

編心回轉 棒型 切斷裝置의 切斷 및 振動
特性에 關한 研究

A Study on the Cutting and Vibratory Characteristics of
the Eccentrically Rotating Cutter-Bar System

宋 鉉 甲* · 鄭 昌 柱**
Hyun Kap Song · Chang Joo Chung

Summary

This work was intended to study the cutting graph and vibratory phenomena of a newly developed mower which may be suitable for mowing agricultural product having large and hard stems like corn and sugar beet.

The system consists of cutter-bar having Curvilinear-translation motion, which attached to drag-crank mechanism. The motion of equation developed for experimental vibratory system which equipped with the cutter-bar system was established and the parameters defining the system's vibratory motion were experimentally determined.

The optimum balancing weight for the cutter-bar and vibratory characteristics of the cutter-bar for various counterweight were analyzed to provide the design and operational conditions. The results of the study are summarized as follows;

(1) The cutting graph by the new cutter-bar system depends upon the magnitude of ratio of forward travel(V_m) to crank speed ($R\omega$); The cutting pitch for $V_m/R\omega \geq 1$ (whole cycle cutting) and $V_m/R\omega = 2/\pi$ (a half cycle cutting) are $2\pi V_m$ and $4R$, respectively.

(2) The experimental vibratory system had been proved to function adequately so that it can be used in determining the required counterweight to minimize the vibratory motion of cutter-bar.

(3) Experimentally determined counterweight to give the least vibratory motion was a little greater than the theoretically determined one. With the optimum counterweight it was possible to reduce up to about 87% of the amplitude without

*忠北大學 農工學科

**서울大學校 農科大學 農工學科

counterweight, which may be considered to be within safe operational region.

(4) To avoid the actual operation of the cutter-bar at resonance which occurred in low frequency ratio, it was considered that the rotational speed of the crank for a specific design of mower should be determined separately in connection with the desired cutting graph.

I. 序 論

現在 사용되고 있는 大小型 動力 刈取機의 切斷 裝置에는 往復動 날 또는 回轉 날을 利用하고 있다. 그런데 이들 Cutting System은 상탕수수나 사료용 옥수수와 같이 줄기가 굵고 단단한 農作物을 切斷하여 收穫하는데는 作業速度가 낮고 切斷날에 무리한 負荷가 걸려 作動面에서 원활하지 못한 點이 지적되고 있다. 이點을 考慮하여, 本研究에서는 2個의 回轉盤에 棒型 Cutter를 hinge로 偏心固定하고 2個의 Disk를 같은 速度로 回轉 시킴으로써 曲線並進運動 일으키는 棒型 Cutter의 利用 可能性을 檢討 하기로 하였다. 이 切斷장치는 前進方向에 큰 切斷速度를 發生시킴으로써 切斷性能은 크게 向上될 것으로 期待되지만 크랭크에 對하여 偏心되어 있는 棒型날의 慣性力때문에 機械振動이 하나의 큰 問題로 提起될 수 있다. 따라서 本研究의 目的은 이 棒型切斷 장치의 設計와 關連하여 그의 切斷 및 振動現象을 分析하고 試驗하여 그 特性을 究明함으로써 System上에 알맞는 平衡重量을 찾아 不平衡된 棒型 切斷날에 依한 振動勢力을 安定限界內로 減少시켜 새로 고안된 棒型 切斷裝置의 實際 使用를 可能케 하기위한 基礎資料를 얻는데 있었다.

II. 棒型 切斷날의 切斷特性

이 研究에서 考慮한 棒型 切斷날은 機構學上 Drag-Crank Mechanism에 의하여 作動되며 같은 길이의 Crank에 連結되어 曲線並進運動을 한다.

지금 座標軸을 그림(1)에서 表示한 바와 같이 取하면 크랭크의 회전에서 따른 前進方向과 橫方向의 變位 x 와 y 는 각기

$$x = R(1 - \cos\omega t) \dots\dots\dots (1)$$

$$y = -R\sin\omega t \dots\dots\dots (2)$$

로 된다. 따라서 이 두 方向의 分速度는

$$V_x = R\omega\sin\omega t \dots\dots\dots (3)$$

$$V_y = R\omega\cos\omega t \dots\dots\dots (4)$$

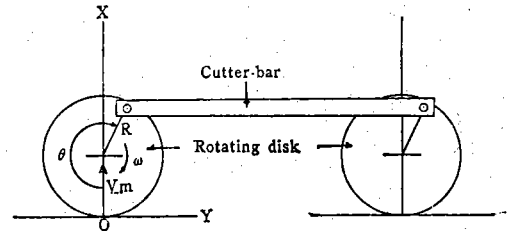


Fig. 1. The coordinate of cutter-bar system to establish its motion relation.

이다. 여기에서 R 는 크랭크의 길이이고 ω 는 크랭크의 각속도이다.

機體의 前進速度를 V_m 이라고 하면 크랭크와 棒型 切斷날의 連結點의 前進方向에 대한 絕對速度(V_{xa})는 $V_{xa} = V_m + R\omega\sin\omega t \dots\dots\dots (5)$

이다. 여기에서 V_m 은 機體의 前進速度이다. (5)式에서 알 수 있는 바와 같이 棒型 切斷날의 最大 切斷速度는 크랭크와 切斷날이 一直線 上에 있는 경우로서 $V_m + R\omega$ 의 값을 가지며 最小 切斷速度는 크랭크가 x 軸 上에 있을 때로서 $V_m - R\omega$ 의 값을 가지나 x 方向의 分速度는 V_m 만의 크기를 갖는다.

棒狀 切斷날의 切斷 Pitch는 刈取速度 V_m 과 크랭크의 회전속도에 의한 切斷날, 前進方向의 分速度 V_x 와의 相對關係에 따라서 크게 달라지며 다음의 네가지의 限界 條件에서 規定될 수 있다.

1. $V_m/R\omega = \infty$ 인 경우

크랭크의 회전속도가 V_m 에 比하여 相對的으로 아주 작거나 $R\omega = 0$ 인 경우에 해당되며 이 경우는 切斷날이 機體에 固定되어 있다고 생각할 수 있으므로 切斷作用이 일어난다면 순전히 前進速度에 의하여 이루어진다. 이 경우의 切斷 Pitch는 편의상 $P_1 = \infty$ 라고 생각할 수 있다.

2. $V_m/R\omega=1$ 인 경우

크랭크의 회전속도가 V_m 와 같은 경우로서, $V_m=R\omega$ 인 條件 下에서 切斷날은 前進行程일 때는 물론 後進行程일 때도 切斷作用이 이루어진다.

왜냐하면 後進行程의 경우에 있어서도 切斷날의 機體 進行方向의 分速度를 크랭크의 회전각이 $3/2\pi$ 일때 $V_m=R\omega$ 이고 그 以外의 경우는 V_m 에 比하여 작기 때문에 後進하는 切斷날에 被刈取物이 계속 Feeding된다. 이 경우의 切斷 Pitch는 크랭크의 1회전 사이에 계속 일어나므로

$$P=2\pi R$$

로 나타낼 수 있다. (Fig. 2 참조)

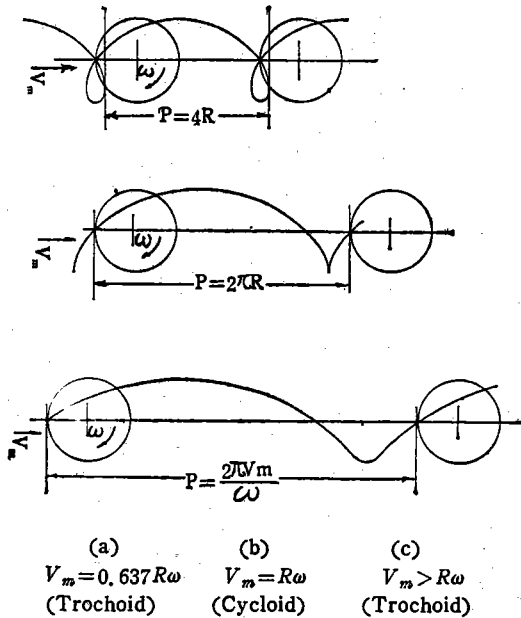


Fig. 2. Path of cutter-bar for critical relation between forward speed and crank speed.

3. $V_m = \frac{2R\omega}{\pi}$ 인 경우

이 경우는 切斷날이 前進行程을 始作하는 순간에 被刈取物이 알맞게 待機하는 條件이라 할 수 있다.

즉 V_m 와 切斷날의 前進方向의 平均 分速度가 일치하는 條件 下의 切斷作用이다. 그러나 切斷날의 進行方向의 分速度는 회전각에 따라 變化하므로 切斷날의 後進行程의 初期에는 $V_m > |V_x|$ 의 關係가 유지되므로 칼날에 계속 Feeding이 이루어지며 $V_m = -V_x$ 의 條件은

$$\frac{2R\omega}{\pi} = -R\omega \sin\omega t$$

이므로

$$H = -\omega t = -\sin^{-1}\frac{2}{\pi} = 180^\circ + 40.4 = 220.4^\circ$$

가 된다. 크랭크의 회전각이 220.4° 를 초과하면 칼날의 後進 分速度가 V_m 에 比하여 크기때문에 被刈取物과 떨어져 되고 切斷날이 前進行程을 開始하여 크랭크가 40.4° 만큼 前進할 때까지 이 現象이 계속된다. 따라서 Pitch는

$$P=4R$$

로 나타낼 수 있다. (그림(2) 참조)

4. $V_m/R\omega=0$ 인 경우

이 경우는 機體의 前進이 이루어지지 않는 狀態에서 切斷날이 曲線並進運動을 반복하므로 Pitch는 $P=0$ 이다.

이들 限界 條件과 이들 條件에 의하여 規定되는 機體 前進速度 對 Crank속도의 범위는 실제 應用面과 연관하여 대단히 重要하다. 設計 및 作動條件을 規定함에 있어서 $V_m/R\omega > 1$, $0.637 \leq V_m/R\omega \leq 1$, 또는 $V_m/R\omega \leq 0.637$ 등의 조건이 고려될 수 있을 것이며 被刈取物의 切斷 特性, 作業 能率 등과 關하여 최상의 범위를 판단해야 할 것이다.

이미 指摘된 바와 같이 棒狀 切斷날은 曲線並進運動을 한다. 이 切斷날의 動的 거동을 究明하기 위하여 크랭크와의 연결점의 加速度를 求하면 프랭크의 회전각속도가 0이라면

$$a_x = R\omega^2 \cos\omega t \dots \dots \dots (6)$$

$$a_y = R\omega^2 \sin\omega t \dots \dots \dots (7)$$

이므로 合成 加速度는 $R\omega^2$ 으로서 크랭크 運動에 관계없이 中心을 向하게 되며 棒狀 Cutter上的의 어떤 點의 加速度의 크기와 方向이 위와 一致하게 된다.

따라서 切斷날의 관성력은 크기가 $mR\omega^2$ 이고 칼날의 中央에서 크랭크의 方向과 平行하게 작용하므로 $1/2mR\omega^2$ 이라도 원심력이 두 회전 크랭크 棒에 各己 作用하며 이것은 理論上 相應하는 Counter-Weight를 마련함에 의하여 平衡시킬 수 있다.

III. 實驗裝置 및 方法

1. 實驗裝置

새로운 曲線並進 棒型 切斷 장치의 振動特性을 說明하고 이를 處理할 目的으로 實際 使用할 때의

狀態를 考慮하여 Fig. 3, Fig. 4와 Table 1과 같은 諸元을 갖인 Spring-Mass System의 實驗 裝置를 만들었다.

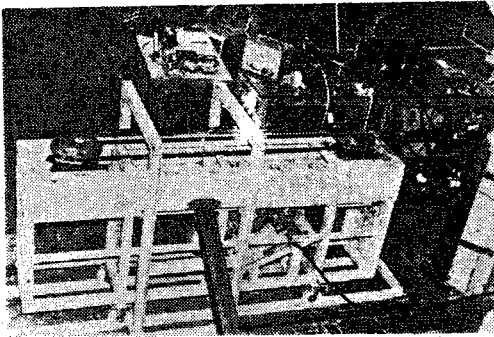


Fig. 3. 切斷날의 振動特性을 究明하기 爲한 實驗裝置

이때 棒型 切斷날이 Bearing hinge로 偏心 固定되어 있는 2個의 Disk를 회전시키기 爲한 2馬力 3相 無段變速 電氣 모우터를 프레임(Frame) 重心 가까이 프레임 低面에 對하여 26°의 傾斜로 固定하고 이 모우터의 變速回轉을 Disk軸에 正確하게 傳達하기 爲하여 벨트를 使用하지 않은 Weis Bendix joint를 直結하여 使用하였다. 그리고 驅動 Disk와 피동 Disk間에 回轉速度를 같게 하기 爲하여 체인(Chain)을 使用하였다.

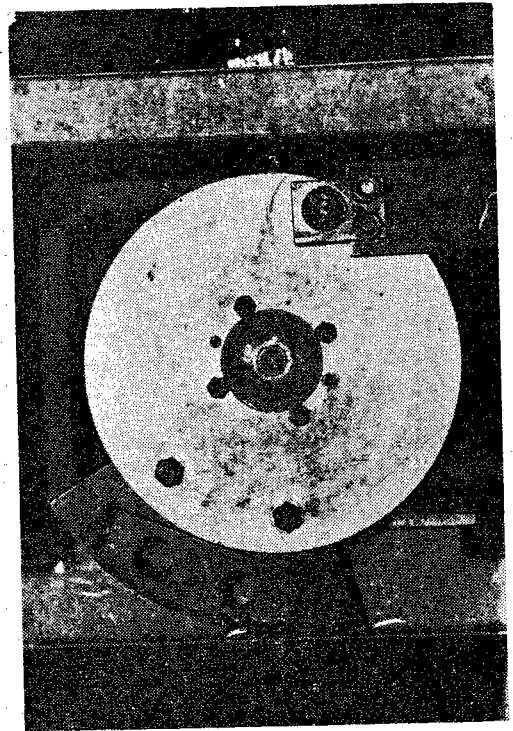


Fig. 4. 切斷날을 驅動하는 回轉盤(크랭크)와 Counterweight.

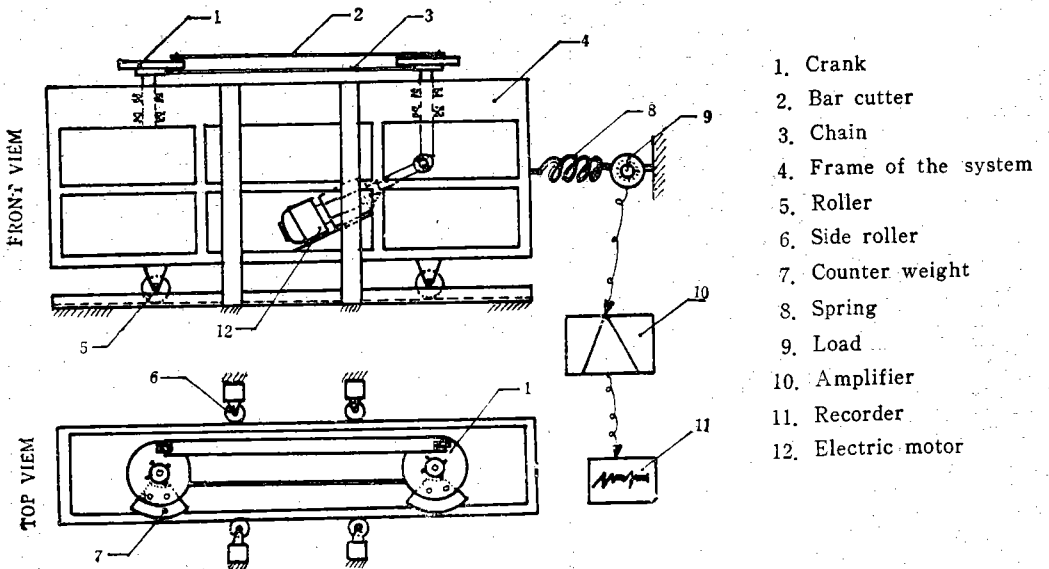


Fig. 5. Experimental Equipment

프레임의 밑면과 側面에는 각각 4個씩의 PVC 롤러(Roller)를 부착하여 밑면 롤러는 地面에 固定된 凹路(Convex rail)에 놓여 프레임自重을 지지하도록 하였으며 側面 롤러는 강하게 지지된 固定 側壁와 접촉하도록 하여 振動이 一自由度를 갖도록 하였다. 振動 方向에 수직으로 固定 Column을 세우고 Fig. 5에서 보는바와 같이 프레임과 Column 사이에 壓縮 스프링을 振動 方向에 平行하게 設置하고 스프링과 固定 Column사이에서 Load cell을 裝置하여 Spring-Mass System에서 發生하는 振動力(Vibration Force)를 感知할 수 있도록 하였다.

이 Load cell은 Fig. 6에서 보는바와 같이 4個의 active 스트레인게이지(Strain gage)를 정밀하게 제작된 쇠고리(Steel Ring)에 부착한 것이며 여

기서 오는 反應은 증폭기(Amplifier)를 통하여 레코 드(Recorder)에 확대 기록되도록 하였다.

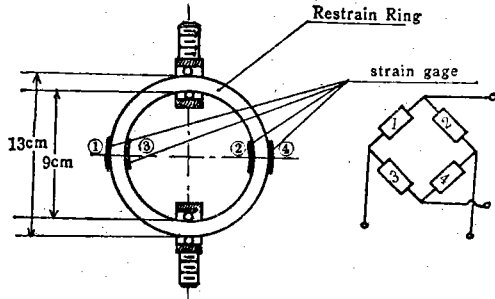


Fig. 6. load cell과 그의 回路

기록표(Recording graph)에 나타난 기록 결과의 몇가지 例를 그림 (7)에 나타내었다.

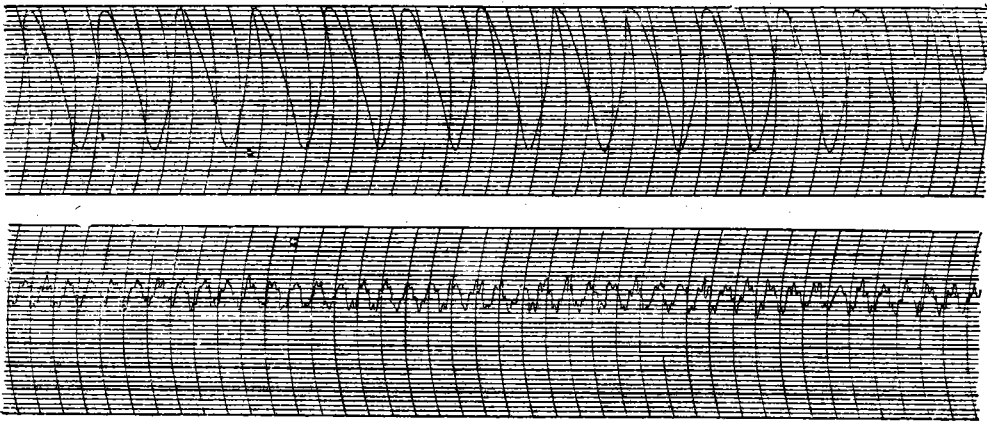


Fig. 7. 平衡重量을 裝着했을 때와 하지 않았을 때의 定常振動의 오시로 그래프

2. 實驗方法

偏心回轉體에서 發生하는 起振力을 減少시킬 最 適의 平衡質量을 決定하기에 앞서 이를 爲하여 適 用될 實驗裝置系의 振動特性을 究明하기 위하여 表 (2)의 實驗番號 T-2-1~3에 相應하는 實驗을 實 施하였다.

偏心 回轉體에서 起振力에 가장 큰 影響을 주는 角速度 ω 와 고유진동수(Natural frequency)에 큰 影響을 주는 스프링 常數 K 를 변수로 하였으며 偏 心 棒型 칼날에 對한 平衡을 이룰 수 있는 Balance Weight를 計算하여 그 범위를 定하고 實際로 잘 부 합하는 Balance Weight를 얻기 위하여 다시 그 구 계를 변수로 하였다.

Table - 1. Items and Dimension of the Elements used for the Experiments

Items	Dimension(cm)	Material	Remarks
Frame of spring-mass system	70×40×200	Rectangular hollow section steel bar	Weight; 346kg
Cutting bar	5.4×0.3×150	Acier St 60	
Rotary Disk	Diameter=25 Thickness=1.0	Steel	
Electric motor	2ps		Range of the variable speed (50RPM~600RPM)
Roller	Diameter=6.5 Thickness=2.5	P.V.C	

Compression Spring	$D=4, L=24$ $d_1=0.9$ $d_2=0.8$ $d_3=0.7$	Oil-tempered Spring wire	Three kinds of Spring used for the experiment Spring constant $K_1=94\text{kg/mm}$ $K_2=85.7\text{kg/mm}$ $K_3=33.3\text{kg/mm}$
--------------------	--	--------------------------	--

棒型 칼날과 Balance Weight를 相互 組合하여 과 그 組合은 Table 2 와 같다.
가며 振動力을 測定하였다. 以上의 變數들의 水準

Table-2. Experimental Design and the combination of variavles

Test No.	Angular velocity (RPM)	Spring constant $K(\text{kg/mm})$	Weight of cutting bar $W_1(\text{kg})$	Balance weight W_2	Combination of cutting bar and balance weight	Remarks
T-1	50-600	$K_1=94$	3.9	0		Unbalanced condition of cutting bar
T-2-1 T-2-2 T-2-3	50-600	$K_1=94$	0	3.14 3.46 4.0		Unbalanced condition with balance weight
T-3	50-600	$K_1=94$	3.9	3.46		Balanced condition with cutting bar and balance weight
T-4	50-600	$K_2=85.7$	3.9	0		Unbalanced condition with cutting bar
T-5	50-600	$K_2=85.7$	3.9	3.46		Balanced condition with cutting bar and balance weight
T-6	50-600	$K_3=33.3$	3.9	0		Unbalanced condition with cutting bar
T-7	500-600	$K_3=33.3$	3.9	3.46		Balanced condition with cutting bar and balance weight

IV. 實驗 結果의 分析 및 考察

1. System의 運動 方程式과 Equivalent Damping Coefficient의 決定

本 實驗에서 使用된 運動系는 非活性 要素로서 質量 및 Spring을 포함하며 運動을 一自由度로 制約함에 依하여 나타나는 摩擦抵抗 및 물러의 變形으로 Damper가 存在하게 된다. 또 이 System의 회전 部分의 不均衡에서 오는 活要素로서의 起振力이 이 System에 作用하게 되며 이것을 Sinusoidal運動이라면 그 運動方程式은

$$M\ddot{x} + C_{eq}\dot{x} + Kx = F_0 \sin \omega t = m\omega^2 \sin \omega t \quad (8)$$

여기에서 M : 運動系의 質量

C_{eq} : Equivalent Damping Coefficient

K : 스프링 常數

m : 회전부분의 質量

e : 회전質量의 偏心거리

이 振動系의 定常運動에 關한 解는 (8)式으로부터

$$x = X e^{-\xi \omega_n t} \sin(\sqrt{1-\xi^2} \omega_n t + \phi) + \frac{F_0 \sin(\omega t - \phi)}{\sqrt{(K - M\omega^2)^2 + (C_{eq}\omega)^2}} \quad (9)$$

時間이 經過함에 따라 非定常振動項은 소거되므로 定常振動의 項만을 고려하면

$$x = \frac{F_0 \sin(\omega t - \phi)}{\sqrt{(K - M\omega^2)^2 + (C_{eq}\omega)^2}} \quad (10)$$

가 된다.

最大振幅 X 는

$$X = \frac{F_0}{K} \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{M\omega^2}{K}\right)^2 + \left(\frac{C_{eq}\omega}{K}\right)^2}} \quad (11)$$

따라서

$$\frac{X}{X_0} = \frac{KX}{F_0} = \frac{F}{F_0} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \frac{M\omega^2}{K})^2 + (\frac{C_{eq}\omega}{K})^2}} \quad (12)$$

(12)式에서 C_{eq} 에 관하여 풀어 정리하면 Equivalent Damping Coefficient C_{eq} 는

$$C_{eq} = \frac{K}{\omega} \sqrt{\left(\frac{F_0}{F}\right)^2 - \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2} \quad (13)$$

여기에서

C_{eq} ; Equivalent damping coefficient(kg/mm/sec)

K ; 스프링 常數(kg/mm)

M ; Total mass of the system

X ; Amplitude

F ; Vibrating force(kg)

F_0 ; $m\omega^2 =$ Exciting force (kg)

ω ; Angular Velocity of the Rotary Disk

ω_n ; Natural Circular Frequency

e ; Eccentric Distance (10cm)

m ; Mass of Cutting Bar

여기에서 F 와 ω 를 實驗的으로 測定한다면 C_{eq} 를 推定할 수 있으므로 이 System에 포함된 모든 Parameter를 決定할 수 있다. $K=85.7\text{kg/mm}$, $f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} = 0.85\text{c.p.s}$ 와 크랭크의 回轉數 1~10c.p.s범위 내에서 實測한 F 값과 $F_0=m\omega^2$ 를 (13)式에 代入하여 求한 C_{eq} 를 나타내면 Fig. 8과 같으며 1.5~4.4kg/mm/sec 범위 내에서 變化함을 알 수 있다.

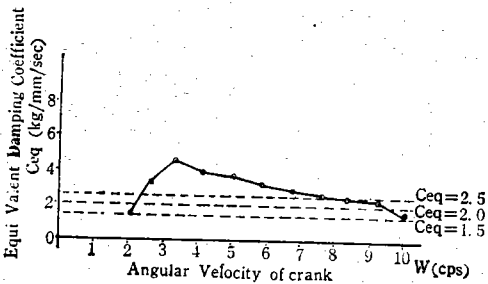


Fig. 8. The relation between equivalent damping coefficient and angular velocity of crank.

이 Curve를 代表할 수 있는 點線으로 表示된 $C_{eq}=1.5, 2.0, 3.0$ (kg/mm/sec)를 (12)式에 代入하여 얻은 理論值를 實測值와 比較한 結果 Fig. 9와 같이 $C_{eq}=2.0$ (kg/mm/sec) 일때 理論值와 實測值가 가장 가까이 접근 하였으므로 $C_{eq}=2.0$ (kg/mm/sec)

mm/sec)로 決定할 수 있다.

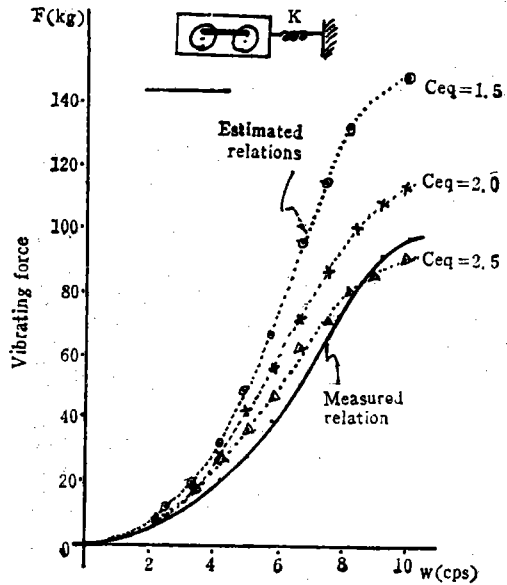


Fig. 9.

2. 編心 切斷날에 對한 平衡重量의 決定

크랭크가 回轉하는 동안 切斷날은 曲線並進運動을 함과 同時에 칼날의 Deflection에 依한 振動이 運動方向에 垂直으로 일어나고 있으며 棒型 칼날이 回轉盤 위에 Bearing hinge로 固定되었으므로 크랭크와 垂直方向으로 偏心되어 一種의 토오크가 形成되므로 비틀림 振動이 形成된다. 또한 제작상의 있을 수 있는 작은 誤差 때문에 不均衡이 일어날 수 있다.

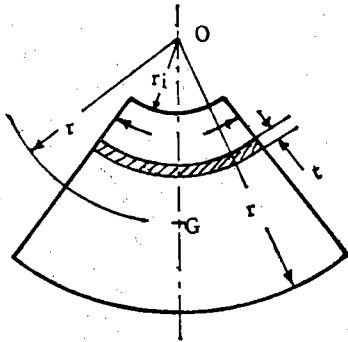
以上과 같은 여러가지 振動要因 때문에 칼날의 運動方向의 관성력에 依하여 이루어지는 振動만을 處理한다 하더라도 完全한 平衡을 이룰 수 없을 것으로 豫측된다. 이와같은 事實을 고려하여 偏心된 切斷날의 慣性力에 依한 起振力을 最小限으로 줄이기 爲하여 平衡重量의 크기와 모양을 다음과 같이 決定하였다.

平衡重量의 모양을 Fig. 10과 같이 하면 切斷날에 의하여 發生하는 遠心力과 平衡重量의 遠心力이 같아야 하므로

$$m\omega^2 = m_s \cdot \bar{r}_G \cdot \omega^2 \text{ 이 되며 이를 바꾸어 나타내면 } W_s e = W_s \bar{r}_G \text{ 이 된다.}$$

따라서

$$\bar{r}_G = 2/3 \frac{\sin \alpha}{\alpha} \left(\frac{r_0^3}{r_0^2} - \frac{r_1^3}{r_1^2} \right) \text{ 이므로 所要 平衡重}$$



$r_o = 18.18 \text{ cm}$
 $r_i = 5 \text{ cm}$
 $r = 12.4 \text{ cm}$
 $t = 1 \text{ cm}$
 $\alpha = 750$

Fig. 10. Dimensions of counter weight.

량은

$$W_2 = \frac{3}{2} \left[\frac{W_1 e \cdot \alpha (r_o^2 - r_i^2)}{(r_o^2 - r_i^2) \sin \alpha} \right] \quad (14)$$

여기에서

m_2 ; 所要平衡質量

W_1 ; 切斷날에 의하여 크랭크에 不均衡을 일으키는 重量

$W_2 = m_2 g$; 所要平衡重量

ρ ; 材料의 密度(kg/cm³)

t ; 平衡重量의 두께

α ; 부채꼴의 中心角

(14) 式에서 $t = 1 \text{ cm}$

$r_i = 5 \text{ cm}$

$W_1 = 3.9 \text{ kg}$

$\rho = 7.8 \times 10^{-8} \text{ kg/cm}^3$

을 代入하면 $r_o = 18.18$ 이고 $W_2 = 3.14 \text{ kg}$ 이 된다. 이 값은 理論值이기 때문에 實際와는 약간의 差異가 있을 것으로 생각되므로 實驗을 通하여 더욱 적합한 무게를 決定하려 한다.

切斷날은 回轉盤에서 除去하고 平衡重量의 理論值인 $W_2 = 3.14 \text{ kg}$ 을 基準으로 $W_2 = 3.14, 3.46, 4 \text{ kg}$ 으로 變化시켜 回轉盤에 부착함으로써 不平衡이 되는 狀態의 振動力을 切斷날 만의 振動力과 比較한 결과 Fig. 10과 같이 $W_2 = 3.46 \text{ kg}$ 일때 두 값은 가장 가까이 接近하였다.

다시 이를 平衡重量과 切斷날을 回轉盤에 서로 대칭되는 位置에 同時에 부착함으로써 이루어지는 平衡程度를 比較한 結果 Fig. 11의 아래部分의 그림과 같이 $W_2 = 3.46 \text{ kg}$ 인 경우가 가장 좋은 平衡狀

態를 나타내고 있다.

이와 같이하여 가장 알맞은 平衡重量이 3.46 kg 임을 알 수 있었다. 이와같은 현상은 切斷날의 變型 등에서 오는 副次的 振動에 原因이 있는 것으로 思料된다.

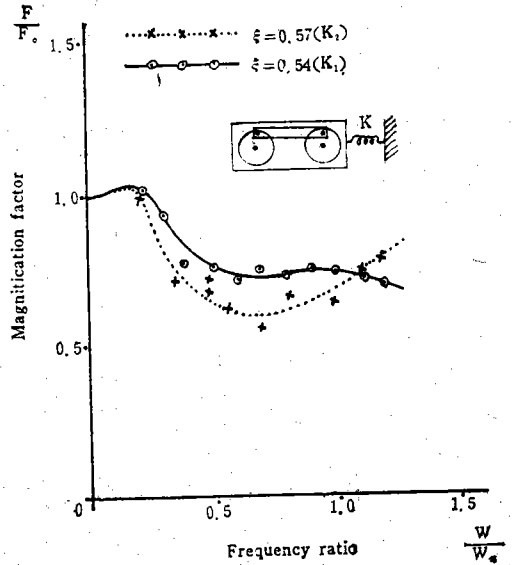


Fig. 11.

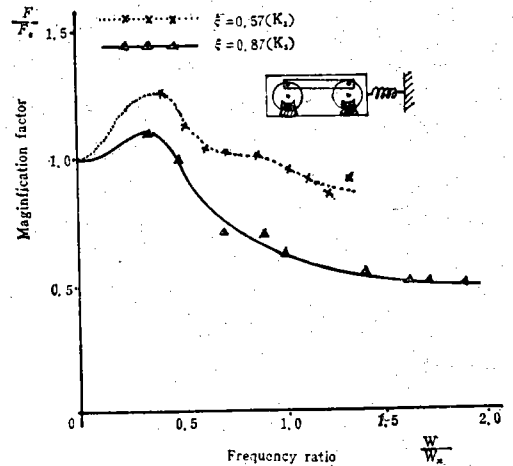


Fig. 12.

偏心棒型 Cutter에 依한 不平衡 때문에 生기는 振動力은 크랭크 角速度 增加에 따라 급격히 增加하여 크랭크 角速度 $\omega = 10 \text{ cps}$ 일때 $F = 138 \text{ kg}$ 이 되었다. 이와 같은 振動力을 앞에서 구한 平衡重量 $W_2 = 3.46 \text{ kg}$ 을 달아 處理함으로써 不平衡 狀態에

서 보다 振動力이 급격한 減少를 보여 그 減少率이 87%에 달하여 振動勢力은 使用에 지장이 없는 限界 內로 弱화하였다. 이와같이 100%의 減少率을 얻을 수 없었던 것은 앞에서 예측한 몇 가지의 다른 振動 要素때문인 것으로 생각된다.

3. 實驗裝置系의 振動特性

平衡 條件에서도 不平衡 條件에서와 같이 比較的 저속인 $N=100\sim 250\text{RPM}$ 에서 振動의 共鳴이 일어났으며 平衡 狀態에서는 振動數比의 增加에 따라 振動의 入力과 出力의 比가 一定하게 減少하였으며 스프링 常數 K 에 따라 그 差가 컸으나 不平衡 狀態에서는 Over Damping에 가까운 現狀을 보였으며 振動數比에 따라 振動의 入力과 出力의 減少現象이 不規則하였으며 스프링 常數에는 큰 影響이 없었다. 따라서 이 棒型 切斷날의 應用에 있어서는 實際의 切斷裝置에 따라 共振을 避할 수 있도록 回轉盤의 回轉數를 合理的으로 設定할 必要가 있으며 이것은 이미 分析된 切斷圖의 特性과 關連하여 고려해야 할 것이다.

V. 結 論

이 研究는 옥수수나 사탕수수等과 같은 경질의 農作物의 刈取作業의 高度化와 切斷性能 向上의 可能性을 찾기 위하여 같은 크랭크 길이를 갖는 回轉盤에 棒型 切斷날을 連結 驅動하는 Drag crank

mechanism을 適用하여, 製作하였고, 이 切斷機構의 切斷特性 및 切斷面을 규명하고 切斷날의 偏心 驅動에서 연유되는 振動力의 特性分析 및 그 영향을 最小限으로 줄이기 爲한 平衡重量을 決定하는데 있다.

이 結果를 綜合하면 다음과 같다.

(1) 棒型 切斷날에 依하여 이루어지는 切斷面은 機體의 前進速度와 回轉盤의 角速度와의 相互關係에서 規定할 수 있었고 $V_m/R\omega \geq 1$ 인 境遇는 切斷 Pitch가 $2\pi V_m/\omega$, $V_m/R\omega = 2/\pi$ 일 때는 $4R$ 이며, $V_m/R\omega = 1$ 일 때는 $2\pi R$ 등으로서 切斷날의 軌跡을 各各 Trochoid 또는 Cycloid 등으로 나타냈다.

(2) 切斷날의 振動力을 合理的으로 규명하기 爲하여 適用된 實驗裝置에 있어서 內在한 Equivalent damping coefficient는 設定된 運動方程式에서 求한 값과 實驗을 通하여 얻은 C_{eq} 이 잘 合致되었으므로 이 System은 效果的으로 切斷날의 振動特性을 究明하는데 適用할 수 있었다.

(3) 實驗的으로 測定된 振幅을 最小로 하는 最適 平衡重量은 動的 平衡關係에서 구한 理論上의 平衡重量보다 크게 나타났으며, 平衡重量에 依한 振動力의 減少率은 87%程度로서 棒型 切斷날을 實際, 使用할 수 있는 限界內로 振動 勢力이 弱化되었다.

(4) 낮은 振動數比에서 共振現象이 나타났으므로 이 棒型 切斷날의 應用에 있어서는 이를 避할 수 있는 回轉盤의 回轉數를 切斷圖와 連關하여 設定할 必要가 있다는 것을 알 수 있었다.

參 考 文 獻

1. Austin H. Church. "Mechanical Vibrations" 1963, John Wiley and Sons Inc. New York and London. P. 110~P. 128.
2. Den Hartog J.P. "Vibrations Mecaniques" Dunod, Paris, 1960. P. 2~87.
3. Roming B.E. and W.F. Millier Determination and Simulation of Field Machine Vibrations. Trans. ASAE 10(5), 1967.
4. Reynal C. "Les Ressorts" Dunod, Paris. 1963. P. 40~78.
5. Rober L. Thomas. The Importance of the Frequency of Applied Forces in Pneumatic Fruit Harvesting, 1963
6. William T. Thomson. "Vibration Theory and Applications". Prentice-Hall, Inc, 1965. P. 51~78.
7. 荒牧利武, 安部武美, 山下淳. 農業機械に於ける 局部振動の 許容基準に關する 研究 (第四報) 日本, 農業機械學會誌, Vol. 36, No. 1(No. 128) June, 1974.