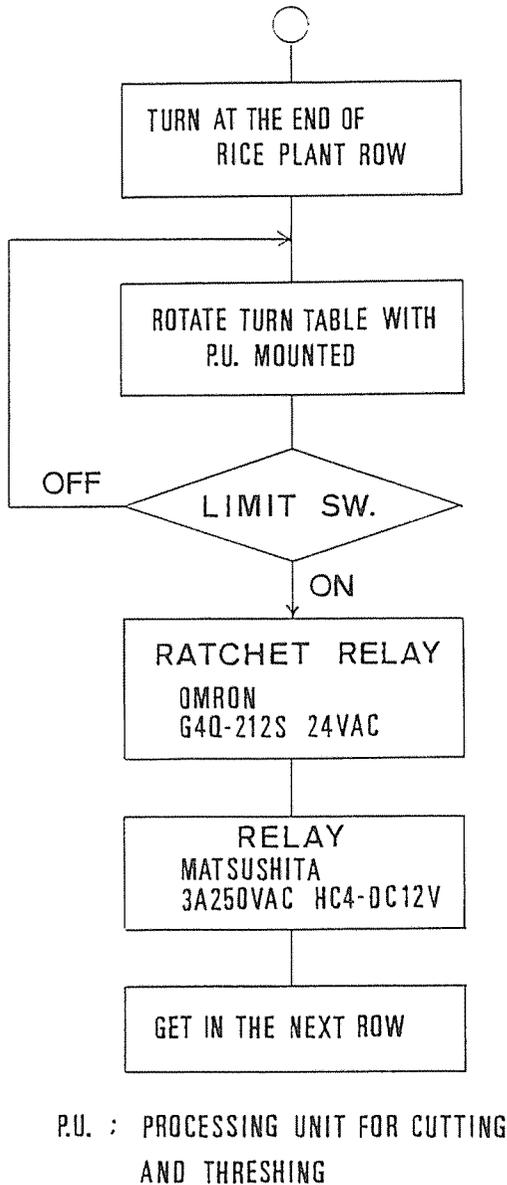


図 7.3 走行（操向）制御装置の稲列条端での作動
Fig. 7.3 Turning at the end of rice plant row by use of steering control system.

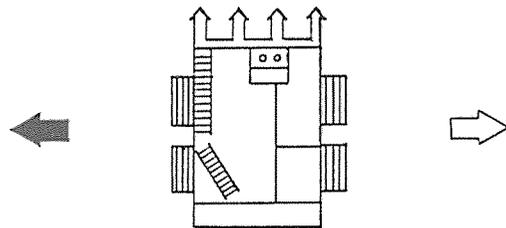


図 7.4 上部と走行部が90度に位置する時
Fig. 7.4 When the upper part is rotated 90 degree.

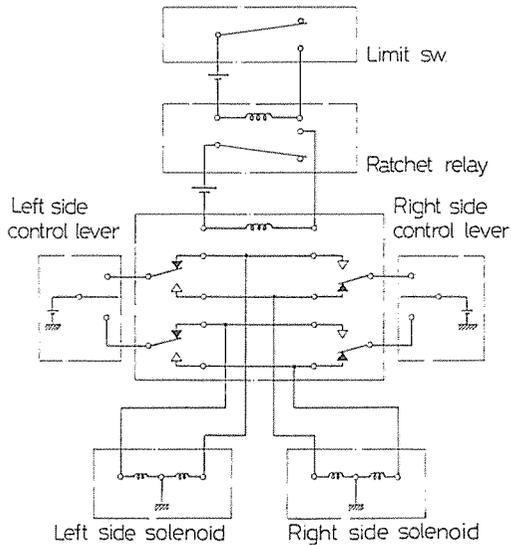


図 7.5 制御系の電気回路

Fig. 7.5 Electric circuit of control system.

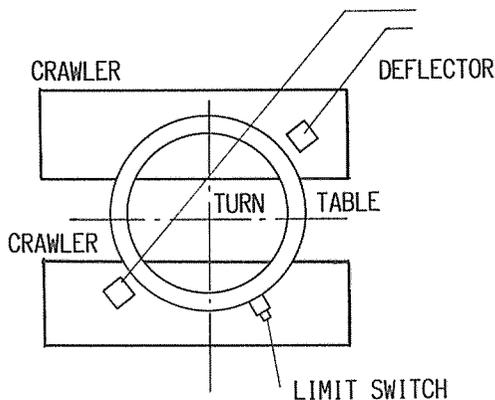


図 7.6 旋回時の入力スイッチとデフレクタの位置関係
 Fig. 7.6 Layout of the control switch and the deflector.

の方向に移動する。また図 7.5 に詳細な電気回路を示す。ここでは主として上部旋回コンバインについての走行制御装置として述べたが、既述したパワーショベル等では装着の効果が大きい。図 7.6 に入力スイッチの 1 例を示す。図において入力スイッチ（ここではリミットスイッチを使用）が上部処理部と一緒に旋回し、デフレクタと接触してラチェットリレーが作動し、リレー回路を切り替える。またデフレクタもしくは入力スイッチの設定位置（取り付け位置）を変えることにより、旋回角 180 度毎の動作を任意の旋回角に容易に設定できる。

第 8 章 総 論

上部旋回コンバインは未だ開発はもちろん市販されているものはない。本報告の冒頭にも触れたが歴史の浅い割に発展の進歩が速く、今や高級な農業機械の 1 つになった自脱型コンバインではあるが、その性能、機構、機能面において企業間の差はあまり見られずデザイン、各機能要素の配置（レイアウト）においても殆ど変わったところが見られない。圃場の基盤整備が進み、農作業の能率向上と省力化が進む中で機械の方も自動化、インテリジェント化が推進され、それがセールスポイントにさえなっている製品も見られる。しかしながら装置、機能が幾ら高度化しても大幅な能率の向上を自動化、安全性、省エネルギーを考慮しつつ押し進めるにはいずれかの時点で限界が予想される。農業機械の特徴は機械自身の移動機能と農作業を遂行する作業機能の 2 つの機能を持ち合わせている事である。コンバインも例に漏れず移動しつつ収穫作業を連続的に処理するプロセス機械の代表でもある。従ってこの 2 機能が同時に機能していることが大切で、稲列条端での旋回、回行、軟弱地での走行部のはまりこみはいずれかの機能が停止しており、能率の向上にはこの種の無駄時間を短縮または皆無化することが目的への近道である。上部旋回式コンバインはその目的に近い機能と形態を有するものであり、少なくとも能率面では明らかに既述の市販コンバインに比し優位である。以下に本報告でのまとめをおこない、同時に来るべき近い将来の稲作を展望して、理想的コンバインの機能と形態を提唱する。

8.1 ま と め

本報告では上部旋回式コンバインの開発に鑑み、その利点を確認するべく次の項目について検討、考察した。

(1) 上部旋回式コンバインの試作

小型建設機械の走行装置と市販の自脱型コンバインを用いて上部旋回式コンバインを試作した。自動化を図るために走行（操向）制御装置を開発設置した。圃場実験から試作の上部旋回コンバインが支障なく作動することを確認した。

(2) 市販のコンバインとの収穫作業における能率の比較。特に収穫作業における所要時間と走行距離について。圃場実験の結果上部旋回式コンバインが一般に市販されている自脱型コンバインに比べ、走行距離にして

5.9% (圃場形状比3.0), から12.7% (圃場形状1.0), また所要時間にして2.8% (圃場形状3.0) から7.6% (圃場形状比1.0) の能率の向上が見込める。ただし本計算結果はいずれも圃場面積30アールを対象としたものである。

(3) コンバイン収穫作業の能率計算プログラムの開発・圃場の面積と形状比の関係について。形状比が1.0に近い程走行距離, 所要時間についての能率は向上する。また形状比が決まれば能率が最大となる圃場の面積を計算予測できる。また信地旋回 (ピボットターン), 局地旋回 (スピントーン), 上部旋回の各旋回方式による能率の差異についても計算し局地旋回式が上部旋回方式にほぼ近いことを確認した。

(4) コンバイン収穫作業能率に影響する要素として機体の諸元, 収穫作業の走行速度, 圃場の形状と面積, 刈り取り作業パターンがあり, それぞれの要素の変化に伴う能率の変化を解明し, 提示した。その結果, 走行速度を増すことは能率の向上に寄与するが, それよりも旋回動作を少なくする事によって無駄時間を短縮することのできる刈り幅の増加の方が効果が大きい。しかしユーザ・ニーズとしては走行速度の速い方が人気がある。刈り取り作業パターンについては上部旋回式コンバインでおこなう刈り取り方式が最も優れているが, 市販のコンバインで上部旋回式コンバインにほぼ匹敵するだけの能率を上げるには中割り方式の作業パターンで刈り取るのがよい。

(5) 上部旋回式コンバインでは頻繁な旋回動作を強いられる正方形圃場や面積の小さい圃場において特に効果が大きい。本報告では一般の市販コンバインとの比較の上で能率を論じたが, 機体の諸元が同じで, 圃場の幅がコンバインの刈り幅に等しい場合は上部旋回式も市販のものも能率は同じとなる。すなわち旋回動作がなければ両方式においても差はない。

8.2 コンバインの機能と形態

既述したように現在市販の自脱型コンバインの機能と形態は一応の安定をみており製品間において大差は見られない。しかしながら, 圃場基盤整備が進められている一方で, 未だコンバイン収穫のできない排水不良の湿地田や機体の移動が損なわれるような軟弱な水田も少なくない。また現在のコンバインの機能と形態が一応の安定をみているからといって改良や新機能の探究がなされなくともよいというものではない。ここで展開したように

上部旋回機能の装備によりかなりの能率の向上が期待できる。この節ではこれからのコンバインの理想的機能と形態について触れる。

1. 走行部

自脱型コンバインの走行部はその殆どが履帯式であり軟弱地, 不整地での走行を考慮したものとなっている。しかしながら軟弱地ではあまりこみ, あるいは旋回時の表土の攪はんと移動, 旋回抵抗の削減等, 取り組むべき問題は少なくない。従って上部旋回機構および履帯接地長の可変制御装置の装着を前提に考えると, 走行部は現在のゴム履帯式で対応できるものの湿地仕様とすべく幅広い履帯が必要である。接地面積の増加にともなう旋回抵抗の増加はピボット支持機構により解消できる。

2. 機関

始動性, メンテナンス, 省エネルギーによりコンバインの搭載機関は, いまやディーゼル機関が100%と行って過言でない。これに関して今後も引き続きこの方針が踏襲されると考えられる。セルフスタータは婦女子でもその取扱が容易にできることから好まれるものの手動式ものは敬遠され易い。しかし短期間使用, 長期間格納といった農機特性から電気系統 (特にバッテリー) のメンテナンスに対処が必要と思われる。

3. 上部旋回式機構の装備

運転者の視界の確保, 安全性, 能率の向上, 保守点検の容易性, 省エネ, 作業時の快適性などからこの機構が望まれるものとする。

4. 脱ぶ処理機能の装備

既存のコンバインは脱穀と刈り取りの2機能を装備している。しかし圃場に立毛中の稲を直接玄米で収穫できれば次のような効果が期待される⁸⁾

- (a) 籾穀の処理が容易, 迅速にできる。すなわち籾穀の運搬, 乾燥のためのエネルギーが節約できる。籾穀を圃場へ肥料として還元できる。
- (b) 収穫, 籾すり作業を同時化, 複合化できるため省力, 省エネルギー化が図れる。籾穀の必要なときにはいつでも従来の2機能に戻せる。

5. 走行部接地長可変制御機構の採用

上部旋回機構を装備しても, 走行部を使って旋回または移動する場合が全くなくなることはない。従って走行部を用いて旋回するときは内側履帯の中央部をピボット支持するように接地長を制御することにより約20%程度の抵抗を消滅できる⁹⁾。

6. 全面刈り機構の採用

既存のコンバインの性能、および大きさの表示またはクラス分けはそのコンバインが何条の稲列を同時に刈り取り、処理できるかで区別している。従って条がコンバインの分類の単位になっている。しかしながら上部旋回式機構を採用するときは必然的にこの全面刈り機構が装備されなければならない。さもなくとも能率向上のための中割り方式での刈り取り、さらには近い将来に於いて田植から直まき、それもブロードキャスティングによる撒ばん直まきに移行することが予想されるため、その意味からも全面刈り機構の装備は必要である。さらに刈り幅の増加は旋回回数を減らし作業能率を上げるうえでも効果が有ることは既に述べた。

7. 各部の諸元

コンバインの各部の諸元については次のような基準とするのがよい。すなわち機体の幅を、刈り取り部>走行部>処理部の順に小さくするのがよい。勿論1から6の機能と機構を装備することを前提とする。

8. 油圧駆動変速機の装備

上部旋回方式を採用すれば自動的に油圧駆動方式を採用することになるが、現在の普及型のコンバイン（2条刈り）ではその殆どがパワーシフト方式の変速機を装備しておりHSTを装備しているものは見られない。理由は装備に伴うコストアップであるが構造が簡単、メンテナンスが容易、制御がしやすくまた正確な制御が可能であるなどいずれかの時点でHSTに移行するものと予想される。さらに自動化が容易なこともコストアップに優る便利さともなろう。

以上コンバインの機能と形態について、今後の展望を含め記述した。自動化、インテリジェント化がすすみこれからもこの傾向は一層続くものと思われるが無人化への動きはいましばらく時間を要すると見られる。また稼働率をあげ幾種類もの作物に対応できる汎用コンバインも市販されるに至っており、さらなる展開が期待される。

おわりに

本研究を遂行するにあたり機材の供与を頂いたヤンマー農機株式会社中央研究所に深謝の意を表します。模型実験から始まり実物大の試作機が完成し、また本研究を通じていくつかの実用化可能な制御装置や機構が生まれたことは喜ばしいことであり、近い将来、農業機械のみならず建設機械の分野でもこれらのアイデアが広く利用される事を祈念してやまない。最後に能率計算のためのプログラムの作成と計算、実機の製作に多大の協力を頂いた元動力機械研究室専攻生、稲垣正樹、大塚雅司、磯貝孝幸の諸氏に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 伊藤信孝：上部旋回式コンバインの開発研究，トラクタ総合試験室研究報告（三重大学農学部農業機械学科）第9号，1986年3月
- 2) 伊藤信孝：装軌式車両の旋回時の運動に関する考察，三重大学農学部学術報告，第67号，1983年12月，p.129-144.
- 3) 伊藤信孝：中田昌義，野田和宏：装軌車両の旋回抵抗軽減に関する研究，トラクタ総合試験室研究報告（三重大学農学部農業機械学科）第7号，1984年3月，pp.107-114.
- 4) 伊藤信孝：中田昌義，野田和宏，磯貝孝幸：装軌車両の抵抗軽減のための実用的方法，テラメカニクス，第5号，1985年7月，pp.67-72.
- 5) 伊藤信孝：1)に同じ
- 6) 稲垣正樹：農用多目的車両のコンバインへの応用，昭和56年度農業機械学科動力機械学研究室卒業論文
- 7) 掘端治夫：喜多 毅：コンバインの自動化，油圧化設計
- 8) 伊藤信孝他：脱ぶ処理機能を有するコンバインの開発研究，農機関西支部報58号，1985年6月，pp.105-106.
- 9) 伊藤信孝，井口信和：車両の走行性の制御に関する研究，農機関西支部報，60号，1986年6月，pp.417-18.

Summary

A rice combine harvester equipped with a turn table mechanism was constructed and the theoretically estimated performance was discussed based upon the result of a field test. Through the comparison between the constructed turn table combine, the following were found.

- (1) By adapting the turn table mechanism, the total time required for completing the harvesting operation can be shortened almost 10% compared with the commercial combine without a turn table.
- (2) The total distance which the combine travels to complete the harvesting operation can be also shortened by a maximum of about 25% in paddy fields with a field shape of 1.0.
- (3) The application of a turn table mechanism can greatly decrease the difficulty of cleaning and greatly increase the serviceability of the running units of the combine.
- (4) The method of enlarging the cutting width is more useful than the method of increasing the traveling speed as a means of improving the performance of harvesting operations because it leads to the reduction of the number of turns.