

# 바인더收穫機의 放出構造 改善에 관한 研究

## Modification of Discharge Mechanism of Binder Harvesters

朴 金 柱\* · 鄭 昌 柱\*\* · 柳 寬 熙\*\*  
Park, Keum Joo · Chung, Chang Joo · Ryu, Kwan Hee

### Summary

Binder harvesters introduced to Korea were originally designed to be used for Japonica varieties which are highly resistant to shattering. In order to improve the performance of the binder to Indica varieties which are easily shattered and have shorter stem, mechanical modifications of the binder are inevitable.

Shattering losses of the binder can be classified into two major parts; one incurred before and one after binding operations. The latter has been evaluated as great as the former. Previous studies indicated that the high discharge losses resulted from a great impact force of the discharge arm on the rice bundle during the discharge process.

This study was intended to theoretically analyze the discharge mechanism of four-bar linkage. For this purpose, two commercially available binder harvesters having a four-bar linkage as a discharge mechanism were analyzed. Using the results from the motion analysis and the other structural constraints of the machines, they were modified and experimentally compared with the machines without modification to see whether any decrease in grain losses was obtained.

The results obtained in this study are summarized as follows:

1. The path, velocity and acceleration of discharge arm were computer analyzed by vector analysis. Using results of the analysis and intrinsic constraints of the binder, discharge mechanism was modified to reduce the impact force on bundle by discharge arm in the range where the discharge performance was not deteriorated. This modification of the discharge mechanism could be done with an aid of four-bar linkage synthesis technique.  
As a result, average velocity and acceleration of the discharge arm during the discharge process were reduced respectively by 19 percent and 33 percent for binder A, and 17 percent and 35 percent for binder B.
2. Through the modification of the discharge mechanism, discharge losses of binder A were reduced by 42-56 percent for Milyang 23, Poongsan and Hangang chal, and discharge losses of binder B were reduced by 13-20 percent for Milyang 23 and Poongsan.
3. Discharge losses were decreased as the bundle size became larger and the size effect on the decrease rate appeared more significant in the binders with modifications than in those without modifications.

---

\*安城農業專門大 農業機械科

\*\*서울大 農大 農工學科

## 1. 結 論

우리나라의 벼 生産에 있어서 收穫作業이 차지하는 勞動力의 비중은 전체의 34%에 이르고 있으며, 이 作業을 比較의 짧은 期間 內에 完了해야 한다는 側面에서 볼 때 收穫作業의 機械化는 勞動力 不足의 解消뿐만 아니라 米穀生産量의 增大에 寄與한다는 點에서 매우 重要한 課題이다.

現在 收穫作業機에는 바인더收穫機와 콤바인收穫機가 있으며, 이들은 1978年 부터 本格的으로 普及되기 시작하여 1982年末 現在 바인더收穫機 17,294 台, 콤바인收穫機 3,509 台가 普及되었다.<sup>(11)</sup> 특히 바인더收穫機는 우리나라 農家의 農地規模 및 經濟的인 負擔能力을 考慮할 때 광범위하게 收容될 수 있는 機種으로 評價되어 普及를 서둘러 왔다.

그러나 바인더收穫機는 모두 日本에서 開發되어 非脫粒性인 一般系 品種에 適合하도록 設計, 製作되어 있기 때문에, 脫粒性 品種의 경우에는 많은 脫粒損失이 發生하고 있으며 이것이 바인더收穫機의 보다 많은 普及를 阻害하고 있는 것으로 認識되고 있다. 따라서 바인더收穫機의 擴大普及를 위해서는 우리나라에서 큰 比率로 栽培되고 있는 統一系 品種에도 適應할 수 있도록 機械를 改良하는 것이 절실히 要請되고 있다.

바인더收穫機의 脫粒損失은 前處理, 刈取, 搬送 및 放出되는 過程에서 發生하며, 이중 放出損失이 차지하는 比重은 全損失의 70%以上에 이르고 있는 것으로 보고되었다.<sup>6, 10)</sup>

따라서 本 研究는

1. 放出機構의 運動分析을 통하여 放出암 運動狀態가 脫粒損失에 미치는 影響을 理論적으로 究明하고 그에 대한 改善方向을 提示하며
2. 放出構造를 改善한 後, 圃場實驗을 통해 改善의 效果를 實驗적으로 比較·分析하며
3. 放出된 벼단의 크기와 脫粒損失과의 關係를 實驗적으로 考察하는 데 있었다.

## 2. 放出構造의 改善과 分析

### 가. 供試機의 選擇

우리나라의 農村에서 利用되고 있는 바인더 收穫機는 주로 3 個 會社에서 供給한 A, B, C의 3 個 機

種이 있으나 本 研究에서는 4 節機構의 原理를 利用하여 放出機構를 작동시키는 A, B 두 機種을 選擇하였다. A, B 바인더收穫機는 放出機構에 의한 脫粒損失이 다른 部分에 의한 脫粒損失보다 相對적으로 크게 나타났다.<sup>(10)</sup> 따라서 四節機構에 의한 放出암의 運動이 본질적으로 脫粒損失을 加重化 시킨다고 判斷하고 이에 대한 改善點을 찾기 위해 이의 두 機種을 選擇한 것이다. A, B 두 機種의 主要 諸元과 動力傳達體系는 表 1 및 그림 1~2와 같다.

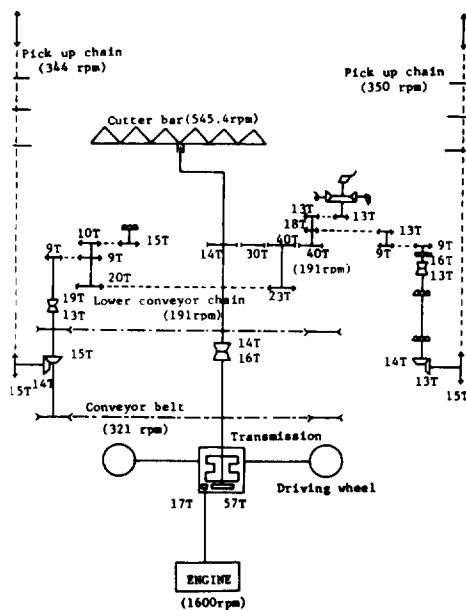


Fig. 1. Schematic diagram of power transmission of binder A

### 나. 放出암의 運動分析

供試 바인더收穫機의 放出암 作動機構는 그림 3과 같이 4 節 機構로 構成되어 있다. 放出作用點 P의 運動을 分析하기 위한 各 링크의 길이, 位置角 등의 값은 表 2와 같다.

그림 3에서  $a_1$ 는 結束機 프레임,  $a_2$ 는 驅動링크,  $a_3$ 는 連結링크,  $a_4$ 는 從動링크이다. 放出암은 링크  $a_3$ 에 포함되어 있으며, 驅動링크가 反時計 方向으로 回轉함에 따라 타원형과 類似한 軌跡을 그리면서 刈取, 結束된 벼를 機體 밖으로 放出시켜 준다. 放出作用은 放出암 先端部 P點의 運動을 分析했다.

링크  $a_2$ 의 驅動軸을 中心으로 하고 機體의 進行方向을 X軸, 벼단이 들어오는 方向을 Y軸으로 하여,

Table 1. Specification of the binder harvesters studied

Item		Binder	A	B	
Dimensions	Length (cm)		188	197.5	
	Width (cm)		83	87-163	
	Height (cm)		96	97-114	
	Weight (kg)		158	188	
Engine	Normal output (ps/rpm)		3.1/1600	3.5/1800	
	Maximum output (ps)		4.5	-	
Driving unit	Tire	Type	Wide, low-pressure	Wide, low-pressure	
		Dimension	19x8. 0-8	18x10. 0-8	
	Speed change		3 Drive, 1 Reverse	3 Drive, 1 Reverse	
	Speed	Working	High	0.86	0.894
			Low	0.60	0.559
		Traveling	High	1.65	1.45
Low				0.905	
Reverse	High	0.68	0.927		
	Low		0.579		
Cutting unit	Cutting type		Reciprocating type	Reciprocating type	
	Cutting width (cm)		50	50	
	Cutting height (cm)		5	5	
Binding unit	Binding method		Knotter bill	Knotter bill	
	Binding height (cm)		17	17	
	No. of adjustable bundle size		5	3	
Discharge unit	Heigh of discharge arm from the discharger frame (cm)		23	23	
	Height of discharger frame from the ground (cm)		6	5	
Capacity	Working type of binder		2 row, left turning	2 row, left turning	
	Twine consumption (m/10a)		500-750	500-750	
	Capacity of work (hr/10a)		0.8-1.3	0.5-1.0	
	oil supplying system		Manual	Antomatic	

P點의 變位를 求하였다. 먼저 링크  $a_1$ 의 연장선을  $X_1$ 軸, 이에 直角된 軸을  $Y_1$ 軸으로 하는 座標系에서 P點의 變位를 求한 다음 이를 다시 XY軸 上으로 座標系轉換을 하였다.

$\theta_2, \theta_3, \theta_4$ 는  $X_1$ 軸과 各 링크가 이루는 角이며  $\theta_4$ 는  $X_1$ 軸과 放出臂이 이루는 角이다.  $\phi$ 는 座標系轉換角으로서  $X_1$ 軸과 X軸이 이루는 角이다. 다음에 주어진  $l, \alpha, \beta, \gamma$ 는 分析의 過程에서 定義된 값들

이다. 驅動링크가  $15^\circ$ 씩 회전함에 따른 P點의 變位, 速度, 加速度는 다음과 같은 解析的 方法을 통하여 컴퓨터로 그 結果를 計算하였다.

$$l = \sqrt{a_1^2 + a_2^2 + 2a_1 a_2 \cos \theta_2} \quad (1)$$

$$\cos \alpha = \frac{a_1^2 + l^2 - a_2^2}{2a_1 l}$$

$$\cos \beta = \frac{a_2^2 + l^2 - a_1^2}{2a_2 l}$$

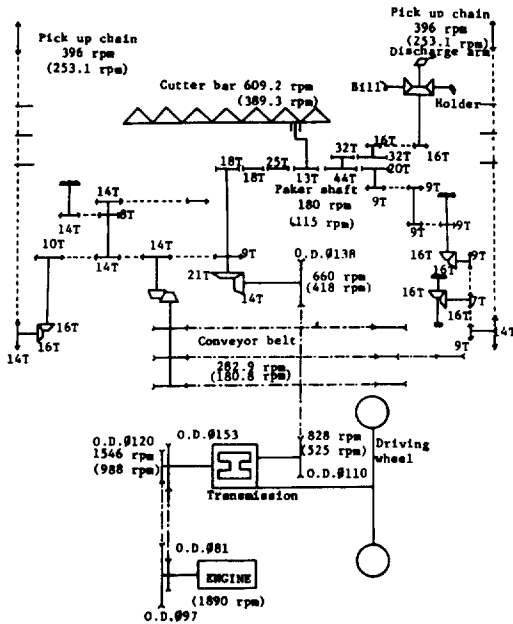


Fig. 2. Schematic diagram of power transmission of binder B

$$\cos \gamma = \frac{a_1^2 + l^2 - a_2^2}{2a_1 l}$$

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \alpha}}{\cos \alpha} \quad (2)$$

$$\beta = \tan^{-1} \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \beta}}{\cos \beta} \quad (3)$$

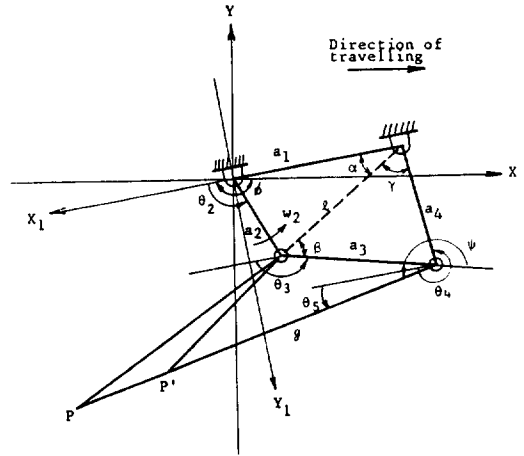


Fig. 3. Schematic diagram of discharge mechanism

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{\sqrt{1 - \cos^2 \gamma}}{\cos \gamma} \quad (4)$$

$$\theta_1 = \pi - \beta + \alpha \quad (5)$$

$$\theta_4 = \theta_3 + \beta + \alpha \quad (6)$$

$$\theta_3 = \phi + \theta_3 - 2\pi \quad (7)$$

放出作用點 P 의 位置는 關聯된 링크의 벡터값을 합하여 表現할 수 있으므로  $X_1, Y_1$  座標系에서 P 의 變位와 各 軸方向의 成分은 式(8)~(10)과 같다.

$$\vec{P} = \vec{a}_2 + \vec{a}_3 + \vec{g} = a_2 e^{i\theta_2} + a_3 e^{i\theta_3} + g e^{i\theta_3} \quad (8)$$

Table 2. Dimensions of discharge arm mechanism

Notation	Description	Dimensions	
		Binder A	Binder B
$a_1$	Length of link 1 (cm)	12.0	18.0
$a_2$	Length of link 2 (cm)	5.2	8.6
$a_3$	Length of link 3 (cm)	11.7	17.0
$a_4$	Length of link 4 (cm)	9.2	11.0
$\omega_2$	Angular velocity of link 2 (rpm)	185.0*	115.0*
$\phi$	Transformation angle of co-ordinates axis(deg)	167.5	177.2
$\varphi$	Angular position vector of coupler point P w. r. t link 3 (deg)	209.0	208.3
$g$	Magnitude of position vector of coupler point P (cm)	27.0	29.7

(\*) This is an actual velocity calculated from the engine speed through the speed reduction of gear transmissions

$$P_{x1} = a_2 \cos \theta_2 + a_3 \cos \theta_3 + g \cos \theta_3 \quad (9)$$

$$P_{y1} = a_2 \sin \theta_2 + a_3 \sin \theta_3 + g \sin \theta_3 \quad (10)$$

여기에서  $a_3$ 를 경유해서 P를 求한 理由는 g값 測定の 便宜性 때문이었다. 이를 다시 XY座標系의 값으로 나타내면 다음과 같다.

$$P_x = P_{x1} \cdot \cos \varphi + P_{y1} \cdot \sin \varphi \quad (11)$$

$$P_y = -P_{y1} \cdot \sin \varphi + P_{x1} \cdot \cos \varphi \quad (12)$$

P點의 速度는 式(9), (10)를 時間에 關하여 微分하여 式(15), (17)과 같이 計算한다. 여기에서  $\omega_3, \omega_4$ 는 링크  $a_3$  및  $a_4$ 의 絶對角速度이다.

$$\omega_3 = \frac{-a_2 \sin(\theta_2 - \theta_4)}{a_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \omega_2 \quad (13)$$

$$\omega_4 = \frac{a_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)}{a_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \omega_2 \quad (14)$$

$$V_x = -\omega_2 a_2 \sin \theta_2 - \omega_3 a_3 \sin \theta_3 - \omega_4 g \sin \theta_3 \quad (15)$$

$$V_y = \omega_2 a_2 \cos \theta_2 + \omega_3 a_3 \cos \theta_3 + \omega_4 g \cos \theta_3 \quad (16)$$

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} \quad (17)$$

P點의 加速度는 速度成分을 時間에 關하여 微分하여 얻을 수 있으며 그 結果는 式(20)~(22)와 같다. 여기에서  $\alpha_2, \alpha_3$ 는 링크  $a_2$  및  $a_3$ 의 絶對角加速度이다.

$$\alpha_2 = 0 \quad (18)$$

$$\alpha_3 = \frac{-\{a_2 \omega_2 \cos(\theta_2 - \theta_4) + a_3 \omega_2^2 \cos(\theta_3 - \theta_4) + a_4 \omega_2^2\}}{a_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad (19)$$

$$A_x = -\alpha_2 a_2 \sin \theta_2 - \omega_2^2 a_2 \cos \theta_2 - \alpha_3 a_3 \sin \theta_3 - \omega_3^2 a_3 \cos \theta_3 - \alpha_3 g \sin \theta_3 - \omega_3^2 g \cos \theta_3 \quad (20)$$

$$A_y = \alpha_2 a_2 \cos \theta_2 - \omega_2^2 a_2 \sin \theta_2 + \alpha_3 a_3 \cos \theta_3 - \omega_3^2 a_3 \sin \theta_3 + \alpha_3 g \cos \theta_3 - \omega_3^2 g \sin \theta_3 \quad (21)$$

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} \quad (22)$$

### 다. 放出構造의 改善

放出作業의 遂行過程中 放出암의 軌跡, 速度, 加速度는 作業遂行能力과 벼의 脫粒에 미치는 影響을 考慮할 때 放出構造設計에서 매우 重要한 要素라고 할 수 있다. 脫粒損失을 줄이기 위해서는 이들의 값을 減少시켜야 하는 것으로 보고되었다.<sup>6, 10)</sup> 이 중에서 速度와 加速度는 驅動軸의 回轉速度를 變化시켜 減少시킬 수 있지만 이를 위해서는 結束機 内部의 기어를 再結合해야 할 뿐만 아니라 驅動軸에 걸리는 토-크의 增大로 因하여 軸의 材質을 補強해야 하는 등 많은 修正을 要求하므로 本 研究에서는 4節機構를 再合成하여 放出암의 軸跡을 變化시킴으로써 이들의 값을 줄이는 方法을 試圖하였다.

링크의 再合成은 4節機構가 Crank-rocker 運動

을 하기 위해 가져야 하는 內的인 拘束條件과 또한 放出암의 作業遂行能力, 다른 部品과의 位置關係 등으로부터 規定된 外的 條件들을 考慮하여 遂行되어야 한다.

첫째, 內的 條件으로서 4節機構가 Crank-rocker 運動을 하기 위한 링크길이의 條件은 다음과 같다.

$$a_2 < a_1, a_3, a_4 \quad (23)$$

$$a_2 + a_1 < a_3 + a_4 \quad (24)$$

$$a_2 + a_3 < a_1 + a_4 \quad (25)$$

위의 條件을 만족시키는 範圍内에서 하나의 링크만을 變化시킨다고 假定했을 때 A, B 두 機種의 放出機構에서 各 링크가 취할 수 있는 範圍는 表 3과 같다.

Table 3. The allowable range of links of 4-bar linkage which can satisfy the motion of crank-rocker mechanism adapted to the binder harvester A and B.

(unit : cm)

Binder Link	A	B
$a_1$	Shorter than 15.7	Shorter than 20.9
$a_2$	" 9.	" 11.0
$a_3$	" 16.0	" 21.9
$a_4$	Longer than 4.9	Longer than 6.1

둘째, 外的 條件으로서 放出암은 放出作業을 効果的으로 遂行하기 위해서는 一定한 範圍 이상의 軌跡을 그려야 하며 또한 運動過程中에 다른 部品과 干涉을 일으켜서는 안된다. 4節機構 外에 다른 部品の 改善을 통해 放出암 運動軌跡의 制限條件을 緩和시킬 수 있지만 本 研究에서는 放出裝置의 周圍部分의 변경이 어려운 構造는 일단 固定된 要因으로 看做하고 4節機構의 改善을 試圖하였다. 外的 條件에 依하여 P點이 그려야 하는 軌跡은 그림 4의 빗금친 部分에 해당한다. 여기에서 中心 및 各 軸의 方向은 그림 3에서 定義한 바와 같다.

A, B 機種의 放出構造를 改善함에 있어서 各 링크의 再合成은 以上の 表 3과 그림 4의 條件을 만족시키는 同時에 放出암의 軌跡, 速度, 加速度를 最少化시킬 수 있도록 試圖되었다. 이를 위해 各 링크를 0.1cm씩 增大, 또는 縮小시켜 가면서 各 各의 軌跡, 速度 및 加速度를 求하여 比較, 分析하였다.

4 個의 링크 중에서 하나의 링크만을 變化시킨다

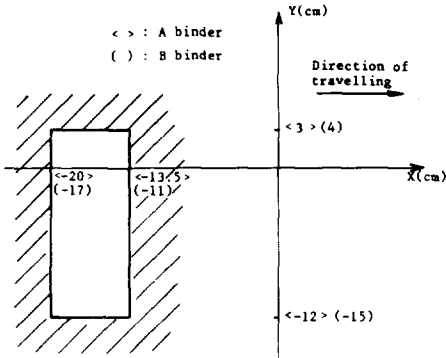


Fig. 4. Design path domain of coupler point to perform proper discharge

고 假定했을 때 放出암의 理想的인 軌跡은 링크  $a_2$ 의 길이를 縮小시킴으로써 實現할 수 있었다. A機種은 링크  $a_2$ 를 原來的 5.2cm에서 4.0cm, B機種은 8.6cm에서 6.3cm로 縮小했을 때 가장 理想的인 軌跡을 그렸다. 그러나 製作上的 制約으로 인하여 本 研究에 利用된 것은 A機種 4.2cm, B機種 7.1cm로 縮小된 것으로서 以下의 모든 分析은 이에 基準을 두었다.

그림 5, 6은 機體의 前進速度가 0인 狀態에서 放出암 先端 P點의 軌跡을 放出構造의 改善 前後別로 對比하여 다른 部品の 位置와 함께 나타낸 것이

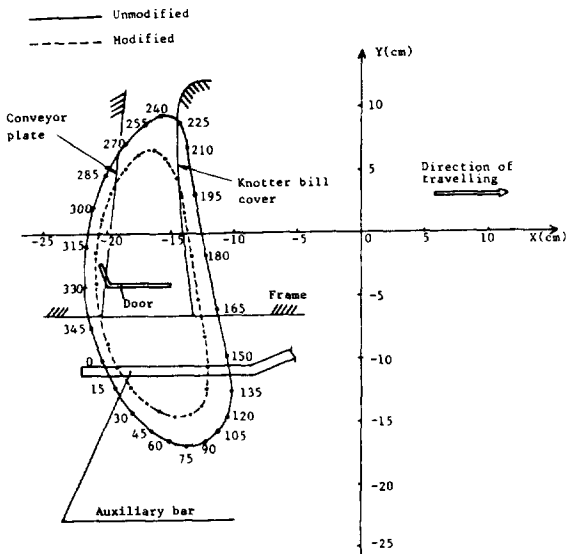


Fig. 5. Path of the coupler point P of the discharge arm of binder A

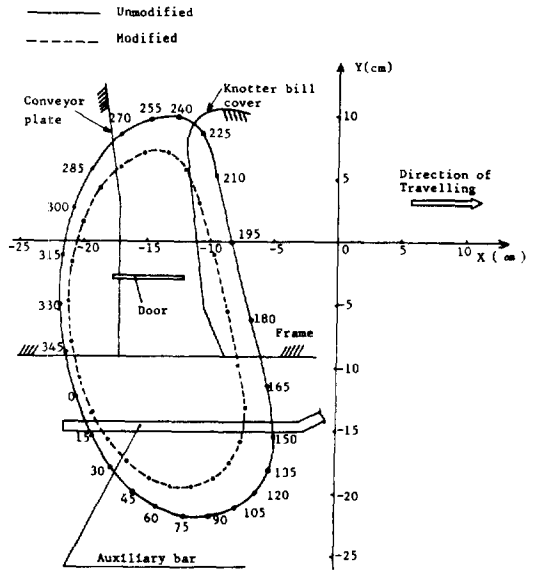


Fig. 6. Path of the coupler point P of the discharge arm of binder B

다. 그림 3에서 規定한 座標上에서 각  $\theta_2$ 의 變化량 즉, 驅動軸이  $15^\circ$ 씩 回轉함에 따른 P點의 位置를 求하여 軌跡을 그렸다. 放出암이 反時計方向으로 回轉하므로 放出運動은 驅動軸 回轉角  $240^\circ \sim 80^\circ$ 의 範圍에서 이루어지고 歸還運動은  $80^\circ \sim 240^\circ$ 의 範圍에서 일어난다.

그림 7·8은 放出암 先端 P點의 速度와 速度方向의 加速度를 放出構造의 改善 前後別로 對比하여 나타낸 것이다. 改善을 통하여 放出過程區間的의 平均速度는  $17 \sim 19\%$ , 平均加速度는  $33 \sim 35\%$ 減少하였으며 이는 벼의 脫粒損失減少에 寄與할 수 있을 것으로 判斷하여 다음 節에서 이에 對한 關係를 具體的으로 分析하였다.

歸還過程區間的의 平均速度는  $18 \sim 19\%$ , 平均加速度는  $49 \sim 64\%$ 減少하였다. 이 區間에서의 放出암의 速度와 加速度는 脫粒損失發生에 直接的인 影響을 미치는 않지만 放出機構를 設計하는데 있어서 材料의 強度, 所要馬力등을 決定하는데 考慮해야 할 하나의 要素가 될 수 있다.

#### 라. 放出암의 運動과 脫粒損失과의 關係

바인더收穫機의 脫粒損失은 刈取損失과 放出損失로 크게 分類할 수 있다. 刈取損失은 前處理部에서

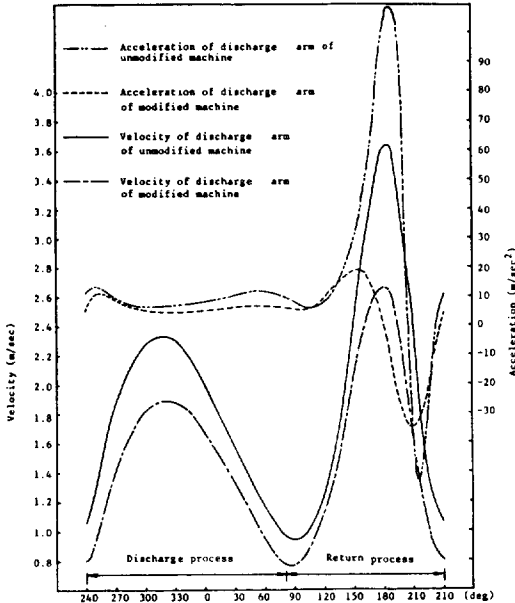


Fig. 7. Velocity and acceleration curve of the coupler point of the discharge arm of binder A

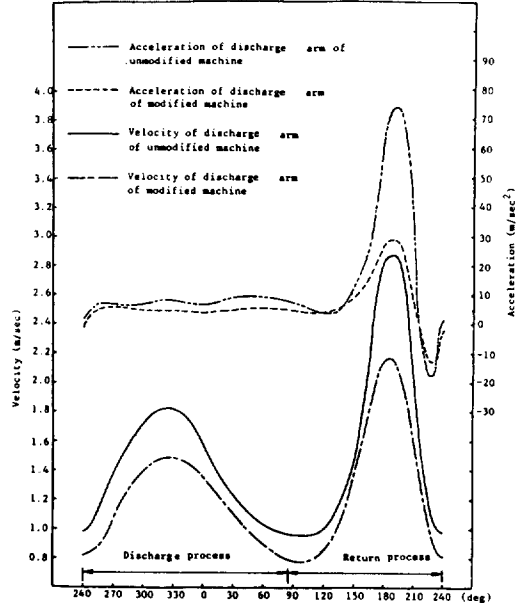


Fig. 8. Velocity and acceleration curve of the coupler point of the discharge arm of binder B

벼를 끌어들이어 切斷하고 절단된 벼를 結束部쪽으로 移送하는 過程에서 發生하는 諸般 損失을 包含하며 放出損失은 移送된 벼를 묶어 圃場에 放出하는 過程에서 發生하는 損失을 나타낸다.

結束部の 主要機構는 클러치도어(Clutch door), 팩커(Packer), 니들(Needle), 끈 홀더(Twine holder), 노터 빌(Knotter bill) 및 放出암(Discharge arm)으로 構成되어 있다. 移送체인과 移送벨트의 誘導를 받아 結束部 쪽으로 밀려 온 벼는 팩커의 作用에 의하여 도어 쪽에 集속되어 壓縮된다. 이 壓縮된 벼가 클러치 도어에 壓力을 가하면, 니들, 노터 빌, 끈 홀더는 動力을 전달받아 結束作業을 수행하고 結束된 벼단이 放出암에 의하여 機体外로 放出됨으로써 바인더收穫機의 作業은 完了된다.

放出암의 運動과 脫粒損失의 關係를 究明하기 위하여 벼단의 放出過程을 그림 9와 같이 3段階로 區分하여 損失의 發生을 分析하였다.

첫번째 損失은 그림의 A點의 位置에서 放出암이 벼단과 처음 接觸하여 벼단에 衝擊을 加한 순간에 發生한다. 벼단에 加해진 衝擊力은 單位時間當 벼단의 運動量의 變化로 推定할 수 있다. 이때 벼단은 停止된 狀態에서 순간적으로 A點에서의 放出암速度

$V_{a2}$ 로 變換 것이므로 벼단에 加해진 衝擊力은 線型 運動量의 理論에 의하여 다음과 같이 推定할 수 있다.

$$\int_{t_1}^{t_2} \sum f dt = m \int_{V_{a1}}^{V_{a2}} dV \quad (26)$$

$$\sum f(t_2 - t_1) = m(V_{a2} - V_{a1})$$

$$\sum f = mV_{a2} / \Delta t$$

$$\sum F = G(\sum f) \quad (27)$$

여기에서  $\sum F$ ; 벼 이삭에 加해진 衝擊力

$\sum f$ ; 벼단 전체에 加해진 衝擊力

$m$ ; 벼단의 質量

$V_{a1}$ ; 벼단의 初期速度( $V_{a1} = 0$ )

$V_{a2}$ ; A點에서의 放出암 速度

$\Delta t$ ; 衝擊이 加해진 時間

衝擊이 加해진 時間은 벼단의 特性, 放出암의 速度등에 따라 一定하지 않으며 또한 줄기부분에 加해진 衝擊이 이삭부분에 어떻게 傳達되는지 正確하게 밝혀지지 않았으므로  $\sum F$ 의 正確한 값은 알 수 없지만, 放出암의 速度의 크기에 影響을 받을 것으로 判斷할 수 있다. 初期 接觸位置는 그림 5, 6에서 放出암이 驅動軸 回轉角 270°~300°의 範圍에 왔을 때 이다. 放出構造 改善에 의하여 이 區間의 放出암 平

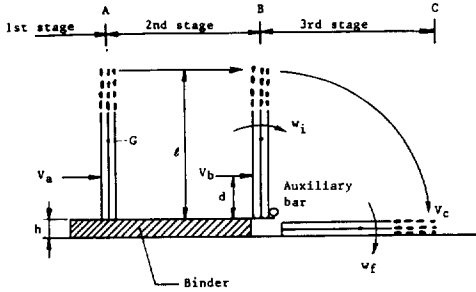


Fig. 9. Discharge process classified into 3 stages

均速度는 그림 7, 8 에서와 같이 A, B機種 모두 20%程度 減少하였다.

(2) 第 2 段階

두번째 損失은 芻단이 A點에서 B點까지 放出암에 同伴되어 移動하는 過程에서 發生한다. 이 區間에서는 放出암이 加速度를 가지고 움직이고 있으므로 芻 날알은  $F=ma$ 의 慣性力을 가지면서 移動한다. 여기에서  $m$ 은 芻 날알의 質量이고  $a$ 는 각 순간의 加速度이다. 이 慣性力이 芻의 脫粒力보다 클 때에는 脫粒이 發生할 것이라고 期待할 수 있다. 이 區間은 放出암 驅動軸 回轉角  $30^{\circ} \sim 15^{\circ}$ 의 範圍에 該當하며 改善後 이 區間の 平均加速度는 그림 7, 8과 같이 40%以上 減少하였다. 그러나 이 區間에서 芻 날알이 갖는 慣性力은  $1.5 \times 10^{-4} \text{kg} \sim 3.0 \times 10^{-4} \text{kg}$ 程度에 不過하므로 芻의 脫粒力에 크게 못미치며, 따라서 脫粒損失은 거의 發生하지 않고 단지 芻 날알의 連結強度가 弱화되어 다음 段階에서의 損失에 影響을 미칠 것으로 判斷된다.

(3) 第 3 段階

세번째 損失은 芻단이 機體를 離脫하여 圃場에 떨어지는 순간, 芻의 이삭부가 地面으로 부터 받은 衝擊에 의하여 發生하며 放出損失中 가장 큰 比重을 차지한다. 이삭부에 加해지는 衝擊力은 地面과 衝突되기 直前에 이삭부가 갖는 速度의 關係로서 나타낼 수 있다.

$$\int_{t_1}^{t_2} \Sigma F dt = m_p \int_{V_{C_1}}^{V_{C_2}} dV$$

$$\Sigma F (t_2 - t_1) = m_p (V_{C_2} - V_{C_1})$$

$$\Sigma F = -m_p V_{C_1} / \Delta t \tag{28}$$

여기에서  $\Sigma F$ ; 이삭부에 加해진 衝擊力  
 $m_p$ ; 이삭부의 質量

$V_{C_1}$ ; 衝突直前の 이삭부 速度  
 $V_{C_2}$ ; 衝突후의 이삭부 速度 ( $V_{C_2} = 0$ )  
 $\Delta t$ ; 衝擊이 加해진 時間

衝擊이 加해진 時間은 芻단 및 地表面의 狀態에 따라 一定하지 않으며 衝突 直前の 速度  $V_{C_1}$ 도 正確히 算出할 수는 없지만, 몇가지 假定을 하여  $V_{C_1}$ 의 값을 推定할 수 있다.

그림 9에서 B點은 芻단이 機體를 離脫한 순간이고 C點은 地面과 衝突直前の 순간이다. B點에서 芻단이 갖는 에너지를  $E_1$ , C點에서 芻단이 갖는 에너지를  $E_2$ 로 하여 에너지 保存法則을 利用하여 C點에서의 速度  $V_{C_1}$ 을 求하였다. B點에서 芻단이 갖는 位置에너지와 運動에너지는 C點에 이르면 모두 運動에너지로 바뀐다. 이들의 에너지 값을 求하기 위하여 芻단은 휘어지지 않는 가늘고 均일한 막대이며 補助棒을 中心으로 回轉하면서 地面에 落下한다고 假定하였다. 따라서 回轉軸을 中心으로 하는 芻단의 Mass moment of inertia  $I$ 와 B點에서의 角速度  $\omega_1$ 는 다음과 같이 求한다.

$$I = \frac{1}{3} m l^2 \tag{29}$$

$$\omega_1 = v_b / d \tag{30}$$

여기에서  $m$ ; 芻단의 質量  
 $l$ ; 芻단의 길이  
 $v_b$ ; B點에서 放出암 速度  
 $d$ ; 放出암 높이

그러므로 B點과 C點에서 芻단이 갖는 에너지를 位置에너지(P)와 運動에너지(K)로 區分하여 나타내면 다음과 같다.

$$P_1 = mg(h + l/2) \tag{31}$$

$$K_1 = \frac{1}{2} I \omega_1^2 \tag{32}$$

$$E_1 = P_1 + K_1 = mg(h + l/2) + \frac{1}{2} I \omega_1^2 \tag{33}$$

$$E_2 = K_2 = \frac{1}{2} I \omega_2^2$$

에너지保存의 法則에 의하여  $E_1 = E_2$ 이므로 C點에서 芻단의 角速度  $\omega_2$ 와 이삭부의 線速度  $V_{C_1}$ 은 다음과 같이 求할 수 있다.

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{3g(2h+l)}{l^2}} + (v_b/d) \tag{35}$$

$$V_{C_1} = l \cdot \omega_2 = \sqrt{3g(2h+l)} + \left(\frac{l \cdot v_b}{d}\right) \tag{36}$$

式(36)에서와 같이 C點에서 이삭부 速度는 B點에서의 放出암 速度  $v_b$ 의 函數로 되어 있음을 알 수 있다.  $v_b$ 는 그림 5, 6에서 放出암이 放出補助棒을 약간 벗어난 位置에서 放出암이 갖는 Y軸 方向의 速度이다. 放出構造 改善을 통하여  $v_b$ 는 A機種에서



67%, B機種에서 33%가 減少되었다.

### 3. 實驗材料 및 方法

#### 가. 實驗材料

##### (1) 供試機

本 實驗에 使用된 供試機는 앞章의 運動分析에서 利用된 A, B 두 機種으로서 이들의 主要 諸元은 앞서의 表1과 같다.

##### (2) 供試品種

本 實驗은 統一系 品種에서 密陽23號, 풍산, 한강찰벼, 태백의 모두 4個 品種에 대하여 實施하였으며, 本 實驗을 하기 前에 實施한 豫備實驗은 一般系 品種에 대하여 바인더收穫機의 作況狀態만을 調査하였다.

各 品種의 栽培條件 및 收穫時의 作物狀態는 表4와 같다. 作物狀態는 10個의 標本을 任意推出하여 調査한 結果이다.

##### (3) 供試圃場

統一系 풍산의 포장은 水原市 九雲洞에 所在한 것으로서 地面이 고르고 排水狀態도 매우 良好하여 바인더收穫作業에 適合하였다. 벼는 作況狀態가 全体的으로 均一하고 매우 良好했다.

그의 密陽23號, 한강찰벼, 태백의 圃場은 서울大 學校 附屬農場에 所在한 것이다. \*密陽23號의 圃場은 部分的으로 病虫害를 입은 곳이 있으므로 均一한 圃場이라고는 말할 수 없었다. 한강찰벼의 圃場은 作況狀態가 良好했으며 均一하게 分布되었었다. 태백은 作況狀態는 良好했지만 벼의 完熟도가 位置에 따라 差異가 있었다.

#### 나. 實驗設計

放出構造와 벧단의 크기가 脱粒損失에 미치는 影響을 分析하기 위하여 放出암 驅動링크의 길이(要因 A)와 벧단의 크기(要因 B)를 2個의 水準으로 變化시켜 2 × 2 要因分析을 하였다.

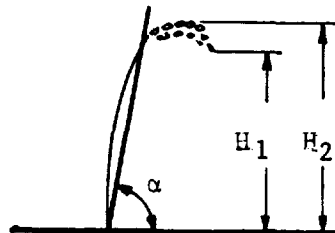
Table 4. Agronomic data of the paddies used in the experiment

Item \ Variety	Milyang 23	Poongsan	Hangangchal	Taebak
Sowing date	4. 20	4. 12	4. 13	4. 20
Transplanting date	5. 21	5. 27	5. 20	5. 21
Heading date	8. 18	-	-	-
Harvesting date	10. 2 - 3	9. 28 - 29	10. 5	10. 4
Column length (cm)	65. 2	66. 0	68. 0	63. 0
Panicle length (cm)	23. 0	23. 5	23. 2	22. 0
No. of panicle per hill	17	20	16. 7	16. 4
No. of grain per panicle	120	95	97	87
H <sub>1</sub> (cm)	64. 0	64. 2	65. 0	63. 0
H <sub>2</sub> (cm)	74. 5	76. 0	77. 5	73. 5
α (deg)	85	86	85	87
yield(kg/10a)	880	802	691	682

H<sub>1</sub> : Height from ground to end of panicle

H<sub>2</sub> : Height from ground to top of panicle

α : Angle between ground and stem stance



다. 測定方法

(1) 脫粒損失量의 測定

損失量의 測定은 放出損失과 刈取損失로 區分하여 測定하였다. 바인더收穫機가 지나갈 곳의 바로 옆에 길이 5 m × 幅 3 m의 비닐을 間後 作業을 遂行하여 비닐위에 떨어진 벼 낱알을 모아서 放出損失로 處理하였다. 또한 바인더收穫機가 지나간 바로 밑자리 54 cm × 70 cm의 넓이에 떨어진 벼 낱알을 모아서 刈取損失을 算出하였다.

脫粒損失量은 모두 濕量基準含水率 14%에서의 量으로 換算하여 10a當 kg 및 總收穫量에 對한 損失比率로 나타내었다. 바인더收穫機의 作業速度는 모두 0.68 m/sec에서 遂行하였으며 이는 機械의 分析에 適用한 速度와 같다. A機種은 刈取 2速으로 作業하였으며 B機種은 變速位置를 移動低速에 놓아 前處理部의 速度를 낮게 하여 作業하였다.

(2) 넛단의 放出狀態調査

넛단의 放出狀態란 放出암이 結束된 넛단을 처낸 後 넛단이 地面에 떨어져 누운 狀態를 意味한다. 放出狀態는 放出거리와 放出角度로 나타냈으며, 그림 10에서와 같이 機體의 補助棒으로부터 떨어진 넛단의 下端部 中心까지의 距離를 放出距離라고 하였고 넛단의 中心線이 機體의 進行方向에 垂直한 線으로부터 기울어진 角度를 放出角이라고 定義하여 時計方向(C.W)을 +, 反時計方向(C.C.W)을 -로 表示하였다. 放出狀態의 測定은 各 處理作業過程에서 任意로 1個를 選擇하여 調査하였다.

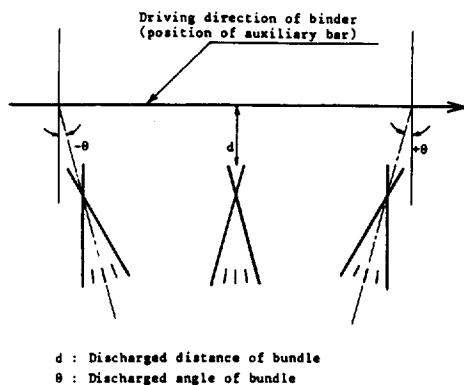


Fig. 10. Bundle position relative to the binder after discharged on the ground.

4. 實驗結果 및 考察

가. 脫粒損失의 分析

(1) 放出損失

앞 節의 實驗設計에 의하여 實施된 各 品種 및 機種에 대한 各 處理別 放出損失量과 損失比率는 表 5 및 그림 11과 같다.

아래 表 5에서 處理A는 放出암 驅動링크를 意味하며 "A"는 링크길이가 긴 것으로 改善前의 링크이고 "a"는 짧은 것으로서 改善後의 링크를 나타내었다. 處理B는 結束團의 크기로서 "B"는 大束이고 "b"는 小束을 意味한다. A機種의 경우에는 大束이

Table 5. Comparison of discharge losses between bundle sizes and discharge mechanism for binder A and B

Variety		unit ; kg / 10a, %								
Binder	Treat-ment	Item	Milyang 23		Poongsan		Hangangchal		Taeback	
			Amount	%	Amount	%	Amount		Amount	%
A		AB	36.2	4.1	16.9	2.1	14.0	2.0	2.6	0.38
		aB	16.5	1.9	7.6	0.9	5.7	0.8	2.5	0.37
		Ab	41.3	4.7	20.9	2.6	17.3	2.5	2.6	0.38
		ab	25.5	2.9	14.9	1.9	8.3	1.2	2.6	0.38
B		AB	41.8	4.8	18.9	2.4				
		aB	31.1	3.5	16.7	2.1				
		Ab	43.3	4.9	21.5	2.7				
		ab	37.2	4.2	18.7	2.3				

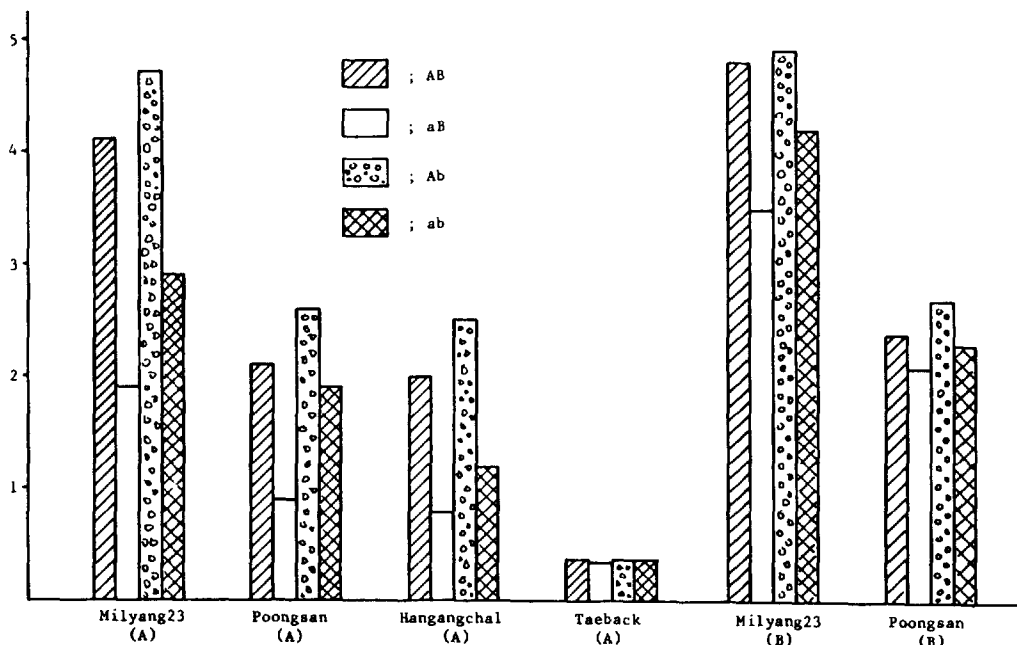


Fig. 11. Comparison of discharge losses between bundle size and discharge mechanisms for binder A and B

直徑 12.5cm, 小束이 11.5cm이고 B機種의 경우에는 各各 11cm 및 9cm이었다.

實驗結果를 2 × 2 要因分析한 結果 A機種의 경우에는 密陽23號, 풍산, 한강찰벼에서 要因 A인 放出構造의 改善에 따라 放出損失이 42%~56%減少하였으며 要因 B인 뗏단을 크게 함에 따라 24%~34% 程度 減少한 結果를 보여 A, B 各 要因의 水準間에 高度의 有意性이 있었다. 태백에서는 各 要因의 水準間 有意性이 나타나지 않았다. 태백은 非脫粒性 品種으로서 損失이 거의 發生하지 않았을 뿐만 아니라 圃場狀態가 不均一한 關係로 因하여 處理間 差異가 나타나지 않은 것으로 判斷되었다.

B機種의 경우에는 密陽23號 및 풍산에서 要因 A의 變化에 따라서 13%~20%의 損失減少를 보여 5% 水準에서 有意性을 나타냈으며 要因 B의 變化에

따라서 9%~11%의 損失減少를 보였으나 5% 水準에서 有意性이 없었다.

(2) 刈取損失

刈取損失은 表 6 과 같이 放出損失에 比하여 매우 적었다. 各 處理間의 有意差가 없었으며, 이는 放出作用에 의한 損失은 刈取損失과는 相關關係가 없음을 意味한다.

나. 放出狀態 調査

그림 10의 定義에 따른 뗏단의 放出距離와 放出角度는 풍산 品種에 對해서만 調査하였으며 다른 品種은 눈으로 보아 풍산과 別다른 差異가 없는 것으로 判斷되었다.

Table 6. Cutting losses of binder A

Variety	unit ; kg / 10a, %							
	Milyang 23		Poongsan		Hangangchal		Taebak	
Item	Amount	%	Amount	%	Amount	%	Amount	%
Loss	6.3	0.7	3.7	0.5	2.3	0.3	1.5	0.2

Table 7. Bundle position relative to the binder after discharged on the ground between each treatment for Poongsan

Treatment	Binder Item	A		B	
		d (cm)	$\theta$ (deg)	d (cm)	$\theta$ (deg)
AB		2.2	20.7	2.3	17.9
aB		2.6	22.3	2.2	17.4
Ab		4.0	20.0	2.4	18.0
ab		2.6	19.2	2.4	19.5

위의 表에서와 같이 放出距離 및 放出角度는 各 處理에 따라 有意性이 나타나지 않았으며 作業狀態도 모든 處理에서 良好하였다. 豫備實驗을 通해 調査한 一般系 品種에서의 放出狀態도 良好하였다.

### 5. 結 論

우리나라에서 利用되고 있는 바인더收穫機는 非脫粒性인 一般系 品種에 適合하도록 設計되어 있기 때문에 이를 脫粒性인 統一系 品種에 適用할 경우에 많은 損失을 誘發하였으며 특히 結束後 放出時에 發生하는 放出損失은 크다고 指摘되어 왔다.

本 研究는 放出암이 4 節 機構에 의해 作動되는 2 種의 바인더收穫機를 選擇하여 放出機構의 分析을 通해 放出암의 運動狀態가 脫粒損失에 미치는 影響을 理論적으로 究明하였으며, 이 損失이 減少될 수 있도록 機械的 修正을 試圖하고 그의 效果를 4 個 品種의 벼에 適用하여 實驗적으로 比較·分析하였다.

그 結果를 要約하면 다음과 같다.

1. 放出암의 軌跡, 速度 및 加速度의 分析結果와 現 放出構造가 갖는 制約條件을 考慮하여, 放出性能에 크게 影響을 주지 않으면서 衝擊力을 減少시킬 수 있는 한가지 方法으로 驅動링크의 길이를 縮小하는 새로운 4 節機構를 合成하였다.

이 結果 放出過程時的 平均 速度, 加速度는 改善前에 比하여 A 機種의 경우에 各各 19%, 33%, B 機種의 경우에는 17%, 35% 減少하였다.

2. 放出構造를 改善함으로써, A 機種은 密陽23號, 풍산, 한강찰벼 3 個 品種에 대하여 放出損失이 42~56% 程度 減少하였으며 B 機種은 密陽23號, 풍산에 대하여 13~20% 程度 減少하였다.

3. 벼단을 大束으로 함에 따라 放出損失은 減少

하는 傾向을 보였으며 放出構造를 改善함으로써 大束에 의한 減少效果가 더 크게 나타났다.

### 參 考 文 獻

1. 權容雄, 申辰澈. 1980. 水稻의 收穫適期 決定을 위한 基礎的 研究. 韓國作物學會誌25(4) pp. 1~9.
2. 權容雄, 申辰澈, 鄭昌柱. 1982. 벼알의 引張強度 및 脫粒性的 登熟中 變化와 品種間差異 및 圃場損失과의 關係. 韓國作物學會誌27(1) pp. 1~10.
3. 金景旭, 鄭昌柱. 1977. 移秧機 植付機構의 機構學的 分析을 위한 解析의 方法. 韓國農業機械學會誌2(2) pp. 15~36.
4. 金南鎔, 李鍾湖. 1982. 바인더收穫機의 結束 및 放出裝置에 關한 機構學的 分析·碩士學位論文
5. 金聲來, 安壽奉, 金基大. 1980. 벼단 크기의 變化가 바인더에 依한 收穫作業과 脫穀作業에 미치는 影響. 韓國農業機械學會誌5(1) pp. 51~57.
6. 白豐基, 鄭昌柱. 1978. 바인더의 放出力이 穀物 脫粒損失에 미치는 影響. 韓國農業機械學會誌3(1) pp. 20~32.
7. 서울大學校 農科大學 附設 農業開發研究所. 1981. 脫粒性 水稻 品種에 適合한 바인더收穫機의 改良開發에 關한 研究. pp. 48~89.
8. 李鍾湖, 鄭昌柱. 1978. 벼의 여러 收穫後 作業 技術體系에서 發生하는 穀粒損失. 韓國農業機械學會誌3(2) pp. 69~87
9. 朴金柱. 1983. 바인더 收穫機 放出構造 改善에 關한 研究. 서울大學校 碩士學位論文
10. 崔熙昇, 鄭昌柱. 1982. 脫粒性, 短稈種인 統一系品種에 適合한 바인더의 改良 開發에 關한 研究(1). 韓國農業機械學會誌7(1) pp. 17~32.
11. 韓國農業機械學會·1981. 農業機械年鑑
12. 江崎春雄, 入江道男. 1961. 收穫機의 研究(26). 日本農機誌23(3) pp. 123~128.
13. 江崎春雄, 入江道男. 1962. 收穫機의 研究(28). 日本農機誌23(4) pp. 171~175.
14. 江崎春雄, 入江道男. 1962. 收穫機의 研究(29). 日本農機誌24(3) pp. 137~143.
15. 江崎春雄. 1970. 바인더와 콘바인. 農業圖

- 書(株) pp. 1~204.
16. 松尾昌樹, 牧園晴充, 太田善三郎. 1970. バインダの研究(第1報). 日本農機誌32(1) pp. 36~42.
  17. 松尾昌樹, 牧園晴充, 太田善三郎. 1970. バインダと研究(第2報). 日本農機誌32(2) pp. 123~127.
  18. 須藤允, 方誌勲, A. H. 카말덴. 1969. 바인더で結束したイネ束のゆるみついて. 日本農機誌31(3) pp. 220~225.
  19. 梅田重夫, 壽榮松正信. 1971. 바인더의結束に關する研究(第1報). 日本農機誌32(4) pp. 289~296.
  20. 滝川博, 梅田重夫. 1973. 바인더의 結束に關する研究(第2報). 日本農機誌34(4) pp. 344~352.
  21. 滝川博, 梅田重夫. 1974. 바인더의 結束に關する研究(第3報). 日本農機誌36(1) pp. 80~88.
  22. 滝川博, 梅田重夫. 1974. 바인더의 結束に關する研究(第4報). 日本農機誌36(2) pp. 279~289.
  23. 滝川博, 梅田重夫. 1974. 바인더의 結束に關する研究(第5報). 日本農機誌36(3) pp. 399~409.
  24. George H. Martin. 1969. Kinematics and dynamics of machines. International student edition.
  25. Glenn L. Downey. 1964. Advanced dynamics for engineers. International textbook company
  26. J. L. Merian. 1975. Dynamics. John Wiley & Sons, Inc.
  27. Joseph E. Shigley. 1980. Theory of machines and mechanisms. McGraw-Hill, Inc.

## 學 會 廣 告

### ◎ 韓國農業機械學會 마크 懸賞 募集

本學會에서는 第23次 理事會의 決議에 따라 本學會를 상징하는 마크를 다음 要領과 같이 널리 募集합니다. 會員 여러분의 많은 參與를 바랍니다.

#### — 應募要領 —

1. 目的: 本學會를 상징할 수 있는 마크이어야 함
2. 크기: 15×15cm 크기의 백색 썬트지
3. 色 度: 2度 이내
4. 제출처 및 기일: 1984. 4. 31일까지 본학회 사무실
5. 施賞 및 賞金: 84年 7月 總會時에 施賞하며 當選作 1名에 對하여 尙과 및 副賞(100,000원) 이 수여됨.
6. 其 他: 마크의 內容을 간략하게 說明할 것.  
응모자격은 本學會 正會員에 限함  
기타 仔細한 內容은 서울大 農大 高學均 教授에게 問議하시기 바람.  
Tel. 수원 (7)2111-5