

機械收穫本省落花生之研究

—兼論研製小型落花生聯合收穫機機構方式之探討和其作業性能—

Study on the mechanization of Peanut Harvesting in Taiwan with the inquiries as to the possible means of mechanism and their operating performances at developing a small peanut combine.

國立中興大學農學院農業教育學系農機組副教授

黃 陽 仁

Yang-ren Hwang

一、前 言 (Introduction)

落花生爲本省三大作物之一，屬重要油料作物；其栽培面積，僅次於水稻和甘藷，佔總作物面積之 13%，達十萬公頃；其中，春作面積 70%，而秋作者爲 30%。產地多集中於臺灣西南近海之砂質土壤地區，而部份河川地，中部丘陵地及東部花蓮亦多種植。落花生之生產收益，過去因低於稻作，故向以不

適稻作之乾旱耕地和季節栽植爲主，故其生育期間乾濕不調和，施用肥料有限，致單位面積產量之增加率，遠遜低於他項作物。

本省落花生之栽培，如表 1 之所示，大部份倚靠人力，其中又以女工爲主；所需作業勞力總工時，爲每公頃 1,475 工時（表 2）；以單位產量之所需總勞力言之，如於表 3 所示，較之水稻、甘藷者爲高，計每噸需 664 勞力小時。⁽¹⁾

表 1. 落花生栽培需用勞動力之性質及數量 ⁽¹⁾
Tab. 1. Farm Labor and Power in Growing Peanut

(單位：勞力工時/公頃)
(unit: labor hour/ha)

勞動力性質 Labor hours Nature of labor and power		地 區 Locality	中 部 地 區 Central district	嘉 南 地 區 Chia-Nan district	平 均 值 Average
勞 動 力 之 種 類 Kinds of labor	人 力	man power	1,218	1,547	1383 (93.8%)
	畜 力	animal power	98	68	83 (5.5%)
	動 力	machine power	8	12	10 (0.7%)
人 力 之 種 類 Kinds of man power	男 工	man	623	351	487 (33%)
	女 工	woman	670	1,270	970 (66%)
	童 工	child	32	6	19 (1%)

表 2. 落花生栽培過程之作業勞力工時。 ⁽¹⁾
Tab. 2. Labor-hours in Production Peanut.

(單位：勞力工時/公頃)
(unit: labor hour/ha)

作 業 別 Kinds of operation	地 區 Locality	中 部 地 區 Central district	嘉 南 地 區 Chia-Nan district	平 均 值 Average
整 地 作 業	Land preparing	72	54	63 (4%)
栽培管理作業	cultivating and servicing	714	951	833 (56%)
收 穫 作 業	Harvesting	334	214	274 (19%)
乾燥剝實作業	Drying and hernel splitting	203	409	306 (21%)
總作業工時 (Total labor-hour)		1,325	1,627	1,475 (100%)

表 3. 幾種農產品單位產量之需用作業工時⁽¹⁾

(單位：勞力工時／噸)

Tab. 3. Operating labor-hours per unit yield of some farm products.

(unit: labor-hour/ton)

勞力工時 Labor-hour	地 區 Locality	蘭 陽 Lan-yang district	北 部 Northern district	中 部 Central district	嘉 南 Chia-Nan district	高 屏 Kau-Ping district	平 均 值 Average
作 物 別 Crops							
水	稻 (一期作)	183	243	204	204	159	199
水	稻 (二期作)	241	261	199	237	255	239
甘	藷	107	37	—	44	44	58
黃	麻	—	—	1824	838	1146	1269
菸	草	—	—	2224	1835	2562	2207
落 花	生	—	—	649	639	—	644
高	粱	—	304	317	—	—	310

這些年來，本省工商業之急起發展，造成農村勞力之缺乏日劇；政府為保持農業之適度成長，積極推行作業機械化，獎勵製造農機，補助購買農機；但此項需用農機多以水稻之生產為主，其他作物用之機械尚多缺乏可用機種，故積極研究發展適當之農機，成為當前最迫切努力克服之課題。

落花生之栽培作業過程中，迄無適當之機械以行代替大量之人工者，當推收穫作業一項；由表 2 知收穫作業之需用勞力工時為每公頃 274 工時，佔總栽培作業勞力之五分之一，且此項作業需配合落花生果莢之適當收穫期，並把握當地之天候及輪作制度，故需在短期間完成，致其需用之勞力集中，以往如圖 1 所示，由十人至三十人之女工橫跨田間，彎腰拔株摘莢，由一端推移至另一端作業，但此種情景，已因農業勞力之外移殊不多見，嚴重影響落花生之生產。

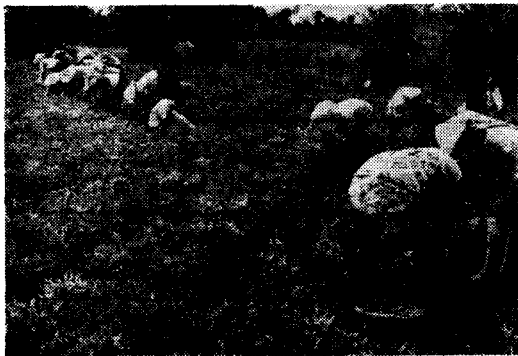


圖 1. 落花生之收穫作業之勞力集中已嚴重影響此項作物之栽培生產

Fig. 1. Concentrated labor-hour requiring has being greatly influenced peanut production.

關於落花生收穫作業機械化之研究，國內學者，如楊景文之將手拔花生植株試改為器具化，以免除收穫作業，人體之彎腰勞苦⁽³⁾，及黃文源等之仿用稻穀脫谷機，探討不同脫莢齒形對脫莢結果之調查⁽²⁾等外，見之於文獻者甚少。而以往之研究課題，僅限於收穫作業上局部操勞之機械化探索，而未能有限減緩人力之需求，故未能實際解除農業生產之問題。

解決落花生收穫作業上之實際課題，在於研究發展由拔株而脫莢，排株等作業一貫機械化之機械，即俗稱之聯合收穫機，始能有澈底謀求減少收穫問題之可能。美國早期發展落花生收穫作業機械化之方式，係利用曳引機牽引挖土機 (Digger) 和側移式耙集機 (Side delivery rake) 將植株由田間挖起，經數日自然風乾後，藉由聯合脫穀機改良之收穫機 (Converted grain combine) 進行處理⁽²¹⁾。1954 年，Rice 氏及 Ford 氏，根據 W. D. Kenney 及 J. L. Shepherd 二氏之設計構想，首先完成落花生收穫機 (Peanut harvester)⁽²⁰⁾ 以替代前述之改良收穫機之作業。惟落花生需置放田間或堆高 (Stack pole) 田地上，待含水率由 40~50 % 降低至約 25 %，始利用收穫機以行拾株 (Picking up) 和脫莢 (Threshing)。但植株掘出後，藉天日風吹以減少其含水率時，有難翻促其水分蒸散之作業需要，而此項作業頗費勞力工時，在 1958 年頃，有專用以挖掘落花生，使附着之泥土脫落後，並將植株成均勻之行列落置於機體後側地面上之，所謂「挖掘——搖土——成行機 (Digger-Shaker-Windrower) 之研製機具問世⁽¹⁷⁾。其後，對挖掘成行機和收穫機之機構改良，雖然續有進行^{(15) (19)}，但此種作業方式，

於形成彼邦栽培落花生之生產作業體系上，迄今未復發生顯著之改變。此等大型作業機械，係充分利用彼邦收穫之乾旱季節對促成落花生機械處理上之有利條件，而研究發展成功，故在農制、天候和人情等因子相同之地區上使用時，當應可使作業臻於完善之境。

以下茲分段論述大型落花生收穫機在本省試用之結果和其問題，以及開發適合本省需要之落花生收穫機機構之拙見。又本研究計劃，蒙農復會之經費補助下，探討研製小型落花生聯合收穫機之雛型，迄已五年，謹此由衷銘謝。此外，對臺南改良場之協助以及本組工作同仁之多年辛勞，亦附無上之謝忱。

二、大型落花生收穫機在本省之試用

結果和其問題之探討：

(Testing Results and Problems of Foreign Large Peanut Harvesting Machine in Taiwan)

本省首次輸入國外之落花生收穫機，以解決勞力之缺乏問題者，當為於民國五十九年由農復會辦理購置，歸農林廳所屬臺南區農業改良場試驗使用之美國 Lilliston 2700 型挖掘——搖土——成行機及 Lilliston 1500 型落花生收穫機。所需牽引動力為約 40 馬力，故作業時需各以 John Deere 1120 型 (52 馬力) 曳引機牽引，其明細規格，如表 4、表 5 所示。

收穫機械之性能試驗，係於落花生之主要產地——雲林縣之土庫地區舉行，以共同作業之形式，與當地之落花生栽培農戶合作試驗，以下茲分述其作業情形及問題點：

表 4. Lilliston 2700 型挖掘——搖土——成行機之規格

Tab. 4. Specifications of Lilliston 2700 Digger-shaker-Windrower.

項 目 Items	規 格 Specifications
機體尺寸 (Size)	長 度 (Length) 1.6m, 寬 度 (Width) 1.2m, 高 度 (Height) 1.10m,
機體重量 (Weight)	630Kg (1400 lb)
需用牽引及驅動動力 (Required Draft and Driven Power)	25~35 hp
驅動方式 (Operated means)	曳引機牽引動力及 PTO 軸 驅動 (Tractor Drawbar- pull and PTO Shaft Driven)
作業寬度 (Working Width)	約 100cm
輪 胎 { 尺寸 (Size) (Tire) { 輪距 (Tread)	5.00×12 1.02m (40in)

表 5. Lilliston 1500 型落花生收穫機之規格

Tab. 5. Specifications of Lilliston 1500 Peanut Combine

項 目 Items	規 格 Specifications
機體尺寸 (Size)	長度 (Length) 7.09m, 寬度 (Width) 2.20m, 高度 (Height) 3.40m.
機體重量 (Weight)	2680 kg (5900 lb)
需用牽引及驅動動力 (Required Draft and Driven Power)	約 40 hp
驅動方式 (Operated means)	曳引機牽引動力及 PTO 軸 驅動 (Tractor Drawbar- pull and PTO Shaft Driven)
作業寬度 (Working Width)	2.12 m (66 in)
輪 胎 { 尺寸 (Size) (Tire) { 輪距 (Tread)	9.00×24 1.80 m (72in)

1. 挖株作業及拾株作業：

落花生之挖起係以如圖 2 所示之寬 21 吋之斜向犁刀，在地下 15~20 公分水平移動，切斷主根犁起植株而成。植株經搬運搖土裝置上之凸叉 (Fork) 耙起，使附着其上之泥土，藉搬運鍊之振動脫落，隨後於成行裝置之滑槽間落置機後地面，造成寬約 50 公分之鋪晒行列 (Ground drying-windrow)。



圖 2. Lilliston 2700 型挖掘——搖土——成行機之挖株用犁刀

Fig. 2. Stem-digging plow on Lilliston 2700.

本省一般現行栽植行距為 30~35 公分，以作業寬度 100 公分之本挖株機作業，一次處理行數為四行，但挖株機係由曳引機牽引行走者，因作業員之技巧差異，容易造成左或右外側之偏置而引起漏挖損失，如圖 3 所示。在多種情形下，該一被漏挖之植株行列

觸及挖掘機之犁柱 (Beam)，將植株撕裂埋沒於泥土內；據試驗調查結果，以這項原因招致之損失為最重要。

針對此種錯誤，於次一處理作業時，或重新挖掘，或改為處理三行，同樣亦將發生問題。如於圖 4 所示，挖株犁柱容易接觸先前造成之鋪晒行列，而復使植株推擠泥土中，挖掘機之車輪亦容易踩越植株之鋪列，使一部份果莢揉脫。

為使挖株作業順利進行，而調整變化鋪列之距離時，於其後使用收穫機作業之際，復又引起新問題。在正常之作業情況下，收穫機之拾株作業寬度為 2.12 m，故一次處理行數為兩列鋪晒行列。然而，若將鋪列 (Windrow) 之列距任意改變時，如圖 3、圖 4 所示，收穫機拾株裝置兩側之突出護板 (Guard) 之一，將刺入鋪列內，使落花生因機體重量而再次埋沒泥土中，或被收穫機之車輪踏壓之。

由於挖株和拾株作業上之機構失誤，所造成之頭上損失，據對行距 30 公分，株距 10cm 之一般栽種密度之試驗結果，每 0.1 公頃為 20,330 個莢數，相當於乾莢重量 20.3 公斤，約佔產量之 9 %。為圖減少挖株損失，先將左右外側之行株挖起，再以正常之方式作業，則收穫機之頭上損失為 0.1 公頃 17,500 莢，約合乾莢重 17.6 公斤，佔產量之 8 % 弱。此項損失對小面積之我國農家言之，不能忽視。

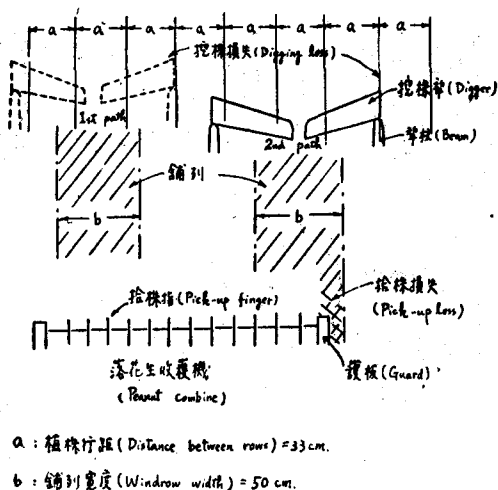


圖 3. 對現行花生栽植行距之挖株作業之損失 (四行處理)

Fig. 3. Head losses of four-row digging to customary growing distance between rows.

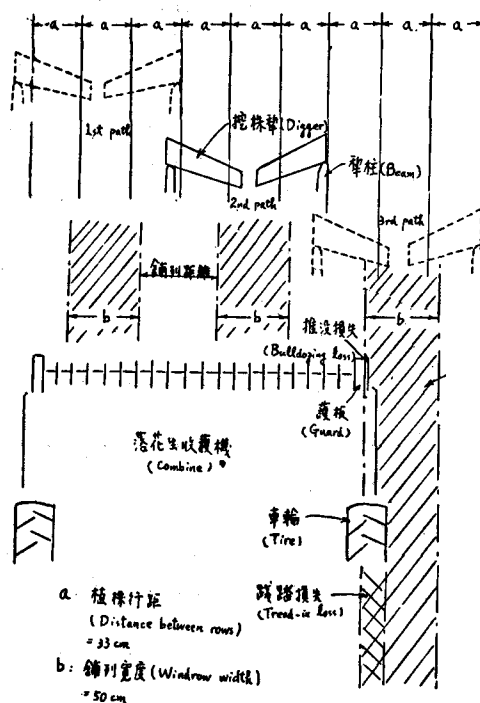


圖 4. 對現行花生栽植行距之收穫作業之損失 (三行處理)

Fig. 4. Head losses of three-row digging to customary growing distance between rows.

2. 脫莢作業之問題：

大型落花生收穫機之機構，概如圖 5 所示，其設計條件係以處理鋪列於田間乾燥萎凋之落花生植株為對象者。但本省之落花生收穫，多無晒乾水分而後脫莢之習慣，事實上，本省天候多雨，大部份花生之收穫期適為五、六月間，為種植稻作之適期，不可能將挖起之落花生遍置田間數日，待其乾燥，等候處理。故本試驗係挖掘放置半日或隔日後之植株進行收穫脫莢，結果發現以下之問題。

(1) 富含水分之落花生莖株，表面光滑，不易被拾株裝置 (Pick-up reel) 之拾指 (Finger) 拘撈；為圖減少此項頭上損失 (Head loss)，降低拾株高度，則有多量泥砂拾入機械，構成摩擦和選別之負擔。但經晒乾萎縮者，比重較輕，株莖彎曲互成編織皺圈，容易拘拾，而無此現象。

(2) 未充分乾燥之植莖，體積膨大，不易壓縮攤開，致在彈簧式擠送器 (Auger feeder cylinder) 中，遭遇巨大之阻力，而使部份果莢被彈簧桿擠脫而

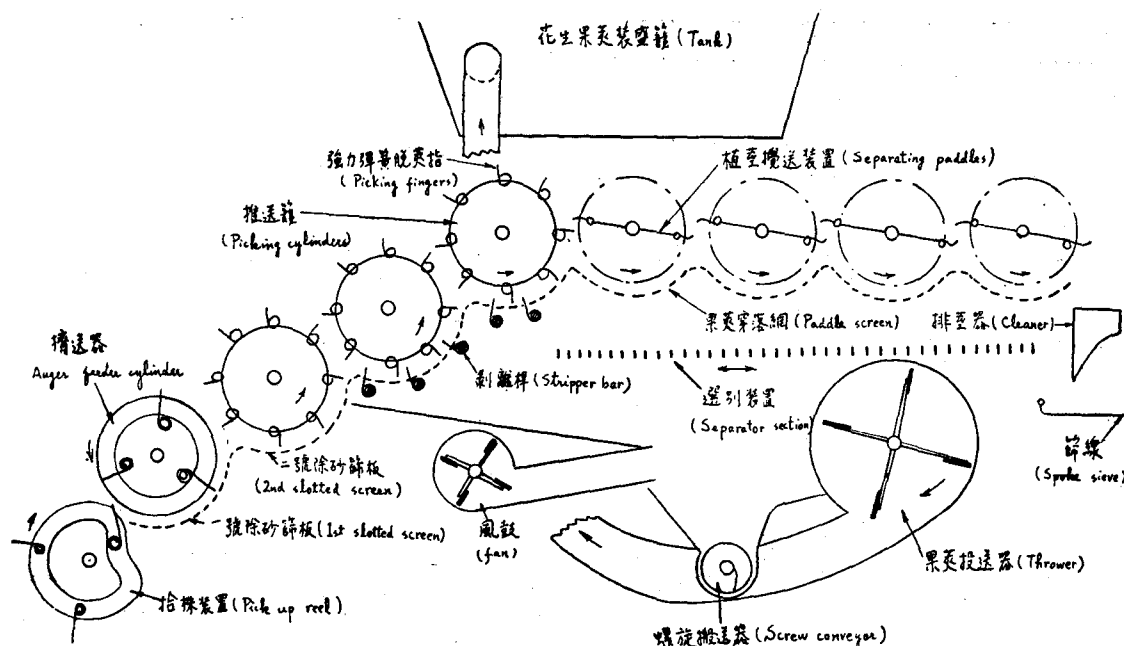


圖 5. 大型落花生收穫機之機構系統圖
Fig. 5. Mechanism system of Large Peanut Combine.

破碎。又分離混入泥砂用之細長網孔篩板 (Slotted screen)，對濕株之作業，幾無作用。

(3)收穫機之脫莢作用 (Picking action)，係於植株被推送籠之強力彈簧脫莢齒擠入和第二節網板所形成之狹小空間之際，由於剝離桿 (stripper bar) 上彈簧突指之阻擋通路之結果而達成者。脫莢行為未必需由脫莢齒或剝離突指之直接接觸果莢子房柄而完成，毋寧稱大部份之脫莢係由脫莢齒之強送具有撓曲

性之莖蔓之際，因果莢之被莖蔓鈎拉而脫落者；但未經鋪晒之落花生植株顯然缺乏此項作用，果莢在全植體中所佔之比率太少，而其材料之性質，概無差異。其結果為，在上項脫莢空隙內，撕離材料之作用減少，而代之以集團狀之擠送，致需消耗額外巨大之動力，此由脫莢機構之入力軸上所設安全銷 (Shear Pin) 之頻頻剪斷之現象予以證明。

圖 6、7 所示者，即脫莢機構之主要部份。

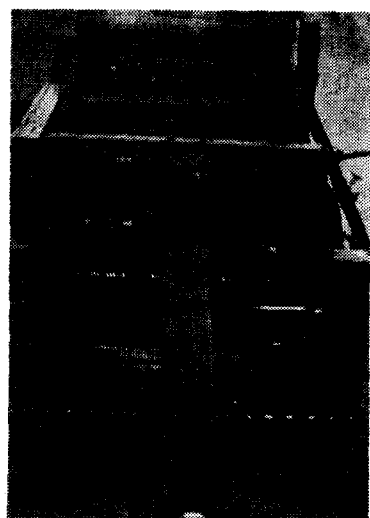


圖 6. 收穫機之拾株前側
Fig. 6. Front view of pick-up reel.



圖 7. 脫莢裝置之脫莢指
Fig. 7. Picking cylinder and its fingers.

表6為挖掘後放置1~2小時收穫脫英之結果，行脫英之試驗結果，不帶子房柄之英果，佔73%，不帶子房柄之英果，僅佔47%，帶有子房柄英數佔17%，破損英佔10%。由此可知大型收穫機僅宜對晒乾植株予以處理。

表6. 落花生挖起後即行收穫機脫英之試驗結果
Tab. 6. Test Results of Harvesting Peanut just after digging up.

脫英條件 * Picking condition	總 英 數 Total number of pod	收穫果英性狀 (Feature of harvested pod)					
		無 子 房 柄 (Without gynophore)		有 子 房 柄 (With gynophore)		破 損 英 (Damaged pod)	
		英 數 No.	%	英 數 No.	%	英 數 No.	%
A	157	83	52.9	28	17.6	46	29.5
B	163	68	41.6	27	16.3	68	42.0
C	140	68	48.5	27	19.2	45	32.3
總 平 均	153	73	47.7	21	17.7	53	34.6

* 脫英條件 A —— 1#、2#、3# 剝離桿呈半啗合狀態。
B —— 1#、2#、3#、4# 剝離桿呈半啗合狀態。
C —— 1#、2#、3# 剝離桿呈全啗合狀態。

表7. 落花生挖起晒萎一日後之收穫脫英試驗結果
Tab. 7. Test Results of Harvesting Peanut after drying one day.

脫英條件 * Picking condition	總 英 數 Total number of pod	收穫果英性狀 (Feature of harvested pod)					
		無 子 房 柄 (without gynophore)		有 子 房 柄 (with gynophore)		破 損 英 (Damaged pod)	
		英 數 No.	%	英 數 No.	%	英 數 No.	%
A	219	158	72.2	39	17.9	22	9.9
B	218	166	76.0	32	14.5	21	9.5
C	222	157	70.7	43	19.5	22	9.8
總 平 均	220	160	73.0	38	17.3	21	9.7

* 脫英條件 A. B. C. —— 和表6所示者相同。

3. 由作業能量看作業經營之問題：

大型收穫機之全長為7.1公尺，連接曳引機後總長達10.3公尺，田間兩端彎向之頭地各需約20公尺，此對長100公尺之田間區劃面積之作業能量，顯著降低。表8，為對三種農地區劃形狀之收穫能量之測定結果。例如對20.8m×111m之矩形農地，經測得挖株能量為0.1公頃需33.8分鐘，收穫機脫英能量

為0.1公頃需46.8分鐘，兩項合計為80分鐘；將其依動力消耗折算為單位馬力小時(ps-hr)之作業量時，約為0.167 are/ps-hr。另一方面，以人力收穫所需之時間，由表2查知為，每公頃需274小時，若此人力係以0.1ps之動力值工作者，則得其作業能量為0.365 are/ps-hr。因之，此耗費六、七十萬元臺幣之總套機械，僅能作人力之1.2倍之工作量而已，未免過分無能，此為作業經營上之問題。

表8. 農地區劃形狀和大型收穫機之作業能量試驗結果。
Tab. 8. Operating capacities of Peanut Harvester on Farm-land Sizes.

農 地 區 劃 形 狀 (寬×長度) Farm-land Size (Width×Length)	作業能量 (Operating Capacities)		
	挖 株 作 業 (Digging up)	收 穫 脫 英 (Harvesting)	合 計 Total
20.8 m × 111m	33.8	46.8	80.6
11.04 m × 150.5m	28.9	28.9	57.8
20.2 m × 150.5m	22.0	26.0	48.0

基於前述之原因，吾人可得大型收穫機，對本省之落花生生產條件尙欠實用性之結論。而適合本地栽培習性，收穫方式，氣象條件，經濟能力等因子之小型落花生收穫機之研究開發，應為當前之重要標題。以下，茲略述研製此項機械之經過和結果。

三、本省落花生收穫期之植體物理性質及適當之收穫機械條件

(Physical Properties of matured Peanut in Taiwan and Its Suitable Harvester's Conditions)

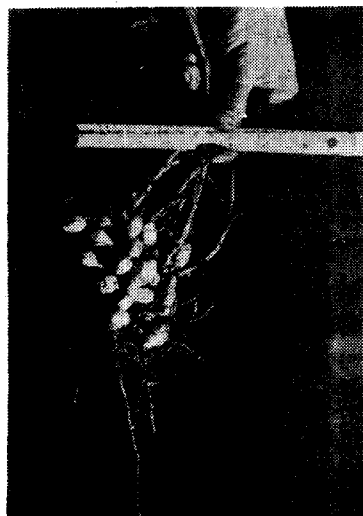
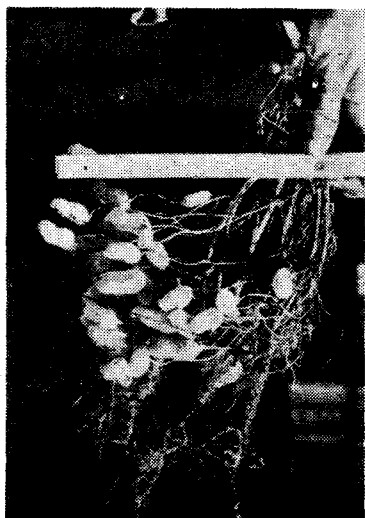


圖 8. 砂質壤土生長之果英子房柄長(左圖)，而於含水量高之壤土生長之子房柄短(右圖)。

Fig. 8. Long gynophore pods grow in sandy soil (left) and short ones grow in wet soil.

1. 收穫期之植體物理性質及其收穫法之探討：

關於落花生之收穫物理性者，為植株之有效把持高度，拔株拉力和方向之相關性，一株之着生莖數和莢數，不挖土拔收時之地下殘留莢率，把持之株莖直徑，果英之着生範圍等。

落花生植株之丈高，距地 19~47 公分，普通為 26cm，而有效之把持高度，為其五分之三以內。若接近根部拔株，則雖可稍減所需拉力⁽¹⁴⁾，但容易觸及果英，故實際握持植體拉起之有效高度，為地面

本省栽培之落花生，大部份屬小粒、直立、早熟之 Spanish 型品種。影響落花生結實之最重要條件，據稱為土壤水分，生莢點之暗度以及根羣處之石灰成分⁽¹²⁾。因之，於砂性土之果英着生位置，約在地表下 5~8 公分；而潮濕壤土，則於各深度位置內，皆能着生落花生。同一品種，種植於乾土上者，植株直立矮小，但種植於濕土上者，容易匍匐、株長，因之生長條件之不同，造成子房柄之長短以及果英着生之高低或集散等特徵，如圖 8 所示。

5~15cm。

幾種不同土壤之落花生植株拔起拉力和地面拉起之角度之相關測定結果，如表 9 所示。土壤之機械強度(貫土阻力)，係使用圓錐角 30°，底面積 3.8cm²之土壤係數測定器測得者；植株拉起後，旋以手鋤根際周圍之泥土，算出殘留莢數，計算為拔株損失。一般落花生田間之土壤貫土阻力為 3.0~8.4kg/cm²，拔株力為 4.0~24 kg (垂直方向拔株) 及 7.0~25kg (斜 45° 於地面之方向拔株)，而拔株損失英果為平均 13 %。

表 9. 未予鬆土之落花生拔株用力試驗結果

Tab. 9. Peanut Pulling Experiment Results at Non-loosened field.

土 壤 種 類 Kind of Soil	田 間 條 件 Field Condition		垂 直 地 面 拔 株 Vertical pull to the ground			斜 向 45° 地 面 拔 株 (Diagonal 45° pull to the ground)		
	貫 土 阻 力 (Penetrating resistance)	含 水 比 moisture content	拔 株 力 (pull force)	平 均 拔 株 力 Average (pull force)	拔 株 損 失 (Loss)	拔 株 力 (Pull force)	平 均 拔 株 力 Average (Pull force)	拔 株 損 失 (Loss)
	kg/cm	%	kg	kg	%	kg	kg	%
砂 質 壤 土 (Sandy soil)	3.0	5.5	4~11	8.0	0.7	7~12	9.4	0
粉 質 砂 壤 土 (Silt sandy loam)	3.95	8.3	5~17	12.2	3.6	9~23	16.5	3.2
粘 質 粉 壤 土 (Clay silt loam)	7.6	17.3	8~22	15.5	11.0	10~25	15.8	13.2
粘 性 壤 土 (Clay loam)	7.9	20.5	7~20	14.4	10.1	12~25	17.7	6.3
重 粘 性 土 壤 (Heavy clay soil)	8.4	25.8	9~24	16.2	10.0	9~25	18.7	10.0

將落花生收穫田間之貫土阻力對拔株力之關係，繪出其相關者，為圖 9 之關係，概呈直線相關之增加。而將拔株力對其植株之全莢數表示者，為圖 10 所示，兩者未必有正相關，因拔株力係多與主根之着地力有關，而莢數則和肥料、水分、土質有關。

圖 11，係對未予鬆土之田間之土壤貫土阻力對殘留土中之花生莢數之相關表示曲線；由此概可預估，對貫土阻力為 2.0kg/cm^2 以下之田間，可不鬆土而拔株收穫。

若將植株之主根先行切斷，再行拔株，則其需用拔株力，大可減少，尤其於砂質土壤為顯著，平均僅需 4~10 公斤。主根切斷後，續復予以鬆土，則其拔株力更低，約以 1~3 公斤即可。

由上可知，機械收穫落花生，其方法應挾持距地面 5 公分處之高度，垂直方向往上拉起，此時以切刀切斷主根，並行鬆土，皆有必要。

2. 當前本省需要之落花生收穫機械之條件：

本省耕地零細，畦畔縱橫，幾乎和水稻、甘藷、甘蔗等作物輪作，而無專業生產落花生者；農村人手不足，迫切需要作業機械化，但購置或使用農機之能力則有限，故筆者擬以如後之條件為研製當前需要之小型聯合收穫機之設計基準。

(1) 盡量能擺脫天候之限制，而一度完成落花生植株之挖起、拔株和脫莢等所謂聯合作業 (Combine)

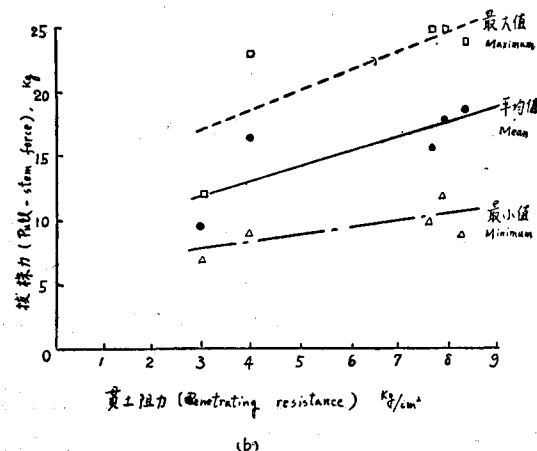
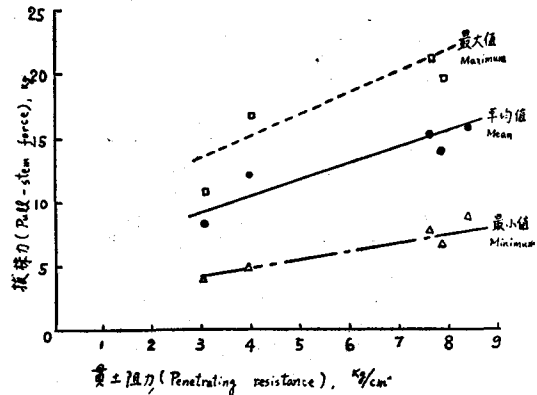
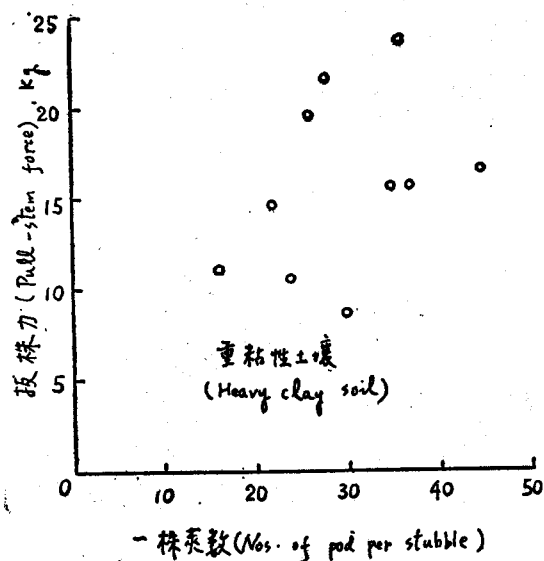
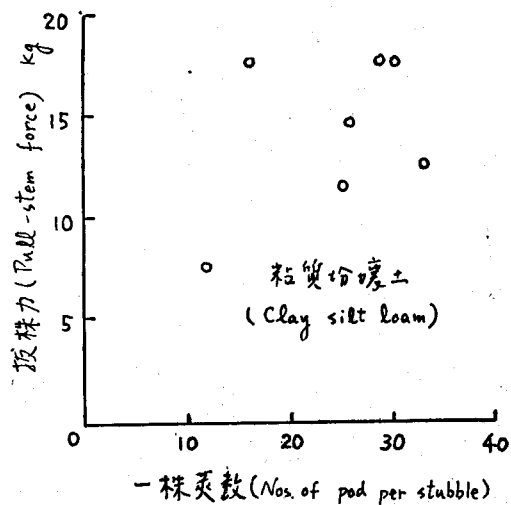
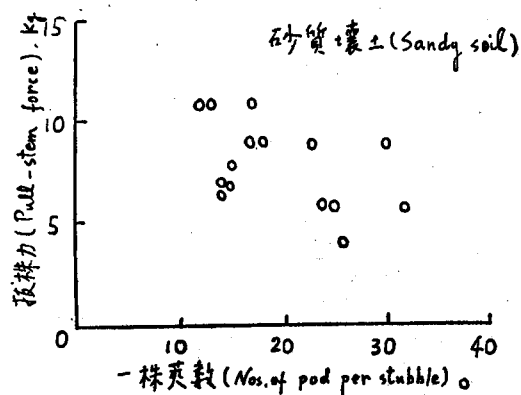


圖 9. 落花生收穫田間之貫土阻力對拔株力之關係曲線
Fig. 9. Penetrating resistance vs. pull-stem force in Peanut harvesting field.
(a) 垂直地面拔株時 (Vertical pull to the ground).
(b) 斜向 45° 地面拔株 (Diagonal 45° pull to the ground).



(2)機體小型,在田間內操縱容易,轉向自如,且非由曳引機牽引作業,而屬自行式 (Self-propelling) 者。

(3)具有遠較人力作業為高之作業能量。

(4)雖宜避免雜質之大量混入,但為減少型體,不設置精選機構,而以加速收穫果莢為作業之主體。

(5)收穫損失,破損率等皆低於大型機械。

(6)採用一般容易覓求之機件元件,以求製造成本之降低。

基於以上之設計條件,收穫機之研製機構之原則為:

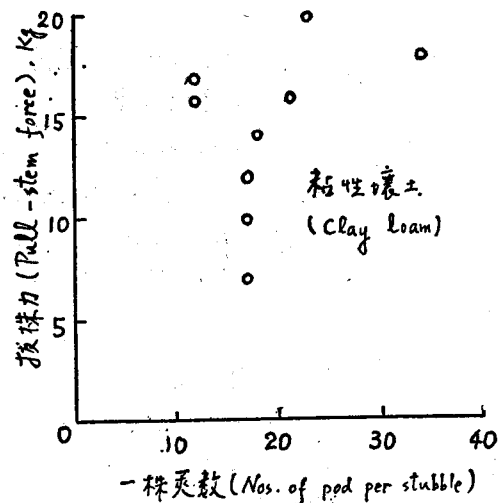
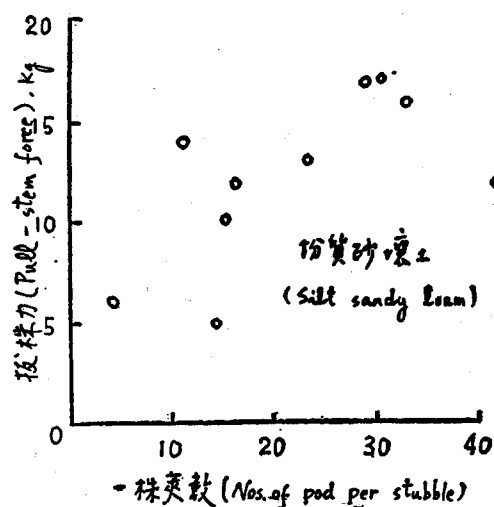


圖 10 垂直地面拔株所需力對其花生全莢數之關係

Fig. 10. Pull-stem force by vertical pull vs. numbers of pod.

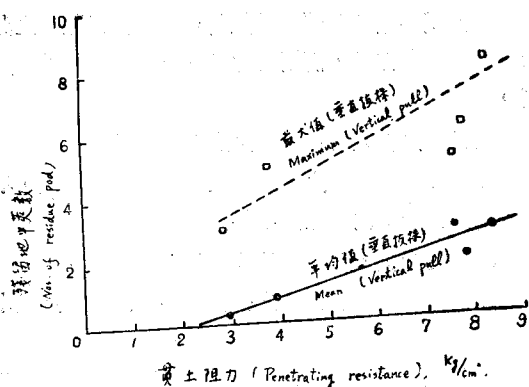


圖 11. 未鬆土田間之貫土阻力對殘留地中之花生莢數之關係曲線

Fig. 11. Penetrating resistance vs. numbers of residue pod of peanut in non-loosened field.

(1)將田間之落花生植株，先予梳起，按其栽植之行向，整齊進入收穫機之拔株裝置。為減少頭上損失，宜以切斷植株主根及鬆土裝置，配合拔株作業。

(2)拔株高度之適當與否，左右其後之處理結果甚巨，故有設置自動高度控制裝置之必要，此將以油壓方式達成之。

(3)被整齊拔起之植株，送入脫莢裝置之際，宜考慮脫莢損失之減低，漏脫率及異物之滲雜率應少，而所需動力不大。

(4)採用廢舊汽車及耕耘機之解體零件，以配合小型聯合收穫機之研製需要。

四、研製小型落花生聯合收穫機機構方式之探討及其作業性能

(The Inquiries as to the Possible Means of Mechanism and their Operating Performances at Developing a Small Peanut Combine)

1. 聯合收穫機之機體傳動裝置及行走裝置

落花生栽培田間多屬砂質土壤，而無積水，地盤有充分之支持強度，故收穫機之行走裝置，以車輪式即可勝任，作業員係乘坐機體操縱者，為使不平坦之田間，仍保平穩，決定採用四輪之機構。

最初研製前輪驅動，後輪轉向之機體形式，名之為一號機，如圖 12 所示；經在砂灘崎嶇地面行走試

驗結果，考慮機械需用之牽引負荷之增加，將使車輪滑動亦增，乃改成前輪驅動、後輪驅動兼轉向之機體，此即二號機，如圖 13 所示；後因底盤和車軸間之固定，有一側需中央銷懸架方式，再改良而成前輪驅動兼轉向、後輪驅動之形式，如圖 15 所示，是為三號機。

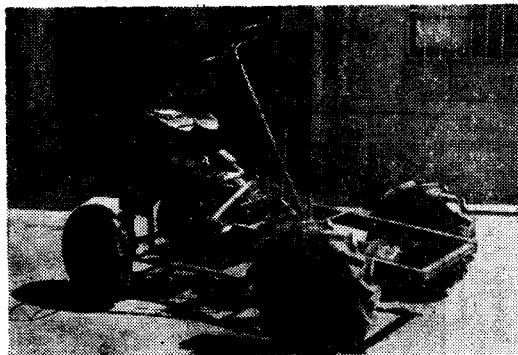


圖 12. 一號機之機體結構

Fig. 12. Body structure of Model 1.

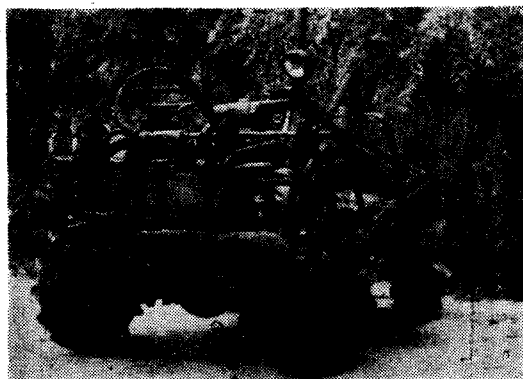


圖 13. 二號機之機體結構

Fig. 13. Body structure of Model 2.



圖 14. 車軸之一和底盤間之中央銷懸架形式

Fig. 14. Center pin bearing chassis of rear axel.

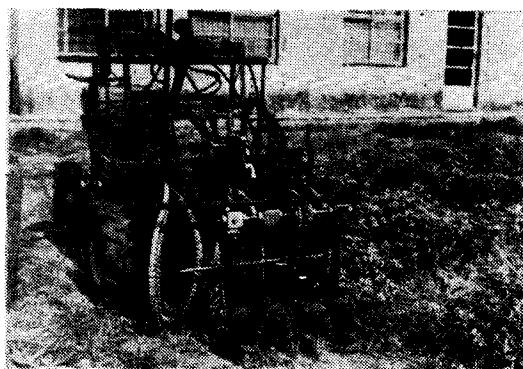


圖 15. 三號機之機體結構

Fig. 15. Body structure of Model 3.

爲使四輪和地面皆作良好之接觸，產生充分之驅動力計，於一號機採用之彈簧懸架方式，在二號機及三號機，則改採中央銷 (Center pin) 懸架方式⁽⁸⁾，使能在廣範圍之田間崎嶇面，皆有相同之行走性能，如圖 14。

收穫機之車輪行走，在於產生充足之驅動力，故其着地面宜在植株行列之間較硬地面上。由此而定之輪距爲 1100mm，使用之輪胎規格，驅動輪概爲一般耕耘機用之 6.00×12 者。又機體之軸距，需和使用之汽車轉向裝置之特性吻合，同時亦和動力傳動裝置之尺寸連接有關，於一號機及二號機，其值爲 1350 mm，三號機則爲 1400mm。

原動機最初使用 Briggs & Stratton 8F 型，8 Hp/3600 r.p.m 四衝程氣冷式汽油引擎，後改用 10 馬力者⁽¹³⁾，動力仍感不足（於運轉作業機構之際），最後換以 YAMMA TS 155 C 型 13 HP/2200 r.p.m 四衝程水冷式柴油引擎。

動力傳動裝置，係取用解體汽車零件爲主，以減輕成本，但其缺點爲減速比有限，裝用數個變速器後，佔用空間甚大，後來將其換用耕耘機用傳動機件，圓滿達到要求。圖 16，表 10 所示者爲二號機，圖 17，表 11 所示者，即三號機之動力傳動系及其速比關係。

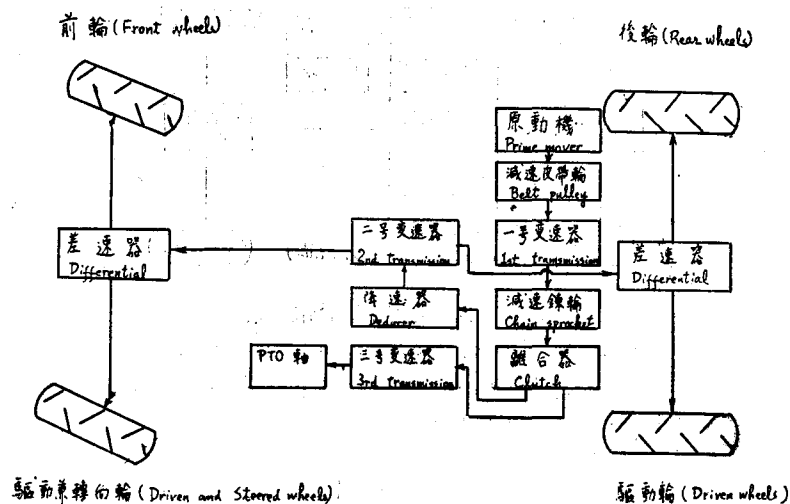


圖 16. 二號機之四輪驅動傳動系

Fig. 16. Power transmitting system of four-wheel-driven machine, Model-2.

表 10. 二號機之動力傳動系相關速比值

Tab. 10. Related speed ratios on Model-2 Machine.

傳 動 裝 置 Power transmission equipments	速 比 speed ratios
原 動 機——減速皮帶輪之出力軸	1 : 1.16
一號變速器之入力軸——出力軸 { 第一檔	1 : 2.75
第二檔	1 : 1.75
第三檔	1 : 1

各 階 段 部 份 Partial stage	減速鍊輸入軸——離合器出力軸	1 : 2.38
	降速器輸入軸——出力軸	1 : 2.7
	二號變速器輸入軸——出力軸 { 第一檔	{ 1 : 2.75
	{ 第二檔	{ 1 : 1.75
	{ 第三檔	{ 1 : 1
	三號變速器輸入軸——出力軸 { 第一檔	{ 1 : 2.75
總 括 部 份 Total stage	{ 第二檔	{ 1 : 1.75
	{ 第三檔	{ 1 : 1
	差速器輸入軸——出力軸	1 : 4.5
	原動機——車輪 { 第一檔	{ 1 : 253
	{ 第二檔	{ 1 : 102.3
	{ 第三檔	{ 1 : 33.5
	原動機——PTO軸 { 第一檔	{ 1 : 20.8
	{ 第二檔	{ 1 : 8.45
	{ 第三檔	{ 1 : 2.76

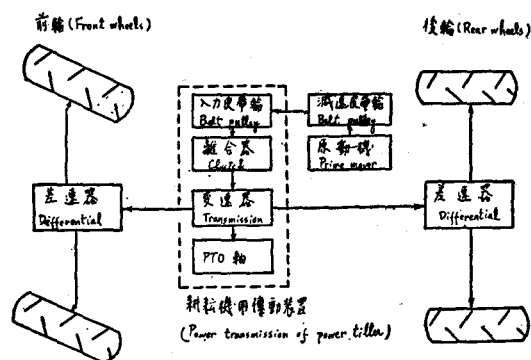


圖 17. 三號機之四輪驅動傳動系

Fig. 17. Power transmitting system of four-wheel-driven machine, Model-3.

表 11. 三號機之動力傳動系之相關速比值

Tab. 11. Related speed ratios on Model-3 Machine.

傳 動 裝 置 Power transmission equipments		速 比 Speed ratios	
各 階 段 部 份 Partial stage	原動機——減速皮帶輪——入力皮帶輪	1 : 1.52	
	入力皮帶輪——變速器出力軸 { 第一檔	副變速 { 1 : 25	副變速 { 1 : 103
	{ 第二檔	快檔時 { 1 : 18	慢檔時 { 1 : 66
	{ 第三檔	{ 1 : 12.5	{ 1 : 47
	差速器輸入軸——出力軸	1 : 4.5	
	入力皮帶輪——PTO 軸 { 副變速快檔時	{ 1 : 3.5	
	{ 副變速慢檔時	{ 1 : 5	

總括部 Total stage	原動機——車輪	第一檔 第二檔 第三檔	副變速 快檔時	副變速 慢檔時
	原動機——PTO 軸	副變速快檔時 副變速慢檔時		

副變速	1 : 171	副變速	1 : 704.5
快檔時	1 : 123.1	慢檔時	1 : 451.4
	1 : 85.5		1 : 321.5
	1 : 5.32		
	1 : 7.6		

機械之轉向裝置，係將 Ford Jeep 者改裝而成。根據軸距及輪距，配合既有裝置之轉向特性⁽⁵⁾，改良後之轉向機構之性能，如表 12 所示，最大內閉角為 27°，其時之精確外閉角為 21.9°，與實際外閉角 22.4°，僅差誤 0.5°，故其轉向特性，堪稱良好，此時之最小轉彎半徑為 3.1 公尺。

表 12. 研製三號機之轉向機構之性能
Tab. 12. Steering Characteristics of Model-3 Machine.

內 閉 角 β (Inside lock)	10°	20°	30°	40°
精確之外閉角 α (Accurate outside lock)	9.2°	17°	23.9°	32°
實際之外閉角 α_0 (Actual outside lock)	9.5°	17.5°	23.7°	30.8°
誤 差 $\alpha - \alpha_0$ (Error)	-0.3°	-0.5°	0.2°	1.2°

2. 聯合收穫機之鬆土裝置

為減少粘性土壤落花生之地中殘留損失，有設置鬆土裝置之必要。Mills 氏曾試以犁狀裝置行進於地表下，用以減少拔株力⁽¹⁸⁾。於本研究中，首先使用 Merry tiller 耕耘機用之培土犁，將植株犁起而順便拔株之。經試驗結果，深度在 9 公分以內時，所需牽引動力尚不成問題，但若深度增至 12 公分以上時，車輪之行進減低率急劇增加，顯示牽引阻力甚大，且使犁面之土塊隆起，使拔株裝置內夾運多量之泥土，形成故障，故牽引式犁具裝置，由於上述之缺點，不適於收穫機使用。

於本研究中，以下所述之鬆土機構，為較合適之裝置。

圖 18 為研製之變形迴轉式鬆土裝置之機能圖。即，作反時針方向轉動之飛輪 M 之自軸心 A 距半徑 a 之 B 點上，裝以旋軸 (Pivot)，連接鬆土桿 BD。

由 A 點俯角 θ ，距離 b 之點 C 處，置一對滑動之滾軸 (Roller)，鬆土桿係通過由此滾軸形成之孔隙，使其可以滑動。適當決定 $b (= \overline{AC})$ ， $c (= \overline{BD})$ ，之長度時，B 端作圓周運動 (圖中顯示等迴轉角 45° 時之位置 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8) 之同時，桿以 C 點為支點，於 D 端繪成變形迴轉之軌跡圖形 (圖中 1', 2', 3', ..., 7', 8' 各點即上述各點之對應點)。因之，若將 A, C 點置於收穫機之機體，而將鬆土用器具之前端置於 D 點，則其變形迴轉運動之結果，可達成鬆土及舉株，二種功能。

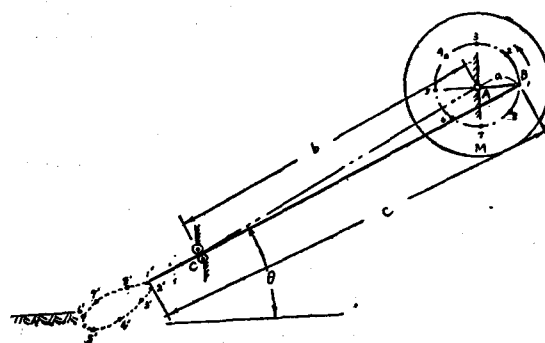


圖 18. 研製之變形迴轉式鬆土裝置機能圖
Fig. 18. A functional illustration of distorted rotatory tillage method.

D 點之運動軌跡，如圖 19，將滑動滾軸 C 點取作直角座標 x-y 之原點，飛輪迴轉臂之起動位置，設與 x 軸平行，由此起動位置至反時針方向迴轉臂任意時刻位置止之角度為 ω ，在此瞬間之 $\angle ACB$ 為 ϕ 角，則於任意時刻 D 點之座標如下所示，即

$$x = \overline{GK} - \overline{DK} = \overline{GJ} + \overline{JK} - \overline{DK}$$

$$y = \overline{BH} - \overline{BK} = \overline{BL} + \overline{LH} - \overline{BK}$$

$$\begin{aligned} \text{亦即 } x &= b \cos \theta + a \cos \omega - c \cos (\theta + \phi) \\ &= b \cos \theta + a \cos \omega - c \cos \theta \cos \phi \\ &\quad + c \sin \theta \sin \phi \dots\dots\dots (1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Y &= a \sin \omega + b \sin \theta - c \sin (\theta + \phi) \\ &= a \sin \omega + b \sin \theta - c \sin \theta \cos \phi \\ &\quad - c \cos \theta \sin \phi \dots\dots\dots (2) \end{aligned}$$

但 ϕ 角呈現於 AC 之上側時為(+), 而於 AC 之下側時, 則為(-)值。又於圖 19 中,

$$\tan \phi = \frac{a \sin (\omega - \theta)}{b + a \cos (\omega - \theta)} = \frac{a \sin \omega \cos \theta - a \cos \omega \sin \theta}{b + a \cos \omega \cos \theta + a \sin \omega \sin \theta} = \frac{Q}{P}$$

$$\text{則 } \sin \phi = \frac{Q}{\sqrt{P^2 + Q^2}}$$

$$= \frac{a \sin (\omega - \theta)}{\sqrt{a^2 \sin^2 \omega \pm a^2 \cos^2 \omega + b^2 + 2ab \cos (\omega - \theta)}} = \frac{a \sin (\omega - \theta)}{\sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos (\omega - \theta)}} \dots (3)$$

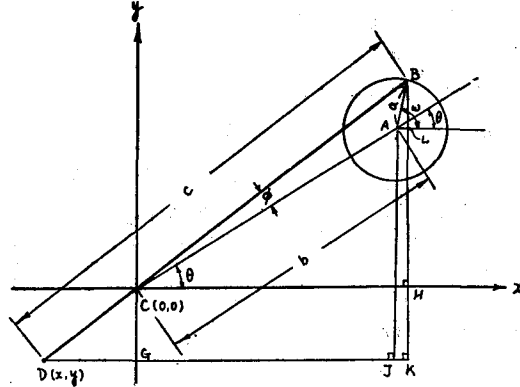


圖 19. 變形迴轉式鬆土裝置之幾何表示

Fig. 19. Geometrical representation of distorted rotary tillage method.

$$\begin{aligned} \text{而 } \cos \phi &= \frac{P}{\sqrt{P^2 + Q^2}} \\ &= \frac{b + a \cos (\omega - \theta)}{\sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos (\omega - \theta)}} \dots (4) \end{aligned}$$

將 (3)、(4) 式代入 (1) 式, 則得

$$\begin{aligned} x &= b \cos \theta + a \cos \omega - c \cos \theta \\ &\cdot \frac{b + a \cos (\omega - \theta)}{\sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos (\omega - \theta)}} \\ &+ c \sin \theta \frac{a \sin (\omega - \theta)}{\sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos (\omega - \theta)}} \\ &= a \cos \omega + b \cos \theta - c \\ &\cdot \frac{a \cos \omega + b \cos \theta}{\sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos (\omega - \theta)}} \dots (5) \end{aligned}$$

同理, 將 (3)、(4) 式代入 (2) 式, 則得

$$\begin{aligned} y &= a \sin \omega + b \sin \theta - c \\ &\cdot \frac{a \sin \omega + b \sin \theta}{\sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos (\omega - \theta)}} \dots (6) \end{aligned}$$

於此, 設

$$a \cos \omega + b \cos \theta = U,$$

$$a \sin \omega + b \sin \theta = V,$$

$$\frac{c}{\sqrt{a^2 + b^2 + 2ab \cos (\omega - \theta)}} = W,$$

$$\begin{aligned} \text{則得 } x &= U - UW = U(1 - W) \\ y &= V - VW = V(1 - W) \end{aligned} \dots (7)$$

即, a, b, c, θ 之值為已知時, 任意 ω 角之 D 點之座標, 可由 (7) 式求出, 而 D 點之軌跡由 (7) 式, 可得

$$Vx - Uy = 0$$

$$\begin{aligned} \text{即 } (a \sin \omega + b \sin \theta)x \\ + (a \cos \omega + b \cos \theta)y = 0 \dots (8) \end{aligned}$$

故對任意位置 ω 角之 D 點之速度 v 及方向 δ 為

$$v = \sqrt{\left(\frac{dx}{d\omega}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\omega}\right)^2} \dots (9)$$

$$\delta = \tan^{-1} \frac{\frac{dy}{d\omega}}{\frac{dx}{d\omega}} \dots (10)$$

而其加速度之變化 α 為

$$\alpha = \sqrt{\left(\frac{d^2x}{d\omega^2}\right)^2 + \left(\frac{d^2y}{d\omega^2}\right)^2} \dots (11)$$

於上述之機構若以水平等速度移動時，D點所繪之軌跡，則如圖 20 所示。其鬆土作用之特性，由於軌跡及速度分佈與木谷氏所述者相近⁽⁷⁾，故在此省略之。圖 21 為研製之鬆土裝置外形圖片。

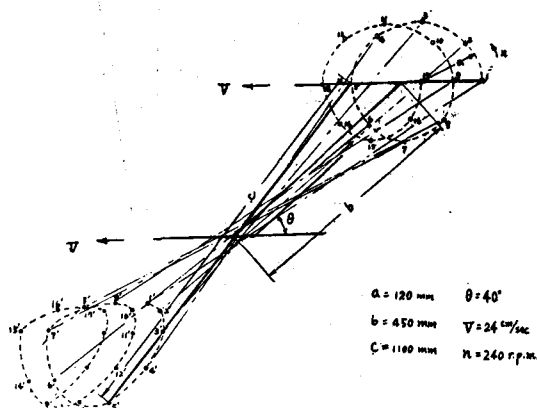


圖 20. 水平等速移動之變形迴轉式鬆土裝置之圖解軌跡

Fig. 20. Illustrated trajectory of distorted rotaty tillage equipment moving by uniform velocity horizontally.



圖 21. 研製之鬆土裝置

Fig. 21. Developed soil-loosening equipment.

3. 聯合收穫機之梳株裝置及拔株設置

欲將雜亂生長於田間之作物植株，將其進入收穫機後，對其特定之部位，施行機械處理，以達吾人之需要者，端賴適當之梳株裝置和拔株裝置之研製設計。稻、麥等穀類作物，其產品係着生於植株頂上者，在大型收穫機中皆有紡輪式 (Reel type) 之搔株裝置；馬鈴薯、花生等作物，其產品係着生於植株地下者，一般多用挖掘方式先行處理，故概無設置此項裝置之必要。

為開發小型收稻機，島本氏首先研製梳爪 (Tine) 裝接於梳株鍊條 (pick up chain) 上，並行理論解析研判實驗結果，而使作業性大獲改善⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。如圖 22 所示，以 V_s 水平速度移動之機體，其上與水平面呈 θ 角傾斜之梳株鍊上之梳爪 (速度為 V_r)，於距地面 h 高度，刈割點 C 之前側 e 距離處之 A 點伸出而接觸稻株，開始將其梳起，則經過時間 t 後，使初姿角 β 之植株，令其梳為 δ 角之姿勢而接受刈割，遂倒倚於呈 α 角傾斜之倚板 (Deck) 時之關係方程式，引導如下，即刈前之姿勢角 δ 為：

$$\tan \delta = \frac{V_r(e + h \cot \beta) \sin \theta + h V_s}{V_r(e + h \cot \beta) \cos \theta - e V_s} = \frac{K(e + h \cot \beta) \sin \theta + h}{K(e + h \cot \beta) \cos \theta - e} \dots \dots \dots (12)$$

$$\text{但 } K = \frac{V_r}{V_s} = \frac{(h + e \tan \delta) \cos \delta}{(e + h \cot \beta) \sin (\delta - \theta)}$$

而植株全長 L 為：

$$L = \sqrt{[K(e + h \cot \beta) \sin \theta + h]^2 + [K(e + h \cot \beta) \cos \theta - e]^2} = \frac{e \tan \theta + h}{\sin \delta + \cos \delta \tan \theta} \dots \dots \dots (13)$$

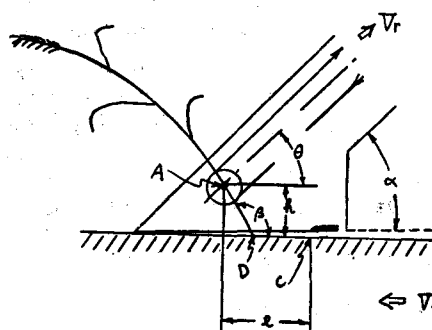


圖 22. 梳株鍊梳爪運動之幾何表示 (島本)

Fig. 22. Geometrical representation of the motion of Pick. up tine (by Shimamoto).

依植株初姿角 β 之大小，作業法分迎刈 ($\beta < \frac{\pi}{2}$)

及背刈 ($\beta > \frac{\pi}{2}$) 二種，其各運動解析，如圖 23 所示

。稻株長度 L 之值，視作物之品種及生長條件而異，普通水稻為 $L = 70 \sim 140 \text{ cm}$ 。設計時，將既定之梳爪特性值 e, h, θ 和要求之刈前角 δ 代入 (12) 式，以求出梳鍊速對機體速之比值 K ，再根據植株可能初

姿角 β 之變化範圍，適當改變 K 值而不影響正常直立株之梳起效果，即可由已知之 V_s ，求出 V_r 值。故一般此項作業機構之 K 值為一變動範圍較大之值，期對各種狀態生長之植株角度，皆作良好之梳起。將刈前角 $\delta < \frac{\pi}{2}$ ， $\delta = \frac{\pi}{2}$ ， $\delta > \frac{\pi}{2}$ 之三種不同水稻收穫機用梳株裝置之解析特性列表如表 13，以資比較。

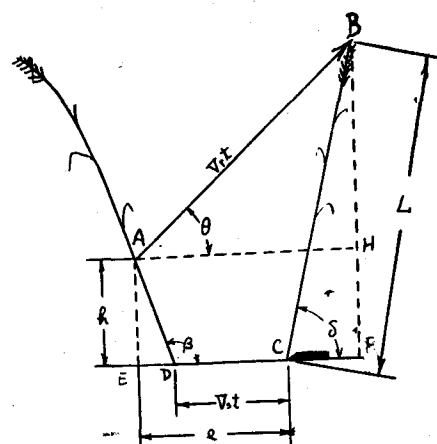
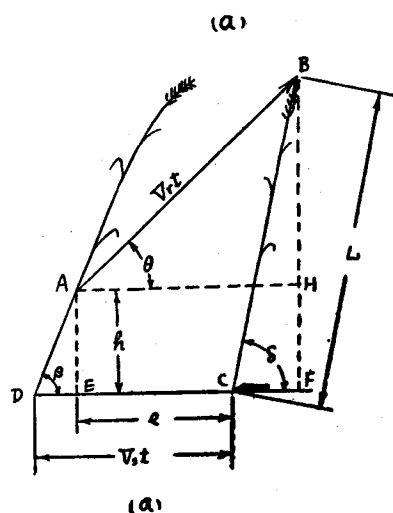


圖 23. 梳爪之運動解析，(a) 迎刈及 (b) 背刈
(島本)

Fig. 23. motion analyses of pick up time,
(a) face cut, and (b) back cut.

表 13. 三類不同梳株特性之水稻收穫機梳鍊式梳株機構值
Tab. 13. Stem-combing mechanism characteristic of three different type rice harvester.

機 型 (刈株姿角)	久保田割稻機 HC500 型 (迎 刈 式)	日之本旋風割稻機 UB550 型 (立 刈 式)	井關水稻聯合收穫機 HD650R型 (背 刈 式)
梳 株 機 構	梳 鍊 式	梳 鍊 式	梳 鍊 式
機 體 速 度 V_s m/sec	倒伏-0.4，正常-0.57	倒伏-0.4，正常0.62	0.36~0.67
梳 鍊 速 度 V_r m/sec	1.1	1.0	0.63 (慢檔) 0.8 (快檔)
梳 株 開 始 高 度 h cm	16	15	18
適 應 初 姿 角 度 β°	30°~150°	30°~150°	迎刈-45°以上， 背刈-165°以內
梳 鍊 對 地 夾 角 θ°	44°	55°	76°
適 應 之 稻 株 長 度 L cm	70~120	65~120	65~130
梳 初 至 刈 割 距 離 e cm	28	34	31
梳 初 至 刈 割 時 間 t sec	0.7~0.49	0.85~0.55	0.86~0.46
刈 割 前 植 株 角 度 δ°	68°~78° ($\beta=90^\circ$)	80°~93° ($\beta=90^\circ$)	117°~113° ($\beta=90^\circ$)
刈 割 前 植 株 角 度 δ°	55°~61° ($\beta=30^\circ$)	68°~77° ($\beta=30^\circ$)	99°~126° ($\beta=45^\circ$)

於研製本小型落花生聯合收穫機之初期階段，首先曾仿造以往廣被採用之紡輪式和梳鍊式梳株裝置，如圖 24 所示；然經試驗觀察探討其作業性之後，顯然不宜用作落花生之梳株作業，而遂被棄置，其原因如下：

(1)成熟期之落花生，由於其自莖節伸長之子房柄

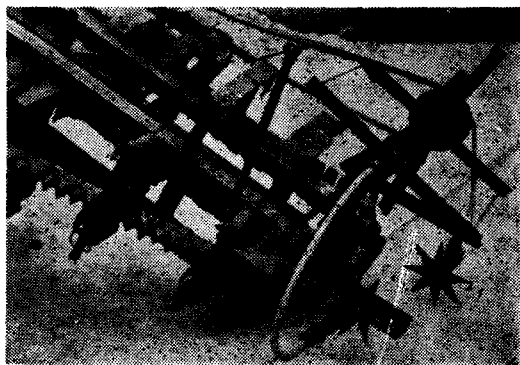


圖 24. 本研製收穫機之初期梳株裝置，紡輪式（左圖）及梳鍊式（右圖）

Fig. 24. Early stage stem-combing equipments of the developed small peanut combine, reel type (left) and pick up chain type (right).

(2)紡輪式之作業形式，係將植莖由前上側沿餘擺線（Trochoid）之軌跡⁽⁴⁾向後下側將莖搔進機械者，此對初期倒伏角 β 為接近 180° 之落花生植株，顯然不易梳起。事實上，花生植株多向垂直於搔株之方向，亦即向行間兩側之空間匍匐，單獨之紡輪式裝置，不能適應作業之需要，針對此一缺陷，雖經加裝向前上側挺起之星形挺株裝置於紡輪下側（圖 24 左），但因莖節處多有子房柄着地而生之結果，未能克服其困難。

(3)梳鍊式之作業形式，係將植莖於距地 h 之高度伸出梳爪後，直線向上梳起者，故其作業特性，在幾何學上，顯然優異。但其缺點，為梳爪因本身之長度所需，致其伸出觸株之高度 h ，亦受拘束，而其值不能減低至植莖之生長狀態之高度以內時，則將失去其功用。蓋落花生之行距為決定被梳理植株左右二梳株裝置之間隔之因素，其值復與梳爪之長度，前述之 h 值呈正比例相關，於本試驗階段，雖將梳爪之末端，如圖24右圖所示，將其向移動方向彎曲，以圖於梳爪未呈水平姿勢之傾斜位置（此時之 h 值可降低）時，即行梳株，以免造成滑漏現象，但其降低量亦有限度，仍不能梳起距地5公分以內之株莖。

圖 25 所示者，為早期試製之紡輪式梳理裝置之作用圖形。

至地表內形成子房後之向下紮地力之結果，植株長度平均雖有 25 公分，但匍匐田間地面，致實際之莖枝有效高度僅約數公分，而落花生栽培行距大於稻作 1.5 倍，但株長僅為後者 $\frac{1}{3} \sim \frac{1}{2}$ 之下，植莖容易倒伏成性，使梳株裝置之觸株高度遠大於其着生位置，無法作業。

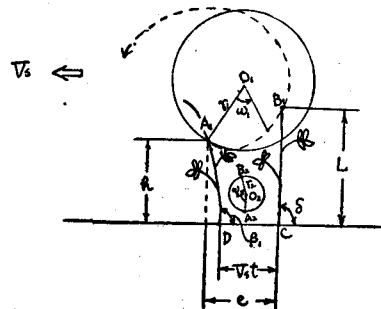
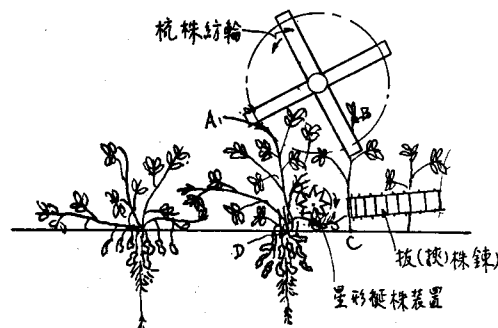


圖 25. 初期試用之紡輪式落花生梳理裝置之運動形式
Fig. 25. Motion of early experimented reel type stem-combing equipment.

為克服前述之困難，對小型落花生聯合收穫機之梳株，遂研製如圖 26 所示之，名之為偏心迴轉梳桿式之機構裝置。其作業狀態為，藉傘齒輪 G_1, G_2 ，將動力傳動至中空軸 S_1, S_2 ，使朝向作業移動方向之圓錐筒狀分株裝置 C_1, C_2 相對迴轉；令待處理之落花生同一植行，對列於 C_1, C_2 所形成之中央空隙下。此時，穿過圓錐筒伸出筒外，隨筒迴轉，但其迴轉中心 (Rotating center) R_1, R_2 偏置中空軸 S_1, S_2 之中心，朝向落花生根株近側之梳桿 B_1, B_2 ，將接觸桿上之枝莖向中央空間上方梳起。梳桿迴轉中心之偏置角度，可經由通過中空軸 S_1, S_2 內之曲軸 P_1, P_2 之後端調整而固定於機體。

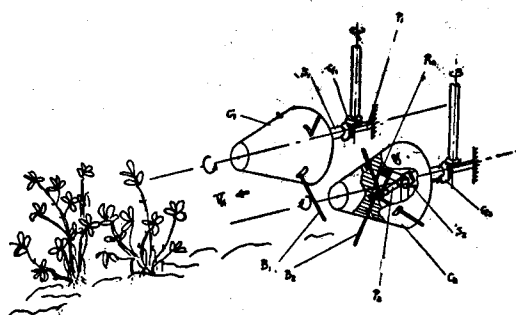


圖 26. 研製之偏心迴轉梳桿式梳株機構
Fig. 26. Developed eccentric rotating comb-finger mechanism.

梳桿之迴轉中心既不同心於圓錐筒者，故迴轉中，梳桿頂端之運動軌跡，至圓錐筒之距離，係隨梳桿對曲柄 P_1, P_2 之迴轉偏移角度之變化而呈周期性俱變者；其對梳株之效果為，於梳桿伸出筒面時，為其

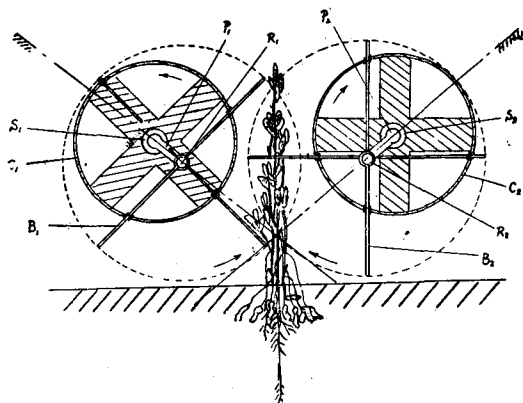


圖 27. 研製之偏心迴轉式梳株機構之作用
Fig 27. Stem-combing action of developed eccentric rotating finger mechanism.

準備梳理之姿勢；而於伸出最長時，為梳株過程；當其縮入筒面內時，則為完成梳起，準備放鬆之狀態，其作用如圖 27 所示。因梳桿末端可伸達田間地面，故倒伏接近地面之植枝，皆可令其梳起；橫向行開兩側匍匐生長之株條，梳桿將因首先勾接葉柄，終而連帶拖起枝條，遂被其後接踵而至之梳桿梳起。

於圖 28， S 為分株圓錐筒之迴轉中心，偏置 S 點 e 距離， α 俯角之 R 點為梳桿之迴轉中心， r 為梳桿有效長度，則左右二梳株桿之迴轉軌跡圓相交於 E, F 點 (為簡單計， S, R, E 呈一直線)。設二圓和地面 MN 相切，而 FE 之延長線相交 MN 之 D 點為被梳植株之根際位置 [圖 28(b)] ——亦即 (a) 圖之 A 點，則圓錐距離 a ，圓錐高度 b 及有效梳株長度 l ，可由下式表示。

$$a = 2(e + r) \cos \alpha \quad (14)$$

$$b = r + e / \sin \alpha \quad (15)$$

$$l = r(1 + \sin \alpha) \quad (16)$$

連接 R, D 與圓相交於 P ，則 PD 為使梳桿避免伸觸植株根際周圍，由莖節着生至地子房柄之需要保持之距離； PD 過短，則增加因子房柄切離之收穫損失和梳株阻力。

$$PD = r(\csc \beta - 1) \quad (17)$$

今考慮梳株特性時，於圖 28 (a) 中，設植株上 A 點位置 [相當於 (b) 圖之 L 點]，和機體移動方向呈 δ 角初姿角之植枝 AC ，經被梳桿勾住梳起；隨機體 Vs 速度之移動，且以角速度 ω 迴轉之梳桿，經 t 時間後，移至 C 點，使其變為 θ 角之植枝 AC 。此時，梳桿末端之移動軌跡，相同於螺旋之螺旋紋，於 θ 角甚大時，可視為直線 AC ，則梳理角 θ 由下式表示之，

$$\tan \theta = \frac{BC}{AB} = \frac{l}{Vs t}$$

$$\text{但由 (b) 圖} \quad l = r(1 - \cos \omega t) \quad (18)$$

$$\text{代入上式，而得} \quad \tan \theta = \frac{r(1 - \cos \omega t)}{Vs t} \quad (19)$$

由 (18) 式，(19) 式，得 ωt 和 α 之關係即，

$$\cos \omega t = -\sin \alpha \quad (20)$$

將 (20) 式代入 (19) 式，則得

$$\tan \theta = \frac{r(1 + \sin \alpha)}{Vs t} \quad (21)$$

由 (21) 式知，欲使 θ 值愈大，有賴於 α 角之增加，但因左右二梳株裝置之間，需保留相當之空間，故有其

限度。若 α 為一定值，則增加 r ，減少 V_s 及 t ，皆可謀得 θ 角之增加，時間 t 可由下式表示之，

$$t = \frac{\alpha + \frac{\pi}{2}}{\omega} \dots\dots\dots (22)$$

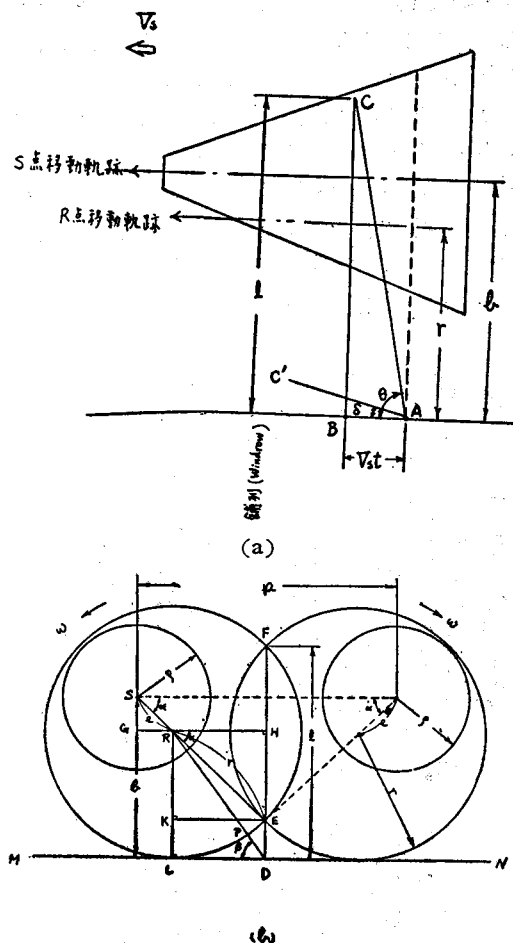


圖 28. 研製之偏心迴轉梳指機構之作業幾何表示。

(a) 側視圖，(b) 正視圖

Fig. 28. Operational geometrical representation of eccentric rotating finger mechanism. (a) Side view, (b) Front view.

圖 29 所示者，即此項研製之梳株機構，其作業性能，隨落花生之生長條件，長度及成熟期之枝葉繁疏度等而不同，有待作深入之繼續研究，惟此種機構方式用作落花生之梳株，遠優於既有之其他各種者，殆無置疑。

梳株而呈直立狀態之目的，在於便於整齊挾持以行拔株，其後送往脫莢裝置脫莢；故拔株裝置除需配合梳株機構，接拔株外，尚宜兼具運株之功能。其形式固為搬運機械之作用，然欲令其將梳株和脫莢作

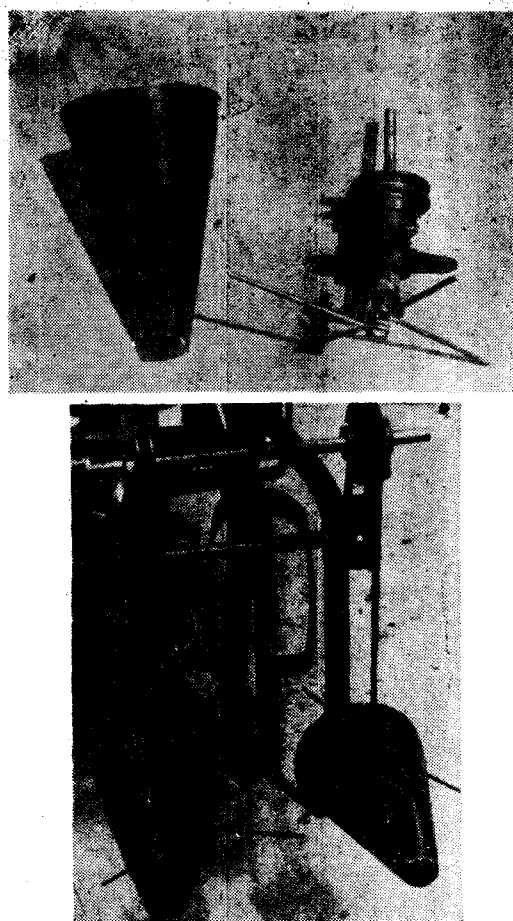


圖 29. 實際研製之偏心迴轉梳指式梳株裝置
Fig. 29. Trial-made eccentric rotating finger type stem-combing equipment.

業之間，行完美之連接，殊非易事。

Gunkel 氏等為直接收穫乾燥之田間豆類，使用二條寬幅 (18in) 皮帶，令其相對面迴轉，測定結果獲知其飛濺損失為 5%，所需動力之 1.5 Hp 中之 80% 係耗於空轉⁽¹⁶⁾。Mills 氏曾首先試用 D 型皮帶以拔收落花生⁽¹⁸⁾。山中氏亦曾試製類似之裝置，惜未臻入實用之階段⁽⁶⁾。

針對以往諸機構之缺點，本研究初期，係以具有挾持面橡膠片之鍊條作業，如圖 30 所示；惟重量大，寬度濶，不宜研製多行收穫，續研製為圖 31 所示之鍊帶橡皮片及尖齒鍊條混合組成之裝置，以相同之缺點，旋又改成圖 32 所示之尖齒鍊條式，此時植株係由尖齒鍊上下片及一藉板彈簧 (Leaf spring) 適當壓低之半圓断面之長鐵條所形成之活動空間所挾持，其作用恰如人之手指挾住鱈魚狀，然後隨鍊條之向後移動 (實際作業時，機體係向前同速前進)，遂將植株拔起。

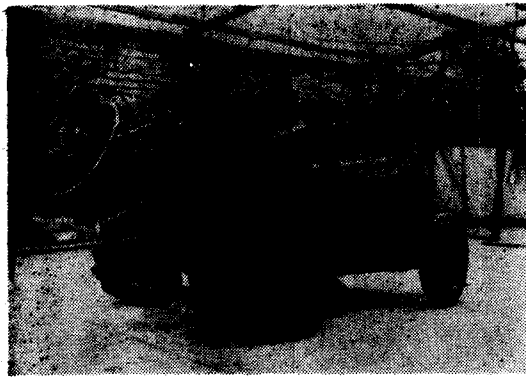


圖 30. 初期試用之鍊條橡皮片式拔株裝置
Fig. 30. Experimented chain-rubber face lifter at early stage.

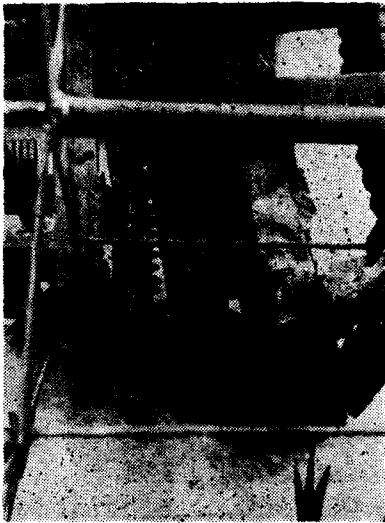


圖 31. 鍊帶橡皮片——尖齒鍊條混合式拔株裝置
Fig. 31. Chain-rubber face mixing sharp-tooth chain type lifter.



圖 32. 尖齒鍊條式拔株裝置
Fig. 32. Sharp-tooth chain type lifter.

尖齒鍊條式拔株裝置之作業確實，性能良好，但鍊條之張伸機件甚多，而使其重量大增，對多行同時收穫時，其動力傳動裝置複雜，徒增機體重量及佔用空間，而不相宜，最後為開發多行式拔株收穫機構之計，研製如圖 33 所示之圓盤式拔株裝置。每一行拔株機構係由兩片圓形薄鋼片，其圓周固定以鋸齒狀之橡膠條帶之圓盤，藉滾子 (Roller) 於適當位置相對壓抵而成者；因便於多行拔株機構之排列，且其傳動僅由一根橫向之軸即可達成，故構造簡單，為其優點，如 34 圖所示者，即三行收穫用之拔株裝置。其挾持落花生之狀態，如圖 35 所示。同時，此種裝置，如於後面所述，兼具脫莢裝置之一部份，而有使脫莢機構更形簡化之優點。

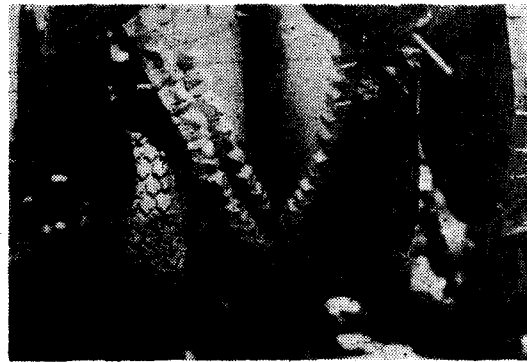


圖 33. 圓盤式拔株裝置之拔株進口側
Fig. 33. Entrance of disk type lifter.

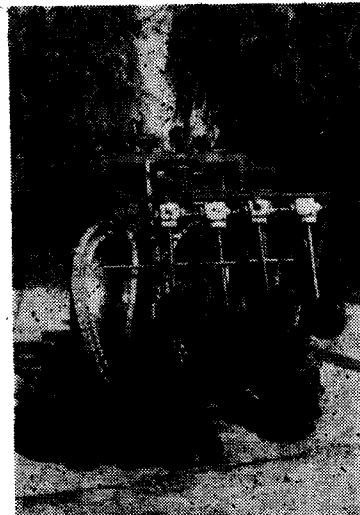


圖 34. 三行收穫之圓盤式拔株裝置
Fig 34. Three row harvesting disk type lifter.



圖 35. 圓盤式拔株裝置之落花生挾持位置
Fig. 35. Grasping peanut manner of disk type lifter.

將研製之各種梳拔裝置之作業結果列表 13 所示，偏心梳桿——圓盤式之裝置，其性能雖略遜於前面幾種，但其機構宜於多行收穫，故擬增加梳株裝置由一段而為二段，加強梳株，以減少其損失，此項改良刻於目前進行中。

4. 聯合收穫機之脫莢裝置

將着生於作物植體上之花、果、子實、塊根、球莖等局部器官，自其母株脫離之方式，以外力之作用原理分之，可歸納為以下幾種單元項目，即(1)蹣脫，(2)搔脫，(3)擊脫，(4)揉脫，(5)刈脫，(6)拉脫，(7)折脫，(8)搗脫，(9)扭脫，(10)旋脫，(11)震脫等。雖然依被處理植體之性質，可探討各種脫離方式項目之優劣次序，但目前各種實際使用之脫收機具，鮮有單獨應用一種作業原理作用者，而多複合二種或二種以上之單元綜合操作；因之，脫收結果難免參差不一致，而收穫作業之此項損失，似難避免，僅可從各種形式中，比

表 13. 落花生梳株拔株裝置綜合試驗結果
Tab. 13. Test results of developed Peanut stem-combing and stem-lifting equipments.

秩 別 No.	作 業 裝 置 Operated equipments		田 間 條 件 Field Conditions		作 業 結 果 Operating results		
	梳 株 Stem-combing	拔 株 Stem-lifting	含 水 率 moisture content %	貫 土 阻 力 Penetrating resistance kg/cm ²	全 梳 拔 率 Total lift %	不 良 梳 拔 率 Abnormal lift %	損 失 率 Loss %
1	紡 輪 式 Reel type	鍊條橡皮片式 Chain rubber type	8.3	3.2	82	38	21
2	紡 輪 式 Reel type	鍊條橡皮片—尖齒鍊條式 Chain rubber-sharp tooth type	10.4	4.1	80	34	24
3	偏心梳桿式 Eccentric finger type	尖齒鍊條式 sharp-tooth Chain type	12.8	3.0	77	26	17
4	偏心梳桿式 Eccentric finger type	圓 盤 式 Disk type	9.1	3.9	78	13	24

較研討較為合適之方法而已。

以往落花生之脫莢收穫，以人手行之，其法多屬折脫或旋脫，前者之處理結果較少含有滲雜物，附着子房柄亦少，故於過去廣被採用，但其缺點為，作業量少，不能以較少之勞力達成收穫之目的，遂有旋脫

之應用，其被脫莢果中之泥砂，根葉等之異物含量雖然大為增加，但此等異物容易去除，而以其作業量優於前者，且亦少附子房柄，故目前大都以此法操作。

關於機械化落花生脫莢之研究，有楊景文探求不同速度之打擊齒作業性能者⁽⁴⁾，有黃文源等之試驗

不同形狀打擊齒之脫莢效果者⁽⁹⁾；其機構類似於脫穀機，因作用屬擊脫，莢果之損傷率高，且脫莢桶佔用之空間大，不適於小型聯合收穫機上之裝配，而探討其他創新之機構。圖 36 所示者為將脫莢齒桿固定於凸圓盤上，置於運株鍊條下側，使莢鉤入齒桿拉脫之機構裝置。因有將根莖纏住齒桿一同迴轉，妨碍作業之缺點，遂改為利用固定於圓盤之斜向切脫齒刀以及固定於運株鍊下側之刀刃，將落花生鉤入切脫，並將植株切除之裝置，如圖 37，其後亦試用如圖 38 所示之套脫齒，圖能減少耗用動力（由轉速減低觀測），但其缺點仍為異物之不能藉離心作用排除套齒，造成脫莢內之滲離選別負擔，故不甚理想。

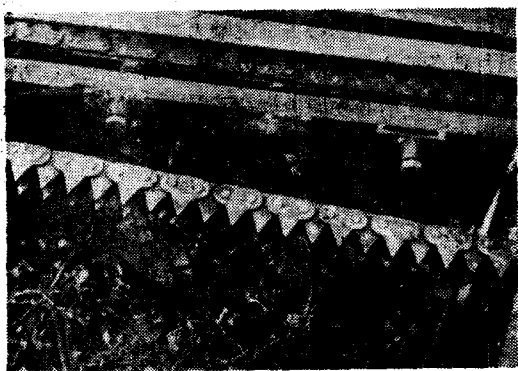
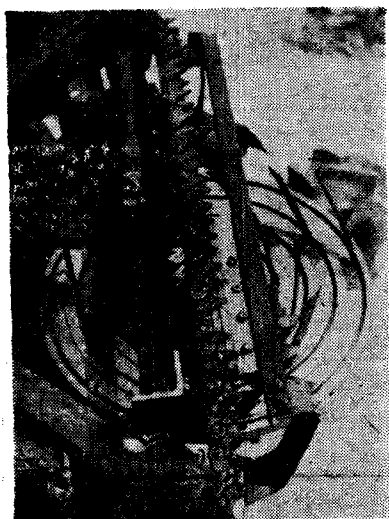


圖 36. 凸圓盤之脫莢機構
Fig. 36. Convex disk threshing pod mechanism.



最後為配合偏心迴轉梳桿式裝置而研究設計之脫莢裝置，為兼具拔株及運株和脫莢作用之圓盤式脫莢裝置，如圖 39 所示，被圓盤夾起之植株，果莢露出於盤緣，隨圓盤之轉動，進入一側為鋼絲圍成之擋株

屏，而另一側為固定於弓形鐵桿迴轉之鋼絲脫莢間隙內，果莢遂被鋼絲由子房柄連接點刈脫而和植株分離



圖 37. 刀盤之脫莢機構
Fig. 37. Knife disk cutting pod mechanism

，植株則於圓盤之上方兩面離開時脫落，此時藉一凸齒 V 型皮帶裝置，將其排除移置於機體外側。被脫出之果莢，落於具有網孔底之螺旋輸莢器上，而後裝袋。

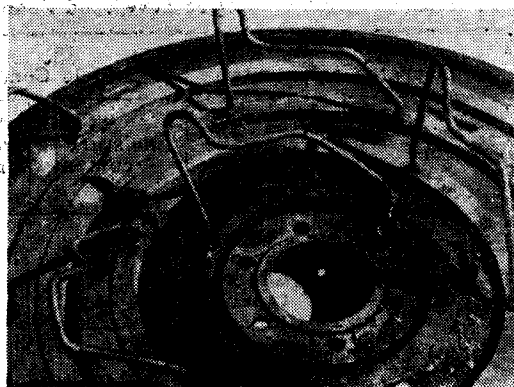


圖 38. 套脫齒脫莢盤
Fig. 38. Looped tooth cropping pod mechanism.

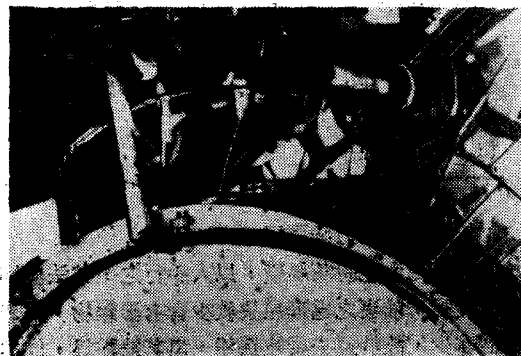


圖 39.

表 14. 落花生脫莢裝置之作業性測定結果

Tab. 14. Test results of peanut pod threshing equipment.

秩別 No.	脫莢裝置之形式 Kinds of pod threshen	脫 莢 結 果 *		
		完 整 梳 Perfect pod %	損 傷 梳 Damaged pod %	漏 脫 莢 Non-threshed pod %
1	凸 圓 盤 式 Convex disk type	66	14	20
2	刀 盤 式 Knife disk type	74	10	16
3	弓 網 式 Bow net type	89	4.7	6.3

* 此項測定，係以人手將植株放置拔株裝置後，令其脫莢者。

由表 14 知，各種脫莢裝置中，以弓網式者為最佳；若能改進其屏網之排列，當可更能增加脫莢率。



圖 39. 弓網式之脫莢裝置

Fig 39. Bow-net type cutting pod mechanism.

5. 聯合收穫機之拔株高度自動控制系統及油壓昇降裝置：

欲使收穫機在崎嶇不平田間作業行走，始終保持確實一致之拔株作業，惟有使用高度自動控制系統，此項作業係以如圖 40 所示之自動油壓裝置達成之，同時，與高度探知器並聯裝以手控式昇降用油路閥，

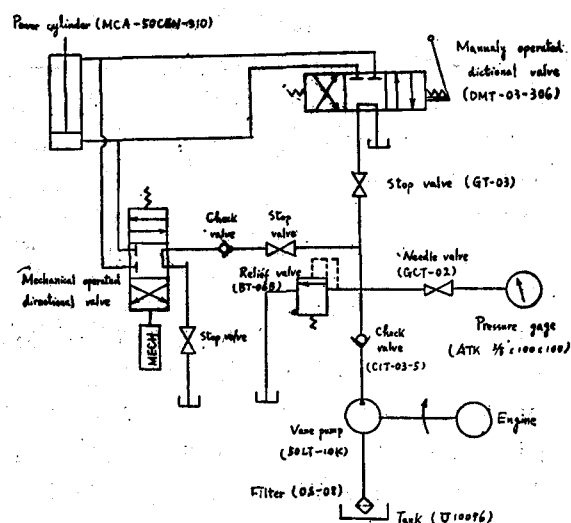


圖 40. 自動高度控制油壓昇降系統線路圖

Fig. 40. Automatic height control hydraulic system.

於必要時用手控制昇舉或下降。研製後之此項裝置，試用結果，性能良好。

五、結 論 (Conclusion)

以上已就研製適合本省作業使用之落花生小型聯合收穫機之經過梗概，作一簡單之論述報告。今將發展小型收穫機之雛型機構，欲推展至實用製造階段，尚需對已開發之新構造，進行個別深入之基礎研究，探求最佳作業條件及方法，解析其力學特性，始能獲致完美理想之境地。

Summary

Peanut is an important oil-bearing and food crop in Taiwan. The acreage planted is about 100 thousand hectares, ranking next to paddy rice and sweet potato. In 1968, averaged 1475 labor-hours per hectare was required to produce peanut, and one fifth of that value was needed for harvesting, which was almost done by hand operation.

In recent years, going out of rural population by rapid prosperity in industrial world, has being seriously influenced over peanut production. In order to solve such a situation, a possibility of harvesting mechanization by importing Lilliston 2700 digger-shaker-windrower and Lilliston 1500 peanut combine driven by 52 HP tractor individually, was introduced under the efforts of JCRR from 1970.

On this occasion, two peanut rows are dug, the dirt shaken and then maked in one ground drying-windrow behind the Lilliston 2700 in one operation. For several days later, the vines with pods attached are naturally dried and cured in the field, they are harvested by Lilliston 1500, meanwhile the pods are picked off from the vines.

The expriments were undergone by cooperative with those peanuts growers, and some weak points of this large machine were shown, including (1) causing rather high bulldozing loss by implements beams and tread over loss by wheels, adding mis-dig loss under the traditional growing distance between rows, (2) difficult attainment of drying and curing before picking for the sake of different atmospheric conditions, (3) low working capacity on the small-scale field area as in Taiwan.

Thus, developing a local-suitable peanut combine was being undertaken here in the laboratory since 1969. The design criterions are that (1) the vines with pods are put in orderly rows throughout the mechanical treatment from digging up to picking off, (2) the body are driven by 15HP engine with four wheels in self-propelling, (3) the size is possibly amall thus no cleaning equipment is set up, (4) the harvesting losses and pod damage rate are fairly lower than the large machine's.

According to the standpoints mentioned above, the small peanut combine should be constructed with (1) a soil-loosening equipment to decrease the stem-pulling resistance from ground, (2) a stem-combing equipment to rake the vines well-regulated into the machine, (3) a lifter along with vines-transporting operation function, (4) a pods-picking equipment, (5) a height adjustable equipment to hold the header in correct contact position.

Much mechanism persues and improvements were engaged and examined on developing the harvester. And finally, a fairy satisfied model was produced, in which the following mechanisms were compossed, (1) distorted rotary tillage, (2) eccentric rotating comb-fingers, (3) flexible disk type lifter, (3) bow net type pods picker, (5) automatic height control hydraulic system.

Though some advanced amendment are possible, but as to develop a peanut combine suitable operating for present necessity, the fundamental harvester's pattern is approached.

六、引用參考文獻 (References cited)

- (1) 陳孝祖：臺灣省十四種農作物人畜力與動力機械生產作業工時之比較研究。省立中興大學農學院農業教育系，民國 57 年 12 月。P61~65, 197~200
- (2) 黃文源、游勝秀：小型迴轉式落花生脫莢機之研究。農工學報，Vol. 13 No. 3 民國 56 年 9 月。P.40~47
- (3) 楊景文：臺灣落花生收穫作業的機械化之研究，農業工程學報，Vol. 7, No. 2, 3 民國 50 年 9 月，P 1~23
- (4) 黃陽仁：農業機械於水田行走性能之研究(一)，農機車輪在田間行走之各種動力學上之形態及其行走特性之測定法。農林學報，第二十輯，民國 60 年 10 月，P.45~72.
- (5) 譚湛、宮當青：汽車設計原理，華聯出版社，民國 56 年 5 月，P.279.
- (6) 山中勇、湯澤昭太郎、今井和男：落花生收穫作業的機械化に関する研究 (第 3 報)，(日本) 農業機械學會第 27 回總會講演要旨。1968 年 4 月，P86
- (7) 木谷蓋：各種耕耘裝置比較のための基礎的研究 (第 10 報)，(日本) 農業機械學會誌，第 27 卷，第 4 號，1966, P231~238.
- (8) 改訂農業機械ハンドブック，(日本) 農業機械學會，コロナ社，1969, P348.
- (9) 島本隆次：農業機械——稻麥刈取結束機の諸機構，機械設計，Vol. 12, No. 4. 1968 年 4 月，日刊工業新聞社，P61~71.
- (10) 島本隆次：稻麥刈取結束機の諸機構 (後編)，機械設計，Vol. 12, No. 7, 1968 年 7 月，P95~100
- (11) 島本隆次：小型バインダーの開発研究，(日本) 農業機械學會誌，Vol. 31, No. 1, 1969 年 6 月，P2.
- (12) 高橋芳雄：生態的特性からみた落花生品種と栽培法(1)，農業および園藝，第 39 卷，第 4 號，1964. P624~628
- (13) 梅田重夫、芝野保徳、毛利健太郎、市川友彦、大場平八：穂刈式小型コンバインの性能に関する研究 (第 1 報)，所要動力について。(日本) 農業機械學會誌，第 28 卷，第 3 號，1960 年 12 月，P157~161
- (14) Burmistrova, M. F. and others, Physicomechanical properties of Agricultural Crops. 1963. P88~96.
- (15) Duke, G. B. Mechanized Harvesting of Virginia Peanut Crop. Transactions of The ASAE. 1960. P138~139.
- (16) Gunkel, W. W. Direct Harvesting of Dry Beans. Agricultural Engineering, Dec. 1962, P694~697.
- (17) Mills, W. T. and Dickens, J. W. Harvesting and Curing the Windrow way of Peanut. Agricultural Experiment Station. Bulletin 405, 1958.
- (18) Wills, W. T. New Method of Harvesting Virginia Bunch Peanuts. Trans. of The ASAE, 1961, P26-27,30.
- (19) Peanut Marketing. U. S. Department of Agriculture. Agricultural Marketing Service. Fruit and Vegetable Division. Marketing Bulletin No.29, 1964.
- (20) Rice, C. E. and Ford, J. H. The Georgia-USDA Peanut Harvester Agricultural Engineering, March, 1954. P168~170.
- (21) Sorenson, J. W. Mechanization of Peanut Production in Texas. Agricultural Engineering, Sept. 1952. P561~562.

—上接51頁—

REFERENCES

- IBM Application Program. Linear Programming System/360 (LPS/360) (360A-CO-18X) Program Description Manual.
- Marr, James C. 1957. Grading Land for Surface Irrigation. Division of Agricultural Sciences, University of California. Circular 438
- Soil Conservation Service. 1959. SCS National Engineering Handbook, Section 15, Irrigation: Chapter 12, Land Leveling. United States Department of Agriculture, Soil Conservation Service, Washington D. C.
- Sowell R. S., S. F. Shih and G. J. Kriz. 1971. Land Forming Design by Linear Programming. Transaction of ASAE, Paper No. 71-708.
- Shih, S. F. and G. J. Kriz. 1971. Computerized Land Forming Design for An Irregular Shaped field. Transaction of ASAE, Paper No. 71-709.