

# 水稻聯合收穫機收割機構之改良研究

## A Study on the Improvement of Cutting Mechanism for Rice Combines

臺大農工系兼任教授

彭 添 松

T. S. Peng

臺大農工系研究助理

陳 勝 生

S. S. Chen

### Abstract

More than 10,000 small rice combines of Japanese type have been extended to local farmers for use in Taiwan in recent years—about one half are locally manufactured. The cutting mechanism of the machine is a conventional bar-type mower. Though widely adopted for most of the grain harvesters in the world, this mechanism has its shortcomings, such as less durable from wear and tear and more costly for repair and maintenance. The friction is inherent in its structure, which tends to have the irrigated rice stem stuck with mud and sand.

The study is aimed at modifying the conventional shearing mechanism of the cutting bar into a semi-chop one, thereby simplifying its structure and reducing its friction part. The final objective is to lower the costs required for manufacture, repair and maintenance of the machine.

Under the study, the conventional knife guard for the cutter-bar was replaced by a finger-type one with a 10 mm clearance which appeared to be wide enough for the cutter-bar reciprocation without friction to the guard. Four types of blade at different cutting angles (i. e.,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $40^\circ$  and  $50^\circ$ ) and with a wedge angle of  $24^\circ$  were tested. The test was designed to find out an optimum cutting angle of the blade, a proper cutting speed and torque requirement, and other desirable adjustments to ensure an even surface of rice stubbles. Results showed that the  $30^\circ$  cutting angle gave the best performance in terms of stubble surface evenness and rice threshing operation. However, the torque required for rotating the blade with no load was 22% less while the total torque requirement increased by 32% as compared with the conventional one.

In conclusion, the modified cutting mechanism for the rice combine has shown a favorable result. But, a further study is needed on the shape of blade and guard, on the width of cutter-bar clearance, and on other factors that may serve to reduce the total torque or motive power requirement.

## 摘 要

本省推廣水稻聯合收穫機數年來已超出萬台，國產化之推廣亦尚稱順利。百餘年來，中外各國禾本科作物收割機構均採用往復剪刀式，我國推廣中者亦不例外。此項傳統式剪切機構利用於水稻收割時，發覺磨耗率甚大，調整與修理費時費錢；其原因除了其先天性的結構原理缺陷外，本省灌溉後稻桿上易附着泥沙，致使剪切刃加速磨損有關。為解決此項缺點，本研究把傳統式剪切機構改為近似衝擊式切割方式以減少磨擦面並簡化構造以求降低造價及減少修理保養費用。

本試驗把傳統式固定刃改換成指狀的護刃器，其間隙擴大為 10mm 使活動刃可浮動自由往復運動。活動刃採切斷角 20, 30, 40, 及 50 度 4 種不同型式，其楔角均為 24 度與傳統式同。本研究分別試驗各型式活動刃以求出最適切斷角、切割速度比範圍、切割所需阻力與切割稻株面的整齊程度等。試驗結果以活動刃切斷角 30 度（與傳統式同）者最佳，其切割稻株面較傳統式整齊，更有利於脫穀作業，惟其空迴轉扭力雖因減少磨擦而可減少 22%，但却因近似於衝擊切割，所需總扭力反而增加 32%。易言之，本研究已達預期目的，惟今後尚須繼續研究活動刃與護刃器形狀，間隙以及其他因素以降低所需總扭力亦即動力，期使此項機構早日達到實用階段。

## 一、前 言

臺灣推廣水稻聯合收穫機數年來已超出萬台，其中國產品約佔半數，目前年產銷量已達三千多合之譜。而切割稻桿為收穫水稻最重要的第一步工作，目前水稻聯合收穫機均採用左右往復剪刀式的切割機構。此項機構原理為 1860 年由美國 McCormick 氏父子所發明，因其剪切作用確實，抓桿作用良好且具泛用性；故至今一百多年來仍廣泛的被應用於各種禾本科作物收穫機。但此項傳統式機構經本省使用後發現下列缺點：

(一)活動與固定雙刃緊密排列左右往復運動，本質上不可避免兩刃間的相對摩擦，因摩擦耗損而縮短了使用壽命；尤其灌溉後稻桿上易附着泥沙，雙刃磨耗甚厲。

(二)雙刃需盡量密合，才能產生剪切效果，因此必須有較精密的構造，需精密加工而增加成本；同時在田間作業中，為維持上下刃的密合，需時常加以調整，浪費工時，降低工作效率。

吾人如把傳統式的固定刃組改良成中空指狀的護刃組，使活動刃在護刃器中間浮動自由往復運動，消除兩者直接接觸的情形，則可能解決此項機構的缺點。此項改良式的收割機構，已經試驗完成並經初步田間試驗，結果良好。筆者就此改良式切割機構在實驗室以各種切割速度比及不同的割刃切斷角進行試驗，測定切割時所需的切割動力及切割後殘留莖面的整齊情形；以求此種機構最佳形式的割

刃及最適合的切割速度比，以供改良本省水稻聯合收穫機構造之參考。

## 二、理論探討

### (一)往復式傳動機構的分析

傳統式和改良式的切割機構，都是利用活動刃的往復運動進行切割作用。目前一般水稻聯合收穫機，活動刃的往復運動，大部份採用曲柄傳動的方式。如圖 1 所示，曲柄軸轉動曲柄，曲柄再推動連桿作往復運動。

- 1: 曲 柄
- 2: 連 桿
- 3: 活 動 刃
- r: 曲柄半徑
- L: 連桿長度
- S: 衝 程
- e: 偏 心 距

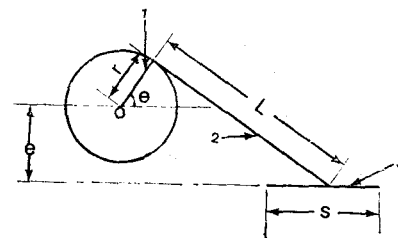


圖 1 往復式割刃的傳動機構

圖 1 中曲柄軸的中心和活動刃的中心不在同一平面上，稱為偏心式傳動機構；聯合收穫機多採用此型式，其目的為便於引擎動力與割刃位置的配合及割取高度的調整。根據機構學上的分析及圖 1 可得下列關係式：

1. 活動刃的衝程 S 與曲柄半徑 r 的關係：

$$r = \frac{S}{2} \sqrt{1 - \frac{4e^2}{4L^2 - S^2}} \dots \dots \dots \text{式(1)}$$

在本試驗中活動刃的衝程  $S=50\text{mm}$ .

2. 活動刃的瞬時往復速度  $\bar{V}_r$ :

$$\bar{V}_r = r\omega \left( \sin \theta - \epsilon \cos \theta + \frac{\rho}{2} \sin 2\theta \right) \quad \text{式(2)}$$

式中  $\omega$  = 曲柄的角速度

$$\epsilon = \frac{e}{L}$$

$$\rho = \frac{r}{L}$$

3. 活動刃的瞬時加速度  $a$ :

$$a = r\omega^2 (\cos \theta + \rho \cos 2\theta + \epsilon \sin \theta) \quad \text{式(3)}$$

由(2)(3)式中如  $L \gg e$ ,  $L \gg r$ , 則:

$$\bar{V}_r \doteq r\omega \sin \theta \quad \text{式(4)}$$

$$a \doteq r\omega^2 \cos \theta \quad \text{式(5)}$$

由上(4)(5)二式得知活動刃的速度和加速度分別為曲柄角度的正餘弦函數。一般實際應用均以較為簡單的平均速度表示, 所謂平均速度是根據曲柄旋轉一轉時, 活動刃完成二個衝程; 如已知曲柄轉速為  $N$  rpm, 活動刃衝程為  $S$  m, 則割刃平均速度  $\bar{V}_a$  m/s 為:

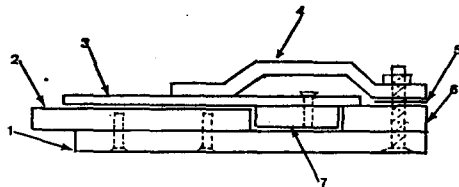
$$\bar{V}_a = \frac{S \times N}{30} \quad \text{式(6)}$$

活動刃除了本身具有的往復速度  $\bar{V}_r$  外, 尚有隨車體移動的前進速度  $\bar{V}_f$ , 所以其絕對速度  $\bar{V}$  應為:  $\bar{V} = \sqrt{\bar{V}_r^2 + \bar{V}_f^2}$ , 其往復速度與前進速度兩者的比值對切割作用的影響留待下節討論。

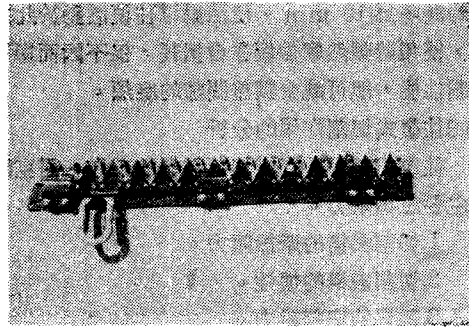
(二) 傳統式和改良式割刃總成的分析

傳統式和改良式的割刃總成, 主要均分為活動刃組(上刃組)和固定刃組(下刃組)二部份, 兩種型式均有相同的活動刃組, 但固定刃組則完全不同。

圖2為傳統式割刃總成, 圖2(a)為其側視圖, 上刃和下刃相互密合, 正常的間隙為  $0.2\text{mm} \sim 0.7\text{mm}$ , 使用期間, 由於上刃和下刃及上刃與摩擦板之摩擦損耗, 間隙因而增大。為維持正常的切割性能, 需調整壓板和摩擦板間墊片的厚度使其間隙保持正常。



1 固定刃座 2 固定刃 3 活動刃 4 壓板  
5 墊片 6 摩擦板 7 活動刃推動桿  
(a) 側視圖



(b) 割刃總成

圖2 傳統式割刃總成

傳統式和改良式的活動刃組, 是由多數的刀片鉚於活動刃桿, 由連桿帶動活動刃桿作往復運動。每個刀片上有兩個重要的角度, 如圖3所示, 一為切斷角  $\alpha$ , 另一為楔角  $\delta$ ; 這二個角度與其切割特性有密切的關係。目前傳統式使用的活動刃, 其切斷角為  $30^\circ$ , 楔角為  $24^\circ$ 。

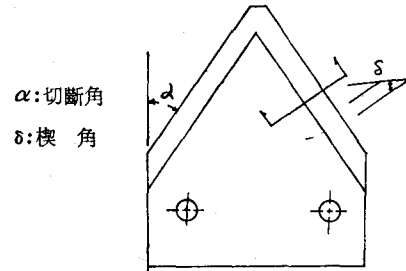
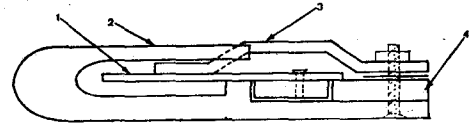
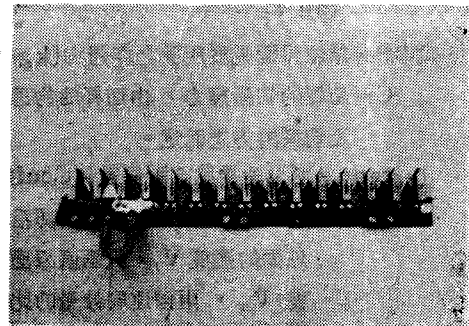


圖3 割刃的切斷角與楔角

圖4為改良式的割刃總成, 其活動刃與傳統式相同, 而本試驗所使用的固定刃是把傳統式的固定刃座加以改良, 焊上指狀的護刃器而成。護刃器中



1 活動刃 2 護刃器 3 壓板 4 摩擦板  
(a) 側視圖



(b) 割刃總成

圖4 改良式割刃總成

空之間隙為10 mm，使活動刃往復活動於此間隙中，使用時雖然摩擦板亦會損耗，但不因而影響其切割性能，即可減少調整間隙的麻煩。

(三)往復式切割作用的分析

往復式割刃欲完成切割稻桿的工作，需克服下列主要三種阻力。

1. 切割機構的摩擦阻力。
2. 切割機構的慣性。
3. 稻桿的切割阻力。

第1種摩擦阻力，在傳統式剪切機構，主要是來自活動刃與固定刃以及活動刃與壓板、摩擦板間的摩擦；改良式機構，可減少此部份的阻力。

第2種切割機構的慣性，如僅考慮活動刃的慣性；則由(5)式活動刃的加速度及活動刃的質量 $m$ ，其慣性 $F_i$ 為：

$$F_i = ma = mr \omega^2 \cos \theta \dots \dots \dots \text{式(7)}$$

當 $\theta = 0^\circ$ 或 $\theta = 180^\circ$ 時（即曲柄位於上下死點位置），其慣性最大。此項阻力假如兩種型式的活動刃質量相同，則其慣性相同。

第3種稻桿的切割阻力，一般均高於前二種阻力，也是研究切割作用最重要的一個項目。影響稻桿切割阻力的主要因素為：

- (1) 稻桿的物理性質：如水稻品種，切割位置，成熟度，稻桿含水率等。
- (2) 割刃的形狀：如活動刃和固定刃的切斷角及楔角，一般楔角愈小或切斷角愈大，其切割阻力愈少。
- (3) 割刃往復速度與前進速度的比值：比值愈小，阻力愈大；即往復速度維持一定，則前進速度愈大，其阻力也愈大。

根據 Goryackin 對切割的半經驗公式：

$$P = \frac{C}{\tan \tau} \dots \dots \dots \text{式(8)}$$

上(8)式中 $P$  = 單位刃面長度所受之作用力(kg/cm)

$C$  = 切桿的切斷應力，由切桿的物理性質及切割的方式而定。

$\tan \tau$  = 割刃的滑動切斷係數 (Coefficient of sliding cut) 即沿着割刃面的速度 $\bar{V}_r$ ，與垂直刃面的速度 $\bar{V}_a$ ，兩個速度分量的比值為

$$\tan \tau = \frac{\bar{V}_r}{\bar{V}_a}$$

當割刃的平均往復速度為 $\bar{V}_a$ ，同時前進速度為 $\bar{V}_r$ 時，則滑動切斷係數，依據 Cz. Kanafujski 的分析為：

$$\tan \tau = \frac{\frac{\bar{V}_a}{\bar{V}_r} \tan \alpha - 1}{\frac{\bar{V}_a}{\bar{V}_r} + \tan \alpha} \dots \dots \dots \text{式(9)}$$

上(9)式中 $\alpha$ 為割刃的切斷角，如設 $K = \frac{\bar{V}_a}{\bar{V}_r}$ 則：

$$\tan \tau = \frac{K \tan \alpha - 1}{K + \tan \alpha} \dots \dots \dots \text{式(10)}$$

由(8)(10)兩式的分析，可得： $K$ 值及 $\alpha$ 值， $\tan \tau$ 增加時，可得 $P$ 減少的結果。

在理論上，為減少割刃的切割阻力 $P$ ，則可由增加 $K$ 值或 $\alpha$ 值來達此目的。但實際上，為提高 $K$ 值必須增加割刃的往復速度，或減少車體前進速度，前者易增加機構的振動；後者却降低收割效率。另 $\alpha$ 值增加，雖同樣可減少 $P$ 值，但過大的 $\alpha$ 角度，易使切桿在割刃面滑動，而造成切割面的不整齊。傳統式的割刃經多年的經驗，其 $\alpha$ 約為30度， $K$ 值約在1.2~2.4之間最為理想。而求出改良式切割機構最佳切斷角及切割速度比的範圍為本研究的主要目的。

### 三、試驗裝置與儀器

#### (一)試驗裝置

傳統式與改良式的切割機構，雖均藉割刃的往復運動達成切割的目的；但兩者的切割作用却不相同。傳統式的切桿主要是靠活動刃和固定刃的直接剪斷作用，而改良式的切桿方式則近似於衝擊作用。目前傳統式的切割機構，歷經一百多年的研究改良，在機構元件或各種操作條件已臻完善，但此種條件對於切割作用不同的改良式切割機構則未必完全適用；因此需經試驗後方能確定其最佳型態。

為配合室內的試驗，及方便於儀器測定，在試驗裝置上把原來隨車體移動的割刃架總成改為固定不動，而由一移動的臺車承載稻桿，將其送至割刃進行切割。圖5為全部試驗裝置的示意圖，全長7m，包括割刃架總成，臺車及臺車傳動機構三大部份。

- 1 臺車傳動總成
- 2 無段變速箱
- 3 1/2 HP 110V 單相馬達
- 4 鏈輪
- 5 軸承
- 6 臺車軌道
- 7 傳動鏈條
- 8 臺車
- 9 割取架總成
- 10 割刃總成
- 11 1 HP 220V 三相變速馬達
- 12 推柄
- 13 連桿
- 14 曲柄
- 15 曲柄軸
- 16 轉速指示器齒輪
- 17 滑動環

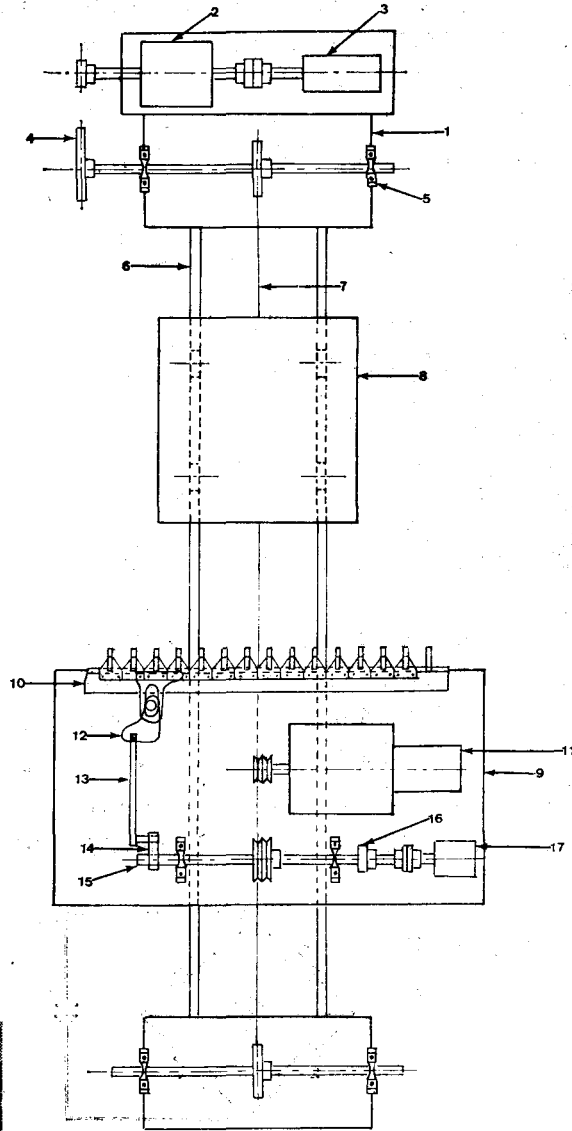


圖5 試驗裝置

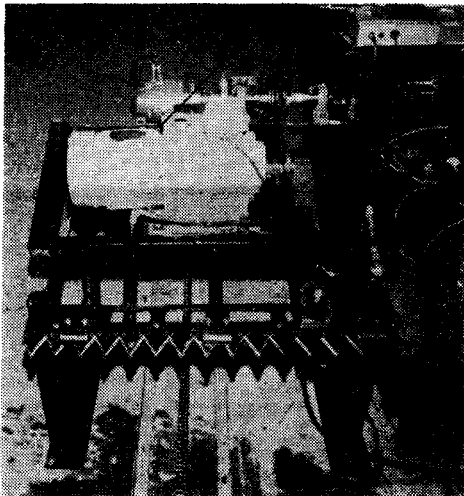


圖6 割取架總成

1. 割取架總成：如圖5的9及圖6所示，包括割取架、曲柄軸、曲柄、連桿、推柄及割刃總成。除了曲柄軸外，其餘均採用YS牌聯合收穫機的零件；割取架由4根方型槽鐵支持固定於地面上。割取動力為一個變速馬達(1 HP, 3 $\phi$ , 220V)，經由皮帶將動力傳至曲柄軸。曲柄軸上除了傳動皮帶輪外裝有磁式轉速計所使用的齒輪(60T, 20P)，及導引應變規訊號輸出的滑動環(Sliding ring)，滑動環的構造類似於碳刷，其目的是把曲柄軸上應變規旋轉之導線訊號經由滑動環作用由靜止的導線把此訊號引至放大器。

2.臺車：如圖7，用於承載搬運稻桿，基架由角鐵組成；上有3組木板製夾持稻桿的裝置，可挾3行稻桿，行距為30cm，每行有5束稻桿，每束距離為12cm。經由鏈條的帶動臺車可行走於 $1\frac{1}{4}'' \times \frac{1}{2}''$ 的槽形軌道上，把稻桿送至割刃進行切割。

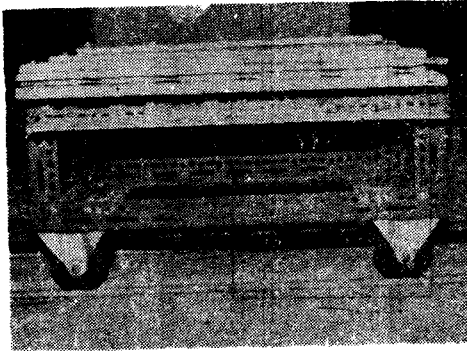


圖7 臺車

3.臺車的傳動機構：如圖5的1及圖8，包括馬達、無段變速箱及齒輪。馬達 ( $\frac{1}{4}$  HP 1 $\phi$ , 110V) 經爪形耦合器將動力傳至變速箱。馬達旋轉方向可由轉向器控制，使臺車前進或後退。變速箱的變速範圍可在 $\frac{1}{1}$ 至 $\frac{1}{8}$ 之間無段變速，來控制臺車行走的速度。動力由變速箱出來後再經一次鏈輪減速

，最後由鏈條帶動臺車。

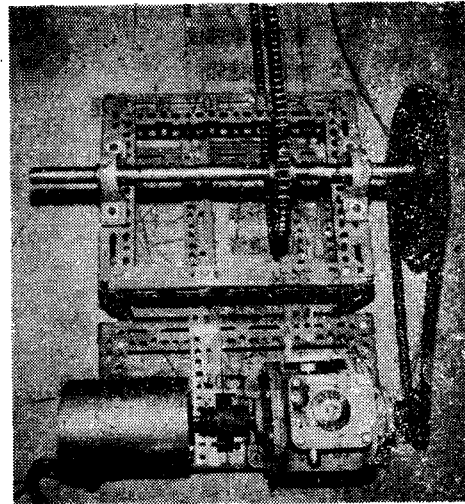


圖8 臺車的傳動機構

#### (二)試驗儀器

##### 1.應變規、放大器及記錄器

為了測試切割時，曲柄軸上所受扭力的大小，試驗時把4片應變規以45度的方向貼於曲柄軸傳動皮帶輪與曲柄之間。貼4片的目的是消除Bending所產生的影響。圖9表示應變規貼着的方向及其接線方式。

1, 2, 3, 4: 應變規  
5: 曲柄軸

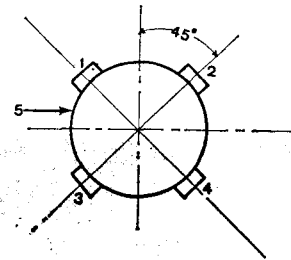
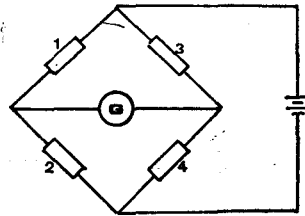


圖9 應變規貼着的方向及接線方式

應變規的導線經滑動環導引至放大器的接線盒 (Bridge box)，把訊號輸入放大器；訊號經過放大器後，再經由記錄器把訊號顯現於記錄紙上。圖10中位於兩旁者為放大器，左邊為自動平衡式，右邊為手動平衡式。位於圖中間者為記錄器，上面為針筆式示波器 (Stylus type oscillograph)，是利用檢流器 (Galvanometer) 上加熱的針筆把訊號繪於感熱紙上。下面為感光式示波器 (Light beam type oscillograph)，是利用檢流器上的反射鏡把訊號反射於感光紙上。前者因針筆慣性較大，所以僅適於頻率低於 100 cps 時使用。



圖10 試驗用儀器

##### 2.曲柄軸轉速指示器

在進行試驗時，為了方便調整曲柄軸的轉速，

在試驗時使用磁力式數字轉速器如圖 10 最右側所示；此儀器是利用檢出器上的永久磁鐵，與旋轉齒輪齒面的相互吸引作用的訊號，輸入儀器中而顯示其轉速。為了使用此儀器，在曲柄軸上裝設一個齒輪（60T, 20P）如圖 11 所示；其旁為一含有永久磁鐵的檢出器。

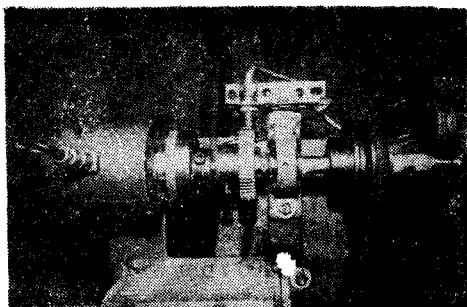


圖11 曲柄軸及轉速計齒輪

### (三)儀器的校正 (Calibration)

在切割試驗時，由放大器及記錄值，雖可計算曲柄軸所受的變形量，但因未知材料的性質，因此不能由其變形量計算出扭力值；且此計算過程亦較複雜。如在試驗前，先把曲柄軸經過校正 (Calibration) 手續後，可簡化此項工作。圖12為曲柄進行校正的情形，即先卸下連桿及皮帶，固定軸的一端（曲柄端），在另一端固定一定長的力臂，臂端加以各種重量，此重量對軸所產生的扭力，即相當於記錄值上的變形量。重複此項試驗，即可得扭力及扭應變的關係。本試驗的曲柄軸經校正的結果為  $1\text{kg} - \text{cm} = 0.375 \times 10^{-6} \epsilon$ 。

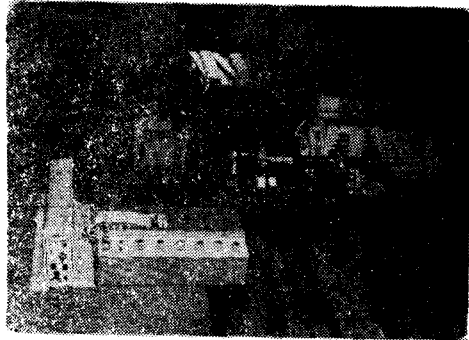


圖12 儀器校正

## 四、試驗方法

### (一)稻桿選樣

水稻品種：臺農67號。

產地：臺北市基隆路臺大實習農場。

切割部位的平均外徑：5.2mm（含水率濕基75.2%時）。

切割高度：70mm。

切桿長度：300mm。

每束稻桿的重量：乾重10g。

切割時稻桿平均含水率（濕基）：74.0%。

切割行數：3行，行距30cm，每行5束，束距12cm。

本試驗中，稻桿的選樣為較繁雜的一項工作，因田間取回的稻桿粗細程度，及含水率不同。為了求得較具代表性的切割扭力，在選樣過程中，將田間取回的稻桿先去除不良株桿及雜草，切取由根部計起30cm的株桿做為切割的樣品；然後測其含水率，秤取相當於乾重10g的濕稻桿捆成一束，（如濕基含水率為75%時，為了取10g乾重，則需秤取40g的濕稻桿）。切割時為了與實際配合，所以割取的行數為3行，行距為30cm，每行有5束稻桿，每束的距離為12cm。圖13為把每束稻桿裝於臺車上之情形。

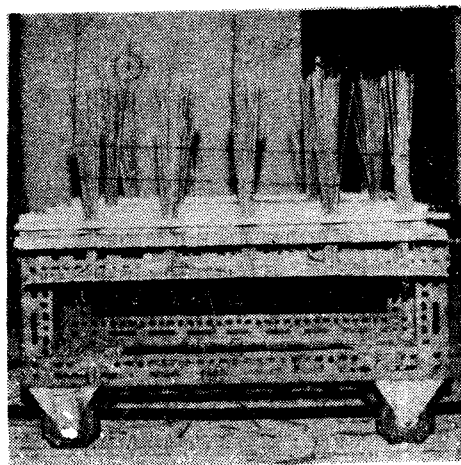


圖13 未切割前的稻桿

### (二)試驗時所使用的多種型式割刃

1.傳統式的割刃組成：採用YS牌收穫機上的割刃組成，其活動刃的切斷角為30度，楔角為24度，固定刃的切斷角為15度，楔角為65度。測定時活動刃和固定刃的平均間隙為0.46mm（標準間隙為0.2mm~0.7mm）。

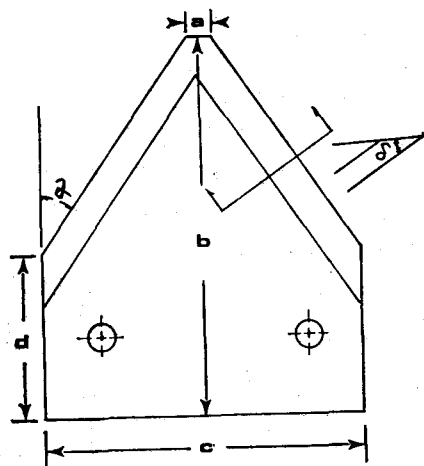
2.改良式的割刃組成：

(1)護刃器：寬度15mm，長度67mm，間隙10mm，切斷角為零，楔角為90度。

(2)活動刃：共有四種不同切斷角的活動刃，其切斷角的角度分別為20, 30, 40及50度。每組活動刃的楔角均為24度，與傳統式的活動刃完全相同。表1為各型割刃的角度及尺寸。左欄為其代號，以後試驗結果的分析，為方便起見，均使用此項代號。

表1. 試驗時所使用各型割刃的角度及尺寸

割刃型式	$\alpha$ (deg.)	$\delta$ (deg.)	a (mm)	b (mm)	c (mm)	d (mm)
A	20	24	20	67	50	26
B	30	24	4	67	50	26
C	40	24	0	67	50	37
D	50	24	0	58	50	37
E	30	24	4	67	50	26



(三) 試驗時所採用切割速度比K值的範圍

在切割試驗時，曲柄軸的轉速固定為400rpm，此時割刃的平均速度 $\bar{v}_a$ ，由割刃的衝程 $S=50\text{mm}$ 及(6)式，即可得： $\bar{v}_a = \frac{S \times N}{30} = \frac{0.05 \times 400}{30} = 0.67$  (m/sec)。因為 $\bar{v}_a$ 值固定，為改變K值，必須改變臺車的移動速度；而臺車傳動鏈輪迴轉一轉時，臺車前進0.607m。表2為根據這些數值，計算出在各種K值之下，臺車的速度，及鏈輪的迴轉數。表中K值為試驗時所使用的範圍，是參照目前聯合收穫機最常使用的K值。

表2. 不同K值下，臺車的速度及鏈輪迴轉數

K	$V_a$ ( $\frac{m}{s}$ )	$V_r$ ( $\frac{m}{s}$ )	鏈輪 r.p.m.
1.2	0.67	0.56	55
1.5	0.67	0.45	44
1.8	0.67	0.37	37
2.1	0.67	0.32	32

(四) 試驗步驟

1. 把欲測定的割刃裝於割取架上。

2. 把捆成束狀的稻桿置於臺車夾板上夾緊。
3. 調整放大器及記錄器。
4. 調整變速馬達的轉速，使曲柄軸的迴轉數為400rpm。
5. 依照表2調整臺車無段變速箱指針至欲測定的K值。
6. 啟動臺車轉向開關，使臺車前進，進行切割試驗。

五、結 果

(一) 空迴轉扭力

圖14為2種型式的切割機構，以同樣的活動刃，在曲柄軸迴轉數400rpm時，所測得空迴轉扭力圖。由圖14(a)可得知改良式空迴轉平均巔峯扭力值為18kg-cm，而由圖14(b)得傳統式的平均巔峯扭力值為22kg-cm。因兩者活動刃的質量一樣，其慣性力理應相同；惟事實上測定兩者扭力不同，主要是傳統式的摩擦力大於改良式之緣故。試驗時傳統式活動刃和固定刃的間隙為0.46mm，如再減少間隙，摩擦阻力隨之再增加。

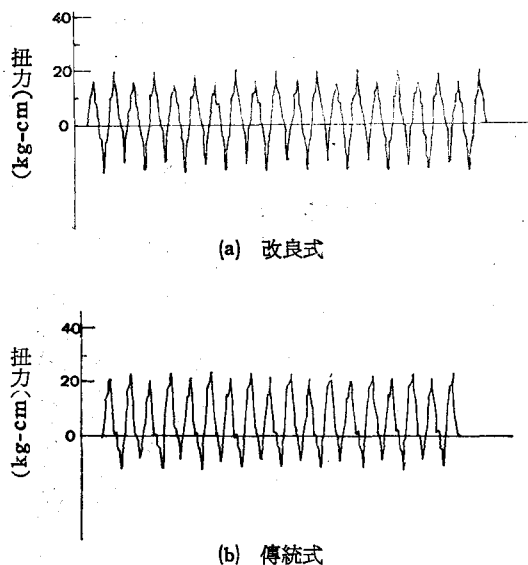


圖14 曲柄軸400rpm時，兩種型式割刃的空迴轉扭力

(二) 切割扭力

圖15為B型與E型割刃，在 $K=1.2$ 時所測得切割扭力圖。由圖上可知，切割作用均發生於割刃最大慣性的附近，此時恰為活動刃和固定刃相互接觸作用的位置。



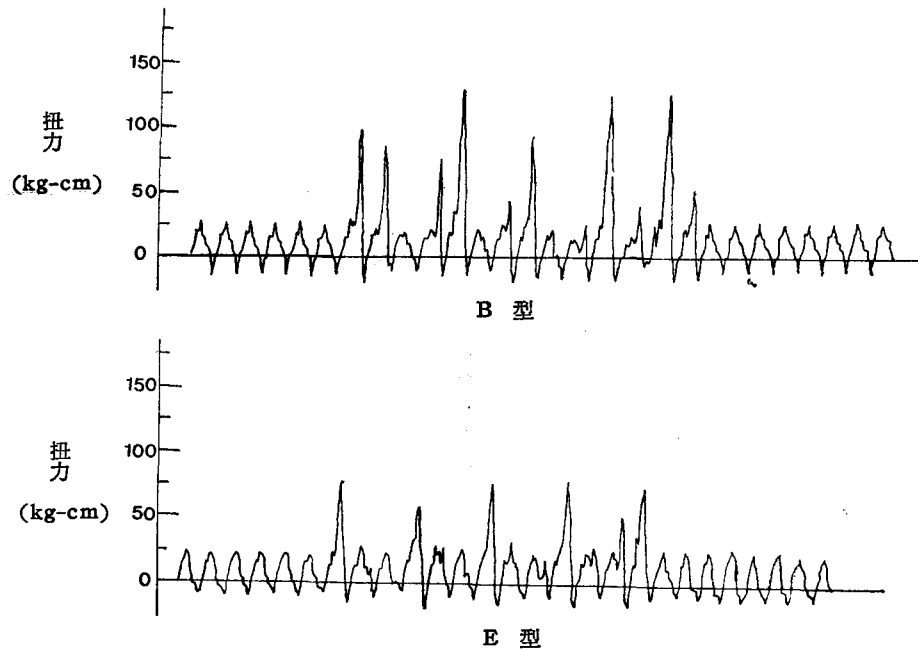


圖15 割刃切割時扭力變化情形 (K=1.2)

因切割作用大部份發生於最大慣性附近，所以把切割過程中，每次切割時的總扭力扣除最大慣性扭力，再將此值全部相加除以切割次數，即為平均

切割扭力。表3為5種型式的割刃及4種K值在稻桿平均含水率74.0%（濕基）時所測得的平均切割扭力。

表3. 切割時平均切割扭力

單位：kg-cm

割刃型式	K			
	1.2	1.5	1.8	2.1
A	82.4	75.5	73.8	69.7
B	59.3	55.2	52.5	45.8
C	56.0	52.1	45.2	42.7
D	46.8	39.6	37.8	35.0
E	38.2	32.8	30.5	26.8

為表示切割扭力與割刃型式及K值的關係，將表3繪成如圖16及圖17。圖16示當K為定值，5種割刃切割扭力大小關係圖。

由圖16可知，在每一特定的K值之下，切割扭

力均以傳統割刃為最小。而在改良式的割刃組中，切割扭力則隨切斷角的增加而遞減，即以D型為最小，B型和C型較為接近。A型則切割扭力激增，平均比B型高出22kg-cm。

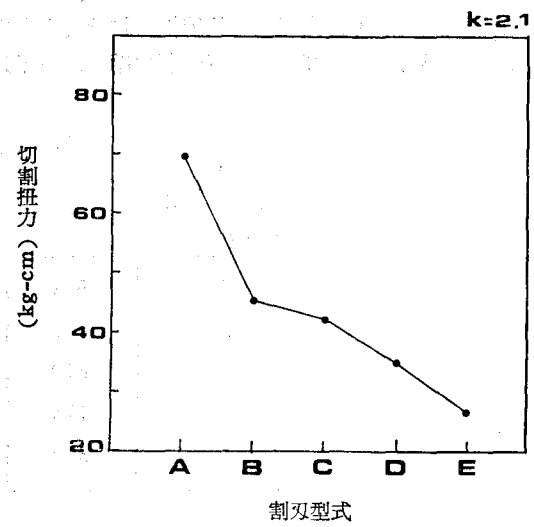
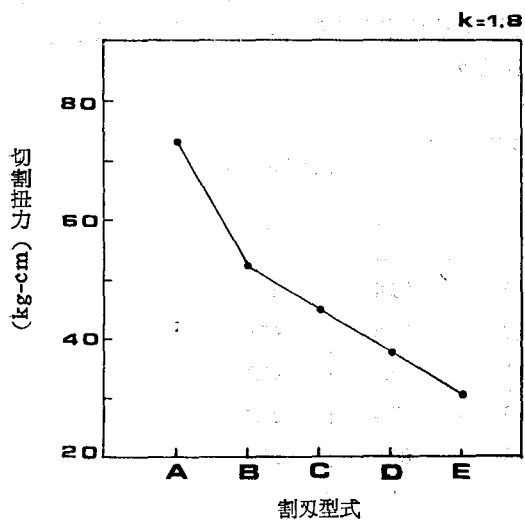
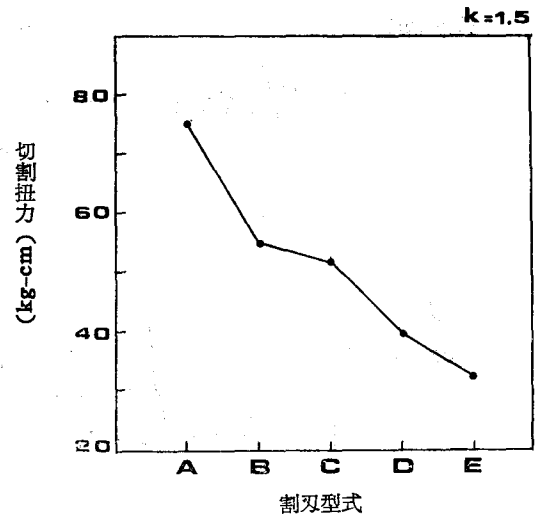
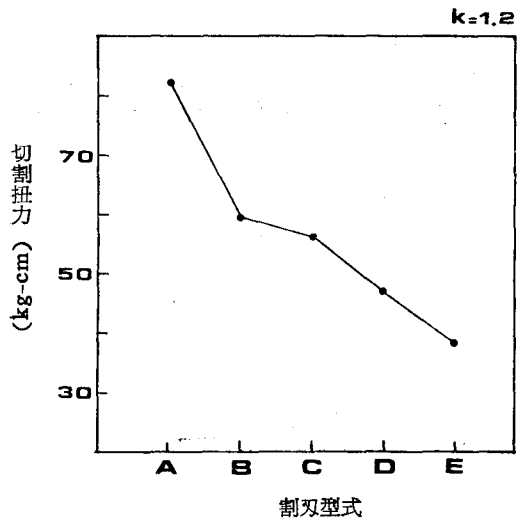


圖16 K值固定時各型割刃的切割扭力

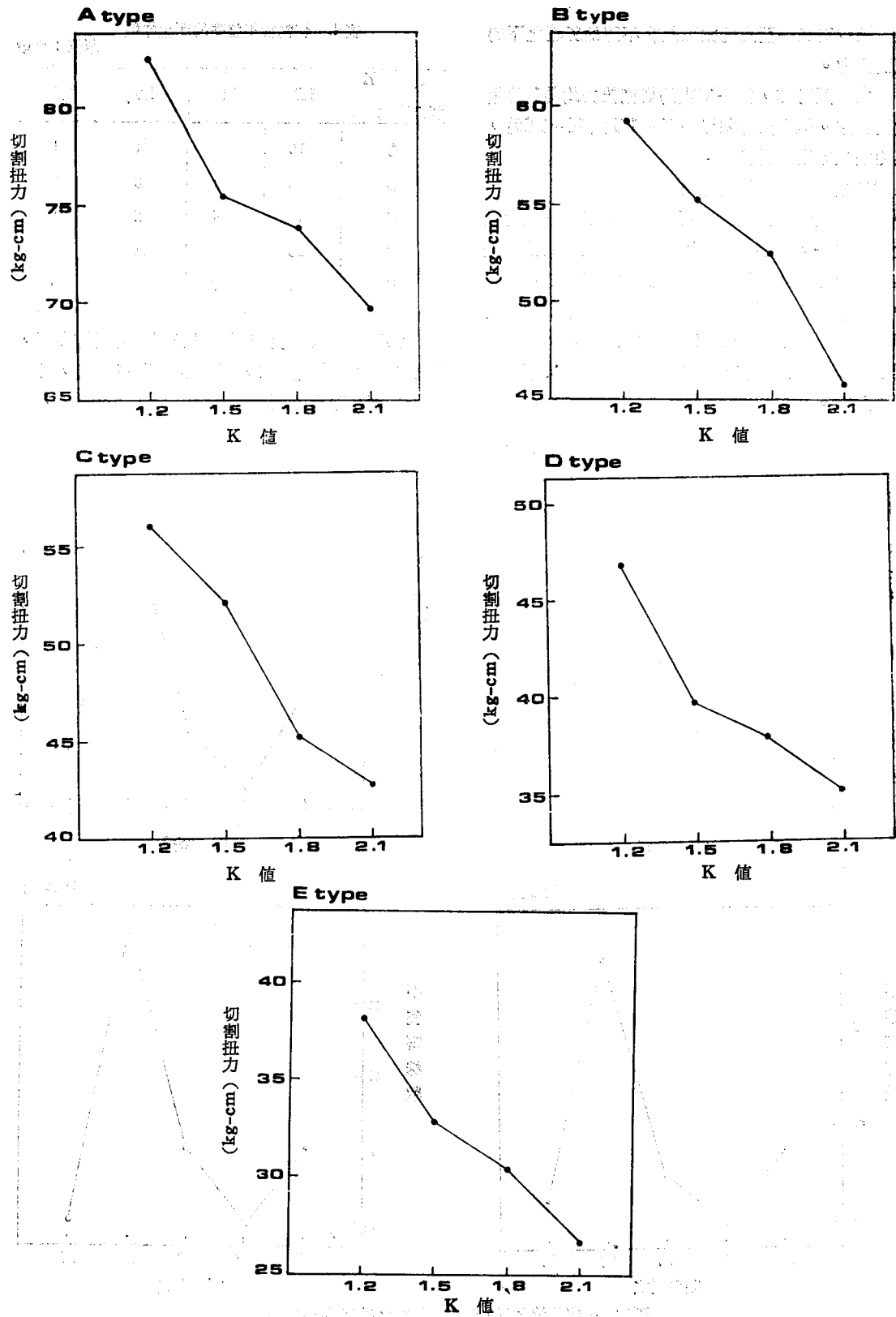


圖17 各型割刃在不同K值之下的切割扭力

圖17為每一型式的割刃組在不同的K值之下的切割扭力。

由17圖可知，每一型式的切割扭力均隨K值增大而遞減。但大部份割刃在K=1.5與K=1.8時，其切割扭力則較為接近。

(三)切割後殘留莖桿的整齊度

切割後的斷莖整齊與否是決定割刃組好壞的最大因素之一，因不整齊的斷莖將造成稻桿在輸送過程掉落，或在脫穀過程中未能被完全脫粒。試驗中凡是未完全切斷或切割後斷莖的正常切割高度(70mm)超出10mm以上者均為不整齊株數。表4為5種型式的割刃在4種K值之下其切割後不整齊的斷莖數。

表4. 切割後不整齊的斷莖株數

單位：株數

割刃型式	K			
	1.2	1.5	1.8	2.1
A	15	6	3	1
B	2	1	0	0
C	12	4	2	1
D	26	15	11	4
E	4	3	1	0

為了分析K值及切斷角對切割整齊度的影響，將表4的數值繪成圖18，而圖19為K=1.2時，各型割刃切割後殘留的斷莖面。

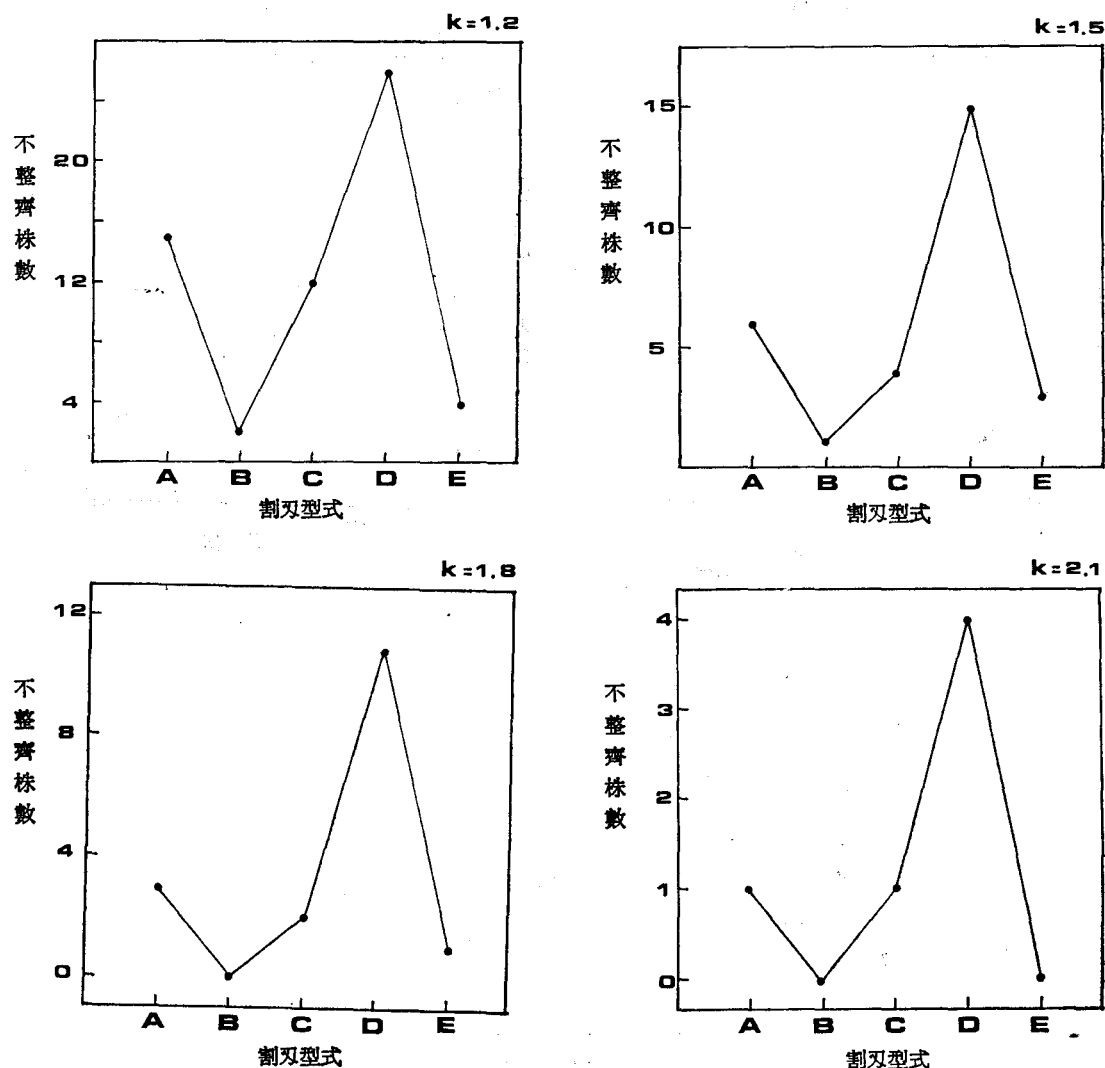


圖18 一定K值之下，各型式割刃切割後不整齊株數

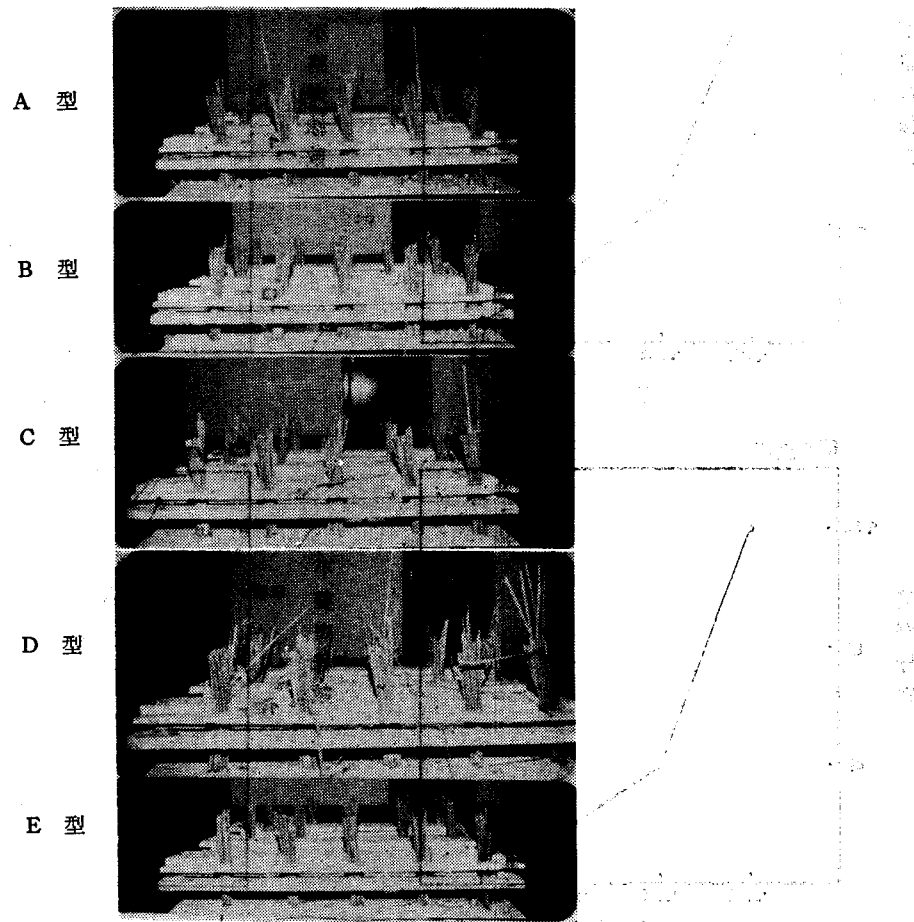


圖19 K=1.2 時，各型式割刃切割後残留的斷莖面

由圖 18 可知在  $K=1.2, 1.5, 1.8$  時切割後不整齊的斷莖數以 D 型割刃 ( $\alpha=50^\circ$ ) 最多，其次依 A, C, E, B 型的順序遞減，以 B 型割刃切割情況

最佳。在  $K=2.1$  時，B 型及 E 型均能完全切割，A 型及 C 型各有 1 株不整齊斷莖；但 D 型則仍有 4 株。

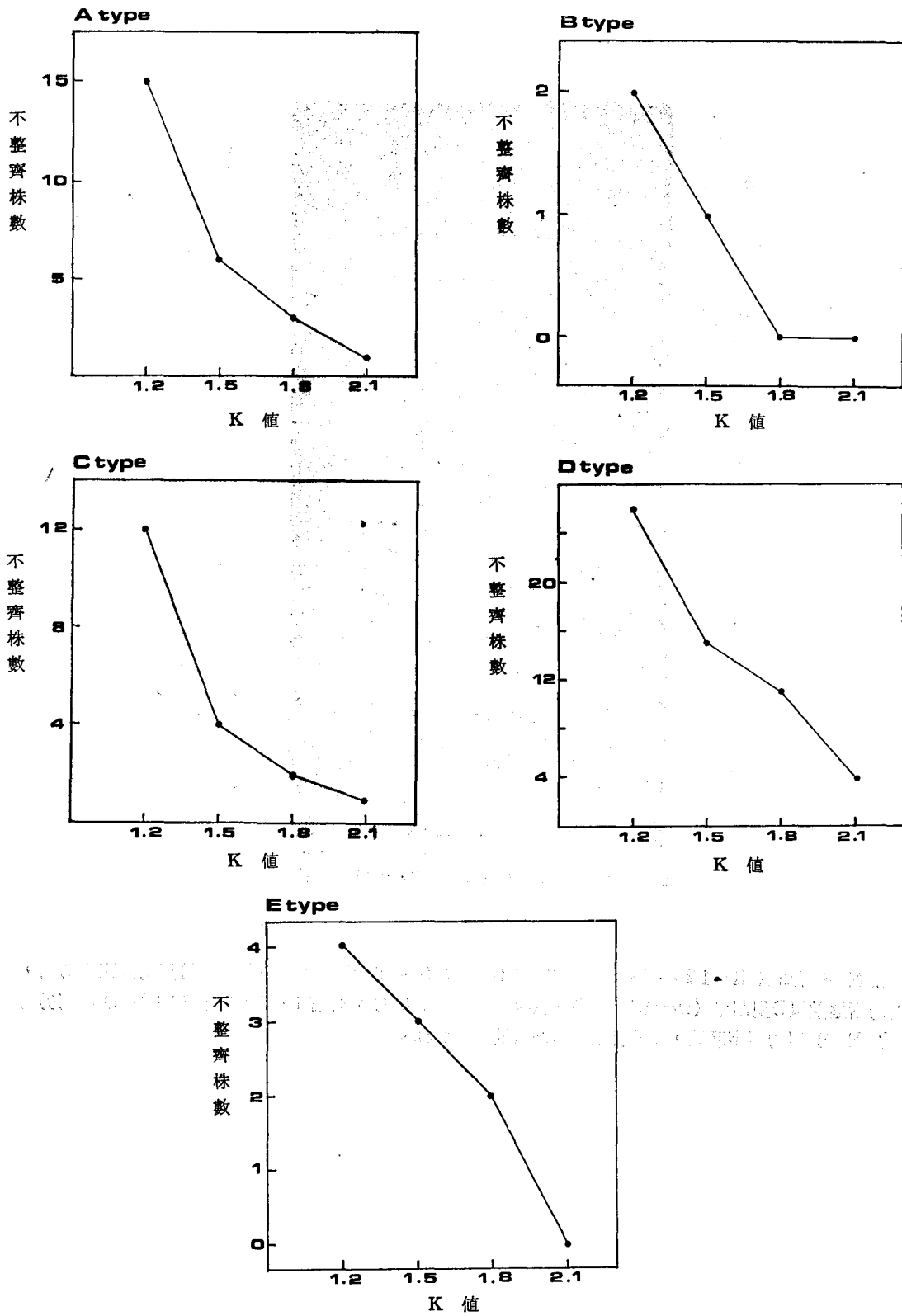


圖20 各種型式割刃，在不同K值之下切割後不整齊的斷莖數

由圖20，每一型式的割刃切割後不整齊的株數均隨K值的增加而降低，其中由  $K=1.2$  增至  $K=1.5$  時，此項不整齊株數減少最大，而在  $K=1.8$  與  $K=2.1$  之間則相差有限。B型和E型在整個試驗K值範圍內，一般切割情況都非常良好。

#### 四傳統式與改良式試驗結果的比較

經過以上試驗結果的分析，在改良式切割機構中，B型割刃其切割扭力雖非最小，但其在試驗K值的範圍內其切割後殘留莖桿最為整齊，因此在4種改良式割刃中，可確認以B型為最佳；而B型的割刃大小尺寸與E型完全相同。易言之，傳統式的活動刃亦是改良式的最佳活動刃型。以下是根據前面試驗的結果，再詳細比較兩種型式切割機構的切割特性：

##### 1. 空迴轉扭力

由前面結果可知在曲柄迴轉 400 rpm 時，傳統式的最大空迴轉扭力超出改良式 4kg-cm 即 1.22 倍，其原因為傳統式具有較大的摩擦阻力。

##### 2. 切割扭力及切割總扭力

表5. 傳統式與改良式的切割扭力 單位：kg-cm

K	1.2	1.5	1.8	2.1
割刃型式				
B	59.3	55.2	52.5	45.8
E	38.2	32.8	30.5	26.8
B/E	1.55	1.68	1.72	1.71

表6. 傳統式與改良式的切割總扭力 單位：kg-cm

K	1.2	1.5	1.8	2.1
割刃型式				
B	77.3	73.2	70.5	63.8
E	60.2	54.8	52.5	48.8
B/E	1.28	1.34	1.34	1.31

由表5，改良式的切割扭力，平均為傳統式的1.67倍，而由表6，改良式的切割總扭力（切割扭力加上最大空迴轉扭力）為傳統式的1.32倍，即改良式的切割馬力比傳統式增加32%。兩者切割扭力之差別在於切割方式的不同，一為剪切，另一為衝擊切割，亦即(8)式中C值的大小差異。

##### 3. 切割後殘斷莖桿的整齊度

由表4，改良式切割後的情況要比傳統式稍佳，可能是改良式的護刃器的切斷角為零度，而傳統式的固定刃切斷角為15度，稻桿較易於滑動的緣故。

## 六、結 論

綜合以上的試驗結果分析可得以下結論：

(一)改良式切割機構，其切割扭力隨割刃切斷角和K值的增加而遞減；而切割後斷莖不整齊的數目亦隨K值增加而減少，而以切斷角30度時切

割情況最佳。

(二)根據切割後斷莖整齊度的比較，確認切斷角30度為改良式活動刃的最佳型式，而此型式與傳統式的活動刃恰好完全相同。

(三)在相同活動刃的切斷角下，比較傳統式與改良式的切割情況可得以下結果：

1. 曲柄轉速 400 rpm 時，傳統式最大空迴轉扭力為改良式的 1.22 倍。

2. 改良式的切割總扭力為傳統式的1.32倍。

3. 改良式切割後斷莖的不整齊數目比傳統式略少。

四改良式切割機構另有以下的優點：

1. 護刃器具有保護割刃的作用。

2. 可免除時常調整活動刃和固定刃間隙的工作，提高工作效率。

3. 精密度要求不高，製造較為容易，可降低成本。

4. 運轉時，所產生的噪音要比傳統式小。

## 七、討 論

經百餘年來研究改良往復剪刀式收割機構，用於收穫機已幾乎達完美境界。此機構由小農收割水稻，則為十年的近事。因農情不同，農機性能需求亦異，此種傳統式收割機構在本省經農民使用結果咸認為磨損大，修理耗時耗費大，不勝負擔。本研究把傳統式剪切機構加以改良，已有具體初步結果。惟研究伊始，尚待試驗解決者甚多如：

1. 改良式護刃器的形狀及間隙有待再深入的試驗研究。

2. 改良式的活動刃如能參考高坂知武氏所研究的手鎌刀自動磨利方式，將使此機構更臻完善。

3. 其他切割與前進速度間之關係等均需更進一步的田間試驗。

## 參 考 文 獻

- 高坂知武，張漢聖。1970。動力鎌刀式收割機構之研製，農業工程學報26-1。
- 江崎春雄。1970。バインダとコンバイン。農業圖書株式會社。
- 常松榮，岡村俊民。1952。モータ切斷部機構の理論的研究。農機誌。13(1.2) 26-31。
- 岡村俊民。1969。モータの基礎的研究，農機學會北海支報，10，43-49。
- Kanafujski, Cz., Karwowski, T. Agricultural Machines, Theory and Construction.
- Elfes, L. E. 1954. Design and Development of a High Speed Mower. Agricultural Engineering. 4(4), 147-153.
- Feller, R. 1959. Effects of Knife Angles and Velocity on Cutting of Stalks Without a Counter-edge. J. A. E. R. 4(4) 277-293.
- Johnston, R. C. R. 1959. Crop Behaviour During Mowing. J. A. E. R. 4(3) 193-203.
- Akritidis, C. B. 1974. The Mechanical Characteristics of Maize Stalks in Relation to the Characteristics of Cutting Blade. J. A. E. R. 19 1-12.
- Kepner, R. A., Roy Bainer. 1972. Principles of Farm Machinery.