

크랭크식 移秧機 植付機構의 動的 均衡에 관한 研究

Dynamic Balancing of Crank-type Transplanting Mechanism of Rice Transplanter

李 政 基*, 金 景 旭*

J. K. Lee, K. U. Kim

Summary

The purpose of this study was twofold : first, to reduce as much as possible the shaking moments of the crank-type transplanting mechanism of walking-type rice transplanters, and second, to evaluate whether or not a crank-type transplanting mechanism, if its shaking moment is reduced, can be used in riding-type transplanters for high speed transplanting operations.

For these purposes, kinematic and force analyses of the currently available crank-type transplanting mechanisms were made and their results were compared with those observed by experimentation. The degree of shaking moment effect was also estimated.

Various efforts to minimize the shaking moments led to the development of a crank-type mechanism with a balancing gear, in which an eccentric balancing gear is combined into the driven link axis. Analysis of the developed mechanism showed that about 20% of the shaking energy can be reduced and about 40% of reduction in peak shaking moment can be obtained when comparing with those obtained without the balancing gear. It was concluded that crank-type transplanting mechanisms can be used for high speed operations with a forward speed of 0.9-1.2m/s if the balancing gear is additionally mounted. However, further considerations must be made to solve the space constraints in relation to the structural frame of riding type of rice transplanters.

1. 緒 論

移秧機의 構造는 크게 植付裝置, 走行裝置, 動力 傳達裝置로 構成되어 있으며, 植付裝置에는 植付機構로서 4절링크 構造가 주로 利用되고 있다.

移秧機에 利用되고 있는 4절링크 機構는 驅動軸의 速度가 증가하면 機構의 動的 不均衡으로 인한 加振力 (shaking force)과 加振모우멘트(shaking moment)가 發生하여 機體에 심한 振動을 유발한다. 이러한 機體의 振動은 植付機構의 植付軌跡을 변화시켜 缺株, 조

임부분의 풀림, 壽命短縮 등의 原因이 될 뿐만 아니라, 운전자의 육체적 피로를 촉진시켜 作業능률을 저하시킨다. 더욱이, 高速 植付裝置로서 4절 植付機構를 利用할 경우, 機體의 振動은 더욱 증가된다. 따라서 移秧 作業의 高速화를 위해서는 高速 移秧作業에 적합한 새로운 植付機構의 개발이 요구된다.

본 研究는 4절 植付機構의 動的 不均衡으로 인한 加振力과 加振모우멘트를 分析하고 이를 最小化할 수 있는 方法을 모색하기 위하여 시도되었다. 이는 또한 高速植付가 요구되는 乘用 移秧機의 植付機構로서 4

* 서울대학교 農科大學 農工學科

절 植付機構의 적용 가능성과 개선 방향을 찾기 위한 것이다. 현재 국내의 乘用 移秧機에서 채택하고 있는 植付機構는 步行用 移秧機의 4절 機構로서 이러한 振動 문제로 인하여 作業高速가 제한될 수밖에 없기 때문에 乘用 移秧機의 最大 利点인 高速 移秧作業을 수행할 수 없다. 4절 植付機構의 動的 均衡은 高速植付를 가능하게 할 뿐만 아니라 다음과 같은 효과를 얻을 수 있다.

첫째, 振動으로 인한 기계의 마모, 조임부분의 풀림 및 부품의 파괴를 방지하여 고장의 빈도를 줄이고 移秧機의 수명을 연장시킬 수 있다.

둘째, 植付軌跡의 안정성을 유지하여 缺株를 줄이고 植付 精度를 높일 수 있다.

셋째, 振動으로 인한 作業者의 육체적, 정신적 피로를 감소시켜 作業능률을 높일 수 있다.

2. 研究史

移秧機의 植付機構로서는 주로 4절링크 機構가 사용되고 있다. 4절링크 機構는 移秧에 필요한 植付軌跡을 얻을 수 있는 가장 간단한 機構로서 제작이 용이하기 때문에 널리 利用되고 있다. 그러나 4절 링크 機構는 機構 자체가 힘과 모우멘트에 대한 動的均衡을 이룰 수 없기 때문에 이로 인한 加振모우멘트가 문제이며, 이를 개선하기 위한 연구는 주로 최선의 動的均衡을 추구하는 방향에서 이루어지고 있다.

4절링크 機構의 動的 不均衡을 감소하기 위하여 Berkof와 Lowen(1969)은 각 링크의 質量分布를 변화시켜 加振力에 대한 완전한 均衡을 이루는 데 성공하였다. 그 후 加振力이 均衡을 이룬 4절 機構에서, 전체 시스템의 角運動量(angular momentum)을 구하여 角運動量이 最少가 되도록 각 링크의 質量分布를 변화시켜 加振모우멘트를 最小化하였다. (Berkof와 Lowen, 1971). 또한, Wiederrich와 Roth (1976)도 이와 비슷한 方法으로 加振모우멘트를 最小化하는 方法에 대하여 研究하였는데, 質量과 부피를 가지는 物體를 動力學的으로 성질이 동일하고 물체 상의 한 점에 質量이 집중되어 있는 것으로 가정하는 새로운 등가시스템(equivalent system)과 點質量(point mass)의 원리를 도입하여 4절 機構의 加振모우멘트를 最小化하

는 조건을 구하였다. Elliott와 Tesar(1977)는 4절 機構에 대한 加振모우멘트를 시간에 대한 독립변수와 종속변수의 곱으로 표현하고 이 식으로부터 독립변수의 항을 변화시켜 加振모우멘트를 最小化하는 조건을 구하였다. 그러나 移秧機의 植付機構는 전형적인 4절 機構와는 다른 커플러 링크의 특수성 때문에 이러한 研究결과를 직접 적용하는 데에는 여러가지 문제점이 있다.

3. 크랭크식 4절 植付機構의 分析

가. 運動 分析

Fig. 1의 4절링크 機構에서 R_1, R_2, R_3, R_4 는 각각 링크 1, 2, 3, 4의 길이이고, 링크 1은 固定링크이다. $\theta_2, \theta_3, \theta_4$ 는 기준좌표계 O_2-X-Y 의 X축을 기준으로 한 링크 2, 3, 4의 반시계방향 角變位를 나타낸다. Fig. 1의 A에서 O_4 까지 대각선 길이를 S , AO_4 가 X축과 이루는 銳角을 β 라고 하면, 링크 2의 角變位가 θ_2 일 때 삼각형 O_2AO_4 에서

$$\beta = \sin^{-1} \left[\frac{R_2}{S} \sin(\theta_2 - \phi) \right] - \phi \dots \dots \dots (1)$$

이고, 삼각형 ABO_4 에서

$$\tau = \cos^{-1} \left(\frac{R_3^2 + S^2 - R_4^2}{2R_3S} \right) \dots \dots \dots (2)$$

$$\delta = \sin^{-1} \left(\frac{R_3}{R_4} \sin \tau \right) \dots \dots \dots (3)$$

이다. 위의 식에서 구한 角 β, τ, δ 를 利用하여 θ_3 와 θ_4 를 구하면 다음과 같이 표시된다.

i) 링크 4의 初期 角變位 $\geq \pi - \phi$
 $\theta_3 = -(\tau + \beta) \dots \dots \dots (4)$

$\theta_4 = \pi + (\delta - \beta) \dots \dots \dots (5)$

ii) 링크 4의 初期 角變位 $< \pi - \phi$
 $\theta_3 = \tau - \beta \dots \dots \dots (6)$

$\theta_4 = \pi(\delta + \beta) \dots \dots \dots (7)$

4절 機構의 Freudenstein의 벡터식은 (8)식과 같이 표시된다. 이 식을 1차 및 2차 미분하여 링크 3과 링크 4의 角速度 및 角加速度를 구하면 각각 다음과 같다.

$$R_2 e^{i\theta_2} + R_3 e^{i\theta_3} = R_1 e^{i\phi} + R_4 e^{i\theta_4} \dots \dots \dots (8)$$

$$\omega_3 = - \frac{R_2 \sin(\theta_2 - \theta_1)}{R_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \omega_2 \dots \dots \dots (9)$$

$$\omega_4 = -\frac{R_2 \sin(\theta_2 - \theta_3)}{R_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \omega_2 \dots\dots\dots (10)$$

$$\alpha_3 = \frac{\omega_3}{\omega_2} \alpha_2 - \frac{R_2 \omega_2^2 \cos(\theta_2 - \theta_4) + R_3 \omega_3^2 \cos(\theta_3 - \theta_4) - R_4 \omega_4^2}{R_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \dots\dots\dots (11)$$

$$\alpha_4 = \frac{\omega_4}{\omega_2} \alpha_2 - \frac{R_2 \omega_2^2 \cos(\theta_2 - \theta_3) + R_3 \omega_3^2 - R_4 \omega_4^2 \cos(\theta_3 - \theta_4)}{R_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \dots\dots\dots (12)$$

여기서 ω_3, ω_4 는 각각 링크 3과 링크 4의 角速度이며 α_3, α_4 는 角加速度이다. 또, ω_2 와 α_2 는 각각 구동링크 2의 角速度和 角加速度를 나타낸다.

나. 加振 모우멘트의 分析

Fig. 1에서 O_2 점에 대한 링크 i 의 角運動量을 \vec{H}_{oi} 라고 하면 H_{oi} 는 다음 式과 같이 정의된다.

$$\vec{H}_{oi} = \vec{G}_i \times m_i \vec{V}_i + I_i \vec{\omega}_i \dots\dots\dots (13)$$

여기서 \vec{G}_i 는 O_2 에서 링크 i 의 重心 G_i 까지의 위치 벡터이고, m_i 는 링크 i 의 質量, \vec{V}_i 는 重心 G_i 의 速度, I_i 重心 G_i 에 대한 링크 i 의 質量慣性모우멘트, $\vec{\omega}_i$ 는 링크 i 의 角速度이다. 따라서 O_2 점에 대한 4절 機構의 總 角運動量, H_o 는 (14)式과 같이 표현된다.

$$H_o = \sum_{i=2}^4 \vec{H}_{oi} = \sum_{i=2}^4 (G_{ix} m_i V_{iy} - G_{iy} m_i V_{ix} + I_i \omega_i) \dots\dots (14)$$

여기서 첨자 x, y 는 각각 벡터의 X, Y 축 방향의 성분을 나타낸다. 각 링크 重心의 變位 및 速度 $G_{ix}, G_{iy}, V_{ix}, V_{iy}$ 를 (14)식에 대입하고 정리하면

$$H_o = (I_2 + m_2 R_{g2}^2) \omega_2 + [(I_3 + m_3 R_{g3}^2) \omega_3 + m_3 R_2^2 \omega_2 + m_3 R_2 R_{g3} \cos(\theta_2 - \theta_3 - \beta_3) (\omega_2 + \omega_3)] + [(I_4 + m_4 R_{g4}^2) + m_4 R_1 R_{g4} \cos(\phi - \theta_4 - \beta_4)] \omega_4 \dots (15)$$

가 된다 (李, 1989). O_2 축에 대한 모우멘트는 角運動量的 時間 변화율이므로 固定링크 1에 傳達되는 加振 모우멘트 M_s 는 다음과 같이 표현된다.

$$M_s = -\frac{d}{dt} H_o \dots\dots\dots (16)$$

여기서 -부호는 4절 機構에 의하여 프레임에 傳達되는 모우멘트를 의미한다. 따라서 프레임에 傳達되는 加振모우멘트는 (16)식에 (15)식을 대입하여 정리하면

$$M_s = -(I_2 + m_2 R_{g2}^2 + m_3 R_2^2) \alpha_2 - (I_3 + m_3 R_{g3}^2) \alpha_3 - (I_4 + m_4 R_{g4}^2) \alpha_4 - m_3 R_2 R_{g3} [(\alpha_2 + \alpha_3) \cos(\theta_2 - \theta_3 - \beta_3) - (\omega_2^2 - \omega_3^2) \sin(\theta_2 - \theta_3 - \beta_3)] - m_4 R_1 R_{g4} [\alpha_4 \cos(\phi - \theta_4 - \beta_4) + \omega_4^2 \sin(\phi - \theta_4 - \beta_4)] \dots (17)$$

가 된다.

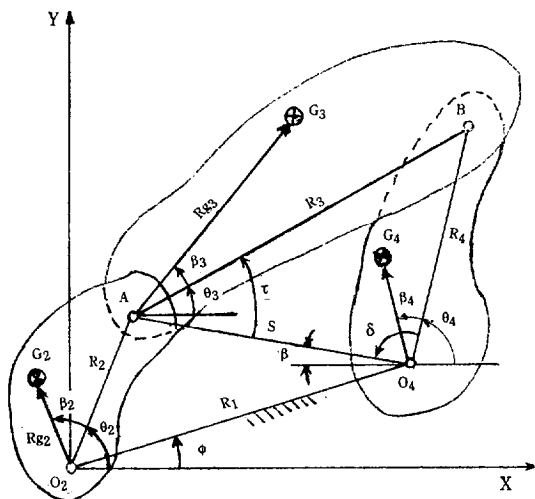


Fig. 1 Four-bar linkage with arbitrarily distributed masses.

다. 慣性力 分析

링크 2의 자유체 선도 Fig. 2에서 링크 2의 質量 中心의 위치벡터 \vec{G}_2 는 (18)式과 같이 표현된다.

$$\vec{G}_2 = G_{2x} U_x + G_{2y} U_y \dots\dots\dots (18)$$

여기서 U_x, U_y 는 각각 X, Y 방향의 단위벡터이고

$$G_{2x} = R_{g2} \cos(\theta_2 + \beta_2)$$

$$G_{2y} = R_{g2} \sin(\theta_2 + \beta_2)$$

이다. (18) 式을 2차 미분하면 G_2 점의 加速度 \vec{A}_{g2} 는

$$\vec{A}_{g2} = A_{g2x} U_x + A_{g2y} U_y \dots\dots\dots (19)$$

가 된다. 여기서

$$A_{g2x} = -R_{g2} \alpha_2 \sin(\theta_2 + \beta_2) - R_{g2} \omega_2^2 \cos(\theta_2 + \beta_2)$$

$$A_{g2y} = R_{g2} \alpha_2 \cos(\theta_2 + \beta_2) - R_{g2} \omega_2^2 \sin(\theta_2 + \beta_2)$$

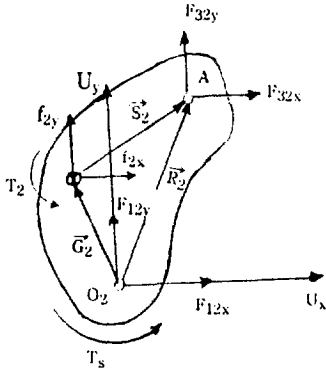


Fig. 2 Free-body diagram of link 2.

이다. 따라서 G_2 점에 작용하는 慣性力 f_{2x}, f_{2y} 는

$$f_{2x} = -m_2 A_{g2x}$$

$$f_{2y} = -m_2 A_{g2y}$$

가 되며, 링크 2의 重心에 대한 質量 慣性모우멘트와 角加速度를 각각 I_2, α_2 라고 하면 G_2 점에 대한 慣性모우멘트 T_2 는

$$T_2 = -I_2 \alpha_2$$

가 된다. 힘과 모우멘트의 平衡 條件에 의하여

$$F_{12x} + F_{32x} + f_{2x} = 0 \quad \dots\dots\dots (20)$$

$$F_{12y} + F_{32y} + f_{2y} = 0 \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$\vec{T}_2 + \vec{S}_1 \times \vec{F}_{12} + \vec{S}_2 \times \vec{F}_{32} + \vec{T}_s = 0 \quad \dots\dots\dots (22)$$

가 되며, 여기서

$$\vec{S}_1 = -\vec{G}_2$$

$$\vec{S}_2 = \vec{S}_1 + \vec{R}_2$$

$$\vec{S}_1 \times \vec{F}_{12} = (G_{2y} F_{12x} - G_{2x} F_{12y}) U_z$$

$$\vec{S}_1 \times \vec{F}_{32} = [(R_2 \cos \theta_2 - G_{2x}) F_{32y} - (R_2 \sin \theta_2 - G_{2y}) F_{32x}] U_z$$

이다.

같은 方法으로 Fig. 3, Fig. 4에서의 같이 링크 3, 링크 4에 대한 慣性力과 慣性모우멘트를 구하고, 각 링크에 작용하는 힘과 모우멘트의 平衡 方程式을 유도하였다. 링크 2, 3, 4에 대한 총 9개의 平衡 方程式은 각 對偶에 작용하는 힘의 관계 $F_{jk} = -F_{kj}$, 즉 링크 j에서 k로 작용하는 힘은 k에서 j로 작용하는 힘과 그 크기가 같고 방향이 반대임을 利用하여, 다음과 같이 行列方程式으로 表現할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \\ \\ \\ C \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix} F_{12x} \\ F_{12y} \\ T_s \\ F_{32x} \\ F_{32y} \\ F_{43x} \\ F_{43y} \\ F_{14x} \\ F_{14y} \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix} m_2 A_{g2x} \\ m_2 A_{g2y} \\ I_2 \alpha_2 \\ m_3 A_{g3x} \\ m_3 A_{g3y} \\ I_3 \alpha_3 \\ m_4 A_{g4x} \\ m_4 A_{g4y} \\ I_4 \alpha_4 - T_L \end{bmatrix}$$

여기서 行列 [C]는 Table 1에서와 같고, T_s 는 驅動軸에서 요구되는 驅動토크이며 T_L 은 O_4 축에 작용하는 하중토크를 나타낸다. O_4 점에 작용하는 반력 F_{14} 및 T_s 를 구하여 O_2 점에 대한 모우멘트를 구하면 다음 식으로 表現된다.

$$M_s = F_{14x} R_1 \sin \phi - F_{14y} R_1 \cos \phi - T_s - T_L \quad \dots\dots\dots (23)$$

Table 1 Matrix [C]

1	0	0	1	0	0	0	0	0	0
0	1	0	0	1	0	0	0	0	0
G_{2y}	$-G_{2x}$	1	G_{2y}	$-G_{2x}$	0	0	0	0	0
			$-R_2 \sin \theta_2$	$+R_2 \cos \theta_2$					
0	0	0	-1	0	1	0	0	0	0
0	0	0	0	-1	0	1	0	0	0
			$-G_{3y}$	G_{3x}	G_{3y}	$-G_{3x}$			
0	0	0	$+R_2 \sin \theta_2$	$-R_2 \cos \theta_2$	$-R_2 \sin \theta_2$	$+R_2 \cos \theta_2$	0	0	0
					$-R_3 \sin \theta_3$	$+R_3 \cos \theta_3$			
0	0	0	0	0	-1	0	1	0	0
0	0	0	0	0	0	-1	0	0	1
					$-G_{4y}$	G_{4x}			
0	0	0	0	0	$+R_1 \sin \phi$	$-R_1 \cos \phi$	G_{4y}	$-G_{4x}$	
					$+R_4 \sin \theta_4$	$-R_4 \cos \theta_4$	$-R_1 \sin \phi$	$+R_1 \cos \phi$	

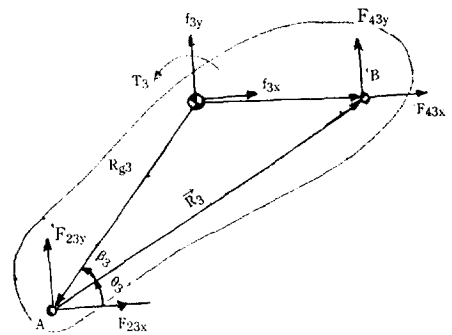


Fig. 3 Free-body diagram of link 3.

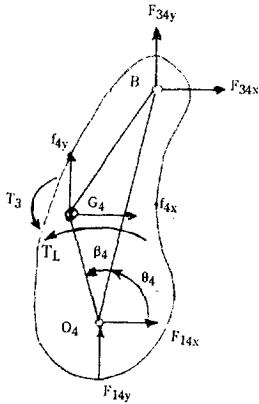


Fig. 4 Free-body diagram of link 4.

4. 均衡錘-기어 시스템의 設計

가. 均衡錘-기어 시스템의 均衡 개념

4절 機構에서, 動的 均衡을 이루기 위한 方法에는 대체로 均衡錘에 의한 方法과 각 링크의 質量分布를 변화시키는 方法이 있다. 그러나, 植付機構는 전형적인 4절 機構와 비교하면 커플러 링크가 다른 링크에 비하여 크기 때문에 質量分布를 변화시키는 方法이나, 均衡錘를 附着하는 方法으로서는 힘의 均衡은 이룰 수 있으나 충분한 모우멘트의 均衡을 이룰 수 없다. 搖動 링크와 커플러 링크에 의하여 發生되는 모우멘트의 방향은 서로 일치하거나 상반되는 데, 일치할 때 피크 모우멘트(peak moment)가 發生하기 때문이다. 따라서, 피크 모우멘트가 發生할 때 이와 반대되는 방향의 모우멘트를 發生시켜야 피크 모우멘트를 감소시킬 수 있고, 또한 모우멘트의 변화가 감소되어 植付機構의 動的 不均衡을 개선할 수 있다. 그러나 반대 방향의 모우멘트를 發生시키기 위하여 搖動링크를 변화시킬 경우에는 搖動링크의 質量이 증가하여, 결과적으로는 총 모우멘트가 증가하게 되며, 커플러 링크를 변화시킬 경우에는 植付軌跡이 변화되어 植付機構로서 利用할 수 없게 된다.

본 研究에서는 이러한 均衡方法의 개념을 기본으로 하여, 植付機構에서의 문제점을 해소할 수 있는 方法을 모색하였다. 數 次의 시도 후 逆方向의 모우멘트를 얻기 위하여 搖動링크에 의하여 驅動되는 새로운 축을

설치하고 여기에 均衡錘를 附着하는 方法을 고안하였다. 이 축은 기어에 의하여 搖動링크와 반대 방향으로 回轉하도록 하였으며, 필요한 均衡錘의 初期 角變位, 質量, 速度 등은 시행착오법(Trial and error method)으로 결정하였다. 이 方法은 均衡錘를 附着시킬 경우 發生되는 質量追加에 따른 영향을 最小化함으로서 以前의 方法보다도 효율적으로 動的 不均衡을 개선할 수 있다.

나. 均衡錘-기어 시스템의 分析

1) 加振 모우멘트의 分析

Fig. 5는 4절 機構와 결합된 均衡錘-기어 시스템으로서 加振모우멘트를 감소시키기 위하여 追加한 기어 4와 기어 5 및 偏心 質量 m_c 로 構成되어 있다.

Fig. 5에서 기어 4의 피치원 반경을 r_{g4} 라 하고 기어 4와 기어 5의 速度比를 n 이라 하면,

$$r_{g5} = \frac{r_{g4}}{n}$$

가 된다. 기어 4와 기어 5의 質量을 각각 m_{g4} , m_{g5} 라 하고, 두 기어의 재질과 두께가 같다고 하면, 근사적으로

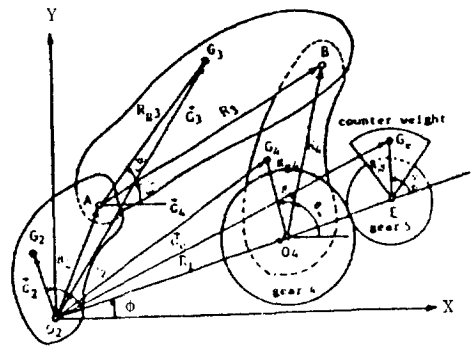


Fig. 5 Balancing gear and counter weight system installed in four-bar mechanism.

$$m_{g4} = \pi r_{g4}^2 b \rho$$

$$m_{g5} = \pi r_{g5}^2 b \rho$$

가 된다. 여기서

b = 기어의 두께

ρ = 재료의 密度

이다. 따라서 기어 4와 5의 質量 사이에는

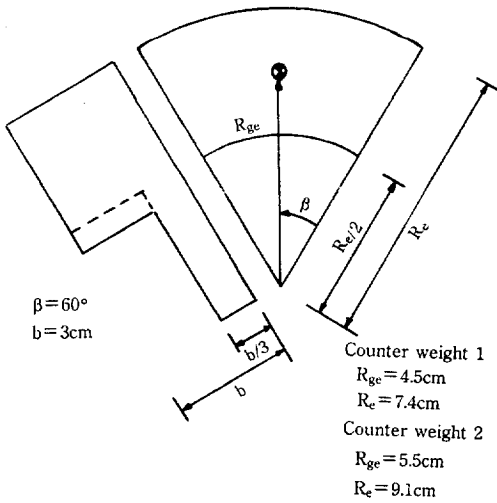


Fig. 6 Dimensions of counter weight.

$$m_{g5} = \frac{m_{g4}}{n^2}$$

의 관계가 성립된다. 또 기어의 重心에 대한 質量 慣性모우멘트를 각각 I_{g4} , I_{g5} 라 하고, 기어의 質量分布가 均일하여 重心이 기어의 피치원 中心에 있다고 가정하면 I_{g4} 와 I_{g5} 는 근사적으로 다음과 같이 결정된다.

$$I_{g4} = \frac{1}{2} m_{g4} r_{g4}^2$$

$$I_{g5} = \frac{1}{2} m_{g5} r_{g5}^2 = \frac{1}{n^4} I_{g4}$$

均衡錘-기어 시스템에서 사용된 均衡錘는 Fig. 6에서와 같이 바깥부분이 두꺼운 부채꼴 均衡錘로서, 質量分布가 均일하다고 하면 均衡錘의 質量 m_c 은 다음 식으로 표현된다.

$$m_c = \frac{5}{18} \pi R_e^2 b \rho \dots\dots\dots (24)$$

均衡錘의 回轉中心으로부터 重心까지의 거리를 R_{ge} 라 하면 $R_{ge} = 0.606R_e$ 가 되며 質量重心에 대한 質量 慣性모우멘트 I_e 는 $I_e = 0.133 m_c R_e^2$ 이 된다. 따라서 Fig. 6에서와 같이 2개의 기어와 偏心 質量 m_c 를 4절기구에 追加하였을 때 이로 인하여 發生되는 加振모우멘트 M_a 는 다음과 같다.

$$M_a = -\frac{d}{dt} H_n \dots\dots\dots (25)$$

여기서 -부호는 固定링크가 받는 모우멘트를 의미하고 H_n 는 追加된 角運動量을 의미한다. 따라서 均衡錘-기어 시스템에 追加된 加振모우멘트 M_a 를 구하면

$$M_a = m_c R_{ge} n^2 \omega_4^2 (R_1 + r_{g4} + \frac{1}{n} r_{g4}) \sin \theta_e + m_c R_{ge} n \alpha_4 (R_1 + r_{g4} + \frac{1}{n} r_{g4}) \cos \theta_e + m_c R_{ge}^2 n \alpha_4 + [n I_e (\frac{1}{n^3} - 1) I_{g4}] \alpha_4 \dots\dots\dots (26)$$

가 된다 (李, 1989). 均衡錘-기어 시스템에서 固定링크에 傳達되는 總 加振모우멘트 M_i 는 (16)식과 (26)식의 합이 된다. 즉,

$$F_{15y2} = m_c A_{gey} \dots\dots\dots (29)$$

2) 慣性力 分析

Fig. 5의 均衡錘-기어 시스템에 대한 慣性力 分析은 기어와 均衡錘의 追加로서 4절 機構의 皮동축에 작용하는 부하토크 T_L 및 기어축에 작용하는 반력을 고려하여, 4절 機構에서와 같은 方法으로 실시한다. Fig. 7의 均衡錘의 자유체 선도에서, 힘과 모우멘트의 평형 원리를 적용하면

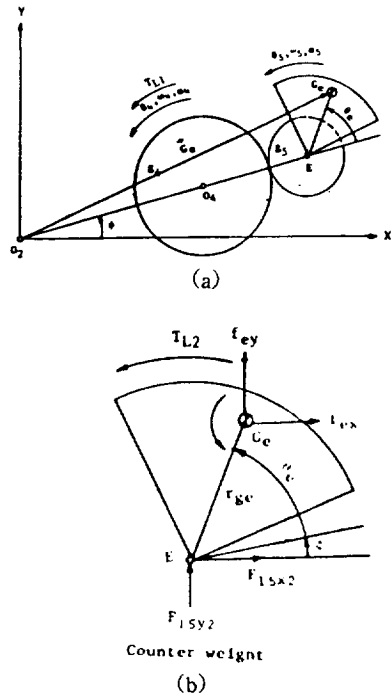


Fig. 7 Free-body diagram of counter weight.

$$F_{15x2} = m_e A_{ge_x} \dots\dots\dots (28)$$

$$F_{15y2} = m_e A_{ge_y} \dots\dots\dots (29)$$

$$T_{L2} = F_{15x2} R_{ge} \cos(\theta_e + \phi) - F_{15y2} R_{ge} \sin(\theta_e + \phi) - n I_e \alpha_4 \dots\dots\dots (30)$$

가 된다. Fig. 8의 기어 5에 대한 자유체 선도에서는

$$F_{45} = \frac{T_5 - T_{L2}}{r_{g5} \cos \phi_n} \dots\dots\dots (31)$$

$$F_{15x1} = -F_{45} \cos \delta \dots\dots\dots (32)$$

$$F_{15y1} = -F_{45} \sin \delta \dots\dots\dots (33)$$

가 되며 $T_5 = \frac{1}{n^2} I_{g4} \alpha_4$

$$\delta = 90 + \phi - \phi_n$$

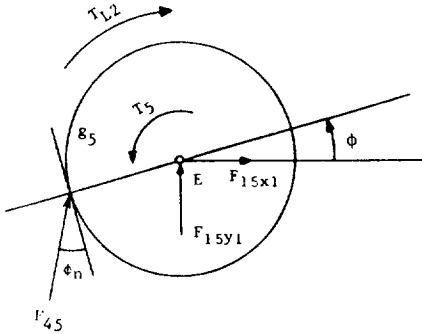


Fig. 8 Free-body diagram of gear 5.

이다. 또 기어 4의 자유체 선도 Fig. 9에서 힘과 모멘트의 평형방정식을 구하면 다음과 같다.

$$F_{14x2} = F_{45} \cos \delta \dots\dots\dots (34)$$

$$F_{14y2} = F_{45} \sin \delta \dots\dots\dots (35)$$

$$T_{L1} = F_{45} r_{g4} \cos \phi_n - I_{g4} \alpha_4 \dots\dots\dots (36)$$

따라서, 均衡錘-기어 시스템에서 O4 및 E점에 작용하는 X, Y방향의 반력 F_{14xe} , F_{14ye} , F_{15xe} , F_{15ye} 는 각각

$$F_{14xe} = F_{14x1} + F_{14x2} \dots\dots\dots (37)$$

$$F_{14ye} = F_{14y1} + F_{14y2} \dots\dots\dots (38)$$

$$F_{15xe} = F_{15x1} + F_{15x2} \dots\dots\dots (39)$$

$$F_{15ye} = F_{15y1} + F_{15y2} \dots\dots\dots (40)$$

가 된다. 여기서 F_{14x1} , F_{14y1} 은 均衡錘-기어 裝置가 없을 때 O4점에 작용하는 X, Y방향의 반력이다.

慣性力 分析을 통하여 결정된 O4, E점의 반력으로 부터 均衡錘-기어 시스템에 대한 加振모우멘트를 구하면 (41)식과 같다.

$$M_t = -F_{14ye} R_1 \cos \phi + F_{14xe} R_1 \sin \phi - T_s - F_{15ye} (R_1 + (1 + \frac{1}{n}) r_{g4}) \cos \phi + F_{15xe} (R_1 + (1 + \frac{1}{n}) r_{g4}) \sin \phi \dots\dots\dots (41)$$

5. 動的 均衡效果

가. 理論的 高찰

현재 국내에서 생산되고 있는 3종류의 크랭크식 植付機構 A, B, C에 대하여 理論的으로 加振力과 加振모우멘트를 分析하였다. 均衡錘-기어 시스템은 컴퓨터 시뮬레이션 方法으로 加振에너지를 最小로하는 조건에서 기어비, 均衡錘의 크기, 均衡錘의 初期 角變位를 결정하였다. 모든 分析과 계산은 3, 4절의 分析方法에 따라 프로그래밍하여 퍼스널 컴퓨터로 실시하였으며, 加振에너지는 加振모우멘트-크랭크 角變位 선도에서 加振모우멘트 線下의 절대 면적으로 정의하였다.

Table 2는 分析된 크랭크식 植付機構의 제원을 나타낸 것이다. 각 植付機構에 均衡錘-기어 시스템을 附着하기 前과 附着한 後에 계산된 最小 加振에너지는

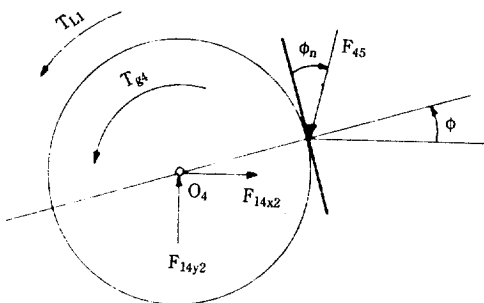


Fig. 9 Free-body diagram of gear 4.

Table 3에서와 같고, 이 때 결정된 均衡鍾-기어 시스템의 기어비, 均衡鍾의 크기, 및 初期 角變位는 Table 4에서와 같다.

Table 2 Configurations of the analyzed crank-type planting mechanisms.

	Link i	R_i (m)	R_{gi} (m)	β_i (deg)	m_i (kg)	I_i (kg-m ²)
A	1	0.066	-	-	-	-
	2	0.032	0.019	0	0.139	3.12E-5
	3	0.060	0.043	163	0.673	4.82E-3
	4	0.065	0.045	0	0.437	6.89E-4
B	1	0.074	-	-	-	-
	2	0.035	0.015	0	0.184	6.24E-5
	3	0.075	0.022	160	0.788	5.05E-3
	4	0.077	0.053	0	0.165	1.60E-4
C	1	0.130	-	-	-	-
	2	0.042	0.014	0	0.806	9.32E-4
	3	0.092	0.022	152	0.850	8.50E-3
	4	0.095	0.048	0	0.085	7.80E-5

Table 3 Shaking energy computed respectively with and without a counter weight-gear system.

	w/o-counter weight (J)	w-counter weight (J)	% Reduction	rpm of Crank
A	22.53	15.41	26.4	300
B	14.35	11.05	22.6	270
C	22.04	20.14	9.0	310

Table 4 Specifications of the counter weight and gears determined by computer simulation.

	Gear ratio	m_e (kg)	R_{gc} (m)	θ_0 (deg)
A	0.57	0.625	0.055	360
B	0.47	0.416	0.045	350
C	0.57	0.625	0.055	280

나. 實驗的 檢證

實驗的 檢證은 理論的 分析에서 植付機構가 回轉할 때 發生하는 마찰, 기어의 간섭, 커플러 링크 내부에 있는 캠과 스프링의 작동 등을 고려하지 않았기 때문에 實驗을 통하여 理論적으로 얻어진 動的均衡효과가 실제 植付機構에서도 나타날 것인지를 檢證하기 위하여 실시하였다. 實驗에서 측정된 값은 搖動軸과 驅動軸에 작용하는 수직 및 수평반력과 驅動軸의 토크 이었으며, 加振모우먼트는 측정치로부터 계산하였다.

驅動軸과 搖動軸의 지점에 작용하는 반력을 측정하기 위하여 Fig. 10과 같은 하중변환기를 제작하였다. 하중 변환기는 탄소강 S-45C로 제작하였으며, 수직 반력과 수평반력이 서로 간섭하지 않도록 수평반력은 수직축에 대하여 39.6°, 수직반력은 90°되는 부분에 4개의 120Ω 스트레인 게이지(strain gage)를 附着하여 측정하였다.

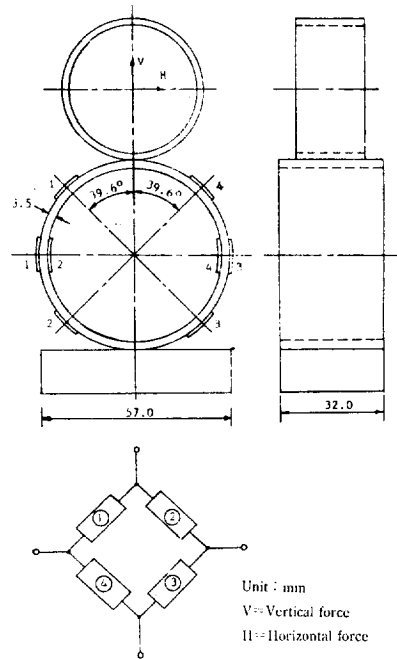


Fig 10. Ring-type force transducer

實驗은 植付機構에 均衡鍾을 달기 前과, 시뮬레이션 방법으로 결정된 최적의 균형추의 크기, 初期 角變位, 기어비에 따라 均衡鍾을 설치한 後 각각의 반력과 토크를 측정하였다. 驅動軸의 速度는 300rpm 내외로

실제 步行型 移秧機에서와 같은 범위에서 實驗을 수행하였다.

Fig. 11은 均衡錘를 附着하지 않은 상태에서 加振모우멘트의 實驗値와 理論値를 비교한 것이다. Fig. 11 (a)에서 크랭크축의 回轉角이 40°일 때 가장 큰 加振

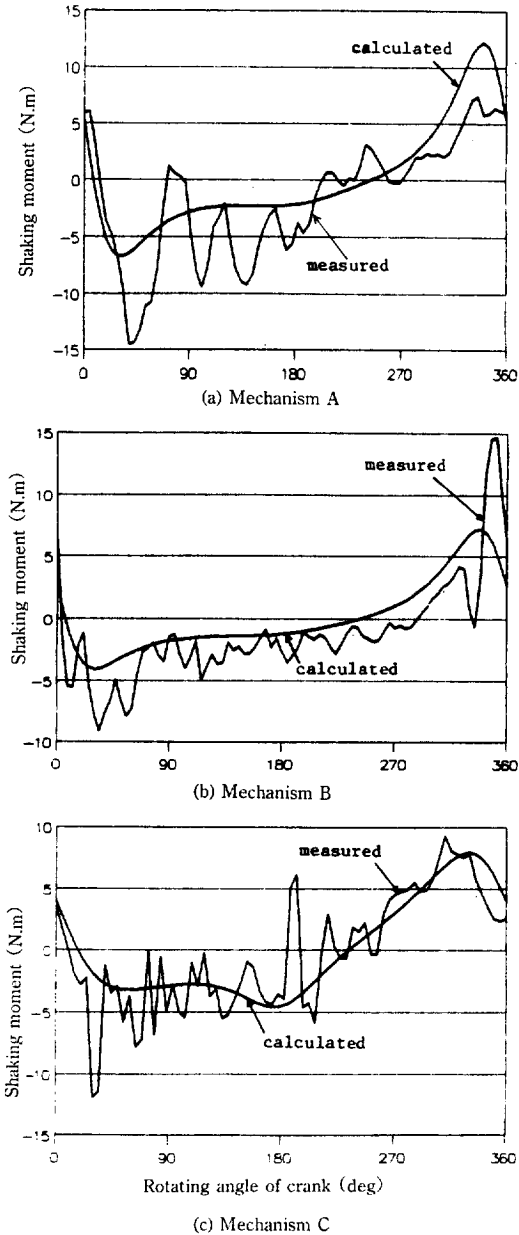


Fig. 11 Comparison of shaking moments determined experimentally and analytically without counter weight.

모우멘트가 나타나고 있는 데, 이는 植付링크 내에서 植付날을 驅動하는 캠과 스프링의 반력에 의하여 發生되는 것으로 판단되며, (b)에서는 350°, (c)에서는 40° 부근에서 같은 현상이 나타나고 있다. Fig. 12는 均衡錘를 附着하였을 때 加振모우멘트의 實驗値와 理論値를 비교한 것이다.

計測裝置의 노이즈, 마찰저항 등으로 인하여 實驗値와 理論値 사이에는 차이가 있으나 변화의 경향은 모두 유사한 것으로 판단되었다. 따라서 理論分析을 통하여 얻어진 動的 均衡 效果는 실제 植付機構에서도 동일한 경향일 것으로 판단 되었다.

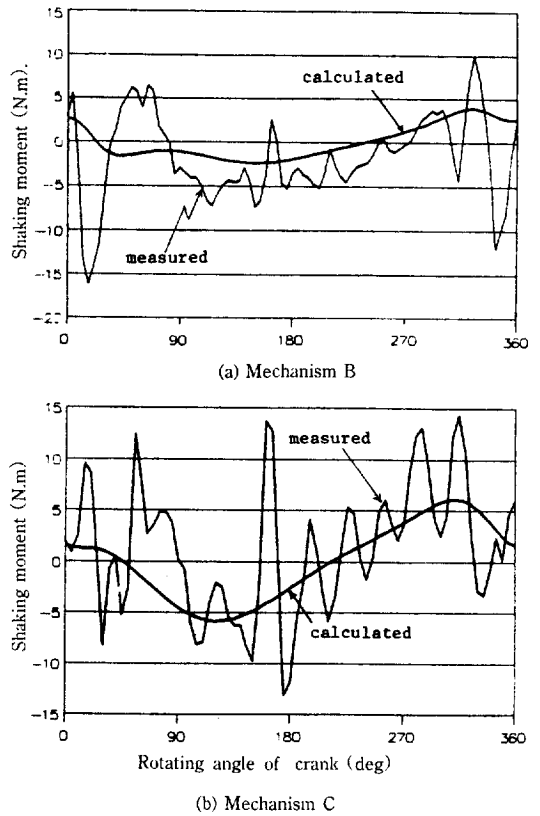


Fig. 12 Comparison of shaking moments determined experimentally and analytically with counter weight.

다. 動的 均衡 效果

Fig. 13은 均衡錘가 있을 때와 없을 때 理論的으로 계산된 植付機構 A, B, C에 대한 加振모우멘트의 변화

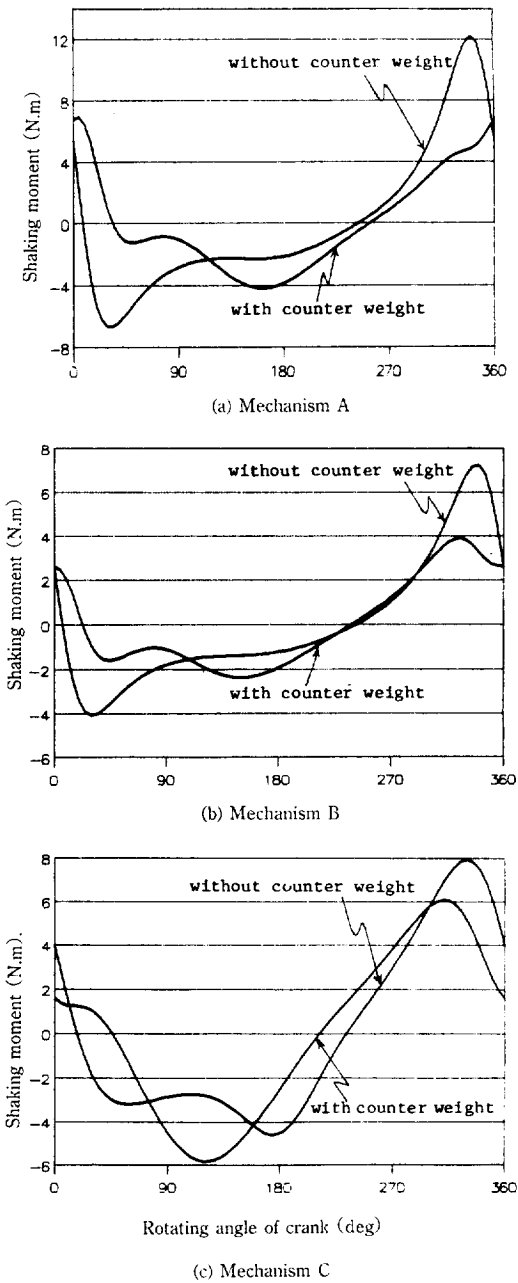


Fig 13. Comparison of shaking moment with and without counter weights.

를 나타낸 것이다. 均衡錘를 附着하였을 때 植付機構 A에서는 最大 加振모우멘트가 12 N. m에서 7N. m로 감소하였으며, 加振에너지는 26.4% 감소하였다. 植付機構 B에서는 最大 加振모우멘트가 7 N. m에서 4 N.

m로, 加振에너지는 22.6% 감소하였으며, 植付機構 C에서는 最大 加振모우멘트가 8 N. m에서 6 N. m로, 加振에너지는 9% 감소하였다. 전체적으로 均衡錘를 설치함으로써 기존 植付機構의 加振에너지는 평균 20% 정도, 最大 加振모우멘트는 약 40% 감소하였다.

6. 要約 및 結論

본 研究는 크랭크식 植付機構의 動的 不均衡으로 인하여 發生되는 加振모우멘트를 감소시킬 목적으로 수행되었으며, 크랭크식 植付機構의 搖動軸에 기어를 설치하고 이 기어에 의하여 驅動되는 새로운 均衡錘를 追加하여 加振모우멘트를 감소시키는 方法을 개발하였다. 追加된 均衡錘의 回轉速度, 크기, 初期 角變位 등은 새로운 시스템에 대한 加振모우멘트의 理論式을 구하여 이 식으로부터 最小의 加振모우멘트가 發生되는 조건에서 구하였다.

본 研究에서 개발된 方法은 搖動軸보다 均衡錘의 回轉速度와 加速度를 크게하고, 驅動軸과의 距離를 멀게 하여 작은 質量으로써 큰 모우멘트를 發生시켜 質量추가에 따른 시스템의 加振모우멘트 증가를 상대적으로 감소시켰다. 또 加振모우멘트의 변화 폭을 줄일 수 있었기 때문에, 보다 효과적으로 移秧機의 振動을 감소시킬 수 있다고 판단된다.

현재 사용되고 있는 4절 크랭크식 植付機構에 均衡錘-기어 시스템을 附着하면, 植付機構의 종류에 따라 차이는 있으나, 加振에너지는 20%, 最大 加振모우멘트는 약 40% 감소시킬 수 있다. 즉 현재 步行用 移秧機의 植付機構가 300rpm 정도로 回轉하기 때문에 이때의 加振에너지는 均衡錘를 附着하면 植付機構 A는 350rpm, B는 350rpm, C는 310rpm으로 回轉하는 경우의 加振에너지와 크기가 같고, 最大 加振모우멘트는 각각 380rpm, 400rpm, 340rpm으로 回轉할 경우의 크기와 같다.

따라서 步行用 移秧機에서 300rpm으로 回轉하는 植付機構 A, B, C에 均衡錘-기어 시스템을 附着하여 乘用 移秧機에 적용하면 각각 370rpm, 380rpm, 330rpm으로 回轉시켜도, 300rpm에서와 같은 정도의 移秧作業이 가능하므로 植付機構의 回轉速度를 증가시킬 수 있어, 결과적으로 乘用 移秧機에 적용이 가능할

것으로 판단된다. 그러나 이 裝置를 적용하는 데에는 均衡鍾, 기어를 설치하기 위한 공간이 필요하므로 공간의 제약이 따르는 문제점이 있다.

參 考 文 獻

1. 李政基. 1990. 크랭크식 移秧機 插付 機構의 動的 均衡에 關한 研究. 碩士學位 論文. 서울대학교 대학원.
2. Berkof, R.S. and G.G. Lowen. 1969. A new method for complete force balanceing simple linkage. Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME. Series B, 91(1) : 21-26.
3. Berkof, R.S. and G.G. Lowen, 1970. Determination of force-balanced four-bar linkage. Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME. Paper No. 70-Mech-8.
4. Berkof, R.S. and G.G. Lowen. 1971. Theory of shaking moment optimization of force-balanced four-bar linkages. Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME. Series B, 93(1) : 53-60.
5. Elliotte, J.L. and D. Tesar. 1977. The theory of torque, shaking force, and shaking moment balancing of four link mechanisms. Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME. Series B, 99(3) : 715-722.
6. Martin, G.H. 1982. Kinematics and dynamics of machines. McGraw-Hill Book Company. New York.
7. Hoag, D.L. and R.R. Yoerger. 1974. Designing load rings for measurement. Trans. of the ASAE. 17(2) : 2251-261.
8. Sandor, G.N. and A.G. Erdman. 1984. Advanced mechanism design. Prentice-hall Inc. New Jersey.
9. Umeda, S., N. Hoanmi and V.D. Chau. 1981. Dynamic characteristics rice transplanting mechanism (I). Journal of the Society of Agricultural Machinery, Japan. 42(1) : 51-56.
10. Umeda, S., N. Hoanmi and V.D. Chau. 1981. Dynamic characteristics rice transplanting mechanism (II). Journal of the Society of Agricultural Machinery, Japan. 42(2) : 51-56.
11. Wiederrich, J.L. and B. Roth. 1976. Momentum balancing of four-bar linkage. Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME. Series B. 98 : 1289-1295.