

캠식 고속 식부장치의 개발

Development of A Cam Type High-speed Transplanting Mechanism

박 흥 제 정회원 H. J. Park	박 영 준 정회원 Y. J. Park	김 경 옥 정회원 K. U. Kim
----------------------------	----------------------------	---------------------------

SUMMARY

A cam type high-speed transplanting mechanism was developed. The mechanism consists of a cam and an epicycle gear train with one sun gear in the middle and four planet gears in a row but symmetric with respect to the sun gear. Two planting knives are pivoted on the two outer gears. When sun gear rotates with a constant velocity the planting knife rotates also with a constant velocity. This constant motion of the transplanting knife is accelerated partially by a cam fixed in the gear housing so that the locus of the planting knife becomes similar to that generated by a crank-type transplanting mechanism. This cam-type transplanting mechanism can solve the problems associated with the rotary-type transplanting mechanisms. The mechanism was designed with an aid of computer simulation and proved applicable to high speed transplanters by its mock-up model. The design process of the mechanism was presented and dynamic analysis was also carried out to show the advantages of the mechanism over the rotary type high-speed planting mechanism.

주요용어(Key Words) : 이앙기(Rice transplanter), 캠식 고속 식부장치(Cam type high-speed transplanting mechanism), 컴퓨터 시뮬레이션(Computer simulation)

1. 서 론

크랭크-로커 기구를 이용한 식부장치는 필요한 식부 궤적을 쉽게 구현할 수는 있으나, 구조적인 가진력 때문에 크랭크의 회전 속도와 이앙 속도를 각각 최고 300 rpm, 0.8 m/s 정도로 제한하여야 한다. 즉, 크랭크식 식부장치로써는 진동 때문에 1.0 m/s 이상의 고속 이앙 작업을 수행하기가 어렵다.

이러한 크랭크식 식부장치의 단점을 해결하기 위하여 일본에서는 1984년부터 편심 기어열을 이용한 로터리식 고속 식부장치에 대한 연구가 시작되었다(山影征男, 1986; 山影征男 등, 1989; 山影征男 등, 1989).

편심 기어열로 구성된 로터리식 고속 식부장치는 두 개의 식부날이 구동축과 대칭으로 설치되어 있기 때문에 구동축이 1회전할 때마다 2주를 식부

할 수 있으며, 진동이 적고 안정적인 작업을 수행할 수 있다. 따라서, 오늘날 대부분의 승용 이앙기에는 로터리식 고속 식부장치를 사용하고 있으며 최고 1.2 m/s까지 고속 이앙 작업이 가능하다. 그러나 국내 승용 이앙기에 채택되고 있는 로터리식 고속 식부장치는 현재 전량 수입되거나, 기술 이전에 의하여 생산되고 있는 실정이며, 다음과 같은 문제점이 있다.

1) 로터리식 식부장치의 식부 궤적은 크랭크-로크식 식부장치의 궤적에 비하여 원(圓)에 가까운 난형(卵形)이며 식부할 때는 토양 표면에 생기는 구멍, 즉 잔공(殘空)이 커서 식부 자세가 불량하고 뜯 묘가 자주 발생된다.

2) 잔공을 줄이기 위하여 궤적의 크기를 줄일 경우에는 궤적의 높이, 즉 식부 궤적의 상하 길이가 짧아져서 이앙한 묘의 줄기가 겹쳐지는 브릿지(bridge) 현상이 발생되며, 벼 생육에도 지장을 초래한다.

3) 로터리식 식부장치의 개당 수입 판매 가격은 약 30만원으로서 6조식 승용 이앙기의 경우 식부장치에 소요되는 비용은 180만원이며, 이는 승용 이앙기 가격의 약 19%를 차지한다.

편심 기어열을 이용한 로터리식 식부장치는 그 구조상 식부할 때 표토에 남는 잔공의 크기를 줄이고, 동시에 브릿지 현상을 피할 수 있는 식부 궤적을 구현하기가 어렵다(박 등, 1993). 따라서, 크랭크식 식부장치에서와 같이 필요한 식부 궤적을 쉽게 구현할 수 있고, 동시에 1.2 m/s 이상의 고속에서도 이앙 작업이 가능한 고속 식부장치의 개발이 요구된다.

본 연구는 이러한 요구를 만족할 수 있는 새로운 개념의 캠식 고속 식부장치를 설계 제작하고, 다물체 동해석 응용 소프트웨어인 WORKING MODEL을 이용하여 실용화 가능성을 제시하기 위한 것이다.

2. 캠식 식부장치의 구조

편심 기어열을 이용한 로터리식 고속 식부장치는 그림 1에서와 같이 고정된 태양 기어를 중심으

로 식부 케이스가 반시계 방향으로 등속 회전을 한다. 이 때 태양 기어와 맞물린 중간 위성 기어는 식부 케이스와 같은 방향으로 부등속 회전을 하며, 외측 위성 기어는 시계 방향으로 부등속 회전을 한다. 따라서, 외측 위성 기어에 고정된 식부 날도 부등속으로 회전하며, 이 부등속 회전 운동에 의하여 그림 1에서와 같은 식부 궤적이 구현된다.

식부날의 부등속 회전 운동은 식부 케이스의 등속 회전 운동과 식부 케이스에 대한 식부날의 요동 운동으로 분리될 수 있다. 식부날의 요동 운동은 식부 궤적의 형상을 결정하기 때문에 요동 운동을 분리하여 이를 조정함으로써 필요한 식부 궤적을 구현할 수 있다. 그러나 로터리식 식부장치에서는 편심 기어열이 사용되기 때문에 회전 운동과 요동 운동을 분리할 수 없다.

본 연구에서는 캠식 식부장치를 고안하여 회전 운동과 요동 운동을 분리하였다. 캠식 식부장치는

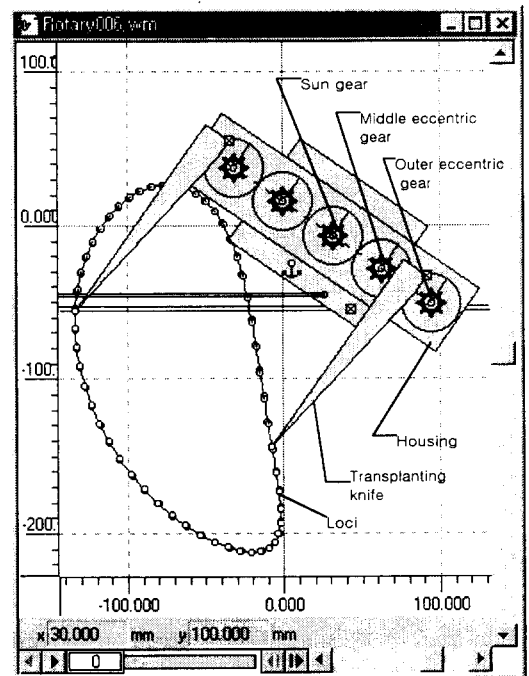


Fig. 1 Rotary type high-speed transplanting mechanism using eccentric gear train.

편심 기어 대신 원형 기어를 사용하여 식부 케이스를 등속으로 회전시키고, 식부 케이스에 고정된 캠에 의하여 식부날이 요동할 수 있도록 한 것이다. 즉, 식부 케이스를 등속으로 회전시킴으로써 식부 케이스와 중간 및 외측 위성 기어에 피봇된 식부날을 등속으로 회전시키고, 이 식부날의 등속 운동에 캠에 의한 외측 위성 기어의 요동 운동을 추가하여 식부날이 부분적으로 부등속 운동을 하도록 한 것이다.

그림 1의 시물레이션 모델을 이용하여 캠식 식부장치가 로터리식 식부장치의 식부 궤적과 동일한 궤적을 구현하는 데 필요한 식부날의 요동각을 결정하였다. 그림 2는 식부 케이스가 1회전할 때 요동각의 변화를 나타낸 것이다. 만약 캠식 식부장치의 요동각이 그림 2에서와 같이 변화된다면, 캠식 식부장치도 기존의 식부장치와 같은 식부 궤적을 구현할 수 있을 것이다. 캠식 식부장치에서 필요한 캠의 형상은 다음과 같은 방법으로 결정하였다. 식부 케이스를 18°씩 회전시키며 각 회전각에서 식부날의 요동각을 이용하여 캠의 형상을 나타낼 수 있는 20개의 점을 결정하고 이를 보간하는 방법으로 캠의 형상을 결정하였다. 본 연구에서 시도한 캠식 식부장치는 이와 같은 방법으로 결정된 캠을 이용하였으며, 식부장치의 모형과 시물레이션한 식부 궤적은 그림 3에서와 같다.

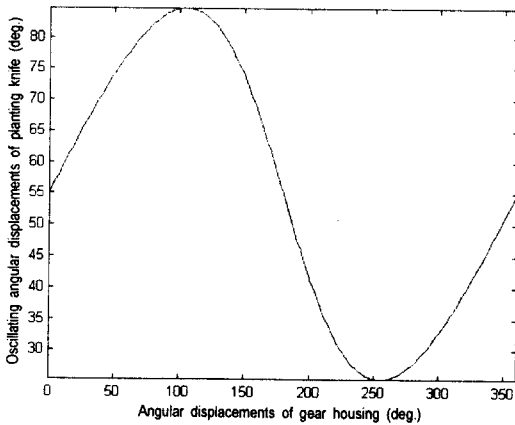


Fig. 2 Oscillating angular displacements of planting knife in rotary type transplanting mechanism.

3. 캠식 식부장치의 개발

가. 시작기 모델

그림 3에 제시된 캠식 식부장치의 기본 모형을 이용하여 식부날의 요동각을 변화시키기 위한 방법으로서 장공(長空)을 이용한 시작기 모델을 개발하였다. 시작기 모델은 그림 4에서와 같이 최외각 기어와 식부날을 고정한 구동판에 각각 장공을 만들고 이를 겹쳐 등근 핀으로써 구속하였으며, 핀의 위치는 캠에 의하여 변화되도록 하였다. 이때 장공의 형상은 요동각의 변화 범위를 결정하며, 캠의 형상은 식부 케이스의 각변위에 따른 식부날의 요동각을 결정한다. 따라서 시작기 모델의 최대 요동각과 식부 궤적을 결정하기 위한 요동각의 변화를 알면, 이를 만족할 수 있는 장공과 캠의 형상을 설계할 수 있다.

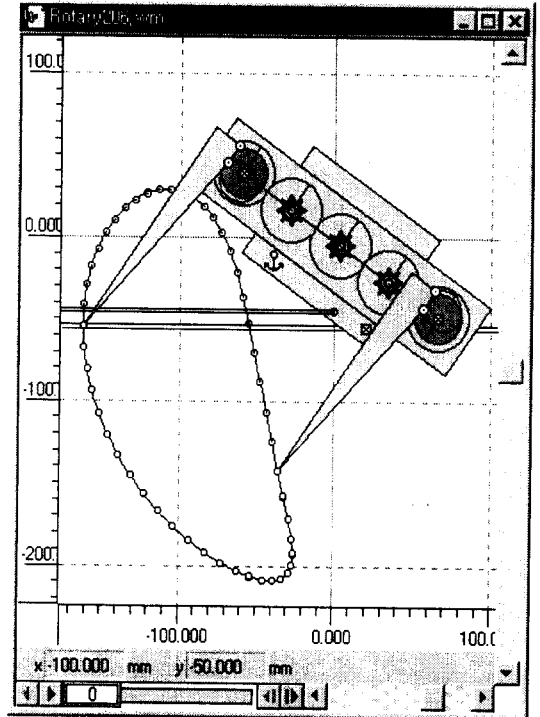


Fig. 3 Cam type high-speed transplanting mechanism using circular gear train and cam.

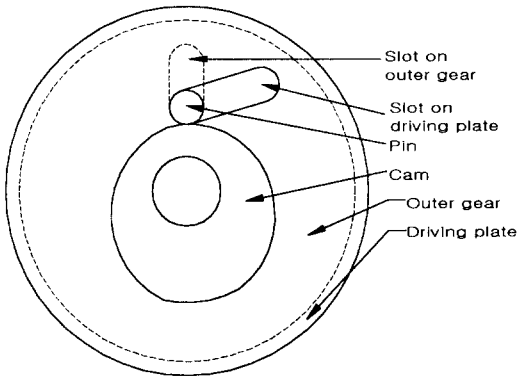


Fig. 4 Type of slots designed to oscillate transplanting knife relative to gear housing for cam type high-speed transplanting mechanism.

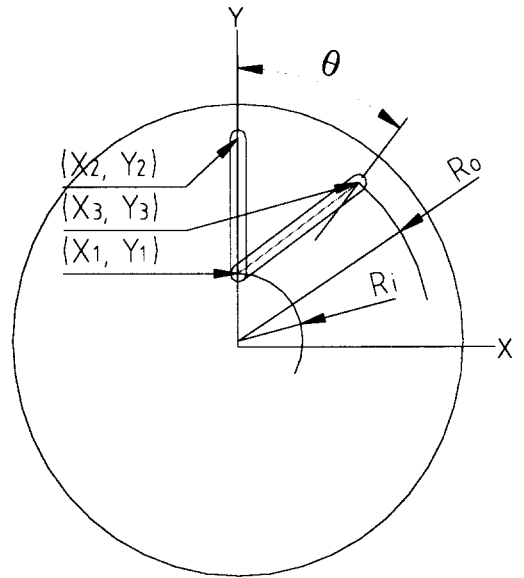


Fig. 6 Design parameters of slots on outer gear and driving plate.

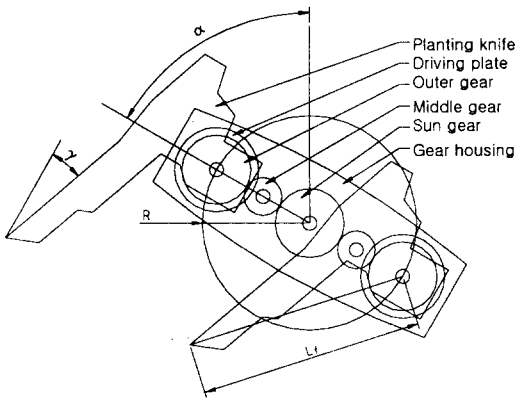


Fig. 5 Design parameters of cam type high-speed transplanting mechanism.

캠식 고속 식부장치의 주요 설계 변수는 그림 5 에서와 같이 설정하였으며, 최외각 기어와 구동판의 장공과 관련된 설계 변수는 그림 6에서와 같이 결정하였다. 즉,

- R_i = 장공의 시작점 반경
- R_o = 구동판 장공의 끝점 반경
- (X_1, Y_1) = 장공 시작점의 좌표
- (X_2, Y_2) = 최외각 기어 장공의 끝점 좌표
- (X_3, Y_3) = 구동판 장공의 끝점 좌표
- θ = 장공의 사이각

최외각 기어의 장공은 그림 6에서와 같이 기어

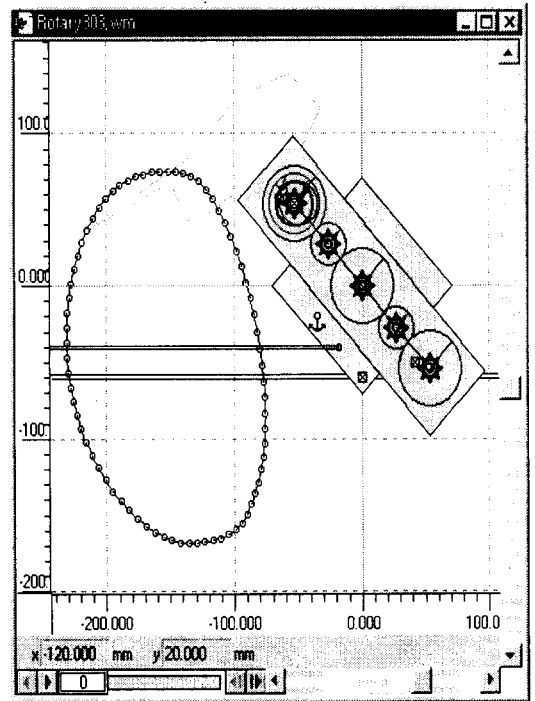


Fig. 7 Simulation model of cam-type high speed transplanting mechanism.

의 반경 방향과 일치하도록 하였으며, 구동판의 장공은 최외각 기어의 장공과 일정한 사이각을 이루도록 제작하였다.

장공을 이용한 캠식 고속 식부장치에 대한 실용화의 가능성을 확인하기 위하여 목업 모델을 제작하였다. 목업 모델의 주요 치수는 편심 기어열을 이용한 기존 로터리식 식부장치를 참고하여 결정하였으며, 시뮬레이션 모형을 개발하여 그림 7에서와 같이 식부 궤적을 예측하였다. 식부날의 최대 요동각을 이용하여 목업 모델에서 구동판의 장공 위치 즉, 장공의 사이각과 길이를 결정하였으며, 요동각의 변화를 이용하여 구동 캠의 형상을 설계하였다. 그림 8, 9, 10은 각각 최외각 기어, 구동판, 구동 캠의 설계 내용을 나타낸 것이다.

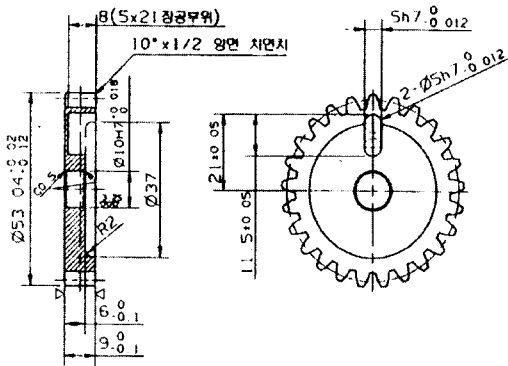


Fig. 8 Design of parameters of outer circular gear.

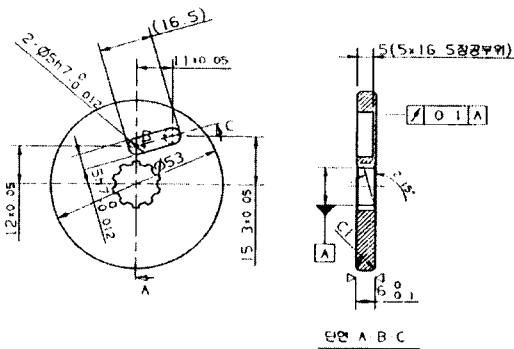


Fig. 9 Design parameters of driving plate and slot.

그림 11은 목업 모델의 회전각이 45° 증가될 때마다 다중 노출로서 식부날을 촬영한 것으로서 이 식부 궤적과 시뮬레이션 모델로써 예측한 그림 7의 식부 궤적을 비교하였다. 두 식부 궤적의 형상은 유사한 것으로 판단되었으며, 이 정도의 식부 궤적이 구현될 때는 캠식 식부장치의 실용화가 가능한 것으로 판단되었다.

그러나, 요동각이 커질 경우에는 최외각 기어의

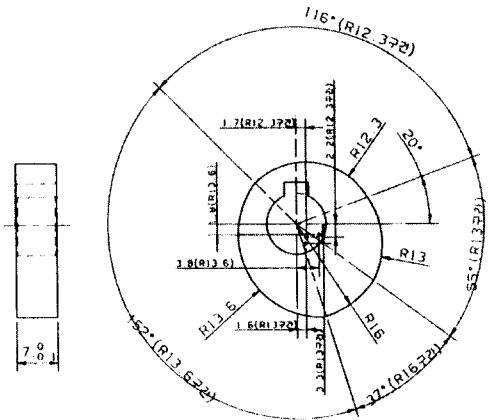


Fig. 10 Design parameters of the driving cam.

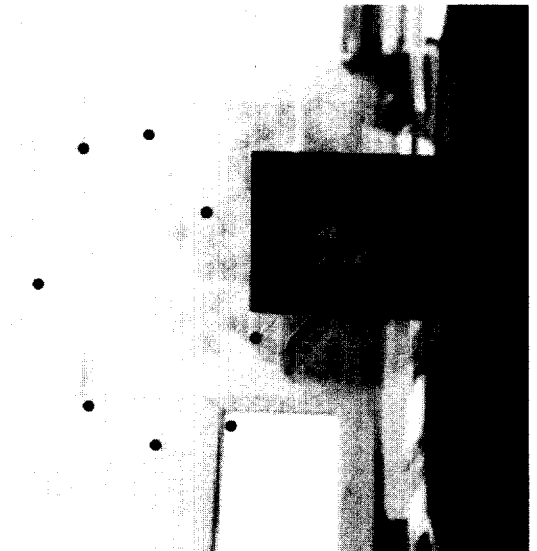


Fig. 11 Transplanting loci of cam type high-speed transplanting mechanism.

장공과 구동판 장공의 사이각이 증가되므로 최외각 기어와 구동판 사이에는 항상 원활한 상대 운동이 일어나기 어렵다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 최외각 기어의 장공을 그림 12에서와 같이 구동판의 장공과 반대 방향으로 경사지게 설계하였다. 그림 12에서 추가된 설계 변수는 다음과 같다.

θ_p = 연직선에 대한 구동판 장공의 경사각

θ_g = 연직선에 대한 최외각 기어 장공의 경사각
 편의상 최외각 기어의 장공이 반경 방향으로 설치된 형식을 기본 캠식, 경사지게 설치된 형식을 수정 캠식으로 명명하였다. 기본 캠식의 복업 모델을 설계할 때는 실측한 설계 치수를 이용하여 식부날의 요동각을 예측하였기 때문에, 실측할 때의 오차 때문에 복업 모델의 식부 궤적과 기존 로터식 고속 식부장치의 식부 궤적은 약간의 차이가 있었다. 따라서 수정 캠식을 설계할 때는 식부날의 요동각을 기존 편심 기어열식 고속 식부장치에서 직접 측정하였다. 즉, 일정한 간격으로 식부 케이스의 각변위에 따라 식부 케이스에 대한 식부날의 방향각, 즉 요동각을 측정하였다. 이양 작업 중에는 요동각을 측정할 수 없기 때문에 정지 상태에서 측정하였다. 그러나 이양기가 정지 상태에

있을 때는, 식부 케이스의 회전 범위가 수평선을 기준으로 $-60^\circ \sim +20^\circ$ 로 제한되어 있기 때문에 임의의 간격으로 14개 식부 케이스의 위치에서 식부날의 요동각을 측정하였다. 그림 13은 기존 편심 기어열식 고속 이양기에서 디지털 수평 수직계를 이용하여 식부날의 요동각을 측정하는 장면을 나타낸 것이다. 연직선에 대한 식부 케이스의 회전각에 따라 측정된 식부날의 요동각은 표 1에서와 같다.

직접 측정한 표 1의 식부날 요동각(y)과 식부 케이스의 각변위(x)를 이용하여 두 변수의 관계를 나타내기 위한 회귀식을 구하였다. 수 차례의 시행착오 끝에 식 (1)에서와 같은 9차 회귀식을 유도하였으며, 이 때 회귀식의 상관 계수는 0.99991557이었다. 그림 14는 실측한 식부날의 요동각과 식 (1)의

$$y = \sum_{i=0}^9 a_i x^i \dots\dots\dots (1)$$

- 여기서, $a_0 = 58.899$
 $a_1 = -2.351$
 $a_2 = 0.089 0$
 $a_3 = -0.002$
 $a_4 = 1.467 \times 10^{-5}$

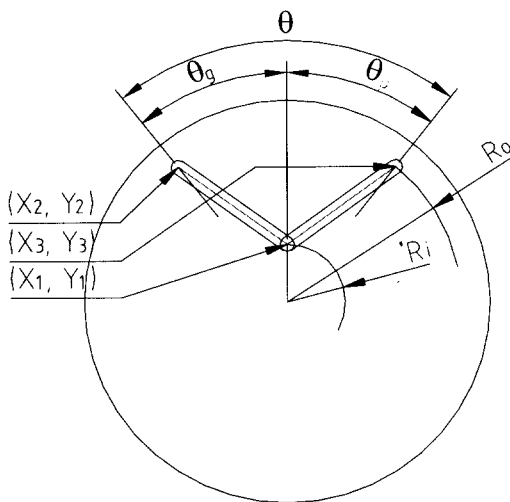


Fig. 12 Design parameters of modified slot on outer gear and driving plate.



Fig. 13 A view of measuring oscillating angle from the eccentric-gear type high-speed transplanting mechanism.

Table 1 Measured oscillating angle of planting knife at the 14 angular positions of gear housing

Angular position of the gear housing (deg.)	Oscillating angle of the planting knife (deg.)
29.5	47.8
47.0	53.8
67.5	62.5
88.2	70.4
110.0	78.3
209.5	78.8
227.0	68.9
247.5	55.2
268.2	43.6
290.0	33.8
360+29.5	47.8
360+47.0	53.8
360+67.5	62.5
360+88.2	70.4

$$a_5 = -8.603 \times 10^{-8}$$

$$a_6 = 3.029 \times 10^{-13}$$

$$a_7 = -6.248 \times 10^{-13}$$

$$a_8 = 6.957 \times 10^{-16}$$

$$a_9 = -3.230 \times 10^{-19}$$

9차 회귀 곡선을 나타낸 것이며, 그림 15는 각 식부 케이스의 각변위에서 실측한 식부날의 요동각과 회귀 곡선과의 차이를 나타낸 것이다. 실측한 식부날의 요동각과 회귀 곡선으로 예측한 요동각의 차이는 최대 0.4° 정도이었다.

나. 수정 캠식 시뮬레이션 모델

그림 14에서 최대 요동각과 최소 요동각은 각각 90.46°, 30.25° 이다. 식부날의 요동각이 변화되는 시작점을 최대 요동각과 최소 요동각의 중간 값이라고 하면 시작점의 요동각은 60.36° 가 된다. 편의상 시작점의 요동각을 60° 로 하고, 나머지 요동각은 시작점을 기준으로 전후가 대칭되도록 표 2에서와 같이 식부 케이스의 각변위에 따라 결정하였다.

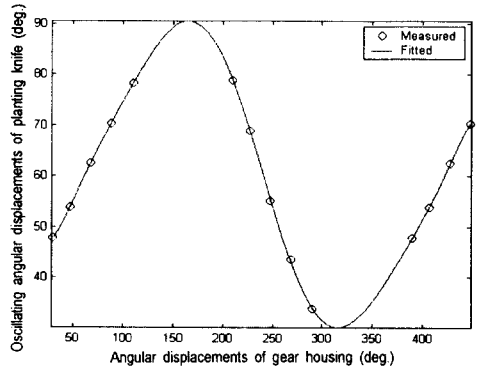


Fig. 14 Measured and curve-fitted oscillating angles.

Table 2 Oscillating angular displacements for computer simulation model

Angular position of the planting case (deg.)	Oscillating angular displacements of the planting knife (deg.)
60	0.00
78	7.26
96	13.55
114	19.39
132	24.56
150	28.18
168	29.11
186	26.47
204	20.02
222	10.40
240	0.00
258	-10.40
276	-20.02
294	-26.47
312	-19.11
330	-28.18
348	-24.56
366	-19.39
384	-13.55
402	-7.26
420	0.00
max.	60.00+29.11
min.	60.00-29.11
range	58.22
median	60.00+0.00

표 2에 제시된 식부날의 요동각을 이용하여 최외각 기어 및 구동판에 설치될 장공의 위치와 크기를 표 3에서와 같이 결정하고, 수정 캠식 캠식 식부장치에 대한 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 시뮬레이션 모델을 이용한 수정 캠식 식부 궤적은 그림 16에서와 같이 예측되었으며, 그림 17에서와 같이 기존 편심 기어열식 고속 식부장치의 식부 궤적과 잘 일치하였다. 따라서 캠식 고속 식부장치의 모든 설계 변수의 값은 표 2에 제시된 식부 케이스의 각변위에 대한 식부날의 요동각을 이용하여 결정하였다.

다. 수정 캠식 식부장치의 컴퓨터 시뮬레이션

수정 캠식 식부장치의 성능을 검증하기 위하여 크랭크식과 로터리식 식부장치의 성능을 컴퓨터로

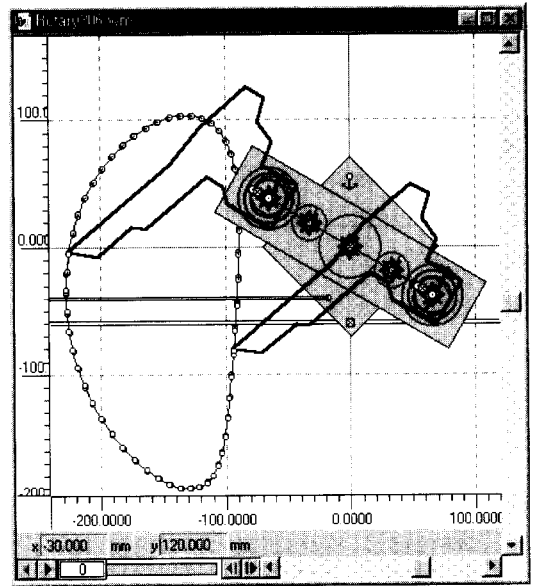


Fig. 16 Simulation of planting loci of modified cam type high-speed transplanting mechanism.

Table 3 Design parameters of slot

Design parameters	Value
θ (deg.)	58.22
θ_g (deg.)	29.11
θ_p (deg.)	29.11
R_i (mm)	12.0
R_o (mm)	18.5
(X_1, Y_1) (mm)	(0.0, 12.0)
(X_2, Y_2) (mm)	(-9.0, 16.2)
(X_3, Y_3) (mm)	(9.0, 16.2)

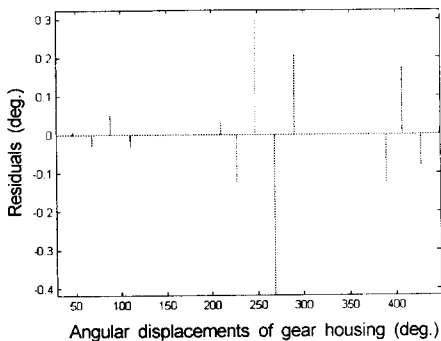


Fig. 15 Difference between measured and curve-fitted oscillating angles.

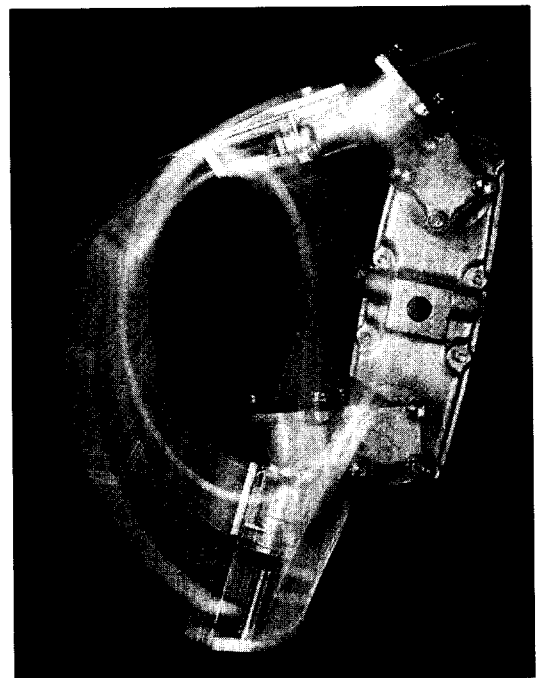


Fig. 17 Planting loci of eccentric gear type high-speed transplanting mechanism.

Table 4 Input parameters for the simulation of transplanting mechanism

Input parameter	Crank type	Rotary type	Cam type
Row spacing(cm)	13	13	13
Working speed(m/s)	0.8	1.2	1.2
Velocity of driving shaft(rpm)	369.2	276.9	276.9
Model	LG GPR680P	KJ RR600N	시작품

시뮬레이션하여 상호 비교하였다. 시뮬레이션에 필요한 설계 변수의 값과 조건은 시판되고 있는 크랭크식(LG GPR680P) 이양기와 로터리식 이양기(KJ RR600N)에서 직접 측정하였으며, 직접 측정이 곤란한 경우에는 그 값을 유도하여 사용하였다. 그림 18은 직접 측정한 주요 설계 변수의 값을 나타낸 것이고, 표 4는 시뮬레이션에 사용된 각 식부장치의 입력 설계 변수의 값을 나타낸 것이다. 캠식 식부장치의 부품은 성능 비교를 위하여 로터리식 식부장치의 부품과 동일한 단위 중량이 되도록 모형화하였다.

(1) 식부 궤적

시뮬레이션으로써 예측한 크랭크식, 로터리식, 수정 캠식 식부장치의 식부 궤적은 그림 19에서와 같다. 그림 19에서와 같이 수정 캠식과 로터리식 식부장치의 식부 궤적은 잘 일치하고 있으며, 약간의 오차는 시작점을 기준으로 전후의 요동각을 대칭으로 하였기 때문인 것으로 판단된다. 표 5는 각 식부장치의 식부 궤적에 대한 높이, 폭, 이양 후 토양 표면에 나타나는 구멍의 크기, 식부날의 토양 진입각을 비교하여 나타낸 것이다. 국내에 보급되어 있는 로터리식 식부장치의 경우, 정지 궤적의 높이는 240 mm인 경우와 290 mm인 경우가 있다(박 등, 1999). 본 연구에서 참고한 로터리식의 식부장치에서는 현재의 궤적 높이를 289 mm 보다 증가시키면 브릿지 현상을 감소시킬 수 있으나 편심 기어열의 특성 때문에 궤적의 폭도 함께 증가되어 식부 후 토양 표면에 남는 구멍의 크기

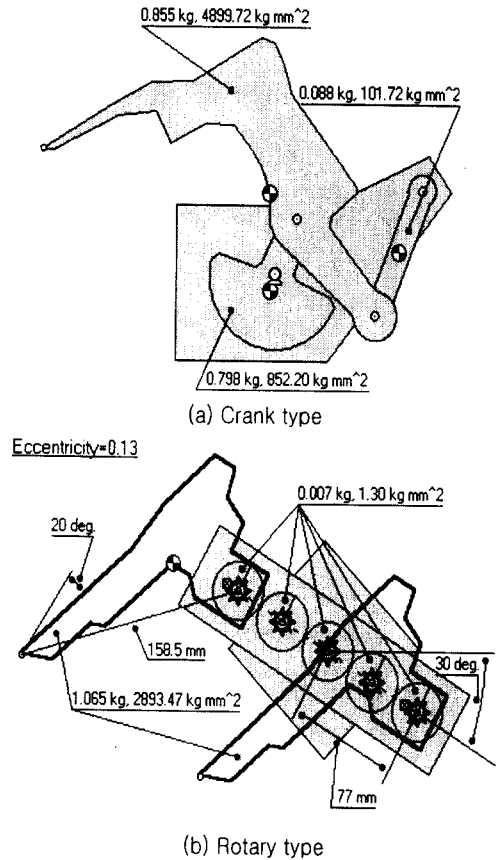


Fig. 18 Specification of crank type and rotary type transplanting mechanisms used for simulations.

를 증가시킨다. 그러나 캠식 식부장치에서는 식부 궤적이 구동캠의 형상에 의하여 결정되므로 캠의 형상을 최적화시킴으로써 브릿지 현상과 궤적이

Table 5 Comparison of simulated transplanting loci

Evaluation item	Crank type	Rotary type	Cam type
Height of transplanting loci (mm)	262.4	288.6	285.7
Width of transplanting loci (mm)	87.0	137.5	136.1
Hole size after transplanting at 40 mm depth (mm)	17.2	26.4	27.4
Attitude variation of knife in soil (°)	5.2	6.3	7.5

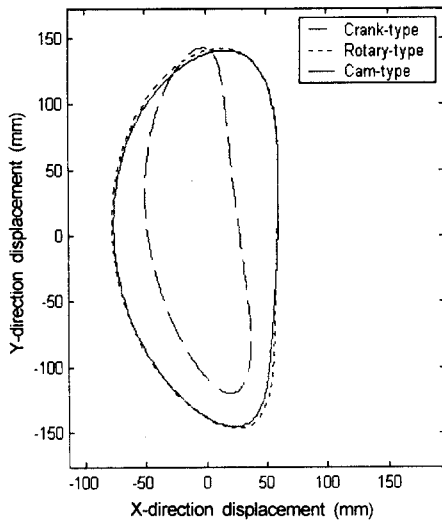


Fig. 19 Transplanting loci of different types of transplanting mechanisms.

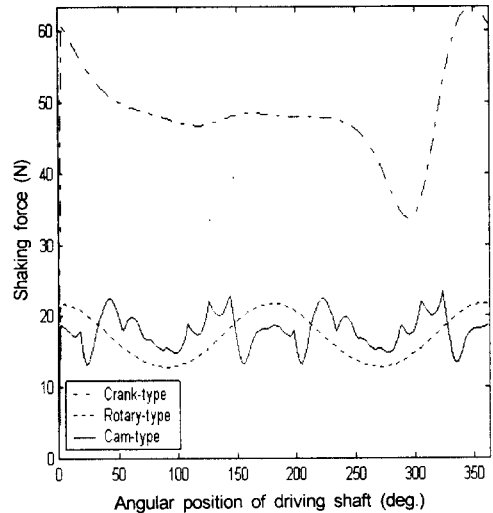


Fig. 20 Simulated shaking forces of different types of transplanting mechanisms.

광폭화되는 문제를 동시에 해결할 수 있다.

(2) 가진력과 소요 동력

주당 본수, 이앙 심도 등 식부 정도(正度)를 높이기 위해서는 식부장치의 관성력에 의하여 발생하는 가진력을 최소화시켜야 한다. 각 식부장치에서 발생하는 가진력을 시뮬레이션한 결과는 그림 20에서와 같다. 크랭크식 식부장치의 평균 가진력은 다른 식부장치의 평균 가진력에 비하여 2.8배

나 크다. 이는 로터리식과 캠식 식부장치의 구조가 구동축을 중심으로 대칭이기 때문이다. 로터리식보다 캠식 식부장치에서 가진력의 변화가 심한 것은 식부날의 가속도가 캠의 형상에 따라 민감하게 변하기 때문이며, 본 연구에서는 하나의 요동각에서 20개의 점으로서 캠의 형상을 보간하여 설계하였기 때문에 가속도의 변화가 크기 때문인 것으로 판단된다. 따라서 캠의 형상을 보다 정확하게 설계할 경우에는 가속도의 급격한 변화는 감소

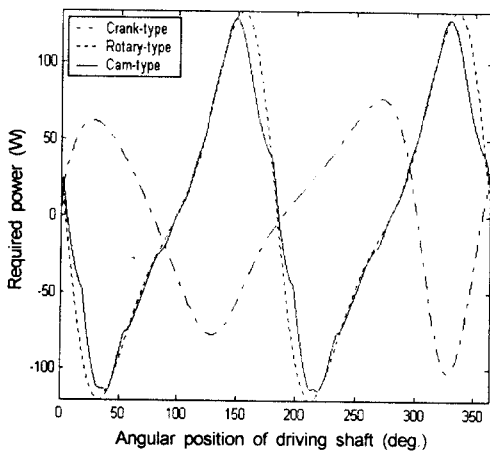


Fig. 21 Simulated power requirements for different types of transplanting mechanisms.

될 것이며, 가진력의 변화도 크게 감소될 것으로 판단된다.

그림 21은 구동축의 회전 속도를 유지하기 위하여 필요한 소요 동력을 예측한 것이다. 로터리식과 캠식 식부장치는 크랭크식 식부장치에 비하여 부품이 많기 때문에 관성이 크고 상대적으로 큰 동력이 요구된다. 로터리식 식부장치에서는 편심 기어열 내에서 기어의 질량 중심의 위치가 변화되므로 가속도가 불균형을 이루지만, 원형 기어열을 사용하는 수정 캠식의 경우에는 식부 케이스 내에서 기어와 구동판이 반대편 요소와 동역학적으로 완전한 평형 상태를 이루기 때문에 소요 동력은 오히려 감소되는 것으로 판단된다. 또한, 편심 기어열은 기어 사이의 기하학적 중심 거리가 변화되기 때문에 백래시가 원형 기어열보다 커서 식부 정도가 떨어지는 단점이 있다. 따라서 캠식의 원형 기어열을 이용하면 기어의 백래시를 감소시킬 수 있다.

4. 요약 및 결론

한 개의 태양 기어를 중심으로 4개의 위성 기

어가 대칭으로 배열된 원형 기어열의 최외각 위성 기어에 식부날을 피봇으로 고정하고, 식부 케이스에 고정된 구동 캠을 이용하여 식부날의 회전 운동을 비등속 운동으로 만든 캠식 고속 식부장치를 개발하였다. 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 이용하여 목업 모형을 설계, 제작하였으며, 목업 모델을 이용하여 개발한 식부장치의 실용화 가능성과 장점을 확인하였다. 본 연구의 결과에 의하면 캠식 고속 식부장치는 기존의 로터리식 고속 식부장치에 비하여 다음과 같은 장점이 있다.

1) 구동 캠의 형상을 최적화하여 브릿지 현상과 식부시의 잔공(殘空) 문제를 동시에 해결할 수 있어 식부 정도를 높일 수 있다.

2) 캠식 식부장치는 원형 기어열을 사용함으로써 백래시에 의한 식부날의 유격을 감소시킬 수 있다.

3) 캠식 식부장치의 원형 기어열은 회전 중심과 무게 중심이 동일하기 때문에 위성 기어가 동적인 평형을 이루어 가진력과 소요 동력을 감소시킬 수 있다.

앞으로 브릿지 현상과 식부시 잔공(殘空) 문제를 해결하기 위해서는 식부 레직과 식부날 요동각의 최적화 문제에 대한 연구가 요구된다.

감 사

이 논문은 농림기술관리센터에서 지원한 '고속 정밀 승용 이앙기 개발' 과제의 일부분으로 수행된 것입니다.

참 고 문 헌

1. Park, H. J. and K. U. Kim. 1993. Development of a computer simulation program for the design of high speed transplanting mechanism(I) -Planting loci and motion analysis. Journal of the Korean Society for Agricultural Machinery 18(2):91-99(In Korean).

2. Park, H. J. and K. U. Kim. 1993. Development of a computer simulation program for the design of high speed transplanting mechanism(I) -Force analysis. Journal of the Korean Society for Agricultural Machinery 18(3):230-238(In Korean).
3. Park, H. J. and K. U. Kim. 1999. Computer simulation of cam-type transplanting mechanism. Proceedings of the KSAM Summer Conference 4(2):3-9(In Korean).
4. User's guide for working model 2D V. 4.0. 1996. Knowledge Revolution. San Manteo.
5. 山影征男. 1986. 回轉式植付機構による高速田植機の開發研究. 昭和60年度研究報告會資料. 農業機械化研究所.
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. 農業機械化研究所報告第24號. 農業機械化研究所.
7. 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. 農業機械學會誌 第51卷 第5號.