

農業機械化研究所報告

第 24 号

Technical Report
of the

Institute of Agricultural Machinery

(Nogyo Kikaika Kenkyusho)

Omiya, Saitama, Japan

No. 24 December 1989

農 機 研 報

Tech. Rep.
Inst. of Agric.
Mach.
24 : 1 - 29
1989

平成元年12月

生物系特定産業技術研究推進機構

農 業 機 械 化 研 究 所

埼玉県大宮市日進町1丁目

生物系特定産業技術研究推進機構
農業機械化研究所

Institute of Agricultural Machinery

(Bio-oriented Technology Research Advancement Institution)

編集委員会

Editorial Committee

橋 本 寛 祐 (委員長)

Hirosuke HASHIMOTO (Chief)

市 川 友 彦

Tomohiko ICHIKAWA

三 浦 恭志郎

Kyoshiro MIURA

篠 崎 浩 之

Hiroyuki SHINOZAKI

倉 田 勇

Isamu KURATA

八 木 茂

Shigeru YAGI

森 芳 明

Yoshiaki MORI

農業機械化研究所報告 第24号(平成元年12月)

目 次

山影征男・小西達也・堀尾光広・吉田清一：高速田植機の開発研究

1. 緒 言	1
2. 研究の経過	2
3. 回転式植付機構	3
3.1 歯車列を利用した植付機構の原理	3
3.2 クランク・フォロワ式植付機構の試作	4
3.3 不等速遊星歯車機構の設計	6
3.4 バックラッシュの評価	11
3.5 回転式植付機構の特徴	11
3.6 植付爪先端軌跡の決定要因	11
4. 偏心歯車を用いた回転式植付機構の試作と室内試験	13
4.1 実験装置の概要	13
4.2 試験方法	14
4.3 試験結果と考察	14
5. 高速田植機(RP-1)の試作と機械的特性	16
5.1 植付部	16
5.2 走行部	17
5.3 高速田植機の機械的特性試験	18
5.4 路上掻取試験	19
6. 高速田植機の圃場試験	21
6.1 試験方法	21
6.2 試験結果	22
6.3 考 察	26
7. 成果の普及と今後の問題点	26
8. 摘 要	27
参 考	27
Summary	28

Technical Report of the
Institute of Agricultural Machinery
(Nogyo Kikaika Kenkyusho Hokoku)

No.24 (December 1989)

CONTENTS

Ikuro YAMAKAGE • Tatsuya KONISHI • Mitsuhiro HORIO • Seiichi YOSHIDA : Studies
and Development of a High Performance Rice Transplanter

1. Preface	1
2. Outline of Preliminary Tests	2
3. Rotary Planting Mechanism	3
4. Rotary Planting Mechanism with Eccentric Gear Train	13
5. Prototype High Performance Rice Transplanter and its Characteristics	16
6. Field Test of High Performance Rice Transplanter.....	21
7. Consequence and Problems Left	26
8. Summary and Conclusions	27
References	27
Summary in English	28

高速田植機の開発研究

山影征男*・小西達也**・堀尾光広**・吉田清一**

1989-08-24 受理

抄 録

山影征男・小西達也・堀尾光広・吉田清一：高速田植機の開発研究。農機研報 No. 24: 1-29(1989)

乗用田植機の利点を生かし、高能率な田植作業を行うことを目的として、高速田植機を開発した。

予備試験の結果から、クランク式植付機構の振動が植付速度を制限する要因となっていたと判断されたので、回転式の新植付機構を開発し、植付部の低振動化を図ることを主体として研究を行った。

開発した回転式植付機構は、太陽歯車と遊星歯車の間に中間歯車をもった遊星歯車機構を基本として、さらに不等速歯車（偏心歯車）の使用により、遊星歯車に取り付けられた植付爪の先端に、適切な植付軌跡を描かせるようにした。また、この植付機構は回転運動を基調とし、対称に配置された2個の植付爪が交互に植付けを行うため、バランスの良い構造となり、駆動軸の回転数もクランク式の半分になった。この結果振動が低減し、高速での植付作業に適していることが室内試験で確認された。

植付部にこの植付機構を用い、走行部を従来の1.5倍に増速した高速田植機を試作した。農機研附属農場において、作業能率、作業精度、適応性などを確認した結果、試作高速田植機は、従来の乗用田植機に比べて、作業精度の低下なしに約30%の作業能率の向上がみられた。また、圃場および苗に対する適応性も、従来機に比べて劣るところがなく、現地圃場での試験においても実用性が確認された。

本研究の成果を民間企業へ技術移転した結果、昭和61年には製品の第1号機が市販されるに至った。現在では回転式植付機構は一般的な技術として、各メーカーの乗用田植機に採用されることとなり、この機構を用いた高速田植機が全国の水田で使用されている。

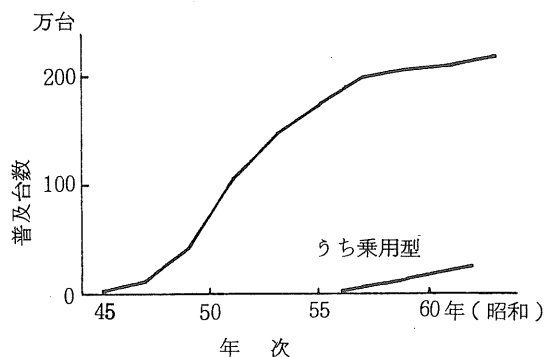
本研究の結果、乗用田植機の最高作業速度は研究開始前の約1.5倍になった。

1. 緒言

わが国の田植機は、昭和40年代の半ばから急速な勢いで普及したもので、今日の普及台数は220万台に達しており（図1-1）、水稻全作付面積のおよそ97%、面積にして220万haの水田で使用されている。

田植機は、稲作の労働生産性を著しく向上させ、わが国の水稻栽培技術において安定した地位を築いてきた。

この間、田植機は苗や圃場に対する適応性の拡大、取扱性の向上などの点において、大きな進歩を遂げてきた。また、特に昭和50年代後半からは乗用型の普及が目覚



注) 乗用型は累積出荷台数

図1-1 田植機普及台数の変遷

* 元農機研究第2部、故人

** 生産システム研究部（元農機研究第2部）

ましく、田植機全出荷台数に対する割合は、昭和55年には7%程度であったものが、昭和62年には40%を占めるまでになっている。乗用田植機の出現により、作業者は水田での歩行から開放され、労働負担が著しく軽減した。今後も作業受委託や、生産組織利用の増加に伴い、より一層の普及が見込まれる。

しかし、従来の乗用田植機は、同じ条数の歩行型と比較して、価格は2倍近いにもかかわらず、作業能率がほぼ同じであった(表1-1)。従って、田植機の乗用化には労働負担の軽減という利点はあるものの、経営上のメリットを見出すことは困難であった。このような乗用田植機に経営上の意味をもたせるには、歩行型以上に作業能率を向上させ、負担面積を拡大して機械利用経費の低減を図る必要がある。

表1-1 歩行型田植機と乗用型田植機の作業能率
(昭和59年)

メ-カ-	歩行型田植機(6条植)		乗用型田植機(6条植)	
	作業速度 (m/s)	能 率 (分/10a)	作業速度 (m/s)	能 率 (分/10a)
A社	0.68	20	0.8	20
B社	0.7	20~30	0.81	18~25
C社	0.71	20~30	0.70	20~25
D社	0.8	19	0.8	20~30

昭和59年度版 全農
「農業機械の仕様と特徴」による

一般に作業能率は作業幅、作業速度及び作業効率によって決定される。このうち作業幅の拡大、即ち多条化は、機械の大型化を伴い、移動や運搬、格納の点で制約を受けるため、おのずから限度がある。また、作業効率の向上に関しては、苗補給の自動化等の方策が考えられるが、作業時間に占める苗補給時間の割合は高々25%程度であるから、大きな効果は期待できない。一方、植付作業の高速化により能率の向上を図ることは、他に比べて効果的であり、また「歩かずに済む」という乗用型のメリットを十分に生かすという意味からも有効であると考えられる。

本研究は、このような観点から、従来の作業速度の領域を超えた高速田植機を開発することによって、乗用田植機の作業能率を向上させ、経営規模拡大による機械利用経費の低減や、より適期の作業を可能にすることを目

的として、行われたものである。なお、本論文のとりまとめは小西達也が行った。

この研究を推進するにあたり、農業機械化研究所前田耕一元理事、伴敏三元研究第2部長をはじめとして、歴代の役職員の方々には並々ならぬご指導、ご鞭撻を賜った。また、高速田植機の試作にあたり、井関農機株式会社に、現地試験にあたっては、岩手県農業試験場並びに福井県農業試験場に、ご協力を頂いた。ここに記して深甚の謝意を表します。

本研究の発想者であり、研究着手以来一貫して主導的立場をとられ、研究の推進と成果の普及に碎身の努力をしてこられた、農業機械化研究所主任研究員山影征男氏は、昭和61年6月、市販高速田植機の発表を目前にして急逝されました。慎んでご冥福をお祈りするとともに、本論文を氏の御霊前に捧げます。

2. 研究の経過

研究に先立ち、植付作業高速化の問題点を次の3つに絞った。

- (1) 高速植付に適した低振動の植付機構の開発。
- (2) 高速運転時の直進走行性の確保
- (3) 車輪およびフロートによる泥水流の緩和

このなかで解決すべき問題点の順位を明らかにするため、6条用の乗用田植機(K社製NSR6型)を改造し、これを用いて予備試験を行った。

植付部のみを変速モータで駆動し、高速運転時の挙動を調査した結果、植付軸の回転数にして概ね300rpm程度までは問題なく運転できたが、それ以上の回転数では駆動トルク変動や苗載台の振動が激しくなり、実用にならないと判断された。しかし、植付爪を外した状態で同様に駆動した場合には、500rpmを超えてもスムーズな動きを保ち、高速植付に支障はないと思われた。

次に植付部の駆動を止め、走行部を改造して作業速度のみを1.5倍に増速し、高速での走行試験を行った。結果は、速度の増加に伴って走行動力がほぼ直線的に増加したが(図2-1)、オペレータの負担増加はさしたることもなく、直進走行性の悪化もなかった。また泥水流の影響もこの速度では大きくはなかった。

以上の試験結果から、先に挙げた問題点のうち、高速

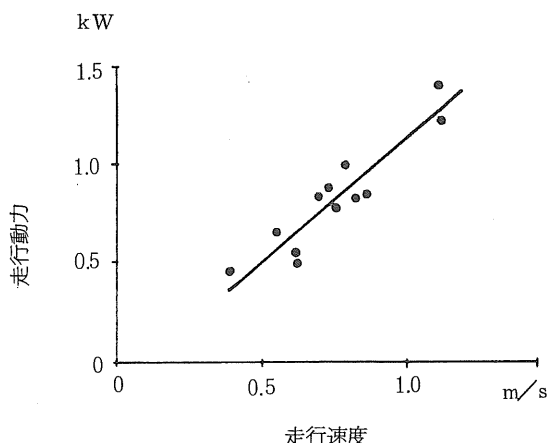


図2-1 クランク式田植機走行動力

運転向け植付機構の開発を主体として研究を推進することとした。

植付機構としては、当初から遊星歯車列による回転式植付機構を採用し、昭和58年には偏心歯車を使用した不等速遊星歯車機構による植付機構を完成させた。その後、室内土槽による基礎試験と改良を重ね、昭和60年には農機研式田植機試作1号機を完成させ、高速田植機として発表した。以下にこれらの研究成果を報告する。

3. 回転式植付機構

回転式の植付機構は、田植機開発の初期に製品化が見られたものの、マット苗の普及と共にクランク式植付機構に駆逐された感がある。しかし、高速作業向けの低振動植付機構という観点に立てば、運動の基本を回転にしておくことは非常に合理的であり、もう一度見直す価値があると判断された。そこで、本研究においては、植付機構として回転式植付機構を採用した。

初期の田植機に見られた回転式植付機構は、爪の先端が外側を向いて回転するものであり、苗を側方から切り取る方式に対応しているため、このままでは現在のマット苗およびマット苗用の苗載台には適用できない。そこで、歯車列を利用し、爪の角度を一定に保ちながら回転運動を行う機構を基本とした。

3.1 歯車列を利用した植付機構の原理

図3-1は中間歯車を備えた遊星歯車機構である。

ここで太陽歯車、遊星歯車の回転角を θ_s 、 θ_p 、歯数

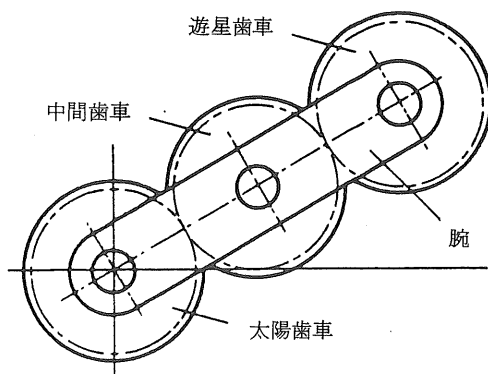


図3-1 中間歯車付き遊星歯車機構

を Z_s 、 Z_p 、腕の回転角を θ_a とすると、

$$\theta_p = (1 - Z_s / Z_p) \theta_a + (Z_s / Z_p) \theta_s \quad (3-1)$$

となる。

特に太陽歯車と遊星歯車の歯数が等しいとき、すなわち $Z_s = Z_p$ の場合

$$\theta_p = \theta_s$$

さらに太陽歯車を固定することにより、

$$\theta_p = \theta_s = 0$$

となる。従って、このとき遊星歯車自体は座標軸に対して回転せず、Oを中心として公転するだけとなる。

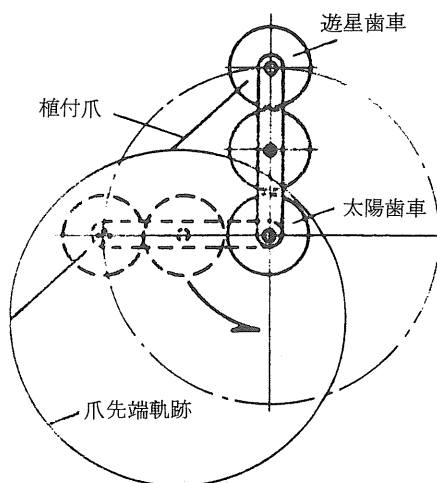


図3-2 円軌跡植付機構

そこで、太陽歯車を機体に固定し、この遊星歯車に植付爪を取付けて、腕を回転させると、植付爪は同一方向を向いたまま「公転」する(図3-2)。このとき、植付爪の先端は、機体に対しては腕の長さと同じ半径の円軌跡を、また圃場面に対しては、腕の回転速度と車速との関係によって、サイクロイドあるいはトロコイド軌跡を描く。従って、この円軌跡の上部で植付爪が苗を掻取り、最下点付近で土中に植付けようすれば、植付機構を構成することができる。

歯車列を利用した植付機構は、以上の原理に基づいている。しかし、次の理由から、このまま植付機構として採用することは困難であり、苗載台や駆動系の抜本的な改良が必要になる。

1) 植付時の苗の乱れを防ぐためには、できる限りサイクロイドに近い対地軌跡を描かせ、土中での爪の移動量を少なくすることが望ましいが、この場合、爪先端が描く軌跡の周長は株間×植付爪本数とする必要がある。従って植付爪を2本装着する場合は爪の回転半径は通常の株間の約 $1/3$ となるが、これは爪および苗の大きさを考慮すると、機構の設計がかなり困難である。

2) 現状の苗載台は、水平面に対して $55^{\circ} \sim 60^{\circ}$ 傾斜しているので、このまま苗を掻取り、同じ角度で植付けると、垂直に植えることができない。

3) 苗載台を水平にした場合でも、苗の掻取りから植付けまでが、腕の回転角にして約 90° に相当するため、爪先端軌跡の有効高さが軌跡全体の約半分にになり植付機構が大型化する。

そこで、現状の苗載台に適応させうえて、適切な植付爪の軌跡を得るためには、歯車列による植付機構を基本としながらも、植付爪の角度に変化を与えることが必要である。

植付爪に角変化を与える方法としては、

1) 遊星歯車に対する植付爪の取付け角を、周期的に変化させる方法。

2) 太陽歯車から遊星歯車に至る回転の伝達を不等速にし、両歯車間に周期的な角度差を与える方法。
が考えられる。

本研究では、まず1)の方法により、試作・実験を行い、実用的な植付機構の開発は2)の方法によった。

3.2 クランク・フォロウ式植付機構の試作

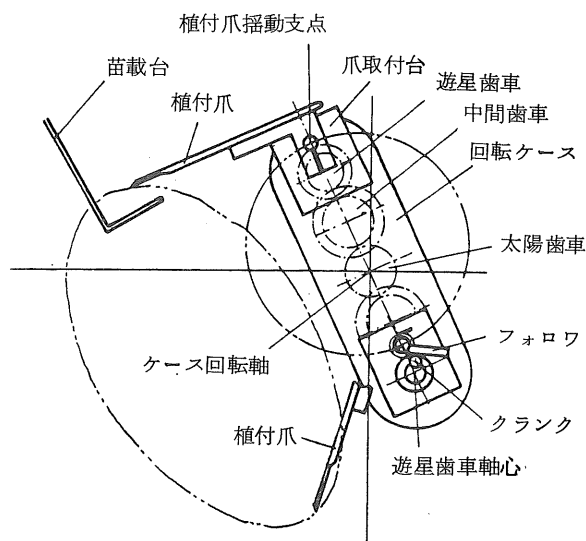


図3-3 クランクフォロウ式植付機構 側面図

図3-3に示すクランク・フォロウ式の回転式植付機構の実験機を試作し、台上で掻取試験を行った。

3.2.1 試作実験装置の概要

実験機はそれぞれ同歯数の太陽歯車、中間歯車、遊星歯車、及び図3-1の腕に相当する回転ケースが基本構成となっている。歯車列は太陽歯車を中心に、対称に2列設けられており、各遊星歯車には爪取付け台が固着されている。ケースの回転に伴って、爪取付け台は自らの角度を変化させることなく、ケース回転軸の回りを公転する。また植付爪は取付け台上で、遊星歯車軸心から苗載台側にずれた軸を支点として、回転できるようになっている。

植付爪に周期的な角度変化を与えるため、植付爪と一体で揺動するフォロウを、遊星歯車と同軸で回転するクランクで駆動する構造にした(図3-4)。

苗載台の角度として 60° を想定し、掻取時に植付爪の先端がほぼこれに垂直に動くことを考慮すると、苗の掻取から植付までの爪の角度変化は、ケースの回転にして、 180° よりも少ない期間に行われなければならない。これは、図3-4においてクランクがAの経路をとることから、クランクは時計方向に回転する必要がある。遊星歯車に対するケースの回転方向は、同図において反時計方向であるから、これを時計方向にするため

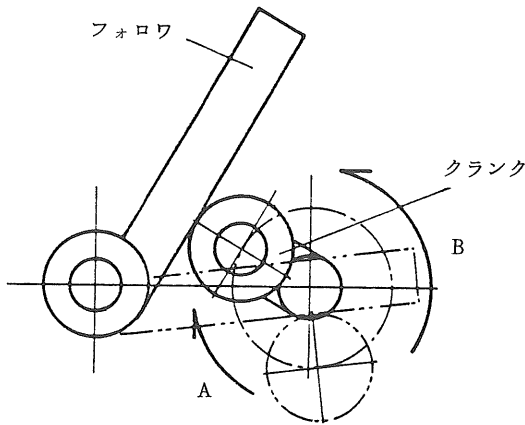


図3-4 クランクとフォロワの関係

には、中間歯車からクランク軸に至る回転の伝達を、増速すればよい。

実験機では中間歯車以降を2系統にし、遊星歯車と同軸のクランク回転軸を設けた(図3-5)。

図3-5において、太陽歯車、中間第1歯車、中間第2歯車、遊星第1歯車、遊星第2歯車の歯数をそれぞれ

Z_s 、 Z_{i1} 、 Z_{i2} 、 Z_{p1} 、 Z_{p2} とするとき、腕の回転 θ_a による遊星第1歯車、同第2歯車の回転角 θ_{p1} 、 θ_{p2} は

$$\theta_{p1} = (1 - Z_s / Z_{p1}) \theta_a \quad (3-2)$$

$$\theta_{p2} = \{1 - (Z_s / Z_{i1})(Z_{i2} / Z_{p2})\} \theta_a \quad (3-3)$$

となる。

$Z_s = Z_{i1} = Z_{p1}$ とするとき、 $\theta_{p1} = 0$ であるから、クランクが取付け台に対して、腕と反対方向に同じ速度で回転するためには

$$\theta_{p2} = -\theta_a \text{ でなければならない。}$$

従って、

$$Z_{i2} = 2 Z_{p2}$$

とすることが必要である。

実験機では、歯車はすべて標準平歯車とし、太陽歯車、中間第1歯車および遊星第1歯車にはモジュール2、歯数18、中間第2歯車と遊星第2歯車はモジュール1.5で、歯数はそれぞれ32、16とした。

植付爪の揺動支点は、苗載台に向かって水平から65°上向きの方に、遊星歯車軸心から20mmずらした位置にした。フォロワは植付爪共々この支点を軸として揺動する。クランクは腕の長さを7.5mmとし、直径10

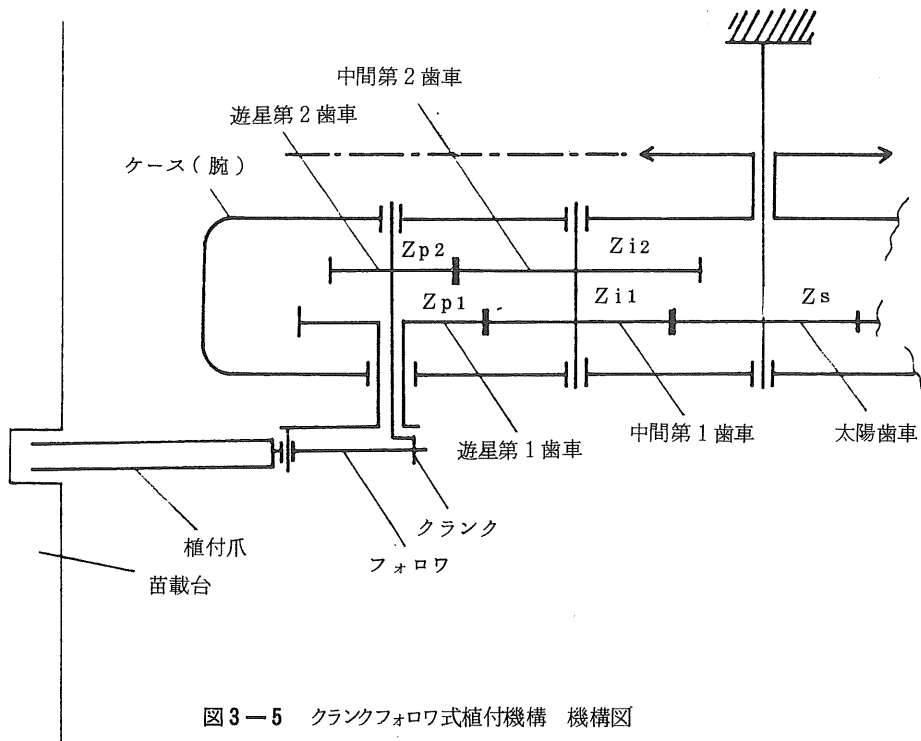


図3-5 クランクフォロワ式植付機構 機構図

mmのコロを取り付けた。また、フォロワはスプリングにより、常時クランクに押し付けられるように構成した。

この結果、植付爪は遊星歯車が太陽歯車の真上にきた時点を基準として、ケースが25°回転したときに搔取りを始め、180°の時点で植付けを行う設定となる。この間植付爪の角度は約60°下向きに変化し、植付けは土表面に垂直に行われる。

この実験装置では、スペースの都合で、苗の押出しを行う装置は省略した。従って、苗を用いた試験は搔取りのみについて行い、植付けを行う位置で、ピアノ線を用いて苗を爪から搔き落とした。

3.2.2 クランクとフォロワを用いた回転式植付機構による室内実験

上に述べた実験機を、室内の台上に取付け、変速モータで駆動して搔取試験を行い、搔取りの状態を観察するとともに、搔取った株の一株本数を調査した。

また、実験台上に取付けた振動ピックアップにより振動加速度を測定し、同じ台上でクランク式に置き換えた場合と比較した(図3-6)。

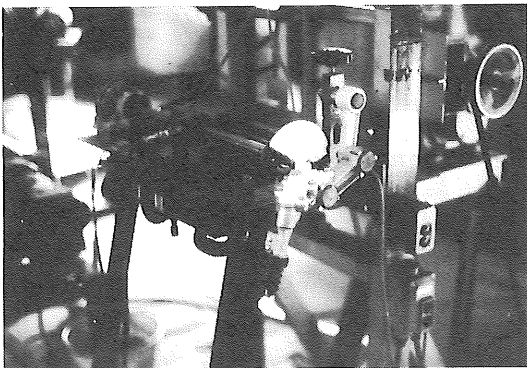


図3-6 振動等測定装置

搔取りの状態は概ね良好であった。回転式での一株本数のばらつきは、低速(0.3 m/s 相当)運転でCV=32%、高速(1 m/s)では同34%であり、クランク式田植機のものと同大差なかった。

振動加速度は、回転数の増加に伴って上昇したが、それぞれの植付機構の回転数に対応する植付速度で比較すると、回転数半減の効果が大きくみられ、クランク式よりも低振動であった(図3-7)。

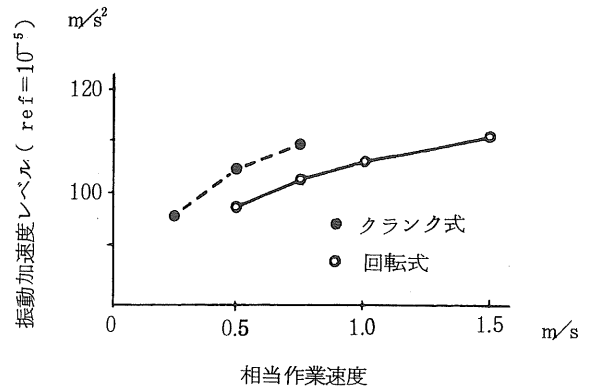


図3-7 植付機構の振動加速度

しかし、植付爪を揺動させるフォロワのカムへの押付けを、スプリングによっているため、高速回転時には爪のおどりが発生した。バネ定数を変えることにより、最高回転数を高くすることは可能であるが、その場合カムの駆動トルクが大きくなることは避けられない。

以上から、回転式植付機構による、苗の搔取りは可能であると判断された。しかし、植付爪の角度変化を与える機構が複雑化することは、植付の高速化を図る上で好ましくないで機構の簡略化が望まれる。

そこで、このクランク・フォロワ機構が一種の早戻り機構であることに着目して構想を煮詰め、整理した結果、不等速歯車を利用した簡単な機構で角度変化を得ることを考案した。

3.3 不等速遊星歯車機構の設計

不等速歯車による回転式植付機構は、中間歯車を持った遊星歯車機構に不等速歯車を使用することにより、腕の等速回転に対して、遊星歯車が不等速に逆回転するように構成し、この結果太陽歯車と遊星歯車の間に生じる周期的な位相のずれを利用して、植付爪に角度変化を与えるものである。

不等速歯車には、楕円歯車に代表される非円形歯車と、円形のピッチ円を持った偏心歯車とがある。本研究においては楕円歯車から検討を進めた。

3.3.1 楕円歯車

図3-8、図3-9は、楕円の焦点の一つを回転の軸とした、いわゆる1次の楕円歯車(以下、楕円歯車と略す)の組合せである。歯車Bの回転角を θ 、歯車Aの回

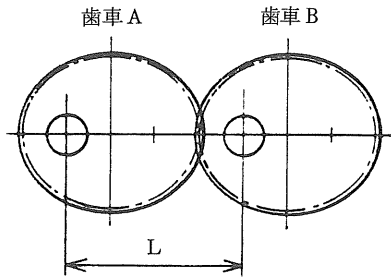


図3-8 楕円歯車

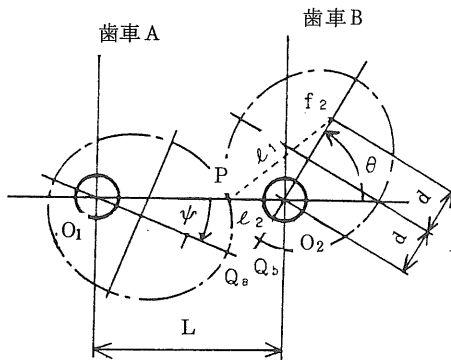


図3-9 楕円歯車の解析

転角を ψ とすると、以下により、 ψ を θ の関数で表わす。

図3-9において、歯車Aと歯車Bが噛み合っていることから、楕円の弧 PQ_a と PQ_b は等しい。また、軸間距離 $O_1 O_2$ は楕円の長軸の径に等しいから、歯車Bのもう一つの焦点を f_2 として、 $O_1 P = P f_2$ となる。すなわち、 ψ を求めることは $\angle P f_2 O_2$ を求めることに等しい。つまり、問題は楕円の2焦点のそれぞれから円周上の1点へ引いた線分と主軸とがなす角同士の関係に帰着される。そこで図3-9において、 $\triangle O_2 P f_2$ に着目すると、三角関数の性質により、図中の記号を用いて、

$$\tan(\psi/2) = \sqrt{(s-l_1)(s-2d)/s(s-l_2)}$$

$$\tan(\theta/2) = -1/\tan((\pi-\theta)/2)$$

$$= \sqrt{s(s-l_1)/(s-2d)(s-l_2)}$$

$$\text{ただし、} 2s = l_1 + l_2 + 2d$$

が成立する。

従って、

$$\tan(\psi/2) = \sqrt{(s-2d)^2/s^2} \tan(\theta/2)$$

となる。

楕円の性質により、 $l_1 + l_2 = L$ であるから、楕円の離心率 $\epsilon = 2d/L$ として、

$$s = L(1+\epsilon)/2$$

$$s-2d = L(1-\epsilon)/2$$

これにより、

$$\tan(\psi/2) = \left\{ (1-\epsilon)/(1+\epsilon) \right\} \tan(\theta/2) \quad (3-4)$$

となる。

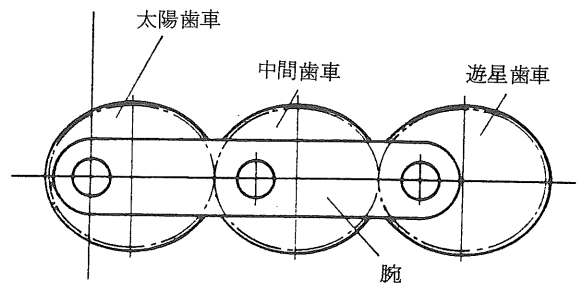


図3-10 2連の楕円歯車

この楕円歯車を図3-10のごとく2段にして用い、遊星歯車機構を構成させると、

$$f(\theta) = 2 \tan^{-1} \left\{ \left\{ (1-\epsilon)/(1+\epsilon) \right\} \tan(\theta/2) \right\}$$

とおいて、

$$\theta_p = \theta_a - f(f(\theta_a)) \quad (3-5)$$

となるが、 $f(\quad)$ は 2π を周期とする周期関数であるから、腕が1回転する間に遊星歯車は1回揺動することになる。従って、この揺動の幅と時期を適切に定めれば揺取りと植付けに必要な植付爪の角度変化を得ることが可能になり、植付機構を構成させることができる。

3.3.2 偏心歯車

前項で解説したように、楕円歯車を使用すれば、簡単な構造の植付機構が実現できるが、一般的に、楕円歯車は手軽に入手・加工できるものではない。そこで本研究では、楕円歯車の代わりに偏心歯車を使用した。

偏心歯車は、円形歯車でありながら楕円歯車に近い動きをするものとして知られ、主として速度の変化について、解析が行われてきた。本研究では、偏心歯車を爪に

角度変化を与える目的で使用するので、回転に伴って歯車間に生じる位相差が問題であるから、以下の手順によりこれを解析した。

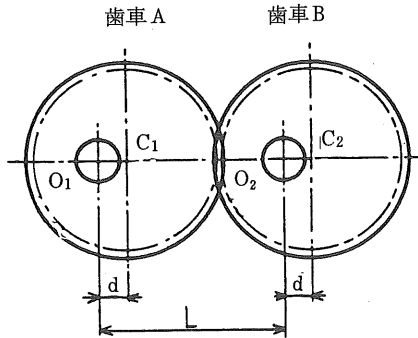


図3-11 偏心歯車

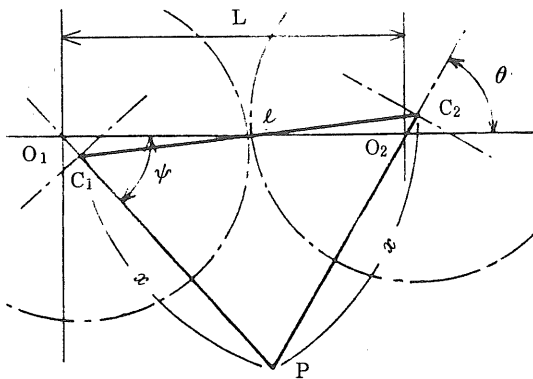


図3-12 偏心歯車の解析

図3-11に示す一組の偏心歯車において、一方を等速回転させると、他方は不等速回転を行う。以下の説明において、 O_1 、 O_2 および C_1 、 C_2 はそれぞれ歯車A、Bの軸心および車心である。また、偏心量 $O_1C_1 = O_2C_2 = d$ 、軸間距離 $O_1O_2 = L$ とする。

図3-12は、図3-11の状態から歯車Bが θ だけ回転した様子を表わしている。このときの歯車Aの回転角 ψ を、楕円歯車の場合と同様に θ の関数として求める。

まず、歯車AとBそれぞれの、軸心と車心を結ぶ線を延長し、交点をPとする。噛合いは C_1C_2 上で行われるから、 C_1C_2 に対する両歯車の回転角は等しい。す

なわち $\angle PC_1C_2 = \angle PC_2C_1$ である。

従って $\triangle PC_1C_2$ は二等辺三角形となるから

$PC_1 = PC_2 = x$ とすると、 O_1 を原点、 O_2 を実軸上の点とする複素平面において、

$$(x+d)\exp(i\psi) = (d-x)\exp(i\theta) + L$$

が成立する。 (3-6)

(3-6)両辺の絶対値が等しいことから

$$(x+d)^2 = (d-x)^2 \sin^2 \theta + \{(d-x)\cos \theta + L\}^2$$

これを整理して

$$x = \frac{2dL\cos \theta + L^2}{4d + 2L\cos \theta} \quad (3-7)$$

また実数部が等しいことから

$$(d+x)\cos \psi = (d-x)\cos \theta + L \quad (3-8)$$

が得られる。

(3-7)を(3-8)に代入し、 $2d/L = \epsilon$ と置いて

$$(2\cos \theta + 1 + \epsilon^2)\cos \psi = (\epsilon^2 - 1)\cos \theta + 2\epsilon + 2\cos \theta$$

これから、

$$\psi = -\cos^{-1} \frac{(1+\epsilon^2)\cos \theta + 2\epsilon}{2\epsilon\cos \theta + 1 + \epsilon^2} \quad (3-9)$$

が得られる。

ここでの ϵ は偏心歯車の偏心率である。

ψ は θ の関数であるから以下、 $f(\theta) = -\psi$ とする。

また、(3-9)は

$$(\cos \psi + 1)/2 = \frac{(1+\epsilon)^2(\cos \theta + 1)/2}{(1-\epsilon)^2 + 4\epsilon(\cos \theta + 1)/2}$$

と変形できるが、一般に

$$\cos^2(\theta/2) = (\cos \theta + 1)/2 \text{ であるから、}$$

$$\tan^2(\psi/2) = 1/\cos^2(\psi/2) - 1$$

$$= \frac{(1-\epsilon)^2 + 4\epsilon\cos^2(\theta/2) - (1+\epsilon)^2\cos^2(\theta/2)}{(1+\epsilon)^2\cos^2(\theta/2)}$$

$$= \frac{(1-\epsilon)^2\sin^2(\theta/2)}{(1+\epsilon)^2\cos^2(\theta/2)} = \frac{(1-\epsilon)^2}{(1+\epsilon)^2} \tan^2(\theta/2)$$

となる。

従って、(3-9)は符号を別に考慮することとして

$$\tan(\psi/2) = (1-\epsilon)/(1+\epsilon) \tan(\theta/2)$$

と変形できるが、これは楕円歯車の式(3-4)に他ならない。

偏心歯車の特徴の一つは、回転に伴って車心間距離が変動することであるが、上の解析においては、このこと

を無視して進めてきた。すなわち、車心間距離の変動を除けば、偏心歯車と楕円歯車とは同等に扱って良いことがわかる。また、偏心歯車と楕円歯車との回転伝達の違いは、車心間距離の変動に起因しているということもできる。

次にこの車心間距離を解析する。

車心間距離 ℓ は

$$L + d \exp(i\theta) - d \exp(i\psi)$$

の絶対値により求められる。

まず、

$$\begin{aligned} \ell^2 = & (L + d \cos \theta - d \cos \psi)^2 \\ & + (d \sin \theta - d \sin \psi)^2 \end{aligned}$$

を展開し、 $2d/L = \varepsilon$ とおくと、

$$\begin{aligned} (\ell/L)^2 = & 1 + \varepsilon (\cos \theta - \cos \psi) \\ & + \varepsilon^2 (1 - \cos \theta \cos \psi + \sin \theta \sin \psi) / 2 \end{aligned} \quad (3-10)$$

となる。

ここで

$$\begin{aligned} \cos \psi = & \{ (1 + \varepsilon^2) \cos \theta + 2\varepsilon \} / \\ & (2\varepsilon \cos \theta + 1 + \varepsilon^2) \end{aligned}$$

であり、

$$\begin{aligned} \sin^2 \psi = & 1 - \cos^2 \psi \\ = & (1 - \varepsilon^2)^2 \sin^2 \theta / (2\varepsilon \cos \theta + 1 + \varepsilon^2)^2 \end{aligned}$$

から、 $\sin \psi$ の符号を考慮して

$$\sin \psi = -(1 - \varepsilon) \sin \theta / (2\varepsilon \cos \theta + 1 + \varepsilon^2) \text{ である。}$$

これらを(3-10)に代入して整理すると、

$$(\ell/L)^2 = (\varepsilon \cos \theta + 1)^2 / (2\varepsilon \cos \theta + 1 + \varepsilon^2)$$

従って、

$$\ell = L (\varepsilon \cos \theta + 1) / \sqrt{2\varepsilon \cos \theta + 1 + \varepsilon^2} \quad (3-11)$$

を得る。

θ により車心間距離が変動する様子を図 3-13 に示す。

(3-11) を θ で微分すると、

$$\frac{d\ell}{d\theta} = -\varepsilon^2 L \frac{\sin \theta (\cos \theta + \varepsilon)}{(2\varepsilon \cos \theta + 1 + \varepsilon^2)^{3/2}}$$

これから、 ℓ は区間 $[0, \pi]$ において

$\cos \theta = -\varepsilon$ のとき最小となり、その値は

$$\ell_{\min} = L \sqrt{1 - \varepsilon^2} \quad (3-12)$$

となる。これは図 3-12 において $C_1P // PC_2$ の場

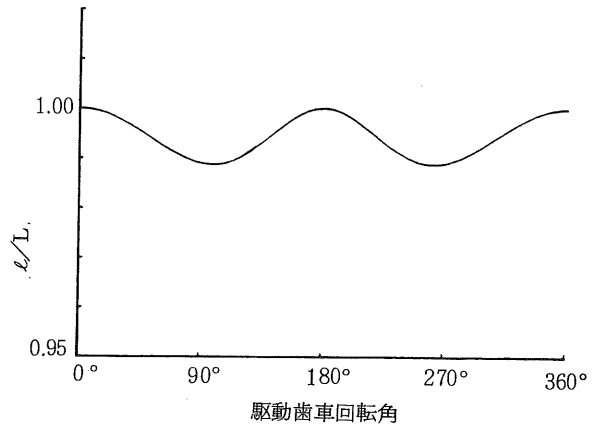


図 3-13 車心間距離の変動例

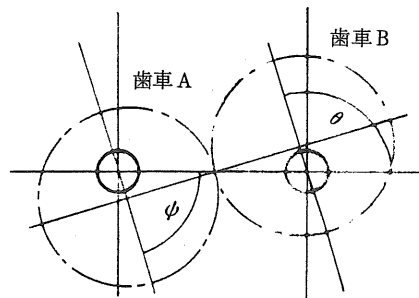


図 3-14 偏心歯車の最小間噛み合い状態

合であり、このとき両歯車は偏心方向に直角の中心線上で噛み合う(図 3-14)。

また、歯車のピッチ円半径を r とするとき、

$$\ell_{\min} \geq 2r$$

となる必要がある。

従って、設計上の最小車軸心は

$$L_{\min} = 2r / \sqrt{1 - \varepsilon^2} \quad (3-13)$$

偏心量は

$$d = \varepsilon r / \sqrt{1 - \varepsilon^2} \quad (3-14)$$

となる。

ちなみに、 ℓ の最大値は $\theta = \psi = 0$ および π のときで

$$\ell_{\max} = L$$

である。

次に $|\psi|$ と $|\theta|$ の差は

$$|f(\theta)| - |\theta|$$

$$= \left| \cos^{-1} \frac{(1+\varepsilon^2)\cos\theta + 2\varepsilon}{2\varepsilon\cos\theta + 1 + \varepsilon^2} \right| - |\theta|$$

で表わされるが、最大値は

$$\frac{d}{d\theta} (f(\theta) - \theta) = 0 \quad \text{から}$$

$$(1 - \varepsilon^2) / (2 \cos \theta + 1 + \varepsilon^2) = 1$$

これを解いて

$$\cos \theta = -\varepsilon$$

つまり、

$\theta = \cos^{-1}(\varepsilon)$ のとき与えられ、

$$(\theta - \psi)_{\max} = \pi - 2 \cos^{-1}(\varepsilon) \quad (3-15)$$

となる。

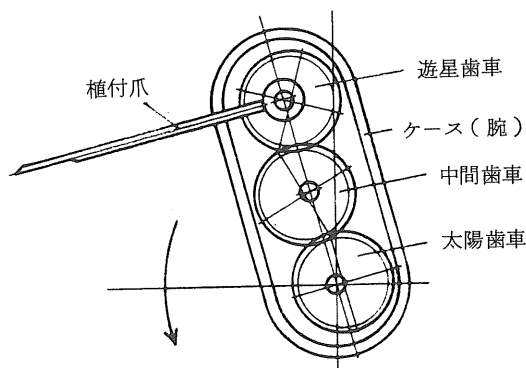


図3-15 偏心遊星歯車機構

図3-15の遊星歯車機構において、全ての歯車に同型同大の偏心歯車を用い、太陽歯車を固定すると、座標軸に対する遊星歯車の角度は、楕円歯車と同様に

$$\theta_p = \theta_a - f(f(\theta_a)) \quad (3-16)$$

と表わすことができる。

$f()$ は 2π を周期とする周期関数であるから、遊星歯車に取り付けられた植付爪は腕の回転に同期して揺動し、爪の先端は非円形軌跡を描く。

ここで、 $\phi = f(f(\theta))$

とおくと、

(3-9)を2回使用して、

$$\cos \phi = \frac{\{(1+\varepsilon^2)^2 + 4\varepsilon^2\} \cos \theta + 4\varepsilon(1+\varepsilon^2)}{4\varepsilon(1+\varepsilon^2) \cos \theta + 4\varepsilon^2 + (1+\varepsilon^2)^2} \quad (3-17)$$

が得られる。

これが、2段の偏心歯車による角度変化を表わしている。

次に位相差について考える。

まず $f(f(\theta))$ を θ で微分すると

$$\begin{aligned} \frac{d\phi}{d\theta} &= \frac{d\psi}{d\theta} \times \frac{d\phi}{d\psi} \\ &= \frac{(1-\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)}{(2\varepsilon\cos\theta + \varepsilon^2 + 1)\{4\varepsilon(\varepsilon^2 + 1)\cos\theta + 4\varepsilon^2 + (\varepsilon^2 + 1)^2\}} \end{aligned} \quad (3-18)$$

ここで

$|\phi - \theta|$ は

$$\frac{d}{d\theta}(\phi - \theta) = 0 \quad \text{すなわち} \quad \frac{d}{d\theta} \phi = 1$$

から

$$\cos \theta = -\varepsilon(\varepsilon^2 + 3) / 2(\varepsilon^2 + 1)$$

のとき最大になるので、

これを(3-17)に代入し、

$$\cos^{-1}x - \cos^{-1}y = \cos^{-1}\{xy + \sqrt{(1-x^2)}\sqrt{(1-y^2)}\}$$

なる公式を用いて整理すると

$$|\phi - \theta|_{\max} = \cos^{-1}\left\{ \frac{(2 - 3\varepsilon^6 - 6\varepsilon^4 - 10\varepsilon^2)}{2(1 + \varepsilon^2)^3} \right\} \quad (3-19)$$

を得る。

この式の値が、式(3-15)に示した1段の場合の2倍ではないことに注意する必要がある。これは一段目の偏心歯車の噛み合いにおいて $|\psi - \theta|_{\max}$ を与える ψ が、二段目においては $|\phi - \psi|_{\max}$ を与えないことから生じるものである。

なお、図3-15の植付機構においては、遊星歯車の腕に対する位相差はプラス側とマイナス側に生じるから、実際の植付爪の揺動幅は(3-19)の値の2倍となる。 ε が0から0.2までの範囲の、 ε と最大揺動幅の関係を図3-16に示す。

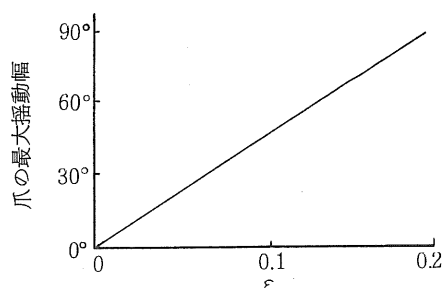


図3-16 ε と揺動幅の関係

3.4 バックラッシュの評価

歯車列を利用した植付機構では、歯車間のバックラッシュにより、植付爪に掻取方向の振れが生じる。前述のように、偏心歯車では車心間距離が変動するので、正常に回転させるためには軸間距離を通常歯車の場合より大きくせざるを得ない。このため、通常の歯車の噛み合わせよりも、バックラッシュ量が多くなることは避けられない。植付爪の振れは、一株本数の変動要因となるので、少なくとも苗掻き取り時点の付近では、振れを止めることが必要である。

(3-11) から、2枚の偏心歯車の組合せにおける車心間距離の増加量は

$$\Delta \ell = L(1 - (\varepsilon \cos \theta + 1) / \sqrt{2\varepsilon \cos \theta + 1 + \varepsilon^2})$$

で表わされるが、

一般に、心間距離の増加 $\Delta \ell$ による歯車の法線バックラッシュの増加量 ΔC_n は、圧力角 α を用いて、

$$\Delta C_n = \Delta \ell \tan \alpha$$

であるから、

図3-12において、バックラッシュの増加量は、 θ の関数として、

$$\Delta C_n = L(1 - (\varepsilon \cos \theta + 1) / \sqrt{2\varepsilon \cos \theta + 1 + \varepsilon^2}) \tan \alpha \quad (3-20)$$

と表わすことができる。

しかし、図3-15のような2段の偏心歯車機構を考えた場合、歯車Aと歯車Bとの噛み合いに生じるバックラッシュの増加量は θ を用いて(3-20)で表わされるのに対し、歯車B、C間では ψ を用いて

$$\Delta C_{nBO} = L(1 - \varepsilon \cos \psi + 1) / \sqrt{2\varepsilon \cos \psi + 1 + \varepsilon^2}) \tan \alpha$$

これは式(3-9)により θ の関数として表わすと

$$\begin{aligned} \Delta C_{nBO} &= L(1 - \frac{\varepsilon^3 \cos \theta + 3\varepsilon^2 + 3\varepsilon \cos \theta + 1}{(\varepsilon^2 + 2\varepsilon \cos \theta + 1)(\varepsilon^4 + 4\varepsilon^3 \cos \theta + 6\varepsilon^2 + 4\varepsilon \cos \theta + 1)}) \times \tan \alpha \quad (3-21) \end{aligned}$$

となり、歯車A-B間と歯車B-C間では、バックラッシュ量が異なることに注意すべきである。

バックラッシュの除去法としては、中間歯車を2枚の同型歯車の重ね合わせにより構成し、両者をバネ等の弾性体で連結し、相手の歯車を挟み込むようにする方法等

が一般的に用いられる。しかし、多段の偏心歯車の場合、上に述べたように、バックラッシュの変動量が各歯車の組合せ段毎に異なるため、この方法により、1つの中間歯車で前段、後段のバックラッシュを同時に取り除くことはできない。

従って、回転式植付機構においては、歯車単体ではなく、遊星歯車もしくは植付爪自体を、何らかの方法で1方向に押し付け、歯車列全体のバックラッシュを除去し、植付爪の振れを無くすることが適当である。植付爪の振れを止める方法としては、遊星歯車軸にブレーキをかけ、軌跡の縮小側に爪を押しつける方法も考えられるが、掻き取り時の負荷の方向や、植込桿の慣性の影響を考慮すると、拡大側に植付爪を押し付ける事が望ましい。また、楕円歯車をはじめとする非円形歯車の利用により、バックラッシュを相当量少なくすることが可能であるが、摩耗などの経年変化を考慮すると、積極的な対策が不可欠である。本研究では後述の方法により植付爪を軌跡の拡大側に押し付け、バックラッシュの影響を回避した。

3.5 回転式植付機構の特徴

回転式植付機構は次に挙げる特徴を備えている。

(1) 高能率化

回転運動を基調としているために、作業速度を上げても振動が少ない。また2個の植付爪を使用することにより、植付軸の回転数が同じであっても、植付爪が1個の場合に比べ、2倍の植付速度が得られる。

(2) 耐久性の向上

振動やトルク変動が少ないので、機械の耐久性が向上する。

(3) 植付精度の向上

振動の低減により、高速で植付ける場合にも精度の低下が少なく、特に浅植えでの安定した植付けが可能になる。また、苗載台の振動も少なくなるため、苗送りが確実になり、苗マットの圧縮も減る。結果として一株本数が安定する。

(4) 苗損傷の低減

クランク式と同じ走行速度で作業するならば、植付爪先端の周速度は約半分になるため、苗掻き取り時の損傷苗の発生が少なくなり、植付後の生育向上が期待できる。

3.6 植付爪先端軌跡の決定要因

偏心歯車列を利用した植付機構において、植付爪先端

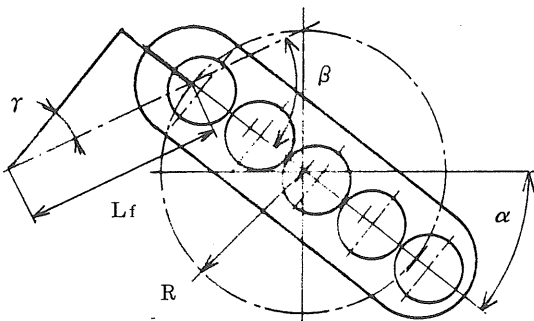


図3-17 爪軌跡の決定要因

の軌跡は、図3-17に示す各要因により決定される。
すなわち

- | | |
|--------------------------------------|--------------|
| 1) 歯車の偏心率 | : ϵ |
| 2) 太陽歯車取付け角 | : α |
| 3) 植付爪取付け角（遊星歯車の偏
方向から植付爪先端をのぞむ角） | : β |
| 4) 遊星歯車軸心の回転半径 | : R |
| 5) 遊星歯車軸心から爪先端までの距離 | : L_f |
| 6) 爪のオフセットにより生じる角 | : r |

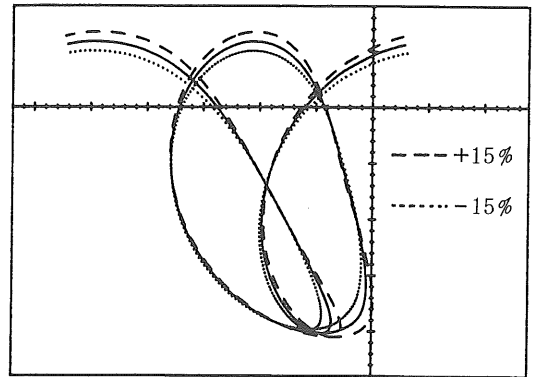
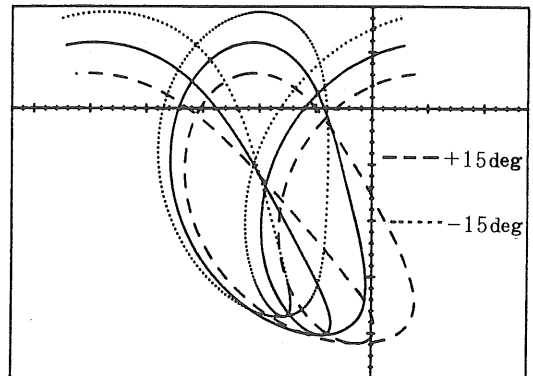
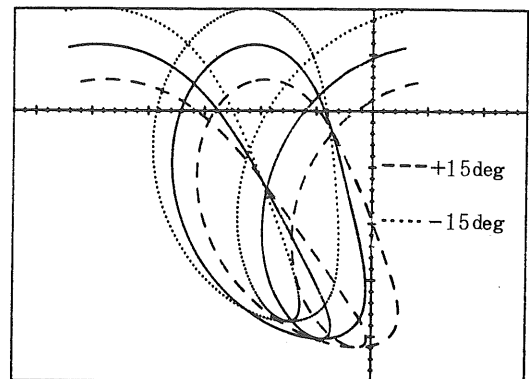
次に、軌跡変化の類型別に、これに関与する主な要因について述べる。ただし、これらは1つの目安であり、相互の関わりを無視することはできないので、各要因を単独で論じることとは無意味である。

1) 軌跡全体の大きさ：歯車の大きさ、すなわち R による。とくに軌跡の進行方向の膨らみは、 R によりほぼ決定される。

2) 軌跡の高さ： R によって基礎となる円軌跡が決定された上で、これから上下方向への広がりとして考えられる。すなわち爪揺動角と、爪の長さが主な要因である。揺動角の最大値は ϵ によって決定されるが（図3-16）、実際の揺動範囲は β によっても変わってくる。

3) 軌跡の長手方向線の前後方向への傾き： α によって軌跡は回転軸心を中心にして回転する。このとき、苗載台との位置関係も変化するので、 β を変化させて補うことにより傾きを変えることができる。また、爪を苗載台方向にオフセットすることによっても変化する。これは r 、 β 、 L_f による。

これらの要因を変化させたときの軌跡の変わる様子を図3-18～図3-23に示す。

図3-18 ϵ による軌跡の変化図3-19 α による軌跡の変化図3-20 β による軌跡の変化

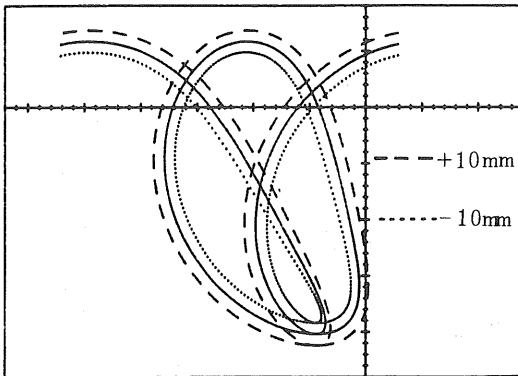


図3-21 Rによる軌跡の変化

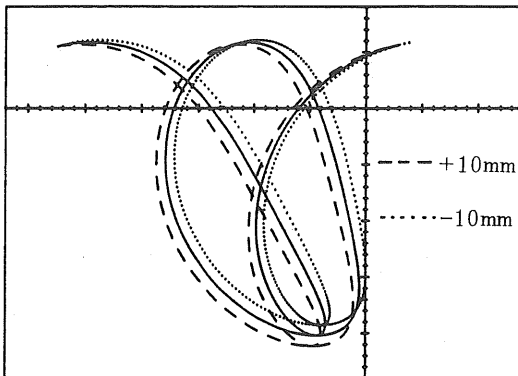
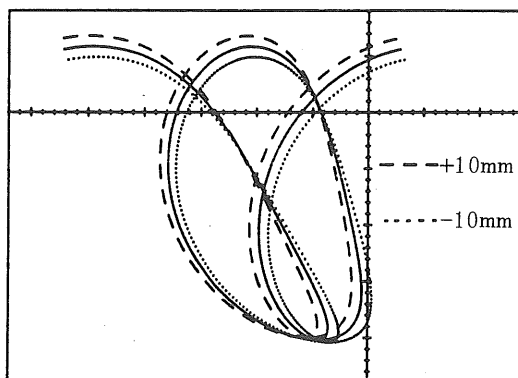
図3-22 L_f による軌跡の変化

図3-23 爪のオフセットによる軌跡の変化

4. 偏心歯車を用いた回転式植付機構の試作と室内試験

これまでに述べた解析結果をもとに、回転式植付機構を試作し、台上で機械特性を試験するとともに、室内土槽において植付試験を行った。

4.1 実験装置の概要

試作した植付機構(RPM-01)と植付爪先端の軌跡を図4-1に示す。

また、表4-1には3.6の記号を用いて各部の諸元を示す。

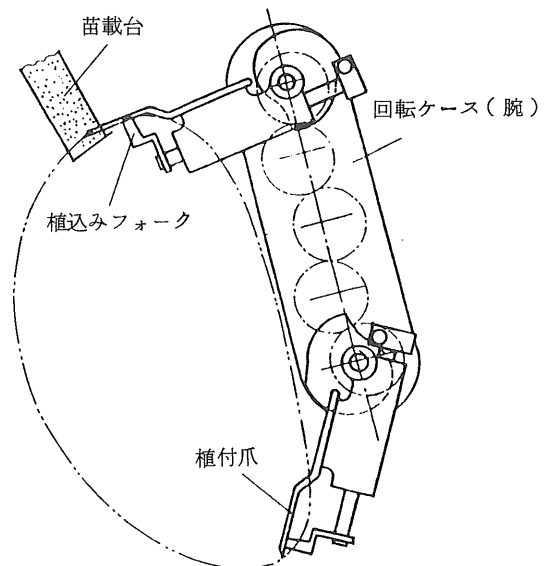


図4-1 RPM-01と軌跡

表4-1 各部諸元パラメータ (RPM-01)

m	2
z	21
ϵ	0.13
α	-15 deg
β	54.6 deg
R	85 mm
L_f	125 mm
γ	8.7 deg

注) m: モジュール、
z: 歯数

苗載台の角度は 60° とし、これに対応して、植付爪を約 60° 揺動させるため、各歯車の偏心率を0.13とした。歯車はモジュール2、歯数21の標準平歯車を用いた。また、バックラッシュ増加に起因する苗掻取り時の爪の振れを最小にするため、爪が最も苗載台側に振れた時点で苗を掻取り、植付けは反対側に最も振れたときに行うように、太陽歯車と植付爪の取付け角を決定した。

苗押し出し方式は、植付爪と平行に作動する植込みフォークを、スプリングの反発力で押出す強制押し出し方式とした。植込みフォークの末端にはコロを取り付け、回転ケースに取付けたカムにより、植込みフォークを直接持ち上げるようにした。カムの変位はサイクロイド曲線とし、ケースと爪との角速度の変化を考慮して、カム曲線を計算した。

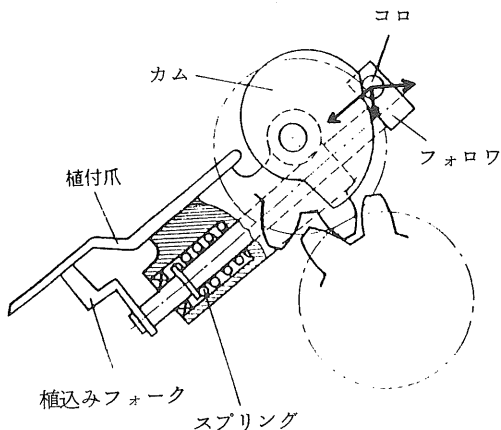


図4-2 触れ止めカム

さらに植付爪の振れを止める対策として、図4-2に示すように、カムの輪郭のうち、掻取時点に相当する位置付近に傾斜を設け、圧力角の余角により、スプリングの反発力で一定期間植付爪を駆動する方式を採った。振れ止めの期間はケースの回転にして、およそ 15° 相当とした。

4.2 試験方法

1) 台上試験 室内に設けた試験台に、試作した回転式植付機構とクランク式植付機構を順次取り付け、トルクピックアップを介して変速モータで駆動し、駆動トルクの変動と台の振動を測定、比較した。

2) 軌跡の測定 台上に取付けた試作植付機構の、植

付爪先端の軌跡と、植込みフォークの挙動を、光学式非接触変位測定器(Zimmer社model 200型)を用いて測定し(図4-3)、速度による変化、バックラッシュの影響などを調べた。

3) 回転土槽植付試験 図4-4に示す室内回転土槽に試作回転式植付機構を取付けて、植付性能を確認した。

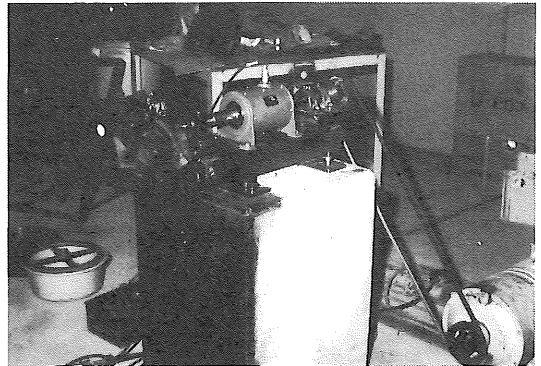


図4-3 室内実験装置



図4-4 回転土槽

4.3 試験結果と考察

1) 台上試験 図4-5は、トルク変動の正負のピーク値をプロットしたものである。トルク変動は回転式の方が小さく、高回転で特にその差が顕著だったが、300 rpm 付近(作業速度 1.5 m/s (回転式)、 0.75 m/s (クランク式)に相当)で系の共振がみられた。試作回転式植付機構の場合は、250 rpm(作業速度 1.25 m/s に相当、ただし株間は15 cmを想定。以下同様)までは最大値が緩やかな直線を描いて増加し、最小値はほぼ一定して0であり、負になることはなかったが、300

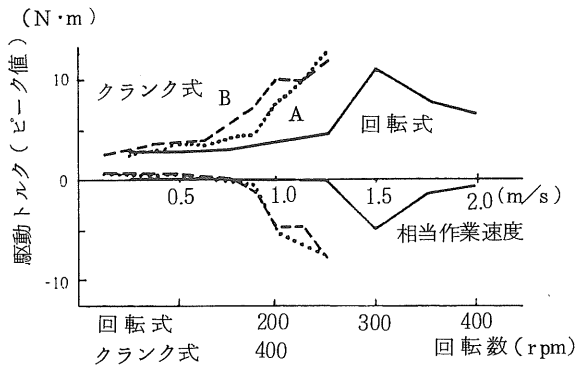


図4-5 試作植付機構のトルク変動

rpm (同 1.5 m/s) では急激に増加し、さらに回転数を上げると、再び減少した。一方、クランク式植付機構は、300 rpm (同 0.75 m/s) ~ 350 rpm (同 0.88 m/s) の間で急激に増加し、その後回転数の増加に伴って、ますます増大する傾向を示した。回転式とクランク式では、0.5 m/s 相当の速度までは大きな差が見られなかったが、高速になるにつれて、最大値および変動幅の差が明白となった。

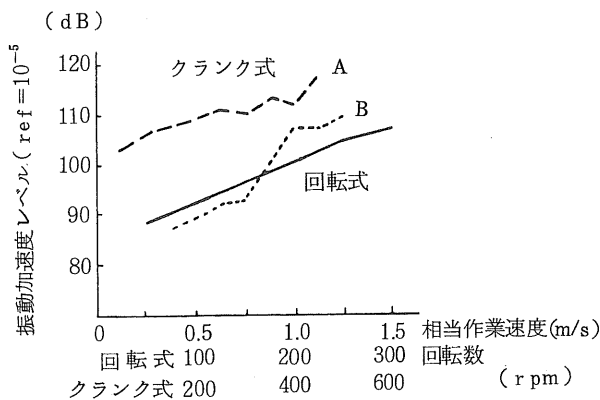


図4-6 実験台の振動

次に試験台の振動については結果を図4-6に示すとおり、回転式植付機構の場合、速度の上昇とともに、緩やかに増加するが、クランク式より10~15 dB低かった。なお、クランク式B型は、植え込みフォーク駆動方式が、回転式およびクランク式A型と異なり、カムにより時間をかけて行うため、もともと低振動であるが、概ね300 rpm以上では振動が急激に激しくなった。この

試験から、高速作業時には回転式が有利であることが確認された。

2) 爪先端の軌跡は、概ね設計値 (図4-7参照) どおりであったが、振れ止めを施さない場合、回転数により変化し、約150 rpm以上で徐々に軌跡の拡大する傾向が見られた。このため、苗掻取位置では、50 rpmと300 rpmで駆動した時に、軌跡に3 mm程度の差が見られた。植付け爪振れ止め対策を施した結果、低回転時においても苗掻取位置の軌跡を拡大側に押付けることができた。また、植込みフォークのカムへの追従は良好であった。

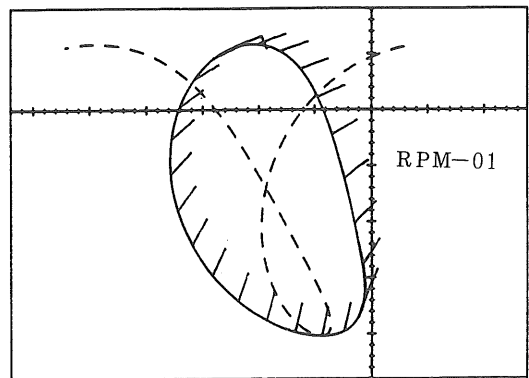


図4-7 爪先端軌跡 (RPM-01)

3) 回転土槽植付試験 1 m/s までの植付けを行ったが、欠株の発生も少なく、植付状態は良好であった。しかし、株間を15 cmにした場合、植え穴が大きくなるため、軌跡を改善する必要が認められた。植付けた状態を図4-8に示す。

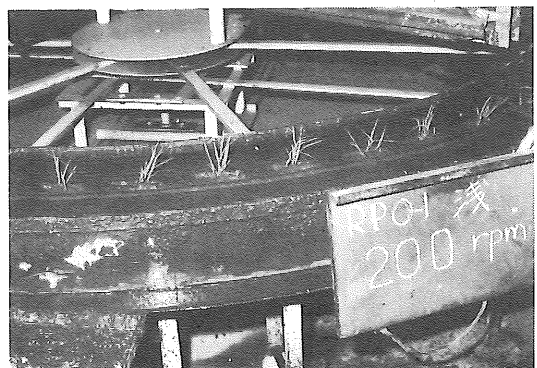


図4-8 土槽試験

5. 高速田植機(RP-1)の試作と機械的特性

前章で述べた室内試験結果をもとに、圃場試験を行うための植付機構を設計し、これを用いた高速田植機(RP-1)を試作した(図5-1)。

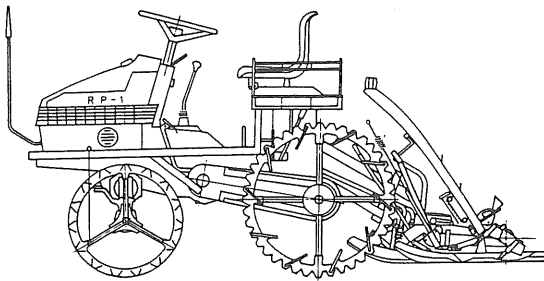


図5-1 試作高速田植機(RP-1)

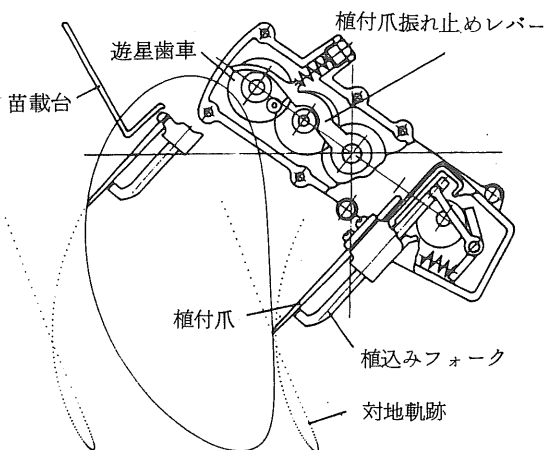


図5-2 植付装置の概要

5.1 植付部

植付装置の概要を図5-2に示す。設計に当たっては主に次の点を重視した。

- (a) 苗載台はクランク式のものを無改造で使用すること。
- (b) 植付爪によってできる植穴を小さくすること。
- (c) 植付爪軌跡の振れ止め対策を施すこと。
- (d) 耐久性、防水性を重視すること。

5.1.1 植付機構

植付機構は1つの回転ケースに植付爪を2個取付け、ケース回転数の半減と、バランスの向上を図った。

苗載台の傾斜に対応させるため、苗載台の角度相当分、植付爪を揺動させることとした。土槽での試験結果と苗載台および植付爪の位置関係から、掻取時の苗への進入角は約5度、植付時の土表面に対する角度は14度とした。

植え穴を小さくするためには、植付爪先端の土中軌跡の交差部分を小さくするとともに、土中での進行方向の移動量を少なくすることが必要である。このため、爪先端軌跡において長手方向をできるだけ垂直に近づけると、爪が土中に入っている期間を短くすることに努力して設計を行った。

表5-1 爪軌跡パラメータと変更点

	RP-1	変更点
m	2	—
z	19	-2
ϵ	0.13	—
α	-35 deg	-20
β	69 deg	+14.4
R	76.8 mm	-8.2
L_f	138 mm	+13
γ	14 deg	+5.3

注) m: モジュール、
z: 歯数

表5-1に爪軌跡決定パラメータとRPM-01(4.1参照)からの主な変更点を示す。

最終的な植付爪先端軌跡と設計上の標準株間(15cm)の時の対地軌跡を図5-3に示す。また、株間が13cmおよび17cmの場合の対地軌跡を図5-4に示す。

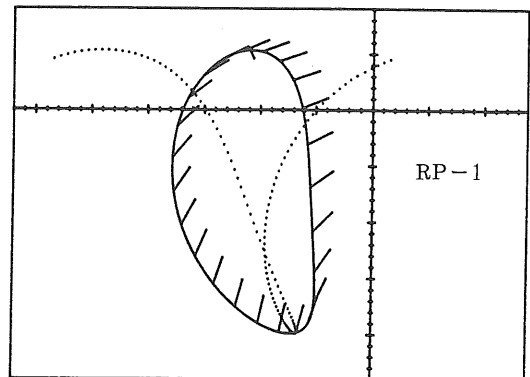


図5-3 高速田植機の爪先端軌跡

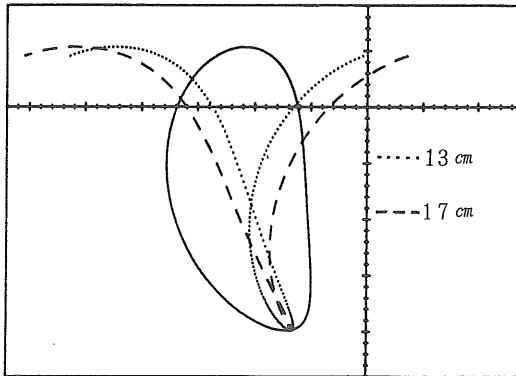


図5-4 株間による対地軌跡の変化

植付爪を苗載台の傾斜に対応して揺動させるために歯車の偏心率 ϵ は約0.13とした。歯車のモジュールは2、歯数は19としたので、(式(3-13)および式(3-14))より、最小軸心距離は38.32mm、偏心量は2.47mmとなる。実際の軸心距離は、加工精度などを考慮して、38.4mmとした。

歯車の振れを防止するため、遊星歯車側面にコロを取り付け、このコロをレバーを介してスプリングで押し付ける方法を取り、苗掻取り時の前後において、植付爪を軌跡の拡大側に押し付ける対策を講じた。4.3の結果から、植付爪の先端は高速時には拡大側に変位するため、この対策により、低速から高速まで安定した掻取軌跡を得ることができる。

苗押し出し方式は、植込みフォークをカム、フォローを介してスプリングで駆動する方式とした。具体的には、植付爪に平行して作動する植え込みフォークを、回転ケースに固定されたカムを使用して、スプリングに逆らって持ち上げ、苗を植付ける瞬間に解放することにより、強制的に植付ける構造である。これらをアルミ鋳物製のケースで覆い、防水対策を施した。

カムは遊星歯車と同軸で植付爪に対して回転するが、ケースに対する植付爪の(つまり遊星歯車の)回転が等速でないため、カム曲線は速度変化を考慮して、算出した。

5.1.2 苗載台および苗送り機構

苗載台には、走行部の母体となったクランク式乗用田

植機のもの(プラスチック製)をそのまま使用した。苗の縦送り機構は突起付きゴムベルト(幅100mm、有効長さ150mm)を2列、並列に用いたもので、横送りの終端で間欠駆動される。また、縦送り量は、ベルト駆動ロッドの有効長さを変えることにより、3段階に切り替えられる。苗載台の横送りは、ナビアのスクリュによる連続駆動で、横送り1列の掻取回数は18、20、24回に切り替え可能である。苗載台の傾斜角は、水平面に対して約60度に調節した。

植付部の概要を図5-5に示す。

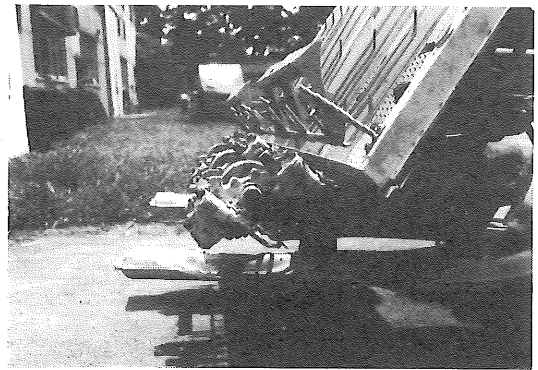


図5-5 植付部の概要

5.2 走行部

走行部には、6条用のクランク式乗用田植機(I社製PL600)のものをを用い、エンジン及びミッションのブリー径と、主ミッション内のギア比を変更して、約50%の速度アップを図り、最高植付速度を1.1m/sにした。油圧昇降装置及びフロートは、クランク式のものをそのまま利用した。また、エンジンから油圧ポンプの駆動に至る系統は変更していないので、高速化によっても油圧の圧力は変化しない。

試作した高速田植機(以下、単に高速田植機と呼ぶ)の諸元を表5-2に示す。母体となった田植機と比較し

表5-2 試作高速田植機の主要諸元

全長	2.8m	条数	6条
全幅	2.2m	条間	30cm
全高	1.4m	株間	14-18cm
全質量	437kg	作業速度	0.4-1.1m/s
質量(前)	137kg	爪軌跡高さ	256mm
質量(後)	300kg	定格機関出力	4.0kW
		最大機関出力	4.7kW

て、全長、全幅、全高は変わらないが、全量は17kg重くなった。

5.3 高速田植機の機械的特性試験

高速田植機の機械的な特性を明らかにするため、生研機構（農機研）内の圃場および実験室で試験を行った。対照機として、走行部の母体となったものと同型式のクランク式市販用田植機（以下、クランク式田植機と呼ぶ）を用いて同時に試験を行い、比較した。

5.3.1 試験方法

(1) 苗載台の振動

苗載台上の一点（中央から左に2cm、掻取口から苗載台に沿って上に40cmの位置）に振動ピックアップ（ひずみゲージ式、3軸）を貼り付け、実作業時及び定置の状態における振動を測定した。

(2) 座席の振動

オペレータ座席上にISO 5008に準拠した振動ピックアップを置き、座席の振動を調査した。

(3) 植付軌跡の実測

高速田植機の植付機構1条分を取り外し、コンクリート台上に取付けてモータで駆動し、植付爪の先端に貼ったターゲット（直径20mmの円盤）を、光学式非接触変位計（Zimmer社製、200型）で追跡することにより、植付軌跡を実測した。

5.3.2 試験結果

(1) 苗載台の振動

苗載台の振動は、回転数が増加するに従って大きくなり、また定置で植付部のみを駆動した場合のほうが、実作業時よりも大きくなる傾向が見られた。同じ作業速度で比較すると、高速田植機の振動は、定置時及び実作業時のいずれの場合にも、全方向でクランク式より低く、その差は作業速度0.75m/s（株間15cm）の時、方向によって4.5～7dBあった。また、高速田植機の最高速度（1.0m/s）時の値は、クランク式の0.75m/sのものより低かった（図5-6）。

(2) 座席の振動

各方向の振動加速度レベルを図5-7に示す。上下方向と左右方向は高速田植機の方が小さかったが、前後方向は逆に高速田植機の方が大きかった。

(3) 軌跡の実測

図5-8は非接触変位計にXYプロッタを接続して直

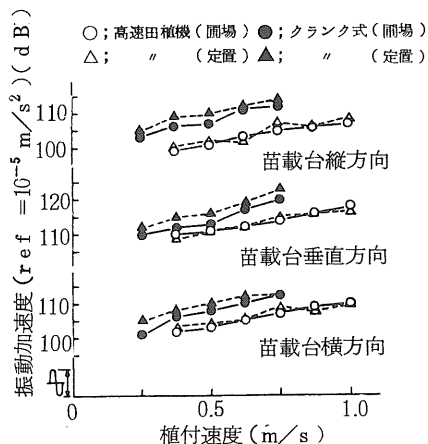


図5-6 苗載台の振動

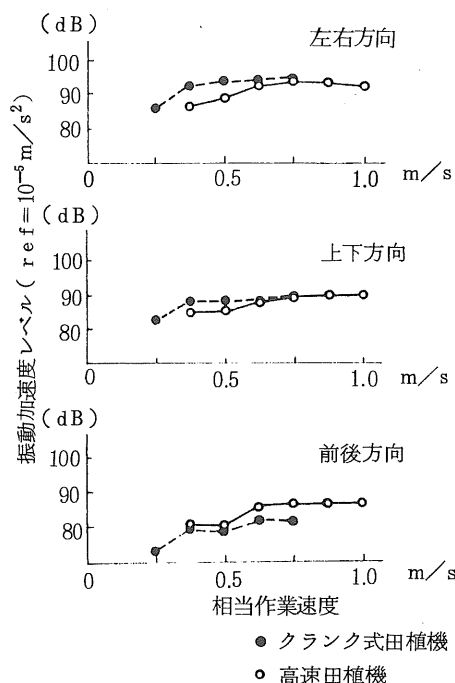


図5-7 座席の振動

接軌跡を描かせたものである。軌跡は設計どおりであり、掻取位置付近における触れ止め装置の作動も明らかであったが、植付位置の後において歯車のガタによる軌跡の触れがごくわずかに認められた。

5.3.3 考察

回転式植付機構の採用により、苗載台の振動が低減することが明らかになった。定置状態よりも実作業時の方が振動が少ないのは、実作業時には植付部がフロートを

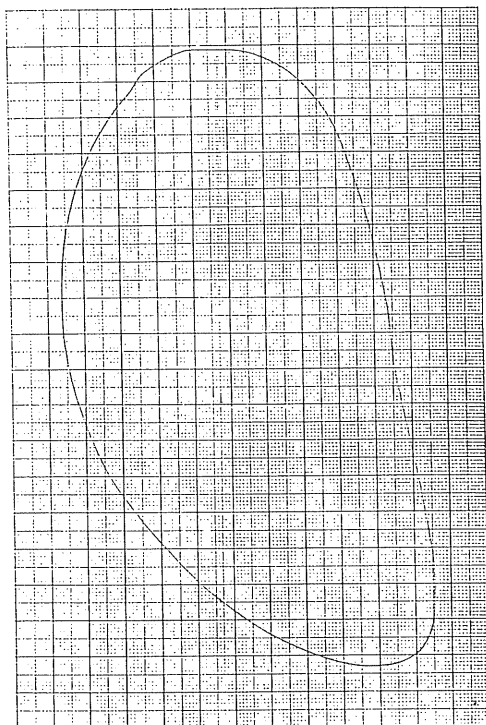


図5-8 植付爪先端軌跡(実測値)

介して田面に支えられるためと思われる。

座席の振動は植付部の振動低減によって軽減したが、前後方向で回転式の方が高い値を示しているのは、クランク式植付機構が上下運動を主としていたのに対し、回転式では前後方向の成分が加わるためではないかと推察される。

植付後の爪のガタは、植込みフォークを駆動するカムがフォロウを持ち上げるときの抵抗により、植付爪にブレーキがかかることが直接の原因と思われるが、これが植付け時に起きると植付姿勢を乱す可能性があり、無視できない問題である。

5.4 路上掻取試験

苗載台の振動は、苗マットの圧縮や苗縦送り不良を招き、一株本数に影響を及ぼす。回転式植付機構の採用により、苗載台の振動が低減したが、このことによる苗送りの安定化、苗マット圧縮の低減、結果として一株本数の安定化を確認するため、植付部を上げて路上を走行しながらの掻落し試験、および定置で植付部のみを駆動しての掻取試験を行い、試作高速田植機と従来のクランク式田植機の特性を比較した。

5.4.1 試験方法

(1) 掻取本数時系列変動調査

コンクリート路面を走行しながら苗を路上に掻き落とし、高速時及び低速時の一株本数を測定した。測定はマット1枚分について連続して行い、経時変化を調査した。比較のため、クランク式田植機を用いて同様の測定を行った(図5-9)。

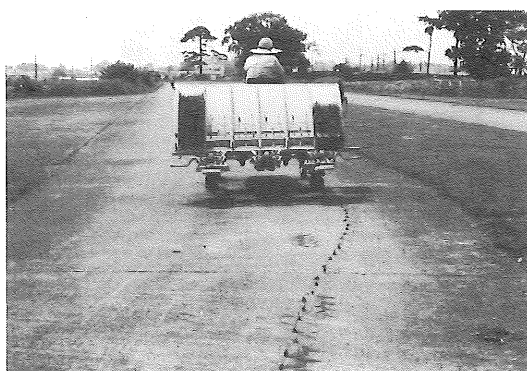


図5-9 掻取試験

(2) 縦送り量変動調査

機械を定置した状態で植付部のみを駆動し、苗を掻き落とした。このときの苗マット上端の苗載台に沿った変位を、差動トランスを用いて測定した。測定は高速田植機、クランク式田植機の各々の最高速度と最低速度に対応する植付爪回転数で行った(図5-10)。

5.4.2 試験結果

(1) 掻取本数変動調査

図5-11は横送り1行分(24株)の平均一株本数について、その経時変化を見たものである。高速田植機の場合、一株本数は、4~6本の範囲内で変動しているが、著しい経時的な傾向は認められず、また作業速度による有為差も認められなかった。

一方、クランク式田植機の場合は、一株本数が作業速度により大きく異なるとともに、経時的に減少する傾向を示した。

(2) 縦送り量変動調査

図5-12は苗マット上端位置の経時変化を示したものである。高速田植機の場合、グラフが明確な階段状になっている。

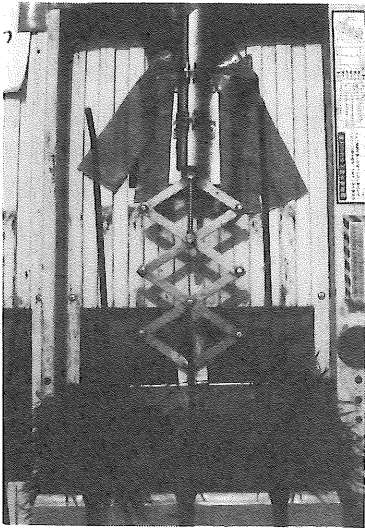


図5-10 縦送り量の測定

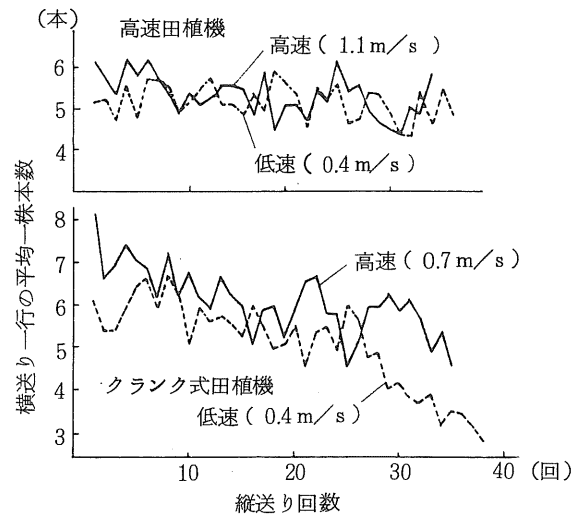


図5-11 平均一株本数の経時変化

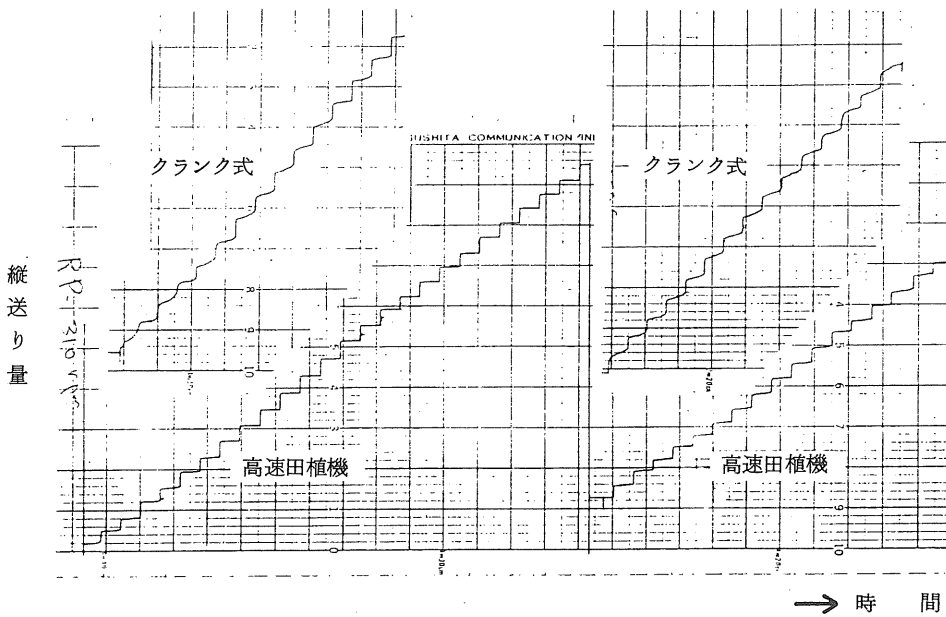


図5-12 マット上端位置の経時変化

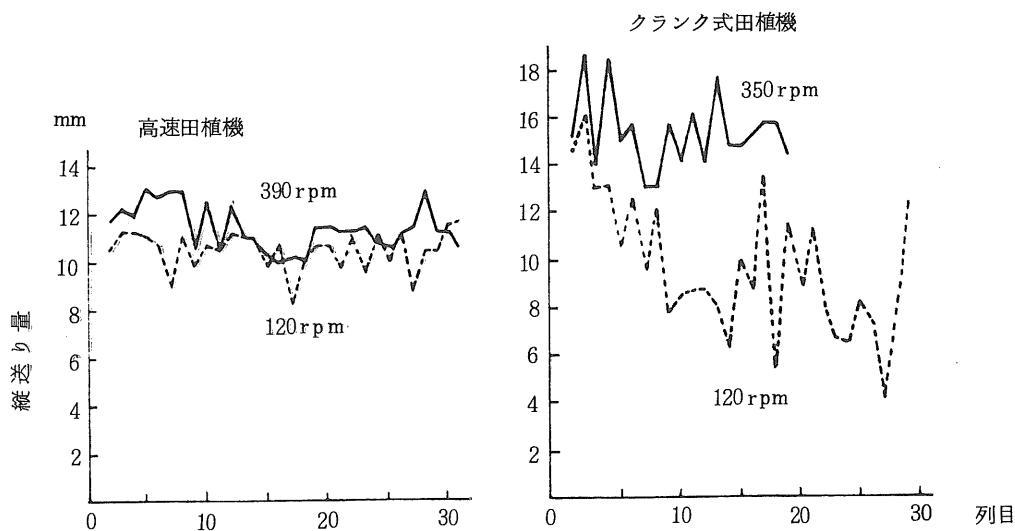


図5-13 縦送り量の時系列変化

図5-13は、縦送り作動1回ごとの苗マット上端の変位を、時系列で表したものである。高速田植機の場合、作業速度の増加に伴って、縦送り量のやや増える傾向が見られたが、その差は小さく、また経時的な著しい傾向は認められなかった。一方クランク式の場合、速度の影響、経時的な変化ともに大きかった。

5.4.3 考察

両試験から、高速田植機において縦送り機構作動時の送りと、通常時の苗の保持が確実に実行されており、苗載台上的苗マット量の多少にも、さほど影響されていない事がうかがわれる。これは5-3-2で述べた苗載台の振動軽減によるものと思われるが、圃場内では前述のように振動がやや少なくなるため、クランク式との差は小さくなると思われる。

振動低減により、苗マットの圧縮量が少なくなることも期待されるが、この試験結果からは断定できない。

6. 高速田植機の圃場試験

試作高速田植機を用いて、各種条件下で植付試験を行い、植付性能を確認するとともに、適応性を調査した。

6.1 試験方法

(1) 作業能率

高速田植機とクランク式田植機を用いて作業能率の比

較試験を行った。試験にあたっては、圃場、苗、作業者について同じ条件にするため、一区画約50 aの圃場を、植付前に中央で仕切り、同時に育苗した苗を用いて植付を行い、両機種とも同じ作業者が作業した。作業者は、田植機オペレータと苗補給のための補助者の計2名とした。

(2) 作業精度

延べ約5 haの圃場で植付試験を繰り返し、高速田植機の欠株率、作業精度を調査した。また、高速田植機とクランク式田植機を用いて、植付深さ、一株本数に関して、それぞれ4水準の試験区を設定して、最高速と最低速で植付を行い、精度を比較、検討した。

(3) 圃場条件適応性

水深の深い圃場、耕盤深さの深い圃場、及び代かき翌日の土表面の軟かい圃場において、高速及び低速で作業を行い、作業精度を調査した。

(4) 株間適応性

植付部の駆動軸回転数を変えて、株間およそ11 cm～21 cmまでの6段階に設定し、植付姿勢、植付深さについて検討した。

(5) 人工床土適応性

肥料等を混入し、粒状に加工した市販の人工床土を用いて育苗した苗マットを供試し、その適応性を調査した。

供試した床土は、田植機メーカーが販売しているもの3種と、その他1種の計4種類である。

(6) 現地適応性

岩手県下および福井県下の圃場において植付試験を行い、現地での適応性を調査した。

a) 福井県下；

中苗、稚苗及びさらに葉令の若い1葉苗を供試して高速田植機の植付精度を調査した。また、高速田植機とクランク式田植機を用いて植付試験を行い、植付精度、生育および収量を調査・比較した。

b) 岩手県下；

高速田植機とクランク式田植機を用いて作業能率、作業精度を比較した。また高速田植機による植付け後の生育・収量を調査した。

6.2 試験結果

(1) 作業能率

能率試験の結果を表6-1に示す。また、このときの苗条件および圃場条件を表6-2に示す。

表6-1 作業能率比較試験結果

供試田植機	高 速	クランク
植付面積 (a)	20.0	19.8
作業速度 (m/s)	1.04	0.70
全植付時間 (分)	30.8	40.3
植付 (分)	18.1 (59)	27.1 (67)
苗補給 (分)	10.1 (33)	9.7 (24)
回行 (分)	2.7 (9)	3.5 (9)
調整 (分)	0.0	0.0
作業能率 (a/時)	38.9	29.5
圃場作業効率 (%)	57.8	65.0

注 ()内は全植付時間に占める割合 (%)
苗補給枚数：48枚、回行回数：11回

表6-2 能率試験の苗・圃場条件

苗 条 件		圃 場 条 件	
品 種	初 星	耕 深	17 cm
播 種 量	160 g/箱	水 深	0.5 cm
育苗日数	23 日	さげ振り貫入深	10 cm
草 丈	10.7 cm	代掻き後日数	4 日
葉 令	2.9 葉		

高速田植機の圃場作業量は約39 a/時であり、クランク式の従来機に比べ、32%の能率向上が見られた。

また、圃場作業効率は60%以下に低下した。

(2) 作業精度

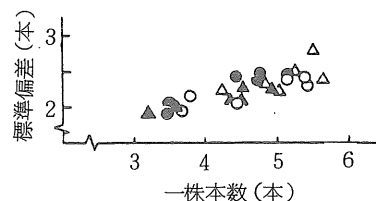
およそ34,000株の調査で、欠株率は約0.6%であった。この試験における一株本数は平均5.8本、標準偏差2.1本、植付深さは平均2.2 cm、標準偏差0.5 cm、平均株間15.6 cm、条間約30.3 cmで、ほぼ設定どおりの作業を行うことができた(表6-3)。

表6-3 試作機の植付精度

項 目	平 均	標準偏差
全欠株率	0.59	0.31*
機械的欠株率(%)	0.54	0.29*
埋没苗率(%)	0.	
浮苗株数(%)	0.05	0.10*
1 株本数	5.8	2.13
植付け深さ(cm)	2.2	0.50
株 間 (cm)	15.6	1.44
条 間 (cm)	30.3	

* 804株を一区とした平均値の区間標準偏差

次に、クランク式との比較試験における植付深さと一株本数について、平均値と標準偏差を図6-1～3に示す。ただし図6-1は掻取量を変えて試験したもの、図6-2はマットへの播種量を変えて試験を行ったものである。また、図6-3と図6-1は同時に植付・調査を行ったものである。なお、図中の1点は約500株の調査による。いずれも高速田植機とクランク式田植機は似た傾向を示し、差は認められなかった。



高速田植機 ○ 高速 (1.1 m/s) ● 低速 (0.3 m/s)
クランク式 △ 高速 (0.7 m/s) ▲ 低速 (0.2 m/s)

図6-1 一株本数とその変動
(掻取量を変えて)

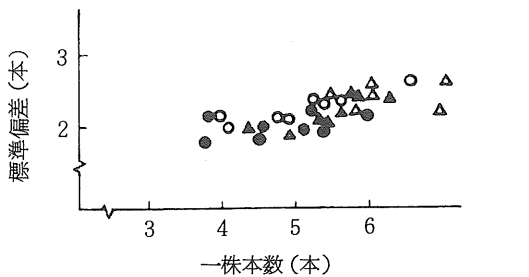
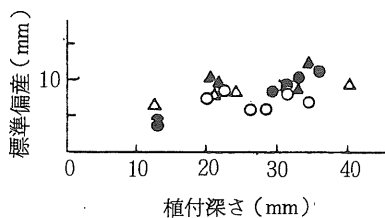


図6-2 一株本数とその変動
(播種量を変えて)



高速田植機 ○ 高速 (1.1m/s) ● 低速 (0.3m/s)
クランク式 △ 高速 (0.7m/s) ▲ 低速 (0.2m/s)

図6-3 植付深さとその変動

(3) 圃場条件適応性

供試圃場条件及び作業精度調査結果を表6-4に示す。

表6-4 試作機の圃場適応性

圃 場	深 水		深 耕		軟	
代掻き後日数 (日)	3		3		1	
水 深 (cm)	4.6		2.4		1.4	
耕 盤 深 (cm)	17.6		27.1		12.6	
さげふり貫入深 (cm)	11.6		10.2		10.6	
作業速度 (m/s)	0.51	1.03	0.46	0.85	0.33	1.12
欠 株 率 (%)	0.9	1.2	1.4	0.9	1.1	1.1
1 株 本 数 (本)	5.6	5.3	5.6	6.0	5.7	5.7
標準偏差 (本)	1.97	2.03	2.09	2.44	2.56	2.19
植 付 深 さ (cm)	2.2	2.3	2.5	2.6	3.5	3.1
標準偏差 (cm)	0.50	0.67	0.76	0.55	0.62	0.62
株 間 (cm)	15.9	15.7	14.9	—	16.4	16.2

〔苗条件〕 品種：ムサシコガネ、草丈：10.5 cm、
葉令 2.8 葉、苗立密度：3.1 本/cm²

土表面に 3.5 ～ 5.5 cm 湛水している圃場において、
約 1 m/s の速度で作業した場合、車輪及びフロートに

より比較的強い波が発生したが、植付精度に対する影響はほとんど見られなかった。

耕盤の深い圃場（平均 27 cm）では、スリップ率増加のため作業速度が低下し、株間が狭くなったが、植付精度が著しく劣ることはなかった。

代かき翌日の圃場は、土表面が非常に軟い状態であったが、埋没苗、倒伏苗の発生は少なく、精度上の問題点は見られなかった。

この試験では、クランク式田植機による植付けも併せて行ったが、精度上の大きな差は見られなかった。

(4) 株間適応性

株間が約 21 cm の場合は、植付爪が土中で進行方向に大きく移動するため、苗株が前傾する傾向が見られた（図6-4）。また株間が約 11 cm で深植を行った場合には、植付爪が逆に後方向に移動するため、植え穴がかなり大きく開けられたが、浮苗になるほどではなかった（図6-5）。



図6-4 株間適応性 1



図6-5 株間適応性 2

(5) 人工床土適応性

植付精度を表6-5に示す。いずれの床土を使用した場合でも、同様に植え付けることができ、精度が著しく劣ることはなかったが、床土の種類によっては、欠株率の内で浮苗株の占める割合が多く見られた。

表6-5 試作機の床土適応性

種 類	A		B		C		D	
播種量・育苗日数	催芽 もみ 200g/箱、19日							
草 丈 (㎝)	14.6 (0.99)		12.2 (0.82)		14.7 (0.71)		11.5 (1.13)	
葉 令 (葉)	2.0 (0.07)		2.1 (0.07)		2.0 (0.06)		2.0 (0.06)	
作業速度 (m/s)	0.32	1.05	0.32	1.05	0.32	1.05	0.32	1.05
欠 株 率 (%)	0.3	1.0	1.7	1.0	0.7	0.3	1.3	1.7
浮 苗 率 (%)	0	0.3	0.7	0.7	0.7	0.3	1.0	1.0
1 株 本 数	3.8	5.3	5.2	4.7	4.7	4.4	5.7	5.8

()内は標準偏差

〔圃場条件〕 耕深：13.8cm、水深：0.7cm、
さげ振り貫入深：11.2cm

(6) 現地適応性

a) 福井県下；

稚苗及び中苗に対する適応性は十分に認められた。また、1葉苗については、損傷苗の発生が多かったものの、植付2日後までに枯死する株は少なかった(表6-6)。クランク式との比較では、精度の上での差は認められなかった(表6-7)。生育は高速田植機の方が分けつが多くなり(図6-6)、有効茎歩合が低下した。また、高速田植機の方が穂数が多かったが、収量には有意差が認められなかった(表6-8)。

表6-6 苗の種類と植付精度(福井農試)

試 験 区	1 葉 苗	稚 苗	中 苗
欠 株 率 %	2.1*	1.7	2.5
植付本数 本/株	5.3±2.0	4.1±1.7	1.7±1.3
植付深さ cm	2.9±0.4	3.0±0.6	2.9±0.7
株 間 cm	15.2±1.4	15.1±1.1	15.3±1.0
損傷苗率 %	33.3	11.7	18.3
うち 切断苗 %	1.5	1.0	1.5
屈折苗 %	8.2	2.6	5.8

* 植付け21日後に調査

(苗条件)

1 葉 苗 草丈：10.6cm、葉令：1.6葉、
苗立密度：3.3本/cm²、9日育苗
稚 苗 草丈：13.2cm、葉令：2.2葉、
苗立密度：2.9本/cm²、20日育苗
中 苗 草丈：17.9cm、葉令：3.8葉、
苗立密度：1.3本/cm²、30日育苗
品種はいずれもフクホナミ。

表6-7 植付機構と植付精度(福井農試)

供 試 機 (植付機構)	高速田植機 (回転式)	市販田植機 (クランク式)
作業速度 m/s	0.87	0.57
植付速度 回/s	2.8	3.8
欠 株 率 %	2.9	2.4
植付本数 本/株	3.9±1.6	3.9±1.0
植付深さ cm	4.3±0.7	4.8±0.7
株 間 cm	15.3±0.8	15.1±1.0
栽植密度 株/m ²	21.8	22.1
損傷苗率 %	9.4	7.8
うち 切断苗 %	0.7	1.1
屈折苗 %	1.7	1.1

(苗条件)

播種量：乾もみ153g/箱、草丈：14.3cm、
葉令：2.3葉、21日育苗

品 種：コシヒカリ

(圃場条件)

耕 深：21cm、水深：1.7cm、

さげ振り貫入深：6.1cm

土 性：細粒強グライ土壌還元型、西山統

表6-8 収 量 (福井農試)

昭和61年度、品種：コシヒカリ

	ワラ重 kg/10a	もみ重 kg/10a	粗玄米重 kg/10a	収摺歩合 %	精玄米重 kg/10a	収 量 構 成 要 素				
						穂 数 本/m ²	一穂粒数 粒/本	総粒数 数/m ²	登熟歩合 %	玄米千粒重 g
高 速 田 植 機	651	771	627	81.2	608	362	93	33,670	82.0	23.1
クランク式 田 植 機	693	774	630	81.2	611	343	98	33,610	86.2	23.0

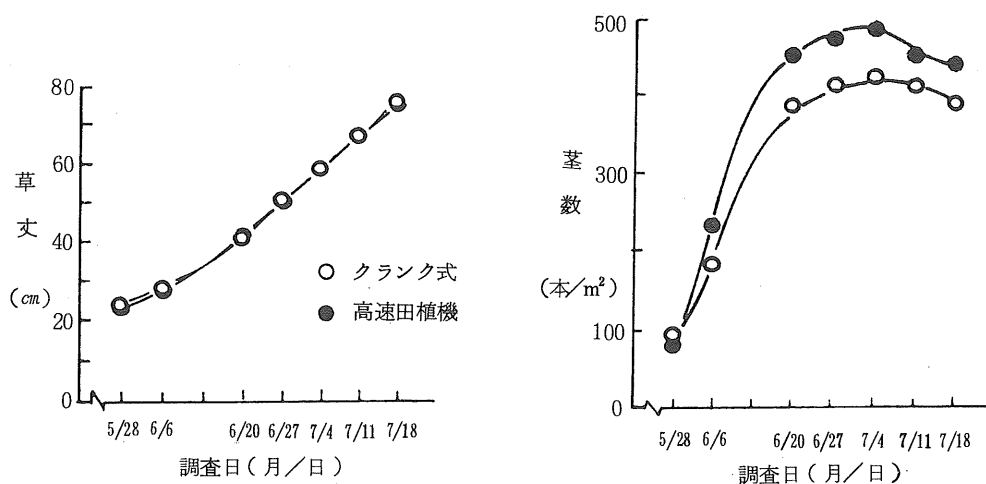


図6-6 植付け後の生育（福井農試）

b) 岩手県下；

作業能率の比較では高速田植機の調整に時間がかかったが、これを除いた時間で比較すると20数%の能率向上が認められた（表6-9）。作業精度の比較は、苗条件が異なるため一概にはいえないが、マット強度が中～強の苗を用いた場合、高速田植機の植付精度は良好であった。植付姿勢はクランク式に比べて直立のものがやや少なかった（表6-10）。栄養診断を行って管理したため収量は高かった（表6-11）。

表6-9 作業能率の比較（岩手農試）

供試田植機	高速田植機	クランク式
作業速度 (m/s)	1.09	0.50
10a当作業時間 (分)	32.5 (23.6)	30.7
作業時間割合		
植付 (%)	33.0 (44.9)	59.0
苗補給 (%)	27.1 (37.0)	28.0
回行 (%)	13.8 (18.1)	13.0
調整 (%)	26.1 (0.0)	0.0

注 ()内は調整時間を除いた値
 [圃場条件]
 耕深：17.1 cm
 さげ振り貫入深：12.8 (高速)・
 11.1 (クランク) cm
 土性：厚層腐植質多湿黒ボク土

表6-10 作業精度の比較（岩手農試）

試験区	高速田植機		クランク式田植機
供試苗条件	A	B	C
栽植密度 株/m ²	21.6	20.6	21.2
条間cm×株間cm	29.5×15.7	29.9×16.3	29.3×16.2
植付深さ cm (CV%)	2.9 (27.3)	2.9 (28.4)	2.4 (33.9)
植付本数 cm (CV%)	4.0 (46.1)	4.3 (44.3)	5.4 (38.5)
欠株率	機械的 %	3.9	0.6
	浮苗 %	1.7	3.1
	埋没 %	0.6	0.3
	計 %	6.1	3.9
植付姿勢	90° %	65.5	57.2
	60° %	26.1	25.0
	30° %	6.1	13.9
	0° %	2.2	3.9

〔苗条件〕

A 草丈：14.5 cm、葉令：3.1葉、
床土：火山灰土、マット強度：弱

B 草丈：13.4 cm、葉令：2.9葉、
床土：人工培土、マット強度：中～強

C 草丈：12.5 cm、葉令：3.3葉、
床土：人工培土、マット強度：中～強

品種：アキヒカリ、播種量はいずれも100 g/箱。

A、Bは30日、Cは34日間育苗。

表6-11 収量及び構成要素(岩手農試)

昭和61年度、品種:アキヒカリ

試験区	供苗条件	わら重 kg/a	精粗重 kg/a	わら比	玄米重 kg/a	屑米重 歩合 %	籾歩合 %	m ² 当り 穂数 本	一穂粒数 粒	m ² 当り 籾数 千粒	登熟歩合 %	玄米千粒重 g
高速田植機	A	66.4	92.7	1.4	71.8	5.7	77.5	480	96.2	46.2	72.1	21.1
高速田植機	B	69.9	97.7	1.4	76.5	4.5	78.3	528	86.4	45.6	77.1	21.5

6.3 考察

能率試験における苗補給時間等は、高速田植機とクラシク式の試験結果とで差はない。従って作業効率の低下は、実植付時間が減少したためである。

高速田植機は、速度による植付精度の変化が見られず、最高速度においても、従来のクラシク式に劣らぬ植付精度を保つことが確認された。しかし、植付爪の低周速度化や苗送りの安定化による植付精度の一層の向上、特に一株本数の安定化は、この試験では確認し得なかった。これは苗マット上の苗立ち密度のバラツキが大きく、植付機構の特質を十分に発揮できていないためと考える。

圃場適応性については、この試験の範囲では高速田植機の実用性が認められた。なお、代掻き翌日の圃場では、耕盤深が浅かったためさげふりが耕盤に当たってしまい、さげふり貫入深では硬度を適切に表現し得なかった。

高速田植機の株間については、圃場の硬さによっても異なるため、一般的に言い切ることはいえないが、この試験からは11cmから21cmまでは適応範囲内にあると考えられる。

人工床土については、田植機メーカーから市販されたものはいずれも適応範囲にあると考えられた。浮苗割合が多かったものは、植付機構の違いよりも、床土と植付爪との粘着度合が問題かと思われる。

現地試験の結果からは、明らかな能率の向上と適応性が確認できた。植付後の生育については従来の田植機に比べ、やや生育相の異なる様子が見受けられるため、この機械に合わせた適切な栽培管理を行うならば増収も見込まれるのではないかと考える。

以上から試作高速田植機の実用性が確認された。

7. 成果の普及と今後の問題点

本研究において得られた一連の成果をもとに、技術指導などの手段により、民間への技術移転を行った結果、

昭和61年に第1号の市販高速田植機が発売され、昭和63年にはそのほかの田植機メーカー3社からも高速田植機が発売されるに至り、また、本研究を契機として、ポット苗専用の田植機においても、高速化が図られた。

以上、本研究およびこれにつづく普及活動により、わが国の乗用田植機の最高速度は、研究着手前の約1.5倍になった(表7-1)。

表7-1 歩行型田植機と乗用型田植機の作業能率(平成元年)

メーカー	歩行型田植機(6条植)		乗用型田植機(6条植)	
	作業速度 (m/s)	能率 (分/10a)	作業速度 (m/s)	能率 (分/10a)
A社	0.64	23	1.2	12~19
B社	0.7	20~30	1.2	12~19
C社	0.71	20~30	1.2	12~19
D社	0.70	19~29	1.2	12~19

昭和63年度版及び平成元年度版全農「農業機械の仕様と特徴」による

しかし、高能率化という目標に対しては、さきに述べたように、作業速度の増加だけではなく苗補給の合理化などにより、総合的に取り組むことなくしては片手落ちといえよう。また、研究着手時に提起した、残る2つの課題、すなわち直進性の向上と泥水流への対策は、本研究の範囲では大きな問題は見られなかったものの、今後高速化が進む過程において必ず浮上してくると思われる。

さらに、一連の性能試験において見られたように、一株本数に依然として標準偏差にして2本近い変動があることは、単純に苗立精度の問題にってしまうことは許されない。また、一部では苗載台の横送りに伴う植付部のローリングや、走行速度の変化による油圧応答の違いも見られた。これらはクラシク式も含めた、田植機共通の問題であるが、高速田植機の特徴を生かしてさらに高能率、高精度な田植作業を行うためには、不可避の課題であると考えられる。

摘 要

1. 乗用田植機の作業能率向上を目的として高速田植機の開発研究を行った。
2. 田植機の作業速度の規制要因である植付機構の振動を低減するため、回転式の植付機構を開発した。
3. 遊星歯車を用いた回転式植付機構に、偏心歯車を用いることにより、適切な植付爪角度と爪先端軌跡を得ることができた。
4. 回転式植付機構のトルク変動特性および振動特性を解明し、高速運転に適することを明らかにした。
5. 回転式植付機構を用いた高速田植機を試作し、機械的特性、植付特性を把握すると共に、従来の市販田植機と作業能率、作業精度などの比較試験を行った。
6. 試作した高速田植機は、50%の高速化によって、作業能率が32%向上し、作業精度の低下はなかった。
7. 試作高速田植機は、各種の圃場条件下で適応性が認められ、実用性が確認された。
8. 技術指導等により民間企業へ技術移転した結果、全国に高速田植機が普及した。

参 考 文 献

- 1) 石田喜助：偏心歯車の実際とその応用例、日本機械学会論文集、第17巻、第59号、1951
- 2) 三留謙一、石田喜助：偏心歯車の解析と設計、日本機械学会論文集、第33巻、第254号、1967
- 3) 仙波正荘：歯車、第1巻、日刊工業新聞社、1960
- 4) 窪田雅男：非円形歯車に関する研究、機械試験所報告、第30号、1959
- 5) 一：Elliptical gears are back and more versatile than ever, Product Engineering, August, 1972
- 6) 小川潔、横山良明、小柴卓：不等速非円形遊星歯車機構に関する研究、日本機械学会論文集、第39巻、第317号、1973
- 7) 山崎隆：非円形歯車の設計・製作とその応用、機械設計、第29巻、第11号、日刊工業新聞社、1985
- 8) 並河清：田植機の回転型植付づめの形状、農業機械学会誌、第35巻、第4号、1974
- 9) 山影征男：回転式植付機構による高速田植機の開発研究、昭和60年度研究報告会資料、農業機械化研究所、1985
- 10) 小西達也：高速田植機による田植作業の高能率化と技術課題、昭和62年度技術研究会資料、農機学会、1987
- 11) 小西達也、堀尾光広、吉田清一、山影征男：高速田植機の開発研究、農業機械学会誌第51巻6号、1989
- 12) 農業機械化研究所事業報告昭和58年度～昭和63年度、農業機械化研究所(生研機構)1984～1989

Summary

Development of a High Performance Rice Transplanter

Ikuo YAMAKAGE, Tatsuya KONISHI,

Mitsuhiro HORIO and Seiichi YOSHIDA

A High Performance Rice Transplanter (HPRT) was developed to increase the capacity of the rice transplanter, while keeping the advantages of the riding type rice transplanter.

Preliminary tests showed that the vibration which was excited by the crank type planting mechanism, was the main factor in restricting the speed of the planting unit, and in setting an actual limit to the field capacity of conventional transplanters. Based on this finding, the abatement of vibration by means of an alternative planting mechanism was settled as the first target of our researches. This target was achieved with our invention of a rotary planting mechanism, which is basically a planetary gear mechanism with an intermediate gear between the sun and planet gears. The arm of the mechanism connects these gears at their shafts, each of which are located at a certain distance from the gear center (eccentric planetary gear mechanism). This mechanism allows the planting fingers, which are fastened to the planet gear, to move with an ideal locus for planting seedlings. A pair of these mechanisms are installed symmetrically around a common sun gear. Thus, the planting assembly is well balanced and the speed of the driving axle of the planting assembly can be reduced to half of that of a crank type machine. These characteristic features contribute to the abatement of vibration of the planting unit.

After the adaptability of this assembly to high-speed planting action was experimentally confirmed, it was incorporated in the newly designed prototype of a riding HPRT as the principal part of its planting unit.

The prototype could propel itself one and a half time faster than conventional riding transplanters, with less vibration. Field test of the prototype were conducted in the context of field capacity, planting accuracy and adaptability to various conditions of fields and seedlings. The field capacity of the prototype was as high as 130% in comparison to conventional ones without lowering planting accuracy or adaptability.

Through technical advisory activities by the authors, this technology has been transferred to manufacturers concerned. Now, HPRTs are the mainstream of newly sold riding transplanters, and are widely used on Japanese paddy fields.

Tech. Rep. Inst. of Agric. Mach.

24:1-29(1989)

農業機械化研究所報告 第24号

平成元年12月25日 印刷・発行

Technical Report of the Institute of
Agricultural Machinery No.24

頒価 500円

〒331 埼玉県大宮市日進町1丁目
Nisshin, Omiya, Saitama, Japan
Tel. 048-663-3901~4

生物系特定産業技術研究推進機構

農業機械化研究所

Institute of Agricultural Machinery

Bio-oriented Technology Research Advancement Institution

印刷・製本／ 株式会社 三元社