

고속 식부 기구 설계를 위한 컴퓨터 시뮬레이션
 프로그램 개발(II)
 - 힘 분석 -

Development of A Computer Simulation Program for the Design
 of High Speed Transplanting Mechanism(II)
 - Force Analysis -

박홍제*
 H. J. Park

김경욱*
 K. U. Kim

Summary

The part(I) of this paper deals with the motion analysis of a gear type high speed planting mechanism of rice transplanters. Following that this part(II) contains force analysis of the mechanism. Forces and moments acting on the mechanism were determined analytically and computer coded for the simulation of them on any IBM PC compatible machines. The simulation program developed in this study can be used as a design tool and also for a sensitivity analysis.

1. 서론

본 研究의 제1보(박, 김, 1993)에서는 편심 기어열을 이용한 고속 식부 기구의 운동과 식부 궤적을 분석하였다. 또, 식부 기구의 설계 변수가 운동과 궤적 변화에 미치는 영향을 구명하였다. 제2보에서는 주요 설계 변수(그림1)의 변화에 따라 식부 기구에 작용하는 힘, 구동 토크, 가진력, 가진 모멘트를 결정하기 위한 식을 유도하고, 이를 프로그램화하여 고속 식부 기구의 힘 분석을 수행할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.

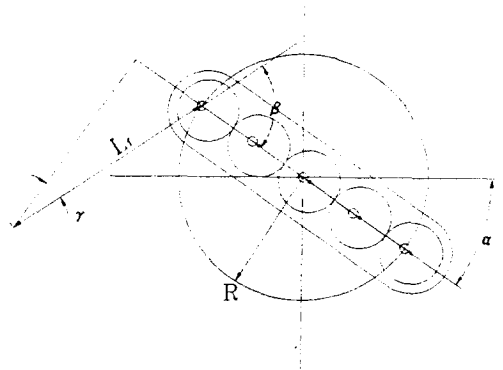


Fig. 1 Important design parameters of high speed transplanting mechanism

* 서울대학교 농업생명과학대학 농공학과

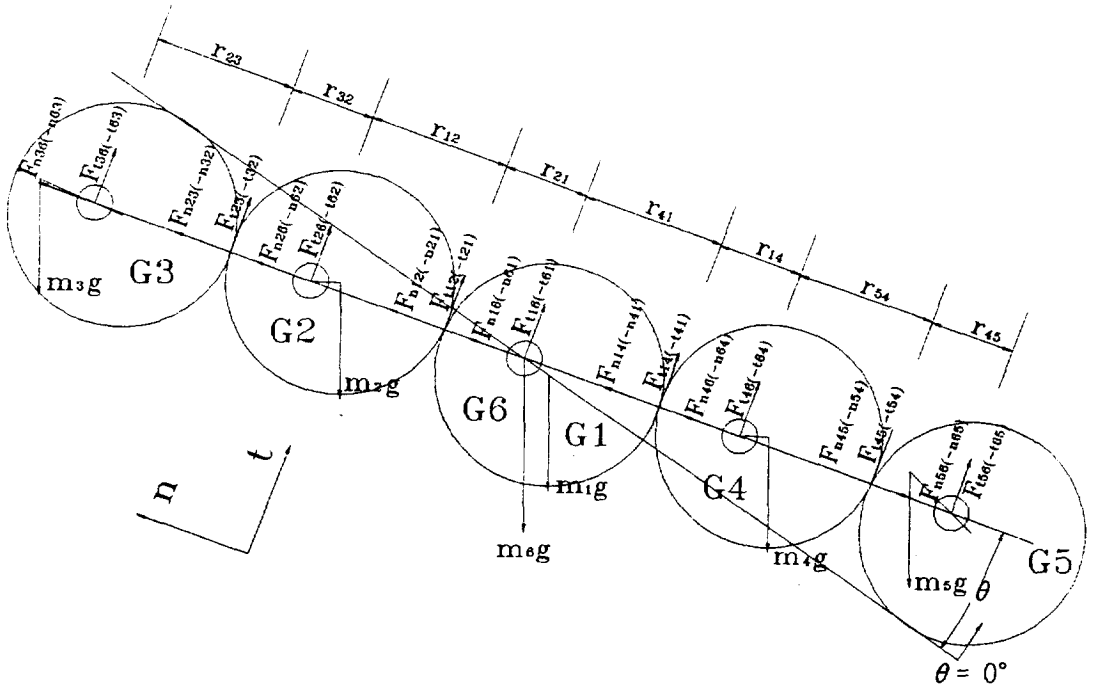


Fig. 2 Free body diagram(FBD) of high speed transplanting mechanism

2. 작용력 분석

힘 분석을 수행하기 위하여 다음과 같은 기본 가정을 설정하였다.

- 1) 암은 등속도로 회전한다.
- 2) 동력 전달에서 마찰에 의한 에너지 손실은 없는 것으로 가정한다.

암의 각변위가 θ 일 때 식부 기구의 自由體線圖는 그림 2에서와 같다. 기준 좌표계는 그림 2에서와 같이 태양 기어의 회전 중심을 원점으로 하고 암에 고정된 n-t 직교 좌표계(normal-tangential coordinate system)를 설정하였다. +n 방향은 원점인 태양 기어 G1의 회전 중심에서 위성 기어 G2, G3의 회전 중심을 향하는 방향이고, +t방향은 +n방향에서 시계 방향으로 90° 회전한 방향이다. 그림에서 사용된 각 기호의 정의는 다음과 같다.

- F_{kij} = 부품 i가 부품 j에 작용하는 k방향의 힘
- r_{ij} = 기어 G_j 의 회전 중심에서 인접한 기어 G_i 의 접촉점까지 거리

m_i = 기어 G_i 의 질량

g = 중력 가속도

I_{oi} = 기어 G_i 의 회전 중심에 대한 질량 관성 모멘트

θ_1 = 중력 가속도 방향과 n방향이 이루는 각

θ_2 = 무게 중심과 회전 중심을 잇는 직선과 회전 중심에서 하중 작용선에 수직으로 내린 직선이 이루는 각

기어의 압력각을 ϕ 라고 하면 기어와 기어 사이에 작용하는 n 방향과 t 방향의 힘 즉, 수직력과 접선력 사이에는 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$F_{nij} = F_{tj} \tan \phi \dots\dots\dots (1)$$

가. 기어의 동적 평형 방정식

태양 기어 G1에 작용하는 힘은 그림 3에서와 같다. G1에 대한 동적 평형 방정식에서 태양 기어는 이양기 본체에 고정되어 있으므로 G1의 가속도는 $a_{o1} = a_{i1} = \alpha_1 = 0$ 이 된다.

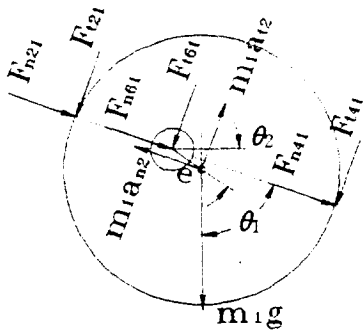


Fig. 3 FBD of sun gear G1

$$\begin{aligned}
 -F_{n21} - F_{n41} - F_{n61} - m_1g \cos \theta_1 &= m_1a_{n1} = 0 \\
 -F_{t21} - F_{t41} - F_{t61} - m_1g \sin \theta_1 &= m_1a_{t1} = 0 \dots (2) \\
 -r_{41}F_{t41} + r_{21}F_{t21} - m_1ge \cos \theta_2 &= L_{o1}\alpha_1 = 0
 \end{aligned}$$

위성 기어 G2에 대한 동적 평형 방정식은 그림 4에서

$$\begin{aligned}
 F_{n12} - F_{n32} - F_{n62} - m_2g \cos \theta_1 &= m_2a_{n2} \\
 F_{t12} - F_{t32} - F_{t62} - m_2g \sin \theta_1 &= m_2a_{t2} \dots \dots \dots (3) \\
 F_{12}r_{12} + F_{32}r_{32} - m_2ge \cos \theta_2 &= L_{o2}\alpha_2
 \end{aligned}$$

가 된다. G2의 무게 중심의 가속도는 암의 등속 회전으로 인한 회전 중심의 가속도(\vec{a}_{r2})와 회전 중심에 대한 무게 중심의 상대 가속도($\vec{a}_{g2/r2}$)의 벡터합으로서 구할 수 있다. 즉,

$$\begin{aligned}
 \vec{a}_2 &= \vec{a}_{r2} + \vec{a}_{g2/r2} \\
 \vec{a}_{r2} &= \frac{R}{2} \theta^2 \vec{U}_r \dots \dots \dots (4) \\
 \vec{a}_{g2/r2} &= e\phi_1^2 \vec{U}_n + e\phi_1 \dot{U}_t
 \end{aligned}$$

이다. 여기서 \vec{U}_r , \vec{U}_n , \vec{U}_t 는 그림 4에서 원심력 작용 방향 r 그리고 n, t방향의 단위 벡터이며 a_{n2} 와 a_{t2} 는 각각 \vec{a}_2 의 n, t방향의 가속도이다. 따라서,

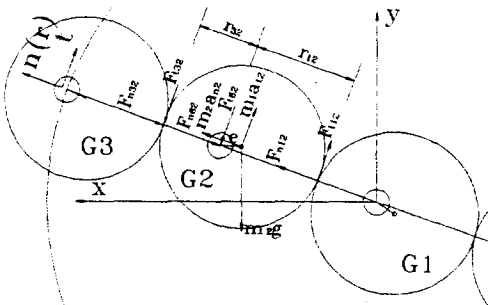


Fig. 4 FBD of planetary gear G2

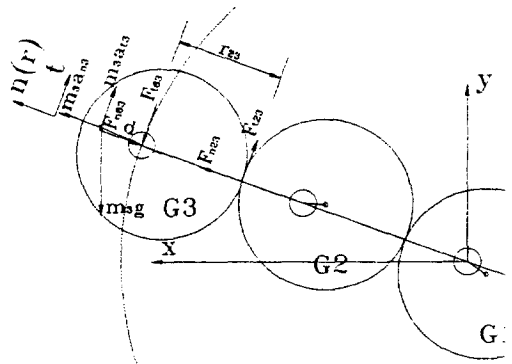


Fig. 5 FBD of planetary gear G3

m_2a_{n2} 와 m_2a_{t2} 는 위성 기어 G2의 무게 중심에 작용하는 n, t방향의 관성력이 된다. $L_{o2}\alpha_2$ 는 기어의 회전 중심에 대한 관성 모멘트이고, ϕ_1 과 $\dot{\phi}_1$ 는 위성 기어 G2의 각속도, 각가속도이다.

같은 방법으로 위성 기어 G3에 대한 동적 평형 방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 F_{n23} - F_{n63} - m_3g \cos \theta_1 &= m_3a_{n3} \\
 F_{t23} - F_{t63} - m_3g \sin \theta_1 &= m_3a_{t3} \dots \dots \dots (5) \\
 F_{23}r_{23} + m_3gd \cos \theta_2 &= L_{o3}\alpha_3
 \end{aligned}$$

여기서 d는 식부날이 고정된 위성 기어 G3의 무게 중심과 회전 중심 사이의 길이 이므로 G2의 중심간 길이 e와는 같지 않다.

위성 기어 G4, G5에 대한 동적 평형 방정식도 같은 방법으로 구할 수 있다. 즉 위성 기어 G4의 경우에는 그림 6에서

$$\begin{aligned}
 F_{n14} - F_{n54} - F_{n64} - m_4g \cos \theta_1 &= m_4a_{n4} \\
 F_{t14} - F_{t54} - F_{t64} - m_4g \sin \theta_1 &= m_4a_{t4} \dots \dots \dots (6) \\
 -F_{14}r_{14} - F_{54}r_{54} - m_4ge \cos \theta_2 &= L_{o4}\alpha_4
 \end{aligned}$$

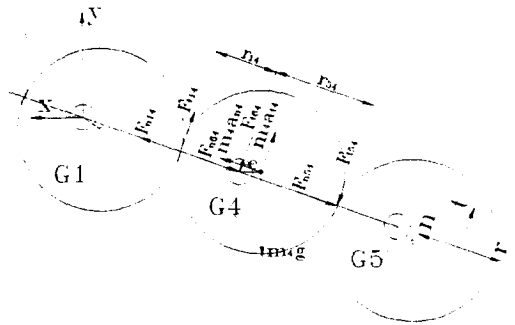


Fig. 6 FBD of planetary gear G4

가 되고 위성 기어 G5의 경우에는 그림 7에서

$$\begin{aligned} F_{n45} - F_{n65} - m_5g \cos \theta_1 &= m_5a_{n5} \\ F_{t45} - F_{t65} - m_5g \sin \theta_1 &= m_5a_{t5} \dots\dots\dots (7) \\ -F_{t45}r_{45} + m_5gd \cos \theta_2 &= I_{o5}\alpha_5 \end{aligned}$$

가 된다.

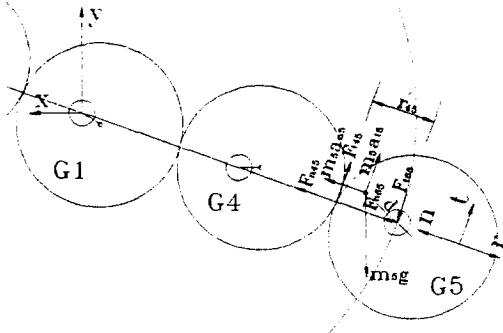


Fig. 7 FBD of planetary gear G5

나. 암의 동적 평형 방정식

암에 작용하는 힘은 그림 8에서와 같다. 암에 대한 동적 평형 방정식을 구하면

$$\begin{aligned} F_{n16} + F_{n26} + F_{n36} + F_{n46} + F_{n56} - m_6g \cos \theta_1 &= m_6a_{n6} \\ F_{t16} + F_{t26} + F_{t36} + F_{t46} + F_{t56} - m_6g \sin \theta_1 &= m_6a_{t6} \dots\dots\dots (8) \\ -F_{t26}r_{26} - F_{t36}(r_{26} + r_{36}) + F_{t46}r_{46} + F_{t56}(r_{46} + r_{56}) \\ + T &= I_{o6}\alpha_6 \end{aligned}$$

이다. 여기서 T는 식부 기구를 구동하는데 필요한 입력 토크이다.

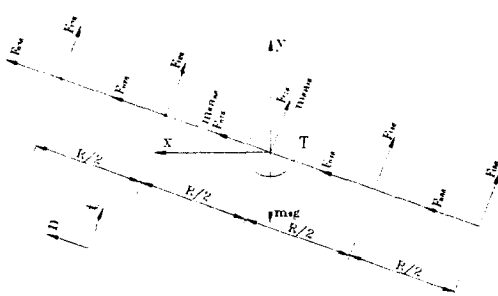


Fig. 8 FBD of rotating arm G6 with constant speed

다. 식부 기구의 동적 평형 방정식

식(1)과 $F_{ij} = -F_{ji}$ 의 관계식을 이용하여 각 위성 기어와 암의 동적 평형 방정식을 정리하면 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} -\tan\phi F_{t14} - F_{n16} + \tan\phi F_{t23} + F_{n26} &= m_2(a_{n2} + g \cos \theta_1) - m_1g \cos \theta_1 \\ -F_{t14} - F_{t16} + F_{t23} + F_{t26} &= m_2(a_{t2} + g \sin \theta_1) - m_1g \sin \theta_1 \dots\dots\dots (9) \\ r_{12}F_{t12} - r_{32}F_{t23} &= I_{o2}\alpha_2 + m_2g e \cos \theta_2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tan\phi F_{t23} + F_{n36} &= m_3(a_{n3} + g \cos \theta_1) \\ F_{t23} + F_{t36} &= m_3(a_{t3} + g \sin \theta_1) \dots\dots\dots (10) \\ r_{23}F_{t23} &= I_{o3}\alpha_3 - m_3g d \cos \theta_2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tan\phi F_{t14} + \tan\phi F_{t45} + F_{n46} &= m_4(a_{n4} + g \cos \theta_1) \\ F_{t14} + F_{t45} + F_{t46} &= m_4(a_{t4} + g \sin \theta_1) \dots\dots (11) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} -\frac{r_{14}}{r_{41}}r_{21}F_{t12} + r_{54}F_{t45} &= I_{o4}\alpha_4 + m_4g e \cos \theta_2 \\ + \frac{r_{14}}{r_{41}}m_1g e \cos \theta_2 & \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tan\phi F_{t45} + F_{n56} &= m_5(a_{n5} + g \cos \theta_1) \\ F_{t45} + F_{t56} &= m_5(a_{t5} + g \sin \theta_1) \dots\dots\dots (12) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} -r_{45}F_{t45} &= I_{o5}\alpha_5 - m_5g d \cos \theta_2 \\ F_{n16} + F_{n26} + F_{36} + F_{n46} + F_{n56} &= m_6(a_{n6} + g \cos \theta_1) \\ F_{t16} + F_{t26} + F_{t36} + F_{t46} + F_{t56} &= m_6(a_{t6} + g \sin \theta_1) \dots\dots\dots (13) \\ -r_{26}F_{t26} - (r_{26} + r_{36})F_{t36} + r_{46}F_{t46} + (r_{46} + r_{56})F_{t56} \\ + T &= I_{o6}\alpha_6 \end{aligned}$$

위의 식을 行列式으로 표시하면,

$$[A] \{X\} = \{B\} \dots\dots\dots (14)$$

가 된다. 여기서 [A]는 15×15 正方形行列로서 各要素의 값은 다음과 같다.

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & \tan\phi & -\tan\phi & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 & 0 & -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ r_{12} & -r_{32} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \tan\phi & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & r_{23} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \tan\phi & \tan\phi & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ C^* & 0 & 0 & r_{54} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \tan\theta & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -r_{45} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -R/2 & -R & R/2 & R & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$C^* = -\frac{r_{14}}{r_{41}} r_{21} \dots\dots\dots (15)$$

{X}는 각 기어와 암에 작용하는 힘과 入力 토크를 나타내는 未知數 벡터이고 {B}는 각 기어와 암에 작용하는 慣性力과 慣性 모멘트를 나타내는 벡터이다. 즉,

$$[A] \cdot \begin{Bmatrix} F_{112} \\ F_{123} \\ F_{114} \\ F_{145} \\ F_{116} \\ F_{126} \\ F_{136} \\ F_{146} \\ F_{156} \\ F_{n16} \\ F_{n26} \\ F_{n36} \\ F_{n46} \\ F_{n56} \\ T \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} m_2(a_{n2} + g\cos\theta_1) - m_1g\cos\theta_1 \\ m_2(a_{12} + g\sin\theta_1) - m_1g\sin\theta_1 \\ I_{o2}a_2 + m_2g\cos\theta_2 \\ m_3(a_{n3} + g\cos\theta_1) \\ m_3(a_{13} + g\sin\theta_1) \\ I_{o3}a_3 - m_3gd\cos\theta_2 \\ m_4(a_{n4} + g\cos\theta_1) \\ m_4(a_{14} + g\sin\theta_1) \\ I_{o4}a_4 + m_4g\cos\theta_2 + (r_{14}/r_{41})m_1g\cos\theta_2 \\ m_5(a_{n5} + g\cos\theta_1) \\ m_5(a_{15} + g\sin\theta_1) \\ I_{o5}a_5 - m_5gd\cos\theta_2 \\ m_6(a_{n6} + g\cos\theta_1) \\ m_6(a_{16} + g\sin\theta_1) \\ I_{o6}a_6 \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (16)$$

미지수 벡터 {X}는 수치 해석적인 방법으로 [A]의 逆行列을 구하여 다음과 같은 방법으로 구하였다.

$$\{X\} = [A]^{-1} \cdot \{B\} \dots\dots\dots (17)$$

3. 가진력 분석

加振力(shaking force)은 慣性力에 의하여 이 양기의 本體로 傳達되는 힘으로서 移轉機 振動의 原因이 된다. 가진력 분석은 각 기어에 작용하는 관성력을 합성하는 방법으로 실시하였다. 그림 4에서 구한 가속도의 역방향이 관성력의 방향이므로 위성 기어 G2에 작용하는 관성력은 다음과 같이 구해진다.

$$\vec{f}_2 = m_2 \left[-\frac{R}{2} \theta^2 \vec{U}_r - e\phi_1^2 \vec{U}_n - e\phi_1 \vec{U}_t \right] \dots\dots (18)$$

이 관성력을 x방향과 y방향의 분력으로 분해하면

$$\begin{aligned} \vec{f}_{2x} &= m_2 a_{2x} \\ \vec{f}_{2y} &= m_2 a_{2y} \end{aligned}$$

가 되고, 같은 방법으로 위성 기어 G3에 대한 관성력을 구하면,

$$\vec{f}_3 = m_3 \left[-R\theta^2 \vec{U}_r - d\phi_2^2 \vec{U}_n - d\phi_2 \vec{U}_t \right] \dots\dots\dots (19)$$

$$\begin{aligned} \vec{f}_{3x} &= m_3 a_{3x} \\ \vec{f}_{3y} &= m_3 a_{3y} \end{aligned}$$

가 된다.

태양 기어를 중심으로 대칭인 위성 기어 G4와 위성 기어 G5도 같은 방법을 사용할 수 있다. 그림 6에서 위성 기어 G4의 관성력은

$$\vec{f}_4 = m_4 \left[-\frac{R}{2} \theta^2 \vec{U}_r - e\phi_1^2 \vec{U}_n - e\phi_1 \vec{U}_t \right] \dots\dots (20)$$

$$\begin{aligned} \vec{f}_{4x} &= m_4 a_{4x} \\ \vec{f}_{4y} &= m_4 a_{4y} \end{aligned}$$

이고 위성 기어 G5의 관성력은

$$\vec{f}_5 = m_5 \left[-R\theta^2 \vec{U}_r - d\phi_2^2 \vec{U}_n - d\phi_2 \vec{U}_t \right] \dots\dots\dots (21)$$

$$\begin{aligned} \vec{f}_{5x} &= m_5 a_{5x} \\ \vec{f}_{5y} &= m_5 a_{5y} \end{aligned}$$

이다.

고속 식부 기구 전체에 작용하는 가진력은 각각의 위성 기어에 작용하는 관성력의 벡터합으로서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \vec{F}_{sx} &= \vec{f}_{2x} + \vec{f}_{3x} + \vec{f}_{4x} + \vec{f}_{5x} \\ \vec{F}_{sy} &= \vec{f}_{2y} + \vec{f}_{3y} + \vec{f}_{4y} + \vec{f}_{5y} \end{aligned}$$

4. 시뮬레이션 프로그램의 開發

가. 프로그램의 구조와 특징

제1보의 運動 分析과 제2보인 힘 分析의 結果를 이용하여 식부 장치의 각 기어에 작용하는 힘, 기어와 암 사이에 작용하는 힘, 이양기 본체로 전달되는 加振力과 驅動 토크를 예측할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 이 시뮬레이션 프로그램은 主要 設計 變數가 作用力, 加振力, 入力 토크 등에 미치는 影響을 豫測하고 이를 토대로 식부 기구를 改善하는 데 사용할 수 있도록 개발하였다. 또, 운동과 힘 분석의 결과를 빠르고 쉽게 파악할 수 있도록 그래픽으로 출력하고 결과를 데이터 베이스로 구축하여 변화된 설계 변수들에 의한 식부 기구의 특성 변화를 比較, 分析할 수 있도록 하였다. 시뮬레이션 프로그램의 흐름도는 그림 9에서와 같다.

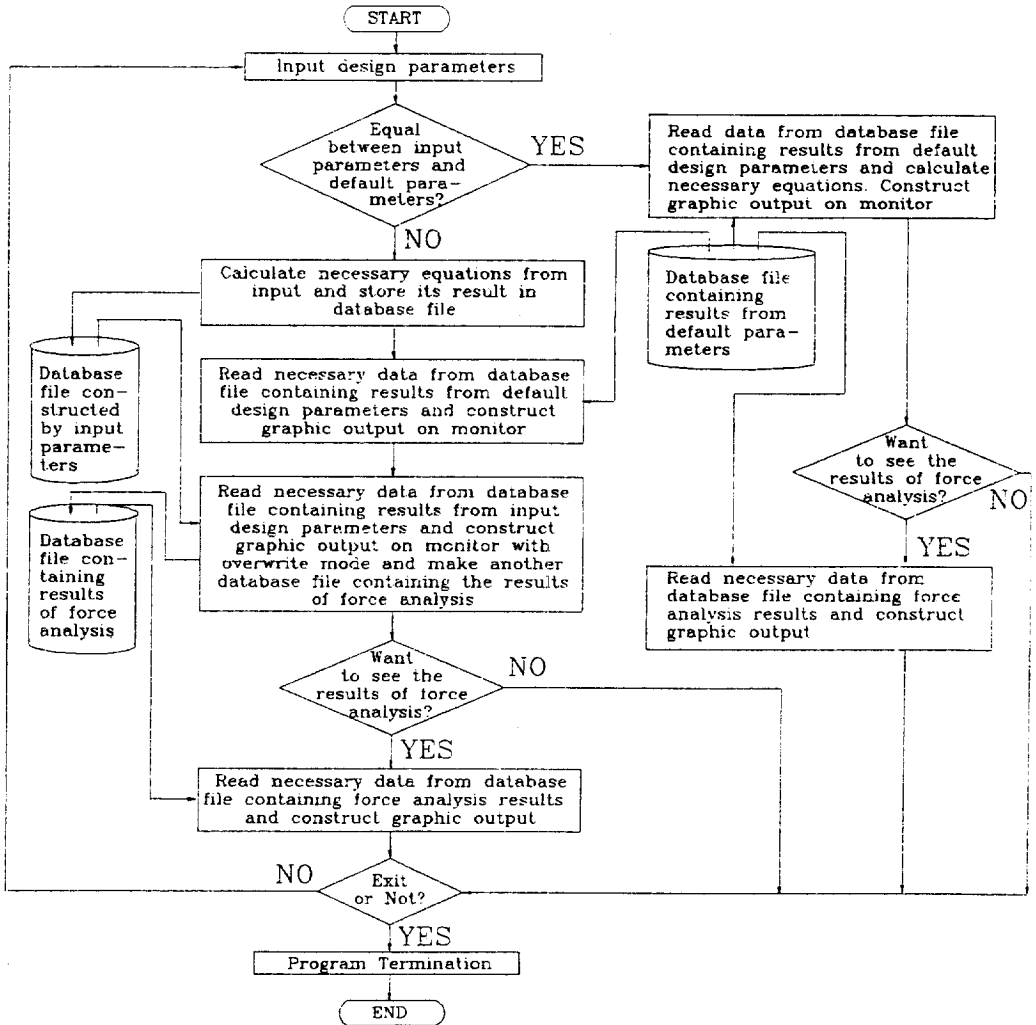


Fig. 9 Flow chart of simulation program

나. 프로그램의 검정

시뮬레이션 프로그램은 동일한 식부 기구를 실험적으로 분석한 결과와 시뮬레이션으로 분석한 결과를 비교하는 방법으로 검정하였다. 검정에 사용된 식부 기구는 일본 농업기계화연구소에서 試製品으로 製作한 모델 RP-1으로서 주요 설계 변수들의 값은 표 1과 같다. 표 1에서 質量은 모델 RP-1과 같은 제원을 갖는 D社 제품의 식부 기구를 직접 測定하여 사용하였으며 質量慣性 모멘트는 무게 중심과 같은 평면의 한 점을 기준으로 매다는 방법(hanging method)을 사용

Table 1 Specification of high speed transplanting mechanism used for validation of simulation program.

Design Parameters	Mass	Moment of Inertia
$\epsilon=0.13$	$m_2=0.0075\text{kg}$	
$\alpha=-35\text{deg}$	$m_2=0.0069\text{kg}$	$I_{o1}=0.0000126\text{kg}\cdot\text{m}^2$
$\beta=-76\text{deg}$	$m_3=1.0654\text{kg}$	$I_{o2}=0.001092\text{kg}\cdot\text{m}^2$
$R=76.8\text{mm}$	$m_4=0.0069\text{kg}$	$I_{o3}=0.0000126\text{kg}\cdot\text{m}^2$
$L_1=138\text{mm}$	$m_5=1.0654\text{kg}$	$I_{o4}=0.001092\text{kg}\cdot\text{m}^2$
$\gamma=14\text{deg}$	$m_6=1.0716\text{kg}$	

하여 측정하였다.

모델 RP-1에 대한 실험 결과(山影征男 등, 1989) 보행형 이양기는 최대 어양 속도가 0.8m/sec일 때 식부축 회전 속도 300rpm이다. 크랭크식 이양기의 動的 特性에 대한 연구 결과(梅田重夫 등, 1980)에 의하면 식부축의 회전 속도가 323rpm일 때 크랭크식 식부 기구에서 전진 방향의 加振力 變化幅은 약 77N이고, 상하 방향의 加振力 變化幅은 85N 정도이다. 같은 수준의 가진력을 가질 때 모델 RP-1의 회전 속도는 300rpm이고, 어양 속도는 1.5m/sec이었다. 즉, 크랭크식 식부 기구의 어양 속도에 비하여, 같은 속도 수준에서 고속 식부 기구의 가진력은 크랭크식 식부 기구의 약 1/2 정도에 해당된다.

표 1의 제원을 사용하여 시뮬레이션한 결과는 전진 방향과 상하 방향의 가진력 변화폭이 각각 68N, 62N으로 모델 RP-1의 실험 결과와 비교하면 변화폭의 誤差는 20% 이내였다. 誤差가 발생한 原因으로는 질량, 질량 관성 모멘트, 각 기어의 회전 중심과 무게 중심간의 거리를 측정하는데 발생한 오차인 것으로 판단된다. 시뮬레이션 검정 결과에 의하면 식부날이 고정되어 있는 위성 기어 G3, G5의 회전 중심과 무게 중심간의 距離는 가진력의 변화폭에 가장 큰 영향을 미치는 변수이었으며, 정확하게 측정하기가 힘든 변수였다.

5. 컴퓨터 시뮬레이션

프로그램의 檢定에 사용하였던 高速 植付 機構 RP-1을 이용하여 主要 設計 變數가 식부 기구의 작용력과 가진력에 미치는 影響을 究明하였다.

가. 작용력 시뮬레이션

作用力 시뮬레이션에서는 위성 기어 사이에 작용하는 힘, 각 위성 기어와 암 사이에 작용하는 힘과 고속 식부 기구를 구동하는 데 필요한 토크를 예측하였다. 암이 상용 회전 속도인 200

rpm일 때 모델 RP-1에 대한 작용력 시뮬레이션 결과는 그림 10~12에서와 같다. 각 그림에서 F_{kij} 는 각 부품 i와 j 사이에 작용하는 k방향의 힘을 나타낸다. 주요 설계 변수들이 작용력에 미치는 영향을 구명하기 위하여 다른 변수들을 고정시키고 한 변수의 크기를 -10%~10% 사이에서 증감하였을 때 작용력에 큰 영향을 미치는 설계 변수는 ϵ , R, α 로 판단되며 작용력에 미치는 영향은 다음과 같다.

1) 편심율 ϵ 가 커질수록 압력각 변화는 크고

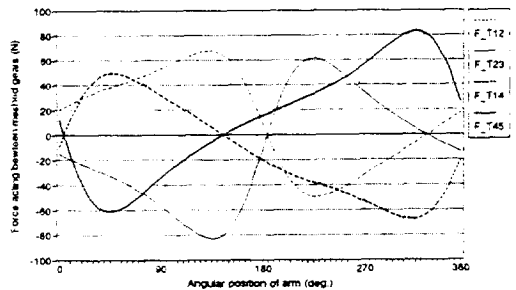


Fig. 10 Simulated forces acting between meshed gears.

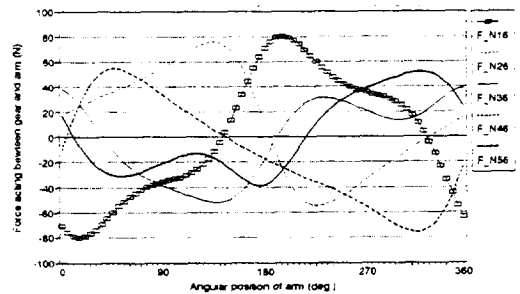


Fig. 11 Simulated force components in n-direction

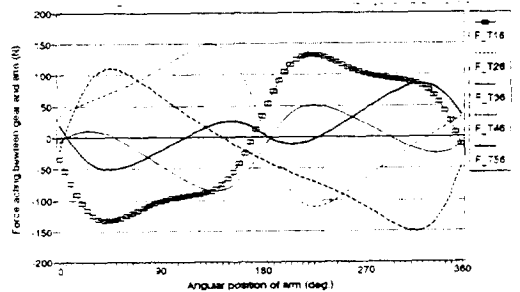


Fig. 12 Simulated force components in t-direction

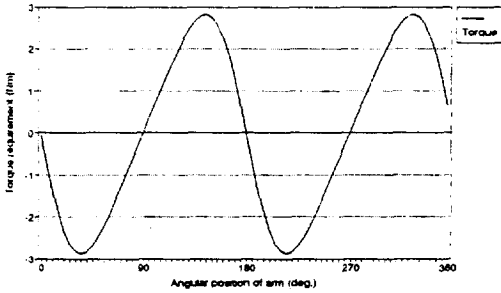


Fig. 13 Simulated torque requirement at a arm velocity of 200 rpm

각 기어간에 작용하는 힘, 기어와 암 사이에 작용하는 힘, 필요한 구동 토크는 모두 증가하였다. 그러나 ϵ 가 작을수록 작용력과 구동 토크는 감소하였다.

2) 식부날이 고정된 위성 기어의 회전 반경 R 이 작을수록 기어간에 작용하는 힘, 기어와 암 사이에 작용하는 힘은 증가하나 구동 토크는 감소하였다.

3) α 의 절대값이 적을수록 기어간에 작용하는 힘, 기어와 암 사이에 작용하는 힘은 증가하였으나 구동 토크에는 영향을 주지않았다.

나. 가진력 시뮬레이션

加振力 시뮬레이션에서는 移秧機 本體로 傳達되는 加振力을 水平 方向(x)과 垂直 方向(y)으로 분리하여 豫測하였다. 암이 상용 속도인 200 rpm으로 회전하였을 때 모델 RP-1에 대한 加振力 시뮬레이션의 결과는 그림 14와 같다.

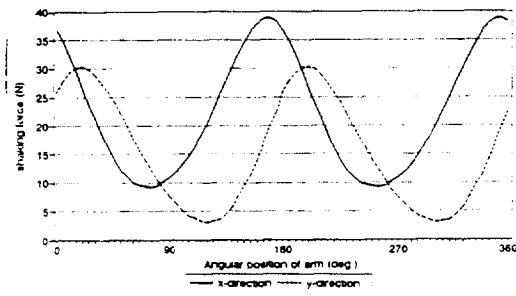


Fig. 14 Simulated shaking forces in x and y directions.

시뮬레이션 결과에 의하면 이양기 본체로 전달되는 加振力은 편심율 ϵ 와 角 α 에 큰 영향을 받는 것으로 판단된다. 편심율 ϵ 가 증가할수록 加振力의 變化는 크며, 角 α 의 절대값이 커지면 가진력의 변화에는 영향이 없었으나 변화의 폭은 감소하는 경향이 있었다.

6. 요약 및 결론

가. 설계 변수의 민감도

컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 고속 식부 기구의 主要 設計 變數들을 變化시켰을 때 作用力, 驅動 토크 및 加振力의 變化는 다음과 같이 나타났다.

1) 편심율 $\epsilon(0\sim 0.2)$ 는 0에 가까울수록 각 기어에 작용하는 힘, 필요한 구동 토크와 가진력이 감소하였으며, 편심율이 증가할수록 그 변화폭이 증가하였다. 시뮬레이션 결과, 편심율은 고속 식부 기구의 설계 변수중 식부 정도와 성능에 가장 큰 영향을 미치는 변수로 밝혀졌다.

2) 식부날을 부착한 위성 기어의 회전 반경 R 의 값이 작을수록 기어간에 작용하는 힘이 증가하였으나 구동 토크는 감소하였다.

3) 편심 기어의 회전 중심과 기하학적 중심이 동일 직선상에 놓여있을 때 이 직선과 수평선이 이루는 角 α 는 절대값이 적을수록 기어간에 작용하는 힘과 암과 기어 사이에 작용하는 힘이 증가하지만, 가진력의 변화폭과 구동 토크에는 영향을 미치지 않았다.

4) 위성 기어 중심으로부터 식부날 선단까지의 거리 L 와 식부날이 부착된 위성 기어의 회전 중심과 식부날의 선단을 잇는 직선이 식부날의 중심선과 이루는 角, $\gamma(90^\circ - \beta)$ 는 작용력이나 구동 토크, 가진력에는 영향을 미치지 않았다.

나. 설계 도구로서의 활용

시뮬레이션 프로그램은 設計者가 入力한 設計 變數에 따라 高速 植付 機構의 植付 軌跡, 速度, 加速度 등 運動 分析과 힘 分析을 遂行한다. 이

러한 시뮬레이션 프로그램은 설계를 지원하는 하나의 道具로서 사용할 수 있으며 다음과 같은 效果를 期待할 수 있다.

1) 주어진 설계 변수에 따라 운동과 힘 분석을 신속히 수행하여 그 결과를 그래픽으로 나타낼 수 있기 때문에 植付 機構의 性能을 豫測할 수 있다.

2) 설계 변수가 식부 기구의 성능에 미치는 影響을 예측할 수 있다.

3) 고속 식부 기구의 개발과정에서 일어날 수 있는 缺陷을 사전에 발견하여 研究 開發費를 節減할 수 있다.

參考文獻

1. 박홍제, 김경욱. 1993. 고속 식부 기구 설계를 위한 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램 개발(I) -식부 궤적과 운동 분석-. 한국농업기계학회지 18(2) : 91-99
2. 박홍제. 1993. 고속 식부 기구 설계를 위한 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램 개발. 석사 학위 논문. 서울대학교 대학원
3. 이정기. 1990. 크랭크식 이앙기 식부 기구의

동적 균형에 관한 연구. 석사 학위 논문. 서울대학교 대학원

4. 임인건. 1990. 티보 C정복. 가남사. 서울
5. 梅田重夫, 穂波信雄. 1980. 田植機の植付け機構の動特性-4節リンク式植付け機構の理論解析-, 農業機械學會誌, 42(1) : 50-56
6. 山影征男, 小西達也, 堀尾光廣, 吉田清一. 1989. 高速田植機の開發研究, 農業機械化研究所執告第24號, 農業機械化研究所.
7. Boas, M. L. 1983. Mathematical methods in the physical sciences. 2nd ed. John Wiley & Sons, Singapore.
8. Martin, G. H. 1985. Kinematics and dynamics of machines. 2nd ed. McGraw-Hill, New York.
9. Mitome, K. and K. Ishida. 1974. Eccentric Gearing. Transactions of the ASME, Vol. 96, Series B, No. 1, pp 94-100.
10. Press, W. H., B. P. Flannery, S. A. Teulkolsky and W. T. Vettering. 1988. Numerical recipes in C. Cambridge University Press, Cambridge.