

631.34  
L293b

최 종  
연구보고서

GOVP 12011369

## 약액살포제어가 가능한 스피드 스프레이어 개발

Development of speed sprayer for  
the control of chemical spray

연구기관

강원대학교

농 립 부



# 제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 “약액살포제어가 가능한 스피드 스프레이어 개발에 관한 연구” 과제의 최종보고서로 제출합니다.

1999 . 10 . 30 .

주관연구기관명 : 강원대학교

총괄연구책임자 : 김 상 현

연 구 원 : 신 범 수

연 구 원 : 구 영 모

협동연구기관명 : 명지대학교

협동연구책임자 : 김 갑 일

# 요 약 문

## I. 제목

약액살포제어가 가능한 스피드 스프레이어 개발

## II. 연구개발의 목적 및 중요성

근래에 들어 과수농가에서는 성력화 및 생산성 향상을 위하여 자주식 스피드 스프레이어를 많이 사용하고 있다. 그러나, 대부분의 스피드 스프레이어는 비교적 규모가 큰 과수원에 국한되어 사용되고 있으며, 소규모 과수원용으로 작업장의 조건에 맞는 적정 규모의 스피드 스프레이어는 이제 막 개발을 시작하여 보급되고 있는 실정이다. 사과, 배, 복숭아 등을 제외한 기존의 기계작업이 불가능한 과수농가의 수가 전체 과수농가의 30%정도를 차지하고 있으며 특히 감귤농장 및 캠벨포도농장 등에서는 작업 가능한 적정 규모의 스피드 스프레이어가 공급되지 않아 농가의 규모에 따라 인력 분무 및 스프링클러 등을 이용한 방제방법을 사용하고 있어 방제작업시 인체에 미치는 해가 심각하고 또한 약액의 손실 및 약액의 누출에 의한 토양 및 대기 오염 등 환경오염 문제가 발생된다. 따라서 기존의 대형 스피드 스프레이어로서는 작업이 어려운 덩식 과수농장에 적용 가능한 소형의 스피드스프레이의 개발이 요구된다. 특히, 작업 공간이 협소하기 때문에 작업기가 자주식이어야 하고 공간이 작고 밀폐된 곳에서 작업자가 방제작업을 수행해야 하므로 자율주행과 대상과수의 존재 유무에 따라 약액 살포를 제어할 수 있도록 무인작업 방법이 채택되어야 할 것이다. 그러나 소규모의 과수농장의 현실에서 적용 대상 포장의 다양성과 기계 가격 등의 경제성을 고려하면, 완벽한 자율주행 보다는 자동으로 주행하다가 긴급 상황 발생시 정지하여 작업자의 도움을 받고 다시 작업을 재개할 수 있을 정도의 적정 기술(Appropriate Technology)을 적용하여 반 무인화 방식이 적용된 스피드 스프레이어가 좀더 실용적일 것으로 판단된다.

한편, 현재 많이 보급되어 사용되고 있는 대형 스피드 스프레이어에 있어서 농약 살포량은 해당 과수원의 평면적 크기에 의해서 결정되고 그 양에 맞추어 방제가 이루어지고 있으나 사실은 과수의 크기 및 형태로부터 계산할 수 있는



체적(Tree-Row Volume)에 맞추어 살포될 농약의 양을 결정하는 것이 합리적일 것이다. 즉, 결주가 생긴 부분이나 과수 사이의 빈 공간에는 약액을 살포할 필요가 없으며 과수의 성장 단계에 맞추어 약액 살포량이 결정되어야 한다. 지금까지 국내에서 수행되고 있는 스피드 스프레이어의 자동화는 주로 주행부에 국한하여 여러 형태의 자율주행에 초점이 맞추어져 과수의 형태학적 특성은 전혀 고려되지 않았었다. 특히 대상과수의 형태에 따라 살포될 약액량을 적정하게 제어하는 기술은 최근 센서기술의 발달로 실용화 가능성이 높아지고 있으며 기존의 상용화된 스피드 스프레이어에 응용될 경우 방제가 필요한 부위에 적정량을 살포할 수 있는 새로운 개념의 스피드 스프레이어의 개발이 가능하게 된다. 이러한 기술은 농약의 과소비를 막을 수 있어 농약 비용을 줄일 수 있을 뿐만 아니라 환경오염 방지에도 크게 기여할 수 있으리라 판단된다.

따라서, 본 연구의 목적은 포도 및 감귤 농장에서와 같이 협소한 공간에서 자율주행을 하며 약액살포 제어를 할 수 있는 소형 스피드 스프레이어를 개발하고, 사과, 배 등의 일반 과수원에서 사용하는 대형 스피드 스프레이어의 주행장치와 과수의 크기 및 형상에 따라 약액살포 제어가 가능한 제어 시스템을 개발하는 것이다.

### III. 연구 개발 내용 및 범위

#### 1. 소형 스피드 스프레이어의 개발

##### 가. 작업공간이 협소한 과수 농장에서 작업가능한 자주식 작업기 개발

전고 약 1m로 작업자가 기대에 탑승 또는 작업기를 따라가며 조작이 가능한 구조이어야 하고, 주행동력은 상용 3.5마력, 송풍엔진은 분무기와 발전기에 필요한 상용 5마력 급으로, 주행엔진부와 송풍부는 필요에 따라 분리가 가능하여 다목적으로 사용이 가능한 구조로 개발한다. 착탈이 용이한 운반대를 부착하여 운반차로 하는 다목적 구조로 구성하며, 펌프 및 송풍에 의한 방제기는 원통형의 축류식 송풍기 끝단에 분무 노즐을 한 개 또는 다수를 설치한 구조로 개발한다.

약액살포장치를 설계하고 분무특성을 규명한다.

## 나. 주행부의 조향제어

소형 스피드 스프레이어에 장착될 주행장치의 구동부 특성을 규명하여, 조작부(조향) 제어장치를 구성한다. 실시간으로 자신의 위치를 측정하기 위하여 초음파 센서를 이용하여 목표물까지의 거리를 측정할 수 있는 시스템을 구성하며 조향 제어 알고리즘을 개발하고, 포장에서 그 주행 성능을 평가한다.

## 다. 소형 스피드 스프레이어에 부착될 약액살포장치의 제어

초음파 센서를 이용하여 일정 위치로부터 목표물까지의 거리측정 시스템 구성하고, 균일하지 못한 목표물을 포함하여 초음파 센서의 작동 특성을 규명한다. 약액 살포장치를 ON/OFF할 수 있는 제어장치를 구성하며 약액 살포제어 알고리즘을 개발한다.

## 2. 과수의 크기 및 형상에 따른 약액살포 제어가 가능한 스피드 스프레이어 개발

### 가. 스피드 스프레이어의 개조 개발

기존의 스피드 스프레이어를 제어부를 탑재 할 수 있는 구조로 개조 개발하며, 기계-유압식 등의 주행부를 개발한다.

포장에서 스피드 스프레이어 본체의 주행성능, 회전성능 등을 평가하며 약액 살포장치의 분무특성을 평가한다.

### 나. Tree-Row Volume (TRV)측정 및 약액살포장치의 제어

초음파 센서를 이용하여 과수까지의 거리 측정장치를 개발한다. 주행거리 및 주행속도 측정장치를 개발하여 초음파 거리측정장치와 함께 TRV 측정장치를 구성한다. 과수의 형상 및 체적을 결정하는 알고리즘을 개발하고, 스피드 스프레이어 주행거리 및 주행속도에 따른 약액살포량 제어 알고리즘을 개발한다.

산업용 컴퓨터를 부착한 전용 제어기를 개발하고, TRV 측정장치 및 약액살포장치 제어기가 부착된 Prototype 스피드 스프레이어의 농약 살포율과 같은 포장 성능을 평가한다.

#### 다. 병발생정도에 따른 약액제어

과수 품종에 따른 병충해를 조사하여, 과수 크기 및 체적에 따른 병충해의 발생 정도를 예측할 수 있는 모델을 개발한다.

병발생정도 예측 모델에 따른 약액 제어방법을 개발하고, 약액 살포 제어에 알고리즘을 적용한다.

## IV. 연구개발 내용 및 활용에 대한 건의

### 1. 소형 SS기 개발

포도 및 감귤 발등 협소한 공간 내에서 작업이 가능한 소형 스피드 스프레이어를 개발하였다. 설계된 제원은 전장 : 2.0 m , 전폭 : 0.7 m, 전고 : 1.0 m이고 크게 주행부와 약액부로 나누어진다. 주행부의 구성을 전동체계에서 보면 동력원인 엔진에서 주 클러치와 기어 트랜스미션을 거치며 사이드 클러치를 통과한 후 양쪽바퀴 구동장치에 동력이 전달되며 브레이크 장치가 부착되었다. 주행 장치는 무한 궤도식으로 현재 국내에서 제작되고 있는 소형을 선택하였다. 주행부의 전동장치 및 구조물등 각 설계요소의 구조해석을 수행하여 안전도를 구하였다.

약액부에 탑재된 송풍식 분무 방제기에 대한 분사특성과 성능을 측정하였다. 장치의 모든 노즐을 열고 13kg/cm<sup>2</sup>의 압력으로 방제할 경우 기계중심에서 2.5m 거리의 위치에서 도포율이 40%정도이며 3.0m에서는 20%내외였고 3.5m 지점에서는 수평과 30도 이상의 높은 곳에는 입자가 거의 살포되지 못하는 특성이 있다. 입자의 밀도도 도포율과 비슷한 결과를 보였다. 송풍팬의 풍속이 높은 경우 입자의 분포가 불균일하나 팬의 풍속이 낮은 경우 분포율과 균일도가 높아졌다. 실험치인 팬의 속도 2075rpm과 3031rpm의 사이에서 풍속을 결정할 수 있다.

자율주행을 위해 주행부 전동장치에 유압변속기를 설치하였으며 조향제어를 위

해 클러치부위에 DC 모터를 설치하여 제어가 가능케 하였으며 유압변속기의 사판각은 스텝모터로 조정하였으며 공압동력계로 유압변속기의 성능을 측정하였다.

## 2. 유압변속기(HST)

자주식 SS기의 주행제어를 용이하게 하기 위해서 기어 전동방식보다는 유압 전동방식이 더 적절하다. 따라서 본 장에서는 약액 방제기에 이용하기 위한 유압변속기의 적정 작동조건을 찾기 위하여 입력속도와 외부부하의 변화에 따른 유압변속기의 전달동력 및 효율을 측정하여 성능을 평가하였다.

실험에 사용한 유압변속기(HST)는 정격출력이 3600rpm 이고 2.7hp인 DAIKUN 사 제품으로 최고 출력토크는 2.1kg-m 이고 사용압력은 150kg/cm<sup>2</sup>이다. 유압변속기의 입구에 토크 변환기를 설치하여 입력동력을 측정하고 출구에 동력계를 설치하여 부하토크를 가하는 실험장치를 구성하였다. 유압변속기는 출력없이 일정한 속도로 공회전을 하는 경우도 동력을 소모하며 입력축의 회전속도가 커지면 따라서 공회전 소모 동력도 증가한다. 유압변속기의 입력축 속도가 작은 경우에 효율이 높아지지만 출력속도의 최대 범위가 줄어드는 단점이 있다. 동력계 동력이 3hp인 경우 효율은 평균적으로 65-68%정도이며 유압변속기손실 동력은 0.3 - 0.4hp 범위에 있다. 입력속도를 변화시키면서 저항토크를 단계적으로 가한 경우 입력속도 2300rpm 과 3200 rpm일 때는 최대 출력속도의 3/4인 경우가, 2600rpm 과 2800rpm에서는 최대 출력속도에서 효율이 가장 높게 나타났다. 유압변속기는 100rpm 정도의 낮은 출력속도에서 최대토크를 출력할 수 있으나 유압의 작동압력에 한계가 있어 감속기에서 얻을 수 있는 것과 같은 토크 증대의 효과는 없으며 효율이 낮아서 경사지 등의 등판능력이 현저히 떨어진다.

유압변속기의 입력속도별로 유압변속기의 출력속도를 고정하고 부하토크를 단계별로 가했을 때 입력동력, 출력동력과 사판각 및 효율을 실험적으로 구하였으며 2800rpm일 때 이론적인 분석에 의해 유압변속기의 효율 측정하는 프로그램을 작성하여 유압변속기의 출력속도와 사판각을 기초로 출력토크, 입력토크, 효율 등을 5% 오차내에서 예측하는 방법을 개발하였다.

소형 ss 기에 유압변속기를 장착하여 주행할 시 입력속도가 증가 할수록 최대 출력속도는 증대 되었으며 약액을 180ℓ 까지 단계적으로 부과하며 실험한 결과 최대 속도는 5% 범위 안에서 변화 하였다. 유압변속기와 바퀴축 사이에 기어 변속기를 부착하여 속도비가 1:1.5인 2단과 3단을 비교한 결과 3단의 경우 전달

수 있는 부하토크가 50%정도 낮아졌다.

### 3. 소형 SS기의 자율주행

덕식 재배 방식의 포도나무와 같이 밀폐된 공간에서 방제 작업은 작업자가 농약에 직접 노출될 가능성이 매우 높아 치명적일 수 있다. 따라서 자율주행하며 자동으로 농약을 살포할 수 있는 무인 스피드 스프레이어의 개발이 요구되었다.

본 연구에서 개발한 스피드 스프레이어는 무인 방제시 주변 상황의 변화에 대하여 능동적으로 대처하지 못하면 농약 손실 뿐 아니라 환경 오염을 야기 시키므로 무엇보다도 정밀제어가 가능하도록 하였다. 또한 정밀 제어 장치의 부착으로 스피드 스프레이어의 생산 단가가 크게 올라가지 않아야 하므로 실용화를 고려하여 전방에 설치하는 초음파 센서 두 개만으로 최소한의 조향 제어를 하는 것에 초점을 맞추어 실험 결과 기본적인 초음파 센서만으로 조향 제어의 가능성을 확인할 수 있었다. 실험에 의한 연구 결과는 다음과 같다.

첫째, 과수 또는 인공 목표물까지의 거리를 정확하게 측정하여 경로 결정을 위한 데이터로 사용할 수 있는 초음파 거리 측정 장치를 개발하였다. 자주식 기계인 SS는 불규칙한 노면으로부터의 진동 뿐 아니라 엔진 등에 의한 고주파 진동 때문에 거리 측정시 발생하는 오차를 줄이기 위하여 진동 방지장치를 설치하였다. 둘째, 80196 마이크로 프로세서를 이용하여 경로 결정으로부터 조향 제어를 위한 두 개의 D.C. 모터를 구동하는 인터페이스 회로를 개발하였다. 셋째, SS기가 주행 경로 결정을 위한 목표물 감지시 자세에 따른 오차, 목표물 감지 실패 또는 돌출된 나무 가지 등에 의한 spike 현상 등을 소프트웨어적으로 처리하여 원활한 주행이 가능하도록 데이터 처리 알고리즘을 개발하였다. 넷째, 성능 실험 결과 본 연구에서 개발한 제어장치를 탑재한 SS기는 포도나무 및 과수 등의 자연 목표물과 인공 목표물을 잘 인식하여 대체로 원활한 자율 주행을 할 수 있었다.

향후의 연구 방향은 다음과 같다.

첫째, 조향 클러치를 마찰판식으로 교체하고 또한 클러치 조작기도 유압실린더를 이용하면 보다 신속하게 클러치를 조작할 수 있어 정교한 조향 제어가 가능할 것으로 판단된다.

현재의 시스템은 D.C. 모터를 작동시켜 클러치를 조작하게 되므로 시간 지연이 많이 발생하고 또한 클러치 레버의 정확한 위치제어도 어려운 점이 문제였다.

둘째, SS기는 자율주행 뿐 아니라 약액살포도 동시에 하게 되므로 주행속도

와 연동하여 약액 살포량을 제어할 필요가 있다. 특히 돌발 상황이 발생하여 SS기의 주행속도가 현저히 떨어지게 될 때는 반드시 약액 살포를 중지하여야만 농약 오염을 방지할 수 있다.

셋째, 연구 결과 원형 쇠파이프와 같은 인공 목표물을 SS기가 주행할 경로에 일정한 폭과 간격으로 설치하면 주행 뿐 아니라 선회도 가능함을 확인하였다. 따라서, 적정한 목표물의 선정과 관련하여 목표물의 재질, 높이, 두께 및 설치 간격 등에 관한 표준화 연구가 필요하다고 판단된다.

#### 4. 소형 SS기의 약액살포 제어 및 초음파 센서의 특성

소형 SS기의 약액살포 제어장치는 자율 주행과 독립적으로 구동할 수 있도록 시스템을 구성하여 향후 실용화를 목표로 연구를 수행하였다. 즉, 자율 주행 장치가 현장에 바로 적용하는데 문제가 있어 작업자가 장착을 원치 않고 다만 약액살포 제어장치만 부착하여 사용하기를 원할 때에 소형 스피드 스프레이어에 장착할 수 있는 하나의 Accessory로서 현장에 적용할 수 있도록 생산단가 및 설치 공간의 최소화, 견고하게 작동하여 유지, 보수가 용이한 시스템을 개발하는 것에 역점을 두었다.

연구 결과를 요약하면 첫째, 과수의 존재 유무를 판단할 수 있는 초음파 거리 측정 시스템과 마이크로 프로세서로 구성된 감지장치를 개발하였다. 둘째, 전동 밸브가 부착된 노즐을 on/off 하는 전동 밸브 조작기 인터페이스 회로를 개발하였다. 셋째 약액 살포 제어 알고리즘을 개발하였다. 넷째, 모든 시스템을 콤팩트화하며 기존의 스피드 스프레이어 약액 살포장치를 on/off 시키는 조작 스위치와 본 연구에서 개발한 약액살포제어장치가 호환될 수 있도록 새로운 배선 시스템을 개발하였다.

본 연구에서 사용한 초음파 센서는 비교적 비용이 저렴하고 원거리까지 거리 측정이나 물체 감지가 가능하다는 장점이 있으나, 반사체, 온도, 진동 등 주변 환경 조건에 많은 영향을 받기 때문에 초음파 센서에 대한 특성을 명확히 알아야만 측정오차를 최대한 줄일 수 있다. 따라서, 본 연구의 목적에 부합하는 스피드 스프레이어의 자동화/무인화 시스템에 적용하기 위하여 초음파 센서의 일반적 특성을 규명하고자 다양한 실험 연구를 수행하였다. 반사체의 재질 및 형상, 크기 등에 대한 초음파 반사 특성이 규명되었으며 원추형의 빔을 방사하는 초음파 센

서에서 빔의 폭을 줄일 수 있는 방법이 규명되어 정교한 측정이 가능한 초음파 센서 시스템을 개발하였다.

## 5. 기계유압식 동력전달장치

유압변속기는 큰 부하토크에서 저속인 경우 효율이 낮으며 출력동력이 작아서 경사진 작업장이나 포장조건이 열악한 곳에서는 작업 효율이 떨어진다. 기계유압식 동력전달 장치의 경우 CVT의 개념으로 무단변속인 유압변속기의 장점을 유지하며 유성기어 변속기에 의한 기계식 동력전달을 동시에 사용하므로 저속 및 고속에서 효율을 높일 수 있는 장점이 있다. 따라서 본 장에서는 기계유압식 동력전달장치의 활용을 위해 실용적인 장치를 구성하고 적정 작동조건을 찾고자 하였으며 구체적으로는 유성기어 변속기의 입력속도를 변화하며 동력계에 의한 부하토크를 가하였을 때 전달 동력 및 효율을 측정하였다.

기계유압식 장치에서는 모터에서 유성기어변속기의 입력축에 들어온 동력을 유성기어 변속기의 sun 기어에 전달하고 유압변속기에서 출력된 동력을 ring 기어에 전달하여 유성기어 내부의 기어비에 의해 arm을 통해 동력이 출력된다. 출력속도는 유압변속기의 출력속도를 변화시켜 유성기어변속기의 ring 기어의 회전속도를 조정하여 arm 속도인 출력속도를 변화시킨다.

본 기계유압식 장치는 2단계의 작동 방법을 선택적으로 사용한다. 즉 고효율의 속도 및 출력 범위에서는 유압변속기만을 사용하고 필요에 따라 기계유압식으로 전환하는 방법을 사용한다. 따라서 두 개의 전자 클러치를 이용하여 유압변속기의 출력을 바로 바퀴축에 연결하는 경우와 ring 기어로 동력을 전달하는 경우를 구분한다.

유성기어 변속기의 속도비는 -0.45로 각축의 회전속도를 측정한 결과 약간의 오차가 있었으며 정회전 보다 역회전의 경우 속도비가 더 정확히 지켜졌다. 구성된 기계유압식 변속기의 무부하 소요동력은 입력속도 2800rpm의 경우 1.09 hp에서 2.34hp 정도 였다.

유압변속기에서 유성기어변속기의 ring기어에 힘을 가하여 planet 기어를 작동시키는 힘과 sun기어에서 planet 기어에 가해지는 힘은 이론적으로 같아야 하지만 기계 유니트를 구동하는 무부하 소요동력이 추가로 소요되므로 이 힘을 해석하는 방법론을 개발하여 실험치와 비교한 결과 6.8%의 오차범위내에서 예측이 가능하였다.

기계유압식변속기 방법이 유압변속기 방법보다 정방향 주행시 5%에서 15%

포인트 정도의 효율 증대 효과가 있으나 역방향 주행시는 유압변속기 방법이 효율이 높았다. 따라서 일반적인 방법으로 제시되는 정방향 주행시는 기계유압식 및 역방향 주행시는 유압식 변속기를 사용하는 경우 효율의 극대화를 이룰 수 있다.

기계유압식 변속기를 탑재한 시작기를 제작하였으며 15도의 경사지 시험에서 유압변속기 방식으로는 등판이 불가능하였으나 기계유압식인 시작기는 주행이 가능하였다.

## 6. 과수의 크기 및 형상에 따른 약액 살포 제어

과수의 크기 및 형상에 따라 최적의 약액살포 제어가 가능한 시스템을 개발하여, 기존의 스피드 스프레이어에 장착하고 과수포장에서 약액살포 성능을 평가하였다. 본 연구에서 개발한 제어 시스템은 초음파 거리 측정장치와 주행거리를 모니터링하는 주행거리/속도 측정장치, 약액 분사노즐을 on/off 하는 솔레노이드 밸브, 마더보드 및 메모리 카드와 몇 개의 인터페이스 카드만이 내장된 소형 산업용 컴퓨터로 구성되어 있다. 본 제어장치의 특징은 스피드 스프레이어가 일정한 거리를 주행할 때마다 한번씩 과수의 크기 데이터를 측정하여 약액살포 노즐을 제어하므로 스피드 스프레이어의 작업속도와는 무관하게 실제 과수의 크기에 따라서만 제어장치가 작동한다는 것이다.

과수의 크기 및 형상을 측정하는 장치는 초음파 센서를 이용하여 과수 가지까지의 거리를 측정하는 방식으로 50msec 마다 8 bit의 크기로 거리 데이터를 업데이트하여 출력함으로써 제어 프로그램이 필요로 하는 시점에서 언제든지 가장 최근의 데이터를 가져올 수 있도록 컴퓨터와는 독립적으로 구동되는 장치로 개발하였다. 주행거리/속도 측정 장치는 구동륜에 장착된 로타리엔코더로부터의 펄스신호를 카운트하여 주행거리와 주행속도를 8 bit 데이터로 출력해 줌으로써 제어 프로그램으로 하여금 스피드 스프레이어가 일정한 거리를 주행하였음을 인식하게 하여 전체적인 제어 시스템의 흐름을 통제할 수 있도록 하였다. 이러한 인터페이스 회로들은 본 연구에서 자체 개발한 것으로서 속도 설정과 인공과수에 대한 과수 크기 및 형태 측정 실험 및 과수 포장에서 실제 과수에 대한 성능 평가를 수행하였다. 강원도 농촌진흥원 포장과 같은 특정 포장에서는 대체적으로 95%의 정확도와 98%의 정밀도를 나타내는 것으로 나타났다. 시스템의 제어 주기는 주행거리로 약 17cm 이었다.

약액살포 제어장치는 노즐에 솔레노이드 밸브를 장착하여 릴레이보드를 통해



원하는 노즐을 on/off할 수 있도록 되어 있으며, 총 14개의 노즐을 좌우로 나누어 하부의 3개, 중부의 2개, 상부의 2개를 한 조로 하여 모두 3조의 노즐을 서로 독립적으로 작동시킬 수 있도록 하였다. 예비 실험결과, 상부노즐만을 작동시키는 경우는 약액부착율이 너무 적어 의미가 없었으며, 제어 알고리즘 및 시스템을 최대한 간단하게 하기 위하여 3조의 노즐을 모두 작동시키는 경우, 중부와 하부노즐을 작동하는 경우, 하부노즐만을 작동하는 경우와 모두 잠그는 경우 등 모두 4 가지 경우로 노즐을 작동하게하였다.

약액살포 제어 알고리즘을 개발하기 위하여 기존의 스피드 스프레이어를 사용하여 약액 부착율 측정 실험을 수행하였다. 측정 결과를 이용하여 과수의 크기를 상부, 중부, 하부로 나누어 각 부분에 살포되어야 할 양을 결정하고 각 부분에서의 canopy의 크기를 큼, 중간, 작음, 없음 등의 퍼지 변수를 사용하여 각각의 과수 canopy 크기에서 어떤 노즐조합이 적합한 지를 선정하는 전문가 지식 기반 퍼지 제어 알고리즘을 개발하였다.

위에서 개발된 하드웨어 및 소프트웨어를 총합하여 강원대학교 부속농장과 강원도 농촌진흥원 과수 포장에서 시스템의 성능을 평가하였는데, 두 포장 모두에서 관행적인 방제 방법과 본 연구에서 개발된 제어 장치를 이용한 방제 방법 간에 약액 부착율 차이는 거의 없었으며 비교적 과수의 크기가 커서 과수와 과수 사이의 공간이 적었던 강원대학교 부속농장에서는 약 11%의 농약 절감을 한 것으로 나타났고, 주간 간격이 매우 커서 과수와 과수 사이의 공간이 충분히 넓었던 농촌진흥원 과수 포장에서는 약 77%의 약액을 감소한 것으로 나타났다.

따라서, 본 연구에서 개발한 제어장치는 유목(幼木)의 과수원에서는 그 효과가 매우 클 것으로 판단되며 성목(成木)의 과수원에서도 한 줄을 다 뿌리고 다시 다음 줄로 들어가기 위하여 선회할 때 운전자가 약액살포 노즐의 on/off에 신경 쓰지 않아도 되므로 작업 안전성을 확보할 수 있을 뿐 아니라 실수로 노즐을 잠그지 못한 경우에 생길 수 있는 허공으로의 농약살포로 야기되는 농약 손실과 환경 오염을 방지해 줄 것으로 판단된다.

향후 연구 방향으로서는 초음파의 빔폭을 예리하게 하여 보다 정교하게 과수의 크기를 측정할 수 있는 시스템의 개발이 필요하며 또한 스피드 스프레이어의 자체 진동과 노면으로부터의 진동에 의해 발생하는 잘못된 거리정보를 제거할 수 있도록 시스템이 개선되어야 하고, 특히 실용성 있는 상품화를 위해서는 좌, 우 하나씩 최소의 초음파 센서와 컴퓨터가 아닌 마이크로프로세서 급의 소형 제어기를 사용하여 과수의 존재 유무에 따라 약액살포 노즐을 제어하는 시스템의 개발 등을 들 수 있다.

## Summary

### I. Title

Development of speed sprayer for the control of chemical spray

### II. Objectives of the Research

For saving the energy and improving the productivity many orchard farms has been used the speed sprayer recently. However, most of speed sprayer in Korea could be used in the large-scale orchard, some manufacturers just started the research and development for the small size speed sprayer to provide the proper size of machine to the farmer managed small scale orchard. Excluding apple, pear and peach orchards, many orchard farms, which are over 30% of total orchard farms, are not ready to be mechanized because the size of orchard is too small. Since there were no small size of speed sprayer, especially, in tangerine farm at Jeju island they used a sprinkler system for the chemical application, which resulted in the contamination of air and soil due to the leakage and overdose of chemical. In Campbell vineyard around Muju and Youngdong the worker had to enter into under the grape plants like tunnel for the chemical application work, which might cause severe health problem to the worker. Therefore, the small speed sprayer is needed to be developed for the vineyard or the tangerine orchard where the conventional large scale speed sprayer can not be used.

Expecially, the speed sprayer used in narrow and closed space to work is required to be self-propelled machine and to control the chemical application automatically. Also it should have a function of autonomous travel because the worker is too much exposed to the chemical. From the view of orchard farmer the high-tech such as complete autonomous machine may not be needed because it must be a factor to go up the machine price. It would be good enough to operate the speed sprayer by the mixed mode of autonomous travel and manual operation. That is, the speed sprayer travels and sprays

autonomously until it encounters a kind of emergency. Then the worker has the speed sprayer restart after solving the problems. The technology of autonomous travel in the level of "Appropriate Technology" is reasonable and desirable.

In the orchard farm using speed sprayer, the chemical application work has been conventionally done by spraying a certain amount of chemical based on the area of orchard. However, some scientists in the horticulture suggested that the chemical application should be done by the tree row volume obtained from the size and shape of tree so that the characteristics of tree should be considered. It is not necessary to spray chemical for the open space like between trees or a small replacement tree, so that the automatic control of chemical application is required. The R & D for the automation of conventional speed sprayer in domestic has been focused on the area of autonomous travel. Although such an approach can exclude the worker from the chemical application work, they do not consider the chemical application itself. The recent technology for sensor and the actuator makes it possible that the chemical application is optimally controlled by the characteristics of tree. If this kind of technology is adopted to the commercial speed sprayer, it will be possible to develop new conceptual speed sprayer which can apply optimum amount of chemical to the required location of tree. It is expected that the possibility of contaminating the environment and the cost of agricultural chemical can be reduced by preventing the overdose of chemical.

Therefore, the objectives of this project are i) to develop the small speed sprayer to operate autonomously in the narrow space such as vineyard or tangerine orchard, ii) to develop the mechanical-hydraulic transmission as the travel equipment and iii) to develop the automatic control system of the chemical application by the characteristics of tree for the commercial speed sprayer used in apple, pear and peach orchards.

### III. Contents and Scope of the Research

#### 1. Development of small speed sprayer

A. Self-propelled speed sprayer to work in the narrow space for small size orchard

The maximum height of speed sprayer should not be over 1m and the machine should be able to be operated sitting on the seat or walking by the machine. The power for travel equipment is the nominal power of 3.5hp and the power for chemical spraying equipment is the nominal power of 5 hp including the operation of pump, fan and generator. For the multi-purpose use the travel equipment and the blower equipment could be separated if necessary so that the speed sprayer could be used as the carrier by attaching the carrying equipment which had a function of easy attachment and separation. The chemical spraying equipment consists of the piston-type pump, the cylindrical type axial fan and one or multiple nozzles on the end of air blowing equipment.

The chemical spraying equipment will be developed and the characteristics of spraying will be investigated.

#### B. Steering control of travel equipment

The characteristics of driving part of travel equipment for small speed sprayer is to be investigated and the controller for the steering control is to be constructed. For recognizing the current location of speed sprayer in real time, the system to measure the distance to a target will be developed using the ultrasonic sensors and the microprocessor. The steering control algorithm will be developed and its system performance will be evaluated in the field.

### C. Development of chemical application controller for small speed sprayer

Using the ultrasonic ranging system developed in this project the characteristics of ultrasonic sensor will be investigated in various conditions including the reflection to the irregular surface. The controller for ON/OFF of chemical application equipment will be developed with the control algorithm. Also its system performance will be evaluated.

## 2. Automatic control of the chemical application by the characteristics of tree

### A. Modification of speed sprayer

The the commercial speed sprayer will be modified to install the chemical application control system and new transmission for travel equipment will be developed using the mechanical-hydraulic system. The performance of speed sprayer with new travel equipment will be evaluated in terms of travel performance and turning performance. Spraying characteristics of chemical application equipment will be evaluated.

### B. Measurement of tree row volume and Control of chemical application equipment

The unique ultrasonic ranging system to measure the distance to tree foliage is to be developed. The displacement/ground speed measurement system is to be developed also. Integrating these two measurement systems the measurement system for TRV will be constructed. The algorithm for determining TRV will be developed and the control algorithm for chemical application will be developed based on the spray deposition tests. The prototype of controller with the industrial computer will be constructed and

its system performance will be evaluated in the orchard field.

### C. Chemical application control by the degree of pest/disease occurrence

Investigating the pest and disease by the tree species, the model to predict the occurrence of pest and disease by the tree characteristics will be developed.

The method of chemical application will be developed based on the prediction model and it will be applied to the chemical application algorithm developed in the project.

## IV. Research Results and Recommendations

### 1. Development of small Speed sprayer

The small speed sprayer was developed for the vineyard or the tangerine orchard where the farm size is small and conventional large scale speed sprayer can not be used. The specifications of the sprayer are as total length : 20.m, total width : 0.7m and total height : 1.0m. The sprayer consists of two main parts, one is power transmission section and another is sprayer section.

The power can be transmitted to the wheel track from engine shaft through the main clutch, gear transmission and side clutches. The small size of rubber coated track was selected for improving the traction. The stress analysis was conducted for the main farm and machine elements of the power transmission units and the factors of safety was calculated.

The characteristic and capacity of sprayer was evaluated. When the booms are all wide open and the pressure of the liquid is set at  $13\text{kg/cm}^2$ , the coverage of the spraying at the locations 2.5m apart from the center of the sprayer was 40%, and at the location 3.0m apart, 20%. If the location and height of the object is 3.5m and 30 degree from horizontal, there are no

effects of spraying. The density of spraying liquid at the target objects has same distribution as the results of coverage test. With high speed of air, the distributions of the liquid at the target could not be even and the blower rotation speed for the air was suggested as the speed in between of 2075rpm and 3031rpm. For the automatic steering control, the hydraulic transmission was attached to the gear transmission unit and two DC motors were set at the side clutch levers. The swash plate was controlled by stepping motor and the capacity of the HST was evaluated by using dynamometer with air cylinder.

## 2. Performance of Hydrostatic transmission for small Speed sprayer

In order to adopt the autonomous travel technology for the speed sprayer the hydraulic power transmission is more desirable than the gear-type power transmission. In this chapter, therefore, the transmitted power and efficiency of HST according to the change of input speed and load were measured and their performance were evaluated to obtain the proper operation condition of HST when it is used in the speed sprayer.

HST used in the experiment was made by DAIKUN, and its rated power is 2.7 hp at 3600 rpm and the maximum output torque is 2.1kg-m with the operating pressure of 150kg/cm<sup>2</sup>.

The experimental apparatus consisted of the torque transducer to measure the input power to HST, and the dynamometer to apply the load to HST. HST consumed the power even at the free run without the load and the required power for the free run increased as the angular velocity of input shaft increased.

While the efficiency of HST increased in case of low input speed, it was disadvantage that the maximum range of output speed decreased. The efficiency of HST was ranged from 65% to 68% with the load of 3 hp and the power loss by HST itself was the range of 0.3 - 0.4 hp. The experimental results, varying the input speed and applying the torque by

steps, showed that the maximum efficiency measured at the 3/4 of maximum output speed in case of the input speeds of 2300rpm and 3200 rpm. For the input speeds of 2600 rpm and 3200 rpm, the maximum efficiency occurred at the maximum output speed.

Although HST could output the maximum torque at the low speed of 100 rpm, the limitation of operating pressure in the hydraulic system hindered the increment of output torque as the reducing gear so that the travel performance at the hillside decreased remarkably due to the low efficiency. The input power, the output power, the angle of swash plate and the efficiency were experimentally measured by applying the load torque at the fixed output speed on the different input speeds. Based on the theoretical analysis for the case of the input speed of 2800 rpm, the computer program was written to measure the efficiency. The method to predict the output torque, the input torque and the efficiency within 5% error with the input variables of the output speed and the angle of swash plate of HST was developed.

Field test attaching HST to small speed sprayer in this project showed that the maximum output speed increased as the input speed increased. The maximum output speed was varied in the range of 5% when the weight of speed sprayer changed by adding the water into the chemical tank up to 180 ℓ. Comparing 2nd shift and 3rd shift of the gear transmission located between HST and the driving sprocket, i.e., the speed ratio of 1 : 1.5, the endurable load torque was decreased by 50% in case of 3rd shift.

### 3. Autonomous Travel of small Speed sprayer

Chemical application in the closed space like tunnel-type vineyard is very dangerous to the worker. Thus it was required that the small speed sprayer could be operated autonomously including the steering and the spraying.

The development of autonomous speed sprayer in this project was focused on the precise steering control system so that the control system could be adapted actively to the change of environmental condition. Otherwise, it could



be worked adversely to spray chemical on the unnecessarily space resulting in the contamination of environment and loss of chemical. At the same time the cost of speed sprayer attaching the precise control system and the practical aspect were seriously considered. Therefore, the research was concentrated on the development of steering control system with only two ultrasonic sensors. The results of research could be summarized as follows.

First, the ultrasonic ranging system was developed to measure the distance to target and to determine the travel path of speed sprayer. The vibration protector was installed to reduce the error in measuring the distance to target caused by the high frequency of vibration due to the speed sprayer engine and the low frequency of vibration from the irregular field surface. Second, the interface circuit for driving two D.C. motors to activate two steering clutches was developed. These were operated based on the travel path determination with 80196 microprocessor. Third, the data processing routine was developed to operate the speed sprayer smoothly. As a software, it could process the data having a spike-like characteristic caused by the errors from the current direction and position when detecting a target for the path determination, the failure of detecting target and the data from the extruded foliage. Finally, the evaluation of system performance showed that the small speed sprayer with the steering control system developed in this project could travel autonomously by detecting the artificial targets and the natural targets such as vineyard foliage.

The further study is needed as follows. First, it is expected to improve the performance of steering control if the gear-type steering clutch is replaced by the disk-type clutch and the D.C. motor by the hydraulic cylinder as the actuators. Since the current speed sprayer is operating the clutches by D.C. motor, the time delay was not avoidable and the accurate position control of clutch lever was not possible. Second, the speed sprayer with a function of autonomous travel should be able to control the chemical application by the ground speed. That is, the measurement and control system for ground speed is necessarily. If the ground speed of the speed sprayer is dropped abruptly for acting a certain emergency, the chemical application should be stopped. Otherwise, the tree is damaged fatally by the

overdose of chemical. Third, if the artificial targets are placed on certain distance and width, the autonomous turning of the speed sprayer is turned to be feasible. For relating to the detecting performance, the standard for the material and morphological properties of artificial target and the installing method in terms of distance between targets should be investigated.

#### 4. Control of chemical application in small Speed sprayer and Characteristics of ultrasonic sensor

The research about the chemical application control system for small speed sprayer was proceeded for the practical adaptation. It worked independently of the autonomous travel so that the customer could purchase the control system only for the chemical application. The direction for R & D was focused on the low cost of system, the minimum space requirement for installation, the robust operation and easy maintenance. The research results could be summarized as follows.

First, the ultrasonic ranging system with 80196 microprocessor was developed to detect the presence of tree or targets. Second, the interface circuit for actuating the electrically operated ball valves attached to spray nozzles was developed. Third, the control algorithm was developed and programmed in C-language. Finally, the new wiring system was developed to be compatible with the conventional wiring and switches.

While the ultrasonic sensors used in this project are relatively inexpensive and able to measure the distance or to detect a target in long distance, their performance are affected by the environmental conditions such as temperature, vibration, and target characteristics. Therefore, in order to reduce the measurement error, it was needed to investigate the characteristics of response for the ultrasonic sensor. A series of experiment to investigate the general characteristics of sensor was carried on. The reflecting characteristics of ultrasonic sensor for the material and the morphological properties of targets were investigated. Also, the method of reducing the beamwidth of

ultrasonic wave was investigated so that the more accurate measurement was possible.

## 5. Performance of mechanical-hydraulic transmission

The hydraulic transmission shows low efficiency at the low speed and high torque. So the field efficiency becomes lower at the ground condition of uneven and inclined field. The mechanical-hydraulic transmission can be used as the concept of CVT (Continuously Variable Transmission) which is the advantage of the hydraulic transmission and also shows high efficiency at the low speed and high torque. In this chapter, the configuration of the mechanical-hydraulic transmission was developed for the applications to the speed sprayer and the transmission was tested to find out optimum operation conditions with various input speeds and torques applied. The transmitted power and efficiency of the developed transmission was evaluated.

The power train of the mechanical-hydraulic transmission(MHT) comes from motor to the input shaft of planetary gear transmission(PGT) which is same as the shaft of sun gear. The out put power from HST transmitted to the ring gear of PGT. The output speed of the MHT, same as the speed of arm of PGT, can be obtained based on the gear ratio of PGT. The output speed of MHT can be changed by the variation of the output speed of HST through the ring gear of PGT.

The MHT can be operated by choosing one of the two different power transmission methods. At the normal operating condition, the HST can be used but if the operating condition are severe and the high efficiency at low speed is needed, the MHT can be used. For this choice, two electronic clutches used based on interlocking of two .

The speed ratio of planet gear transmission was -0.45 and the angular speeds of both shafts were measured in a little different. The speed ratio was more accurate in the reverse revolution than in the forward revolution. The power requirement for the free run in the mechanical-hydraulic transmission was ranged 1.09 - 2.34 hp at the input speed of 2800 rpm.

Although the force exerted on the planet gear by applying the force on

the ring gear should be same with the force exerted on the planet gear by the sun gear, another force caused by the power required to operate the mechanical unit existed. Therefore, the methodology for analyzing this force was developed and could predict the force within the error of 6.8% with the experimental result.

The MHT method improved the efficiency by 5% to 15% comparing to the HST method when the speed-sprayer travels forward, but if the speed-sprayer travels backward, the HST shows better efficiency. Generally the efficient way how to use the HMT will be such that for the forward travel of the vehicle, the HMT can be selected and for the backward travel of the vehicle, the HST can be used. The prototype speed-sprayer adapted MHT operated well at the ground with 15 degree slope with full load but the prototype with HST could not climb the slope of 15 degree.

## 6. Chemical application control by the size and shape of tree

A control system for optimum chemical application by the size and shape of tree in the orchard was developed and its system performance was evaluated in the orchards. The control system consisted of the ultrasonic ranging system, the displacement/ground speed measurement system, the nozzle on/off control system for chemical application and the industrial computer with several interface cards. Six ultrasonic ranging units, two units were enclosed in one box and mounted in 3 elevations, measured the distance from the unit to the nearest tree foliage for the left and the right sides. From the range readings, a profile of the tree foliage for 3 elevations on each side of the speed sprayer could be acquired and the sprayer control was then based on the profiles. The most important feature of the control system developed in this project was that the control system could be worked independent of ground speed of the speed sprayer because the system controlled the nozzles based on the ranging data when the speed sprayer was moved a certain distance.

The ultrasonic ranging system to measure the size and shape of tree was built commercially available ultrasonic range sensors and custom circuit

boards. Since this ranging system could keep updating the distance in 8 bit on every 50 msec, the control program always referred the latest distance data when it was needed. The displacement/ground speed measurement system was also constructed to monitor the position of the speed sprayer and to measure the ground speed by counting the pulse outputs from the rotary encoder attached to the driving wheel. The format of data was 8 bit and the control program could refer the latest data as well as the ranging system could. Especially the displacement measurement system was used to control the overall flow of control program. Both of developed systems were designed to operate independently of each other and independently of the computer.

These interface circuits were designed and constructed in this project. After conducting the calibration for each components, the system performance to measure the size and shape of tree were evaluated for the artificial tree in the lab and for real trees in the orchard. A typical experimental results in K-RDA orchard showed that the accuracy and the precision of the measurement system was 95% and 98%, respectively. The sampling time of the measurement system was about 17cm in the travel distance.

The nozzle on/off control system was designed to operate the solenoid valves attached at each spray nozzle using a commercial relay board, which worked with computer signal. Total 14 nozzles were divided by two groups for the left and the right sides, and each group had 3 nozzles for the lower part, 2 nozzles for the middle part and 2 nozzles for the upper part to cover all three parts of tree canopy. Each small group of nozzles worked independently of each other. The preliminary test results made the configuration of operating nozzles simple because operating the upper part only was meaningless due to little spray deposition. Finally the configuration was set as ; the case of all nozzles on, the case of activating the middle and the lower part, the case of activating the lower part only and the case of all nozzles off.

To develop the control algorithm, the spray deposition test was conducted using the speed sprayer. Based from the experimental results the amount of liquid to be sprayed for the bottom, the middle and the top parts of whole tree canopy were calculated. And dividing the magnitude of canopy at each

part into 4 fuzzy variables such as large, medium, small and zero, the knowledge-based fuzzy control algorithm was developed to determine which nozzle combination should be activated on a certain magnitude of tree canopy at each elevation.

Integrating the hardware and the software, the system performance for controlling chemical spraying were evaluated in two types of orchards. In comparison of spray deposition test with the conventional method, there were no significant difference. Therefore, the control method developed in this project could save the amount of chemical by 11% in the KNU experimental farm, large and tall trees without sufficient space between trees, 77% in the K-RDA orchard, tall trees but enough space between trees.

In conclusion, the control system developed in this project was expected to be very efficient for young tree orchard. Even in case of tall and large trees, the control system would be very effective at the time between completing one row and starting next row. Since the driver did not have to decide when he activated or deactivated the manual valve of nozzle manifolds, the safety could be improved as well as the contamination to the environment and the loss of chemical could be prevented.

As a further research, more accurate measurement system is needed by sharpening the beamwidth of ultrasonic waves and by removing the false range data due to the vibration of high frequency from the speed sprayer itself and low frequency from orchard field surface profile. Especially, for the practical use of the control system, the more compacted and robust system is required by using only two ultrasonic ranging systems operated with the type of microprocessor instead of computer.

# 여 백





Section 5. Evaluation of system performance .....	189
Section 6. Conclusions and further study .....	199
Chapter 5. Control of chemical application in small speed sprayer and Characteristics of ultrasonic sensor .....	205
Section 1. Control of chemical application in small speed sprayer .....	205
Section 2. Characteristics of ultrasonic sensor .....	218
Chapter 6. Performance of mechanical-hydraulic transmission .....	245
Section 1. Introduction .....	245
Section 2. Experimental method .....	246
Section 3. Results and discussion .....	254
Chapter 7. Control systems for chemical application by tree shape and size .....	283
Section 1. Introduction .....	283
Section 2. Modeling of tree in orchard .....	284
Section 3. Modification of speed sprayer .....	287
Section 4. Development of tree canopy measurement system using ultrasonic sensors.....	300
Section 5. Development of control algorithm .....	325
Section 6. Evaluation of system performance.....	354
Section 7. Conclusions and summary.....	367
Section 8. Chemical application control by the measure of pest .....	369
References .....	379

# 목 차

제1장 서론 .....	1
제1절 연구의 배경 .....	1
제2절 연구의 필요성 .....	2
제3절 연구의 목적 .....	5
제4절 연구개발 내용 및 범위 .....	5
제2장 소형 SS기 개발 .....	11
제1절 주행부 분석 .....	11
제2절 약액살포부 분석 .....	20
제3절 HST장착 소형 SS기 .....	43
제3장 유압변속기 .....	57
제1절 서론 .....	57
제2절 실험장치 및 방법 .....	58
제3절 결과 및 고찰 .....	62
제4절 유압변속기를 장착한 소형 SS기의 주행성능 .....	130
제4장 소형 SS기의 자율주행 .....	143
제1절 서론 .....	143
제2절 제어기 개발 .....	145
제3절 알고리즘 개발을 위한 컴퓨터 시뮬레이션 .....	162
제4절 조향제어 알고리즘 개발 .....	173
제5절 성능평가 .....	189
제6절 결론 및 향후 연구방향 .....	199

제5장 소형 SS기 약액살포 제어 및 초음파 센서의 특성 .....	205
제1절 소형 스피드 스프레이어의 약액살포 제어 .....	205
제2절 초음파 센서의 특성 .....	218
제6장 기계-유압식 동력전달장치.....	245
제1절 서론 .....	245
제2절 실험장치 및 방법 .....	246
제3절 결과 및 고찰 .....	254
제7장 과수의 크기 및 형상에 따른 약액살포제어 .....	283
제1절 서언 .....	283
제2절 과수의 모형 .....	284
제3절 스피드 스프레이어의 특성 .....	287
제4절 과수의 크기 및 형상 측정장치 .....	300
제5절 약액살포제어 알고리즘의 개발 .....	325
제6절 성능평가 .....	354
제7절 결론 .....	367
제8절 병발생정도에 따른 약액살포제어 .....	369
참고문헌 .....	377

# 제 1 장

## 서 론

# 제 1 장 서 론

## 제 1 절 연구의 배경

과수농가에서는 농업 생산성을 향상시키기 위하여 연 10회 이상의 방제작업이 필요하다. 방제 작업은 다른 농작업과 달리 인체 및 주변 환경에 유해한 농약을 다루어야 하므로 농작업중 대표적인 3D 작업 중의 하나로서 노동력 확보가 어려워 적기 방제에 어려움을 겪는 경우가 많이 있다. 또한, 장기간 방제 작업을 했던 농민들에게서 농약 중독 현상이 나타나는 등 직업병으로서 심각하게 인식되고 있다. 따라서, 과수 농가에서는 성력화 및 생산성 향상을 위하여 기계화 및 자동화된 방제 방법을 도입하지 않으면 농업경영이 어려운 현실에 직면해 있다.

따라서, 현재 자주식 스피드 스프레이어의 공급이 확대되고 있으나, 이것은 비교적 규모가 큰 과수원에 국한되고 있으며, 소규모 과수원을 위하여 작업장의 조건에 맞는 적정규모의 스피드 스프레이어의 개발이 시급한 실정이다. 사과, 배, 복숭아 등을 제외한 기존의 기계작업이 불가능한 과수농가의 수가 전체 과수농가의 30%정도를 차지하고 있으며 특히 제주도에 많은 감귤농장은 밀식재배를 하다 보니 방제 작업을 하기 위하여 작업자가 몸을 구부리고 좁은 공간에서 방제 작업을 해야 하므로 높은 인건비에도 불구하고 작업인부를 구하지 못해 방제 작업에 어려움을 겪고 있었으며, 무주, 영동 지역의 캠벨포도농장 등에서는 작업 가능한 적정 규모의 스피드 스프레이어가 공급되지 않아 농가의 규모에 따라 인력 분무 및 스프링클러 등을 이용한 방제방법을 사용하고 있어 방제작업시 인체에 미치는 해가 심각하고 또한 약액의 손실 및 약액의 누출에 의한 토양 및 대기 오염 등 환경오염 문제가 발생된다. 따라서 기존의 대형 스피드 스프레이로서는 작업이 어려운 덕식 과수농장에 적용가능한 소형의 스피드스프레이의 개발이 요구된다. 작업 공간이 협소한 경우에는 작업기가 자주식이어야 하며 대상과수의 존재 유무에 따라 분무될 약액을 조정할 수 있는 약액살포의 제어가 필수적이다.

또한 공간이 작고 밀폐된 공간에서 작업자가 방제작업을 수행해야 하므로 자율주행의 방법이 채택되어야 할 것이다. 현재의 과수농장의 상태에서 볼 때 적용 대상 포장의 다양성과 기계의 경제성 등을 고려하여, 완벽한 자율주행은 어렵다 해도 자동으로 주행하다가 긴급 상황 발생시 정지하여 작업자의 도움을 받고 다시 작업을 재개할 수 있을 정도의 적절한 기술(Appropriate Technology)이 적용된 자율주행기술의 개발도 필요하다.

한편, 기존에 상용화된 대형 스피드 스프레이어에 있어서 자동화는 주로 주행부에 국한하여 원격조종 또는 유도 케이블에 의한 무인 조종 등 방제작업시 작업자에 미치는 농약의 영향을 최소화하는 방향으로만 개발이 진행되어 왔다. 관행적으로 농약 살포량은 해당 과수원의 평면적 크기에 의해서 결정되고 그 양에 맞추어 방제가 이루어졌지만, 사실은 과수의 크기 및 형태로부터 계산할 수 있는 체적(Tree-Row Volume)에 맞추어 살포될 농약의 양을 결정하는 것이 합리적일 것이다. 또한 방제 작업시 결주가 생긴 부분이나 과수 사이의 빈 공간에는 약액을 살포할 필요가 전혀 없으므로 약액살포의 자동제어 기술이 필요한 실정이다. 특히 대상과수의 형태에 따라 살포될 약액량을 적정하게 제어하는 기술은 최근 센서기술의 발달로 실용화 가능성이 높아지고 있으며 기존의 상용화된 스피드 스프레이어에 응용될 경우 방제가 필요한 부위에 적정량을 살포할 수 있는 새로운 개념의 스피드 스프레이어의 개발이 가능하게 된다. 이러한 기술은 농약의 과소비를 막을 수 있어 농약 비용을 줄일 수 있을 뿐만 아니라 환경 오염 방지에도 크게 기여할 수 있으리라 판단된다.

## 제 2 절 연구의 필요성

### 1. 기술적 측면

감귤 농장 및 덕식재배 방식의 캠벨포도농장과 같은 소규모 공간에서 작업이 가능한 소형 스피드 스프레이어의 개발이 요구되었다. 이런 곳은 공간이 협소할 뿐 아니라 밀폐되어 있는 경우가 많아 작업자가 농약에 노출될 위험이 매우

높기 때문에 무인 작업이 가능한 스피드 스프레이어의 개발이 필요하다. 스피드 스프레이어의 생산 단가와 작업의 효율성을 고려하여 적절한 기술(Appropriate Technology) 수준의 자율주행방법을 개발할 필요가 있었으며, 또한 약액살포도 자동으로 이루어지는 제어 시스템의 개발이 요구되었다. 약액 살포제어가 가능한 장치를 개발할 필요가 있으며 이를 위한 약액 살포 특성에 대한 것도 규명되어야 한다.

기존의 스피드 스프레이어에서는 과수의 크기 및 형상에 따라 농약 사용을 최소화하여 농약 피해를 최소화되도록 약액살포제어방식이 채택된 새로운 개념의 방제기 개발이 필요하다. 따라서, 과수의 형상 및 크기를 측정할 수 있는 측정장치의 개발이 요구되었다.

자동화된 스피드 스프레이어의 주행부로 유압변속기를 사용할 수 있으나 효율을 증대시킬 수 있고 또한 다양한 포장조건에서 작업을 할 수 있는 방법에 관한 연구가 필요하다.

## 2. 경제·산업적 측면

농약살포의 최적화함으로써 효율적인 방제가 가능하여 농약 비용을 절감하여 생산성을 향상시킬 수 있으므로 본 연구가 필요하였다. 또한 적정기술 수준의 기술이 적용된 자율주행 기술은 다른 작업기로의 적용이 가능하므로 경제, 산업적 측면에서 유리하다고 할 수 있다.

과수 크기 및 형상에 따른 약액살포 제어방식이 채택된 새로운 개념의 국산 작업기 개발이 요구된다.

유압변속기에 의한 농 작업기의 개발이 증대되고 있으며 본연구의 유압변속기의 효율 및 실용화를 위한 적정 작동조건 등에 관한 연구는 여타의 산업기계에 응용이 가능하므로 경제성이 있다고 판단된다.

## 3. 사회·문화적 측면

방제작업의 새로운 기술로서 방제가 필요한 부위에 적정량을 살포하며 약액 살포의 자동제어로 작업자의 농약중독 위험성을 최소화할 수 있으며 또한 대기, 토양 및 지하수의 오염 방지할 수 있다.

특히, 과수에 잔류농약을 최소화하며 동시에 적절한 방제에 의한 고품질의 과일을 생산하여 농가 소득을 향상시킬 수 있으며, 약액살포를 자동화함으로써 작

업자의 기계조작이 간단화하여 작업시 안전사고에 의한 인명피해를 줄일 수 있어 자동화된 방제기의 개발이 필요하다.

#### 4. 국내의 관련기술의 현황과 문제점

##### 가. 국내 기술 현황

캠벨 포도와 같이 덩식으로 재배되는 곳에서 필요한 소형 스피드 스프레이어에 대한 연구 개발은 거의 없는 실정이었다. 최근에 들어 소규모로 생산하는 업체가 있으나 무인화된 시스템에 대한 개발은 시도된 바 없다. 현재 국내에서는 2개의 업체에서 연간 약 2000여대의 사과, 배 등 과수원용 스피드 스프레이어를 생산하고 있는 실정이나 적정 농약살포를 위한 자동화 연구는 미흡한 편으로, 약액 살포량 제어는 작업 조건에 따라 미리 노즐의 분사 각도, 분무량 등을 조정하는 고정식 방식을 채택하고 있다.

작업자의 농약중독을 최소화하기 위한 방법으로 스피드 스프레이어를 무인화하는 방향으로 연구가 이루어지고 있는데, 무선조종(Remote Control) 방식으로 주행을 제어하거나 또는 지하에 유도 Cable을 설치하여 스피드 스프레이어를 자율 주행케 하는 연구가 수행되었으며 (장 등, 1995), 기계시각을 이용하거나 DGPS를 이용한 스피드 스프레이어의 자율주행 (조 등, 1997) 등에 관한 연구가 이루어졌으나 아직 과수의 특성에 따른 약액살포 제어에 관한 연구는 없는 실정이다.

국내에서 유압변속기에 의한 농업기계의 주행장치에 관한 연구는 없으며 특히 기계유압식장치는 국내에서 처음 소형에 적용 연구를 수행하고 있는 실정이다.

##### 나. 국외 기술 현황

적정량의 농약살포 기술로서 주로 방제기의 주행속도, 유량, 노즐의 배치 등의 효과에 관한 연구가 많이 수행되었으며( Ahmad et al., 1981 ; Travis et al., 1987 ; Whitney et al., 1989 ), 일반적으로 과수원 방제시 면적당 농약 소비량이 결정되었는데, 과수의 크기 및 나뭇잎의 정도, 즉 Tree Row Volume에 따라 농약소비량이 결정되어야 한다는 연구 결과(Sutton and Unrath, 1984 ; Byers, 1987) 가 있었다. Giles 등(1987)은 과수의 크기, 형상을 측정하여 나무 크기에 맞는 적정량의 농약 살포, 즉 Tree-Row Volume(TRV)에 따라 농약의 살포량을 제어하여 복숭아의 경우 28 - 35%, 사과의 경우 36 - 52%의 농약을 절약할 수



있었다고 보고하였다.

기계유압식 및 유압식 변속기는 외국에서는 많은 연구가 되어 있으나 실용화를 위한 기술은 계속 연구 중에 있다.

## 5. 현 기술 상태의 취약성

국내의 기술은 주로 작업자의 농약 중독 방지에만 초점을 맞추어 자율주행 기술을 개발하고 있으며 자율 주행을 위하여 고가의 장비를 탑재하거나 과수원에 유도케이블을 설치해야 하는 등 실용화하기에는 경제성 측면에서 어려운 점이 있다.

국외의 기술에 대하여는 과수의 크기 및 형상(TRV) 측정과 약액 살포제어 시스템의 최소화 및 최적화가 요구된다.

## 제 3 절 연구의 목적

따라서, 본 연구의 목적은 포도 및 감귤 농장에서와 같이 협소한 공간에서 자율주행을 하며 약액살포 제어를 할 수 있는 소형 스피드 스프레이어를 개발하고, 사과, 배 등의 일반 과수원에서 사용하는 대형 스피드 스프레이어의 주행장치 개발 및 과수의 크기 및 형상에 따라 약액살포 제어가 가능한 제어 시스템을 개발하는 것이다.

## 제 4 절 연구개발 내용 및 범위

### 1. 1차년도 연구개발 목표 및 내용

#### ○ 소형 스피드 스프레이어 개발

##### 가. 자주식 작업기 개발

작업기는 전고 약 1m로 작업자가 기대에 탑승 또는 작업기를 따라가며 조작이 가능한 구조이며, 주행동력은 상용 3.5마력, 송풍엔진은 분무기와 발전기에 필요한 상용 5.0마력 정도를 사용하여 개발한다.

주행엔진부와 송풍부는 필요에 따라 분리가능하여 다목적으로 사용이 가능한 구조이며, 착탈이 용이한 운반대를 부착하여 운반차등으로도 사용이 가능한 다목적 구조로 개발한다. 펌프 및 송풍에 의한 방제기는 원통형의 축류식 송풍기 끝단에 분무 노즐을 한 개 또는 다수를 설치한 구조로 개발한다.

약액살포장치를 설계하고 분무특성을 규명한다.

#### 나. 방제 목표물의 존재 여부에 따른 약액살포장치의 제어

초음파 센서를 이용하여 일정 위치로부터 목표물까지의 거리측정 시스템 구성하며, 균일하지 못한 목표물에 대한 반사 특성을 규명한다. 약액 살포장치의 ON/OFF 제어장치를 구성하고, 제어 알고리즘을 개발한다.

#### 다. 경로 결정 및 조향장치 제어기 개발

소형 스피드 스프레이어에 장착될 주행장치의 구동부 특성을 규명하여, 조작부(조향) 제어장치를 구성한다. 실시간으로 자신의 위치를 측정하기 위하여 초음파 센서를 이용하여 목표물까지의 거리를 측정할 수 있는 시스템을 구성하며 조향 제어 알고리즘을 개발한다.

## 2. 2차년도 연구개발 목표 및 내용

### ○ 소형 스피드 스프레이어의 성능실험

#### 가. 자주식 작업기 및 약액살포제어장치

개발된 자주식 작업기에 조향장치 제어기와 약액살포 제어 장치를 부착하고 기능을 보완하며, 포장에서 그 성능을 평가한다.

#### 나. 실시간 주행경로 제어 및 시스템의 장착

실시간 경로 제어 알고리즘을 개발하고, 마이크로프로세서를 이용한 전용 제어기를 구성하여 포장에서 그 주행 성능을 평가한다.

### ○ 과수형상에 따른 약액살포제어가 가능한 스피드 스프레이어의 개발

#### 가. 제어가 용이한 스피드 스프레이어 개발

기존의 대형 스피드 스프레이어 제어부를 탑재 할 수 있는 구조로 개조 개발

한다. 기계-유압식 주행장치를 개발한다.

#### 나. Tree-Row Volume (TRV) 측정 및 약액살포장치의 제어

초음파 센서를 이용하여 과수까지의 거리 측정장치를 개발한다. 주행거리 및 주행속도 측정장치를 개발하여 초음파 거리측정장치와 함께 TRV 측정장치를 구성한다. 과수의 형상 및 체적을 결정하는 알고리즘을 개발하고, 스피드 스프레이어 주행거리 및 주행속도에 따른 약액살포량 제어 알고리즘을 개발한다.

#### 다. 병발생정도 예측방법에 관한 기초연구

과수 품종에 따른 병충해를 조사하여, 과수 크기 및 체적에 따른 병충해의 발생 정도를 예측할 수 있는 모델을 개발한다.

### 3. 3차년도 연구개발 목표 및 내용

#### ○ 과수 형상에 따른 약액살포제어가 가능한 스피드 스프레이어의 성능평가

##### 가. 제어장치가 부착된 스피드 스프레이어 본체 성능평가

개발된 기계-유압식 트랜스미션을 부착하고, 포장에서 주행성능, 회전 성능 등을 평가한다. 약액살포부의 분무특성을 평가한다.

##### 나. 약액 살포 장치의 제어기 개발

산업용 컴퓨터를 부착한 전용 제어기를 개발하고, TRV 측정장치 및 약액살포장치 제어기가 부착된 Prototype 스피드 스프레이어의 농약 살포율과 같은 포장 성능을 평가한다.

##### 다. 병발생정도에 따른 약액살포제어 알고리즘 개발

병발생정도 예측 모델에 따른 약액 제어방법을 개발하고, 약액 살포 제어에 알고리즘을 적용한다.

여 백

# 제 2 장

## 소형 SS기 개발

여 백

## 제 2 장 소형 SS기 개발

### 제 1 절 주행부 분석

#### 1. 서론

우리 나라의 과수 형상과 약액 살포 형태에 맞는 소형 스피드 스프레이어의 개발에 있어 작업기는 포도 및 감귤 발등 협소한 공간 내에서 작업이 가능한 제원을 가져야 된다. 본 연구에서 설계된 제원은 다음과 같다. 전장 : 2.0 m, 전폭 : 0.7 m, 전고 : 1.0 m 이다. 작업기 구성 면에서 크게 주행부와 약액부로 나누어진다. 주행부의 구성을 전동체계에서 보면 동력원인 엔진에서 주 클러치와 기어 트랜스미션을 거치며 사이드 클러치를 통과한 후 양쪽바퀴 구동장치에 동력이 전달되며 브레이크 장치가 부착되었다. 주행 장치는 무한 레도식으로 현재 국내에서 제작되고 있는 소형을 선택하였다.

① 장래형 바퀴의 구조는 피치 60mm, 링크수 37 개, 두께 20mm, 폭 180mm, 길이 2220mm인 소형이다. 앞쪽에 8개의 잇수를 가진 구동륜이 장래형 바퀴를 회전시키며 아이들 바퀴는 3개를 설치하여 장래형 바퀴의 지지 및 회전을 원활하게 하는 구조로 되어 있으며 끝부분에 텐션륜이 있다.

② 동력원 : 약액을 탑재한 작업기의 중량이 약 400kg 정도이며 작업시 주행속도를 0.3m/s로 가정하였다. 주행 소요 동력을 계산하기 위한 장래형의 토양추진력은  $F = Ac + W \tan \phi$  이다.  $A = 70 * 18 \text{cm}^2$ ,  $c = 0.4 \text{ kg/cm}^2$ ,  $\tan \phi = 0.53$   $W = 400 \text{ kg}$  이므로  $F = 716 \text{ kg}$  이며 구름저항  $R = 0.1 * W$  일 때 견인력은 676 kg이 되며 이 경우 소요 동력은 2.7 마력이 된다. 따라서 주행부의 엔진은 3.5마력 (1800 rpm)의 공랭 4행정 가솔린 기관으로 선정하였다.

③ 엔진, 기어 변속기, 전동 폴리 및 주행 장치 등의 무게를 고려하여 프레임에 작용되는 무게중심을 측정하였고 프레임에 가해지는 굽힘 모멘트와 전단력을 구하였으며 또한 가장 큰 힘을 받는 부위의 stress를 계산하여 안전도를 구할 필요가 있다.

④ 엔진에서 기어 트랜스미션으로의 전동은 100mm 폴리로 1:1 전동 및 100mm와 125mm 폴리로 감속전동의 두 단계를 거쳐서 이루어지며 텐션 로울러가 설치되어 주 클러치의 역할을 한다.

⑤ 1차 개발된 기어 변속 단수는 전진 3단 및 후진 2단이다. 입력된 동력

은 단수에 따른 기어비를 거쳐서 양쪽의 바퀴 구동축에 동력을 전달하기 위해 분리되어 각각의 조향 클러치에 의해 바퀴 구동륜을 작동시킨다. 또한 소형 스피드 스프레이어의 브레이크 시스템은 변속기내 축에 설치된 드럼을 주 클러치가 떨어지는 순간에 스프링에 의해 브레이크 슈가 밀착하여 작동되는 구조이다.

위의 내용을 구체적으로 분석, 실험 하였다.

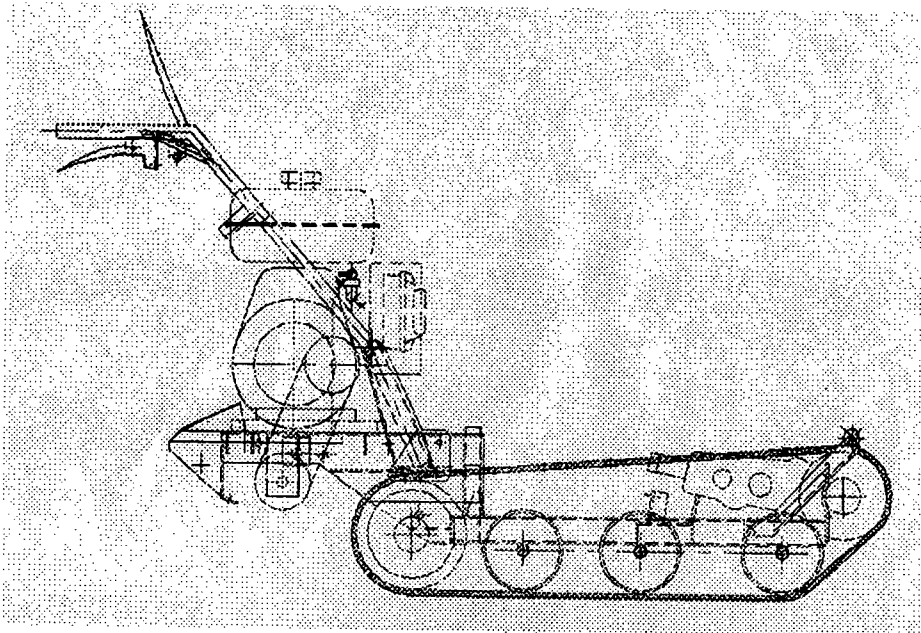


그림 2.1.1. 소형 스피드 스프레이어의 주행부

## 2. 프레임 분석

전체적으로 시작기 주행부의 프레임을 결정하고 기계요소 설계를 기초로 이론적인 계산을 행하였다.

구성된 주행부 프레임에 걸리는 전체하중 (load cell 이용)을 측정 C언어를 이용하여 프레임에 분포된 하중을 계산하고 무게 중심과 weak point를 찾아 안전



계수를 계산하였다.

주행부 프레임인 일체형 사각 파이프에서 가로  $b=50\text{mm}$  , 높이  $h=50\text{mm}$ 이고 두께  $t=3\text{mm}$  이고 두께를 제한 내부 가로, 세로 길이  $b_i, h_i$ 는 각각  $44\text{mm}$ 이다. 재질을 SM 10C (KS D 3752) 라 가정하면 재질의 항복강도  $S_y= 206 \text{ Mpa}$ 이고 안전계수  $n=22.5$ 으로 계산되어치므로 주행부 프레임은 안전하다고 판단된다.

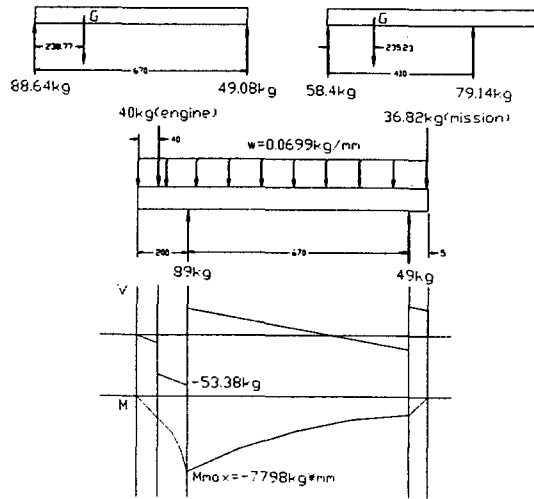


그림2.1.2. 주행부의 굽힘 모멘트와 전단력

### 3. 구동 벨트 분석

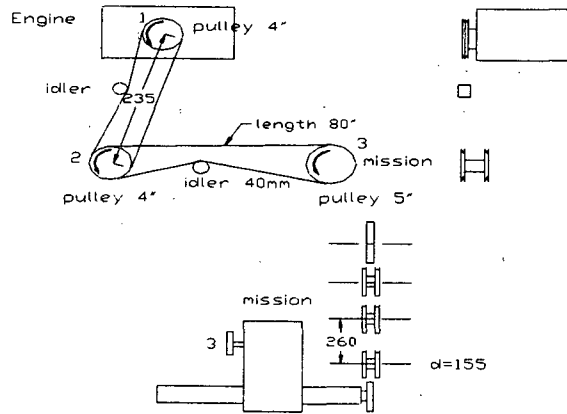


그림 2.1.3. 주행부 동력 전달 체계

그림 2.1.3에서 구동 벨트 분석 결과 41" 벨트 1개가 전달 할수 전동마력은 2.84hp 이고 80" 벨트 1개가 전달 할수 전동마력은 3.98hp 이다. 두 전동장치에서 모두 design horse power와 비교할 때 2개 이상의 벨트가 필요하지만 작업기 구조상 불가능하여 스프링 장착 텐션 아이들러를 설치하여 전동 동력을 높이는 방법으로 적용하였다. ("고정 아이들러를 설치한 경우는 긴장측 및 이완측의 장력 합계가 일정하며 스프링 장착 이완측 아이들러를 설치한 경우는 이완측 장력이 스프링의 힘에 의해 일정하게 유지하며 동력을 전달하므로, 고정 아이들러가 설치된 경우 최대 동력은 4kW 이었으며 스프링 장착 이완측 아이들러가 설치된 경우 14kW 이었다. 이 경우 벨트 수명은 다소 감소 된다." - 김상현 등, 1996. 벨트클러치 전동 방식의 농업용 소형 스키드 스티어 로더. 한국농업기계학회지 21(2):137)

### 4. 기어식 전동장치 분석

#### (1) 각 기어 단수별 변속비 계산 및 구동륜의 선속도 계산

변속기를 분해하여 각 기어의 조합과 단수별 변속비를 계산하였다. 엔진 정격 회전수 1800rpm을 입력 회전수  $w_1$ 로 정하고 구동륜의 반경은 75mm이다.

1) 전진 1 단

$$\text{감속비} = 37/16 * 43/12 * 41/14 = 24.26$$

$$\text{궤도의 선속도 } v = 2\pi/60 * 1800/24.26 * 0.075 = 0.58 \text{ m/sec}$$

2) 전진 2 단

$$\text{감속비} = 28/25 * 43/12 * 41/14 = 11.75$$

$$\text{궤도의 선속도 } v = 2\pi/60 * 1800/11.75 * 0.075 = 1.2 \text{ m/sec}$$

3) 전진 3 단

$$\text{감속비} = 23/31 * 43/12 * 41/14 = 7.78$$

$$\text{궤도의 선속도 } v = 2\pi/60 * 1800/7.78 * 0.075 = 1.81 \text{ m/sec}$$

4) 후진 1 단

$$\text{감속비} = 37/16 * 29/26 * 43/12 * 41/14 = 27.07$$

$$\text{궤도의 선속도 } v = 2\pi/60 * 1800/27.07 * 0.075 = 0.52 \text{ m/sec}$$

5) 후진 2 단

$$\text{감속비} = 29/25 * 29/26 * 43/12 * 41/14 = 13.58$$

$$\text{궤도의 선속도 } v = 2\pi/60 * 1800/13.58 * 0.075 = 1.04 \text{ m/sec}$$

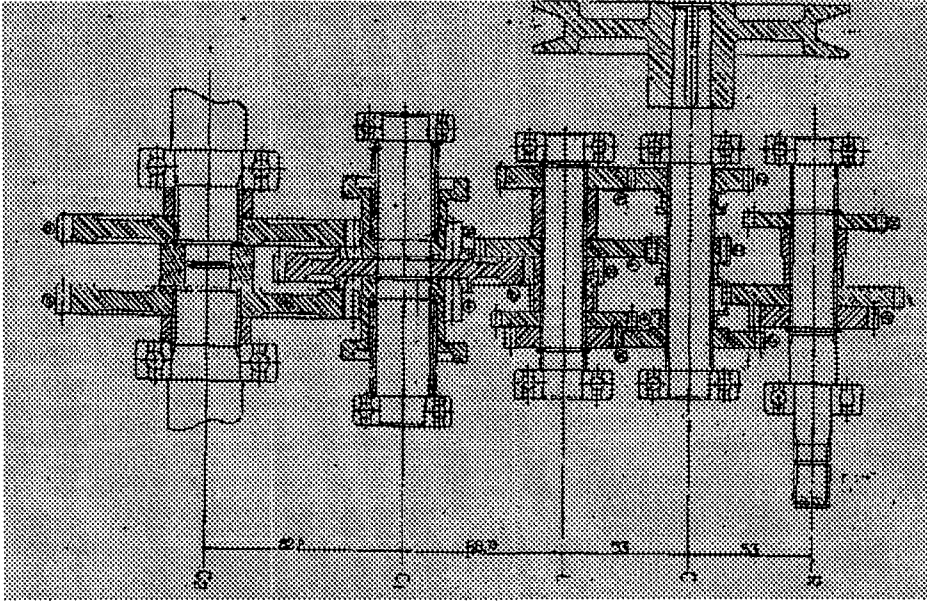


그림2.1.4. 기어 변속기의 구조

(2) 기어식 변속기의 기어, 축 분석

그림2.1.4. 변속기 구조에서 기계 설계 요소를 기초로 이론적인 각 기어 및 축들의 힘 분석을 한다. 여기서는 전진 2단을 예로 한다.

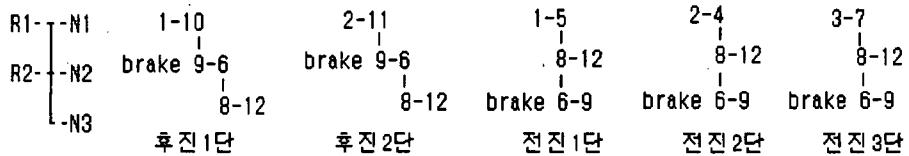
기어 및 축의 재질은 SM 40C로 선정한다.

축 분석은 static 일 경우와 fatigue일 경우로 나눈다.

변속기 입력 속도는 500, 1000, 1500 rpm으로 나누어 분석한다.

표2.1.1. 기어변속기 내 각 기어의 제원

SPUR GEAR - SPACE																
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
치형	전 위	전 위	전 위	표 준	표 준	표 준	표 준	전 위	표 준	표 준	표 준	표 준	표 준	표 준	표 준	표 준
압력 각 °	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
모듈 M	2	2	2	2	2	2	2	2.5	2	2	2	2.5	3	3	3	3
잇수 Z	16	25	31	28	37	29	23	12	26	37	29	43	14	14	41	41
피치 원 PCD	φ 33	φ 51	φ 63	φ 56	φ 74	φ 58	φ 46	φ 28.8	φ 52	φ 74	φ 58	φ 107.5	φ 42	φ 42	φ 123	φ 123
외경 OD	φ 39	φ 55	φ 67	φ 60	φ 78	φ 62	φ 50	φ 36.3	φ 56	φ 78	φ 62	φ 112	φ 48	φ 48	φ 129	φ 129



위와 같이 입력속도별 각 기어의 힘 분석과 각 축의 힘 분석을 행하였으며 모든 결과는 표2.1.2, 표2.1.3.에서와 같다. 축 분석 결과 L축을 제외한 모든 축은 안전하였으며 기어 입력 속도가 500 rpm 일 때 L축에서 피로 파괴의 가능성이 높을 것으로 판단된다. 따라서 본 기어 식 변속기에 입력되는 회전수는 500 rpm 이상이 되어야 할 것으로 판단된다.

표2.1.2. 기어식 변속기의 기어 분석(전진2단)

기 어	입력 속도 (rpm)	기어 회전속도 (rpm)	tangential force Ft (KN)	radial force Fr (KN)	torque T(Nm)
2번 기어	500	500	2.85	1.04	71.25
	1000	1000	1.4	0.51	35.62
	1500	1500	0.95	0.34	23.75
4번 기어	500	446.43	2.85	1.04	79.8
	1000	892.86	1.42	0.52	39.9
	1500	1339.29	0.95	0.35	26.6
8번 기어	500	446.43	5.32	1.94	79.8
	1000	892.86	2.66	0.97	39.9
	1500	1339.29	1.77	0.65	26.6
12번 기어	500	124.59	5.32	1.94	285.95
	1000	249.17	2.66	0.97	142.97
	1500	373.76	1.77	0.65	95.32
13번 기어	500	124.59	13.61	4.95	285.87
	1000	249.17	6.8	2.47	142.95
	1500	373.76	4.54	1.65	95.29
15번 기어	500	42.54	13.61	4.95	837.02
	1000	85.08	6.8	2.47	418.51
	1500	127.63	4.54	1.65	279

표2.1.3. 축 분석

static

축	입력 회전수 (rpm)	축회전 속도 (rpm)	Mmax (Nm)	T (Nm)	$\sigma_x$ (Mpa)	$\tau_{xz}$ (Mpa)	$\tau_{max}$ (Mpa)	안전도 (n)
C	500	500	12.97	71.25	20.87	57.31	58.25	3.95
	1000	1000	6.4	35.62	10.3	28.65	29.1	7.9
	1500	1500	4.24	23.75	6.82	19.1	19.4	11.8
L	500	446.43	148.8	79.8	204.4	54.81	115.97	1.98
	1000	892.86	74.4	39.9	102.2	27.41	57.99	3.97
	1500	1339.29	49.6	26.6	68.13	18.27	38.66	5.95
C1	500	124.59	181.1	0	151.6	0	75.8	3.03
	1000	249.17	90.54	0	75.8	0	37.9	6.06
	1500	373.76	60.35	0	50.52	0	25.1	9.16
C2	500	42.54	128.7	837.02	48.55	157.89	157.89	1.44
	1000	85.08	64.35	418.5	24.28	78.94	78.94	2.88
	1500	127.63	42.9	279	16.18	52.63	52.63	4.32

fatigue

축	입력회전수 (rpm)	축회전속도 (rpm)	Ma (Nm)	Tm (Nm)	Se (Mpa)	안전도 (n)		
C	500	500	12.975	71.25	121.93	3.14		
	1000	1000	6.4	35.62		6.4		
	1500	1500	4.24	23.75		9.49		
L	500	446.43	148.8	79.8	121.79	0.6		
	1000	892.86	74.4	39.9		1.18		
	1500	1339.29	49.6	26.6		1.77		
C1	500	124.59	ca	19.16	Sa	72.94	84.1	1.14
	1000	249.17		9.58		72.94		1.95
	1500	373.76		6.78		72.94		3.4
C2	500	42.54	128.7	837.02	115.96	1.4		
	1000	85.08	64.35	418.51		2.8		
	1500	127.63	42.9	279		4.22		

## 제 2 절 약액살포부 분석

-소형 공기 분사식 방제기의분무입자 분포 및 도달 특성-

### 1. 서론

농약살포에 있어 근래 부각된 주요문제는 살포농약에 의한 환경오염의 문제이다. 일반적으로 살포된 농약의 약10% 미만이 병충해 방제 또는 제초에 이용되고 나머지 90%이상의 약제는 대기 또는 토양에 잔류하거나 하천에 방류되어 토양이나 하천 환경오염의 주요원인이 되고 있다. 많은 농약 학자들에 의하면 우리나라의 단위 면적당 농약 사용량이 세계에서 1,2위라는 보고가 있다. 이것은 환경오염의 문제뿐만이 아니라 경제적으로도 큰 손실이라고 볼 수 있다. 또 현재 농가에서 사용하는 대부분이 고압노즐로, 이것은 농약의 비산을 유발하고 약액이 호흡기로 들어갈 위험이 높아 인체에도 큰 해를 미치고 있다.1)

따라서 현재 농가에서 과수원용으로 가장 많이 사용하는 송풍식 분무방제기를 이용하고, 실제 과수의 CANOPY를 측정하여 이와 유사한 모델을 만들었다. 그리고 살포입자의 부착량을 검출하기 위해 감수지를 사용하였다. 하지만 감수지에 부착된 입자는 실제크기가 아니므로 퍼짐비를 이용하여 실제크기로 보상해야 하는데 입자크기에 따라 퍼짐비를 달리하므로 일일이 계산해야 하는 번거로움이 예상되나 이것을 프로그램화하여 편리하게 이용하였다. 그리고 감수지의 부착방향도 분무입자의 진행방향에 수직하게 하여 살포된 입자가 정확히 감수지에 도달할 수 있도록 설계하였다. 마지막으로 여러 가지 모양으로 부착된 입자의 크기를 ZOOM VIDEO MICROSCOPE SYSTEM(TELE CS-5130(RGB) & POWER ADOPTOR)을 이용하여 화상을 불러들이고 이미지분석 소프트웨어(OPTIMAS)를 이용하여 면적대비 직경으로 환산하여 비교의 정확성을 기했다.

본 연구는 현재 과수원용으로 사용하고 있는 송풍식 분무방제기에 대한 분사특성을 분석하여 방제기 개발에 있어서 가장 중요한 입자분포에 대한 분석결과를 얻음으로써 최적방제 조건의 규명을 목표로 하였고, 각 조건에 따른 적절한 약액 살포량과 살포영역의 변화를 파악하여 과다 방제로 인한 환경오염을 줄일 수 있을 것이다.



## 2. 실험장치 및 방법

실험에 의한 최적의 방제효과를 규명하기 위해 아래와 같은 변수를 선택하였다.

### 가. 변수

- 1) 방제기의 속도 : 기어 변속 1, 2, 3단중 가장 적합한 기어로 전진2단  
0.81 m/s 2.916km/hr)을 선택하였다.
- 2) 풍속 : 일정 압력을 유지시키며 throttle valve를 조정하여 팬의 속도를 바꾼다.
  - 1) 저속일 때: 2075rpm
  - 2) 고속일 때: 3031rpm
- 3) boom의 단속 : 3개의 boom(좌측, 우측, 상단 boom)을 단속  
측면 붐만 방제, 상단 붐만 방제, 상단과 측면 모두 방제
- 4) 거리(수직 방향) : PVC파이프(원호)의 center를 중심으로 극좌표(중심거리, 방위각)로 표시한다. 중심거리를 2.5M, 3M, 3.5M로 결정했다.

표.2.2.1 경북 경산에 소재한 과수별 Canopy(cm)

거봉	캠벨	천홍1	천홍2	사과1 (밀식재배)	사과2 (관행재배)
35-185	60-210	75-275	65-240	40-270	90-375

### 5) nozzle

가)노즐 종류- TIP DISK/CORE HOLLOW CONE SPRAYTIP의 오리피스  
디스크 번호가 D1이고 코아 번호가 25인 노즐을 선택

나)특성 - 중공원추형 분사형태로 균일한 유량 분포와 양호한 분사 가능

표.2.2.2 D1-25의 분당 유량과 분사각도

Orifice Diam (mm)	CAPACITY (l/min)								Spray angle	
	2 kg/cm <sup>2</sup>	3 kg/cm <sup>2</sup>	4 kg/cm <sup>2</sup>	6 kg/cm <sup>2</sup>	7 kg/cm <sup>2</sup>	10 kg/cm <sup>2</sup>	15 kg/cm <sup>2</sup>	20 kg/cm <sup>2</sup>	3 kg/cm <sup>2</sup>	6 kg/cm <sup>2</sup>
0.79	0.33	0.38	0.46	0.52	0.59	0.70	0.79	0.97	27 °	43 °

☞ 위 표에 의하면 분사 압력이 13kg/cm<sup>2</sup>일 때 실제 토출 유량은 0.754(l/min)이다. 그리고 노즐 수가 10개이므로 7.54(l/min)가 됨을 알 수 있다.

6) 분사 압력 : 조압부의 조압밸브를 조작하여 조절한다.

☞ 실제 실험에서는 실제 작업 적정 압력인 13kg/cm<sup>2</sup>로 맞추었다.

7) 반복 수 : 2-3번.

나. 방제기의 형태와 주요 재원

1) 품명 : SS-180CT (한서정공)

2) 용도 : 포도, 감귤, 복숭아, 대추, 사과 방제

다. 장치

1) PVC파이프를 Boom의 모양과 같이 설치한다.

2) 원호와 분할 선의 교차점에 감수지를 부착한다.

3) 이때 감수지는 노즐의 분사방향에 수직해야 하므로 원호에 접하게 부착한다.

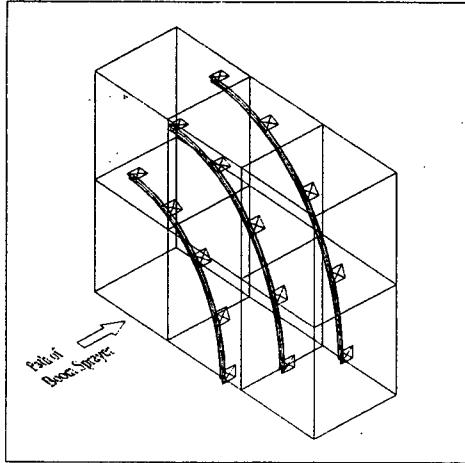


Fig.2.2.1 감수지의 부착위치와 방제기의 진행방향

라. 샘플링 방법

- 1) 감수지는 노즐의 분사방향에 수직으로 부착한다.
- 2) 감수지의 부착위치는 방제기 중심에서 반경 2.5m지점에서 0.5m를 기본 단위로 하여 3m, 3.5m 지점, 각 원주상에 0도 지점에서부터 90도 지점까지 22.5도씩 4등분으로 분할하여 총 15지점에 방제기 진행방향의 측면과 위쪽으로 부착한다.
- 3) 위 장치는 한쪽 면만 측정할 수 있도록 간소화 하였는데, 이는 장치의 거대화되는 것을 막고 실제 방제에서도 동일한 살포가 이루어지기 때문이다.
- 4) 방제가 될 때 감수지가 서로 간섭되는 걸 방지하기 위해 방제기 진행방향으로 1m씩 간격을 둔다.

5) 샘플링 보존 방법

감수지 크기에 맞는 비닐 봉지를 준비하여 방제 후 감수지에 입자가 뚜렷이 나타난 다음 비닐 봉지에 밀봉하여 좌표를 표시한다.

- 6) 측정시의 기상조건(풍향, 풍속, 기온, 상대 습도)이 입자 분포에 영향을 미칠 수 있으므로 바람이 거의 없는 아침에 실험하였다.

### 마. 풍속 측정

방제기의 팬을 고속일 때와 저속일 때로 구분하여 풍속을 측정하였다.

- 1) 저속일 때: 2075rpm
- 2) 고속일 때: 3031rpm

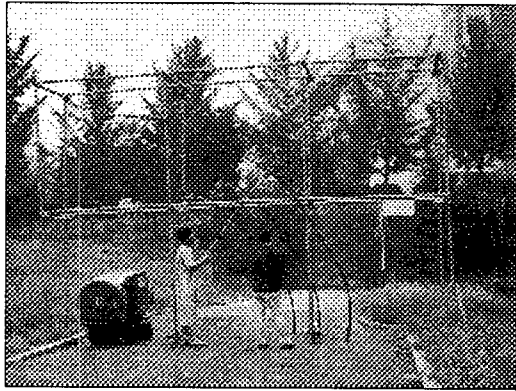


Fig.2.2.2 각 위치별 풍속측정 장면

### 3) 측정 방법

#### 가) FAN의 rpm측정

실제 방제할 때와 같은 부하가 걸리도록 펌프를 가압 상태에서 13kg/c가 되도록 by-pass하였다.

측정 장비명 - Tachometer, 제작 회사 - HAN KUK engineering

제원 - DEUMO MP

#### 나) 각 좌표에서의 풍속 측정

먼저 방제기의 팬을 감수지가 부착될 지점의 수직 하방에 놓고 풍속계(HHH - 300A)를 이용하여 풍향에 수직하게 하여 바람이 풍속계를 완전히 통과하게 한다.

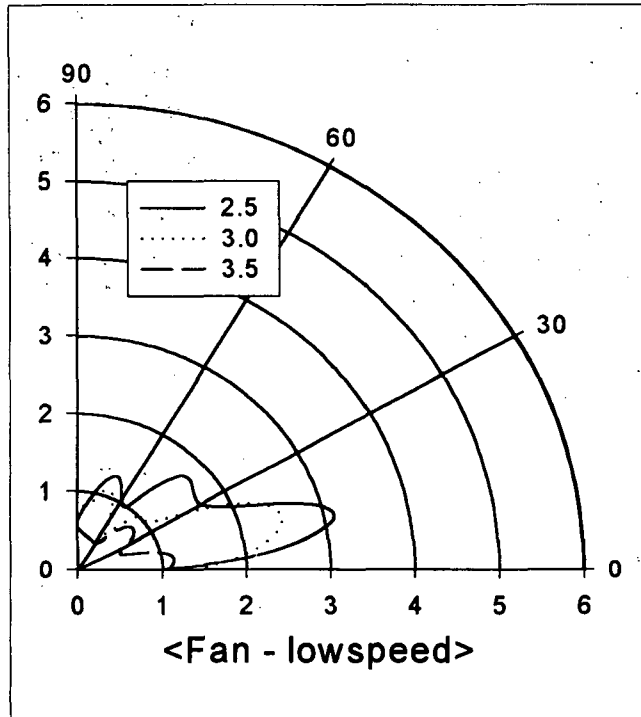
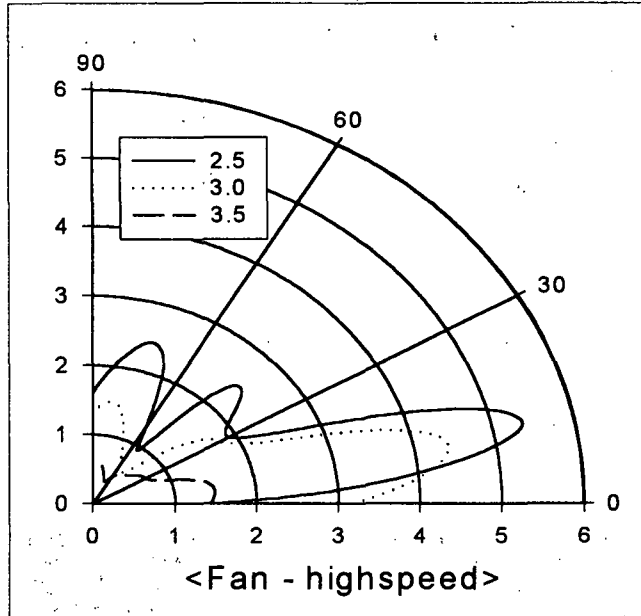


Fig.2.2.3 풍속 측정 결과 (팬을 고속 회전했을 때와 저속 회전했을 때)

- 송풍 팬의 아래 부분이 막혀 있음으로 인한 간섭 현상에 의해 아래쪽으로 풍속이 집중되는 현상이 나타났으며 이를 보완할 수 있는 공기 역학적인 설계가 요구된다.

### 3. 해석

가. 감수지에 부착된 입자를 camera로 화상을 불러들이고, optimas 소프트웨어를 이용하여 입자 분석을 한다. (이 때 실제 입자 크기와 카메라에 찍힌 입자의 calibration이 필요하다.)

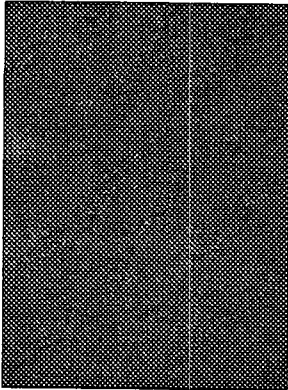


Fig.2.2.5 방제전의 감수지

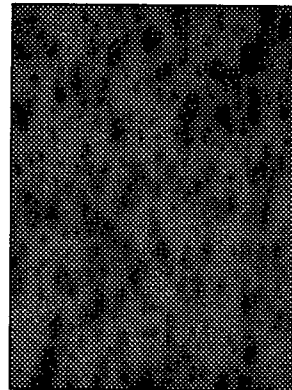


Fig.2.2.6 방제 후의 감수지

나. Spread factor(퍼짐비)를 이용하여 부착직경(stain diameter)을 입자 구(球)의 직경(droplet diameter)으로 변환한다. (감수지에 부착된 입자는 실제크기가 아니므로 퍼짐비를 이용하여 실제크기로 보상해야 하는데 입자크기에 따라 퍼짐비를 달리하므로 일일이 계산해야 하는 번거로움이 예상되나 이것을 프로그램화하여 편리하게 이용하였다.)

다. Log-Probability Graph로 개체직경 분포와 체적직경 분포를 나타내 고 NMD, VMD 구한다. (NMD와 VMD는 방제했을 때 입자분포 상태를 알 수 있게 해 준다.)

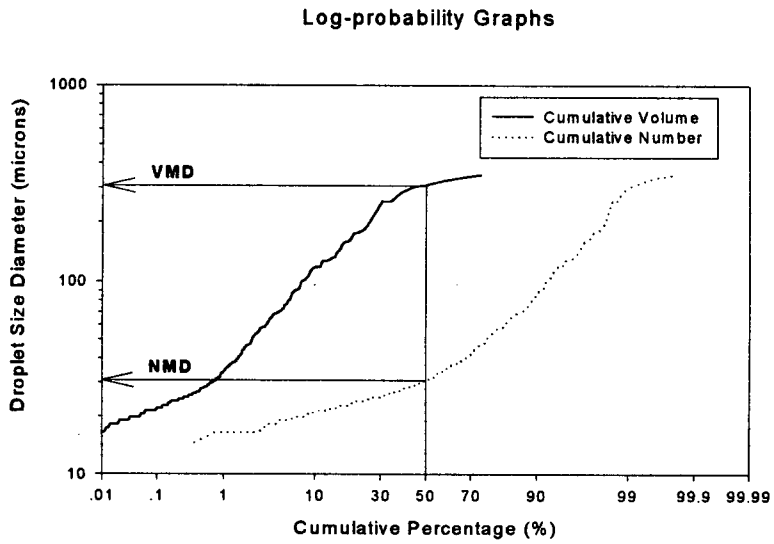


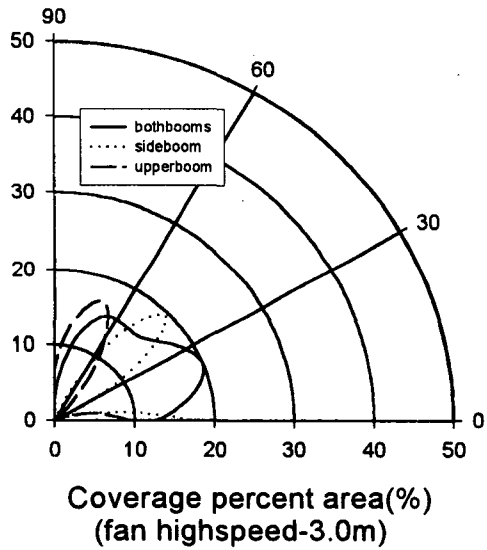
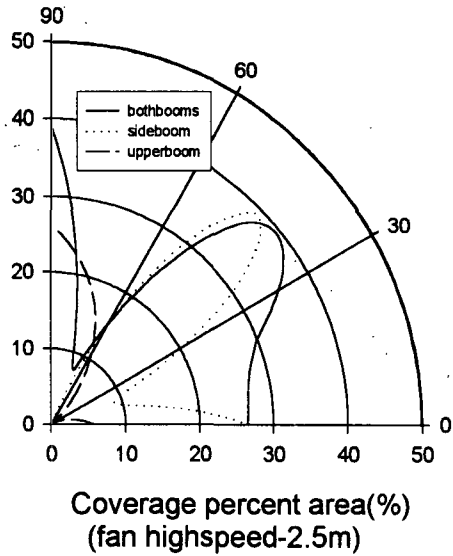
Fig.2.2.7 Log-Probability Graphs

#### 4. 결과

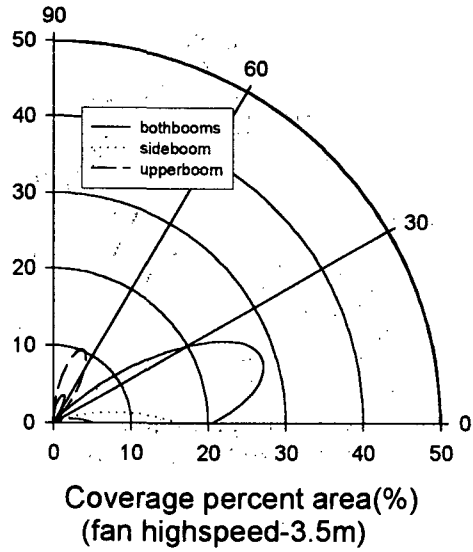
가. boom단속에 의한 방법

1) 도포율 (Coverage rate)

가) 팬속도가 강할 때

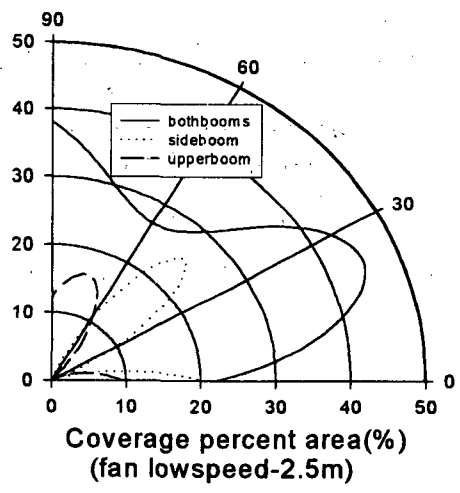


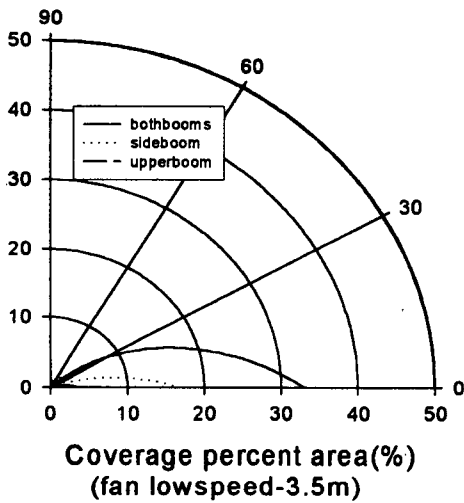
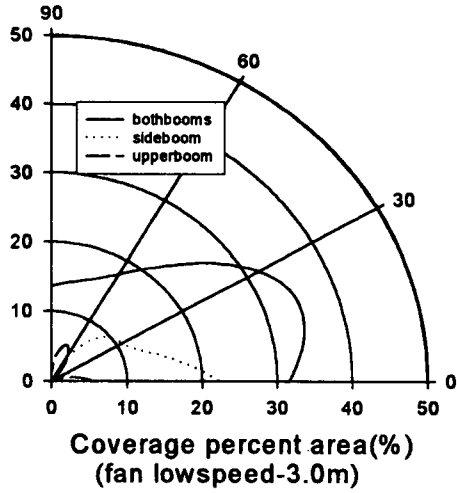




both booms로 방제할 때가 upperboom only와 sideboom only에 비해 비교적 균일한 분포를 나타냈다. 감수지의 위치가 방제기 중심거리 2.5m지점에서는 도포율이 40%에 육박했으며 3.0m지점은 20% 내외였다. 하지만 3.5m지점의 방위각 30°내에서는 3.0m지점에 비해 오히려 도포율이 증가하지만 방위각이 30° 이상의 지점은 입자가 거의 분포하지 않는 것으로 나타났다.

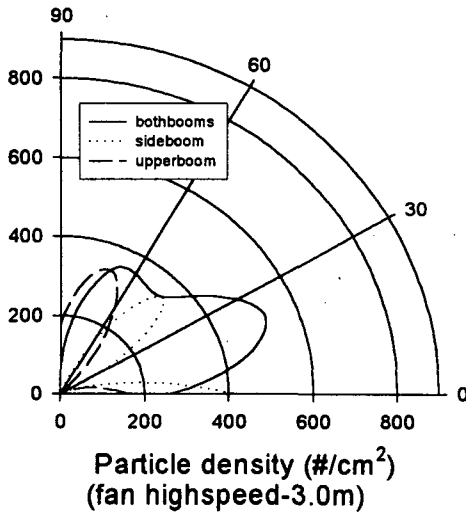
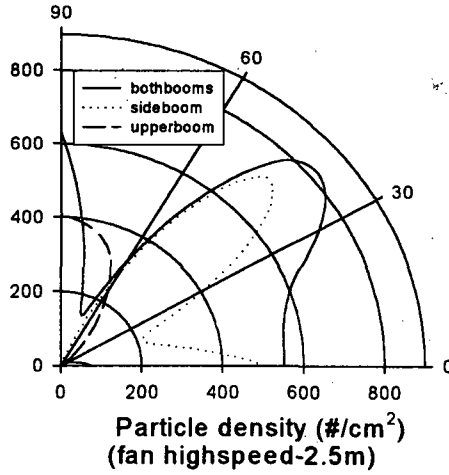
나) 팬 속도가 약할 때

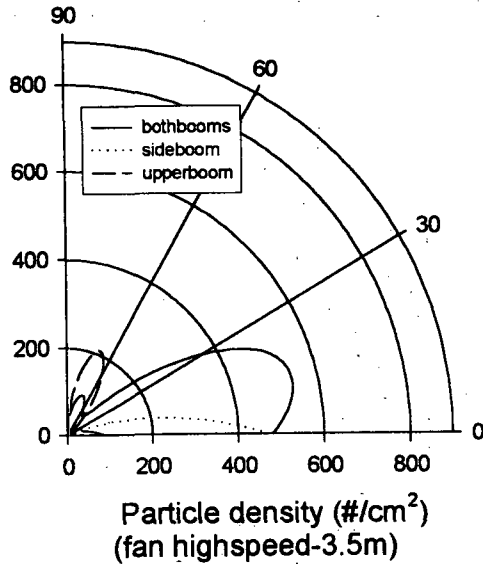




- ☞ 팬 속도의 영향으로 중심에서 떨어진 중심거리 3.5m지점은 입자가 거의 아래 쪽으로 집중되는 현상을 볼 수 있다. 그리고 bothbooms는 sideboom과 upperboom에 비해 입자분포가 현격히 좋음을 알 수 있다.

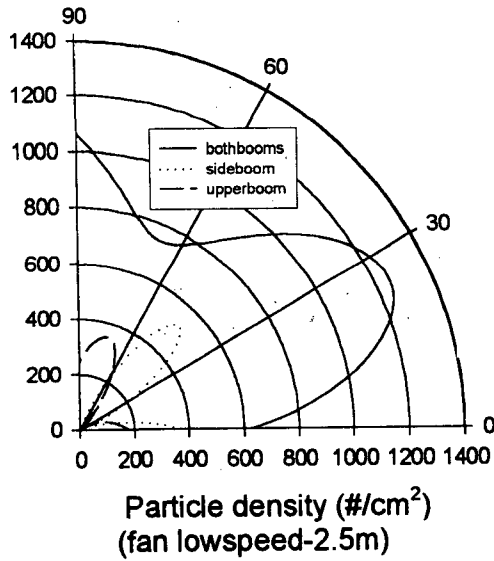
2) 입자 밀도(Particle Density) - 단위 면적당 입자 개수 (No./cm<sup>2</sup>)  
 가) 팬 속도가 강할 때

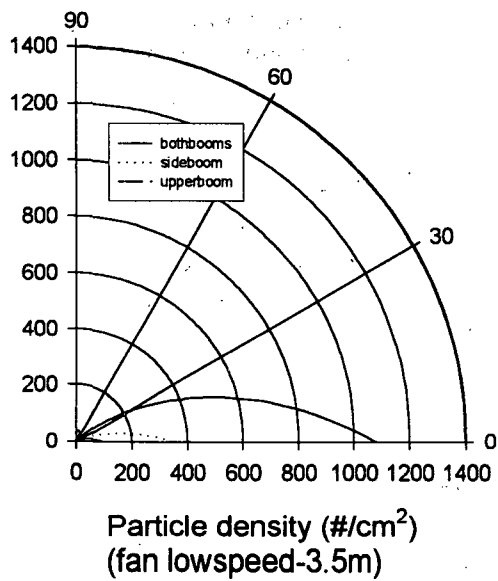
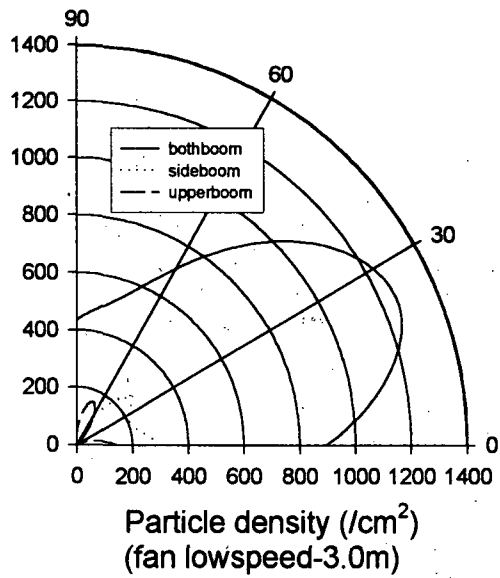




입자밀도 분석 역시 도포율과 비교해 봤을 때 거의 비슷한 곡선을 그림을 알 수 있다.

나) 팬 속도가 약할 때

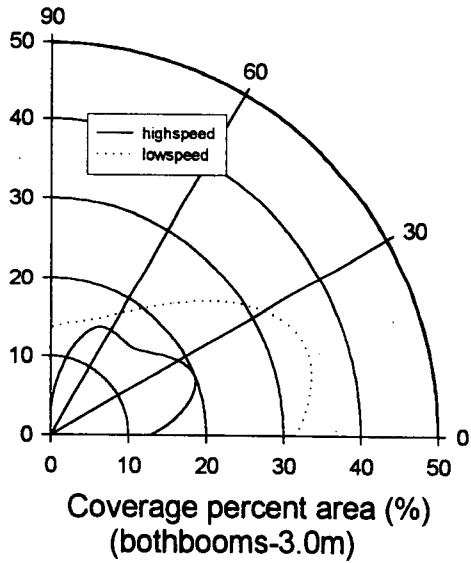
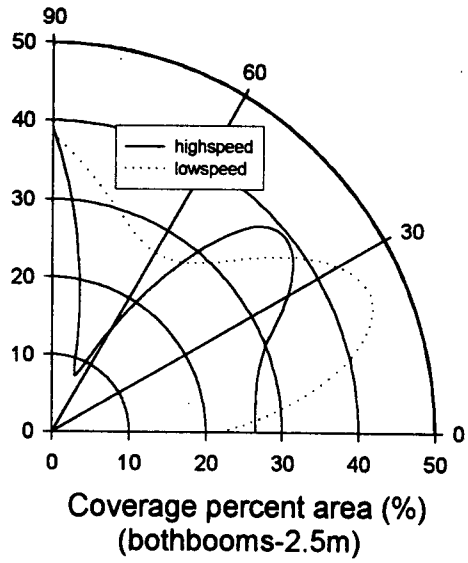


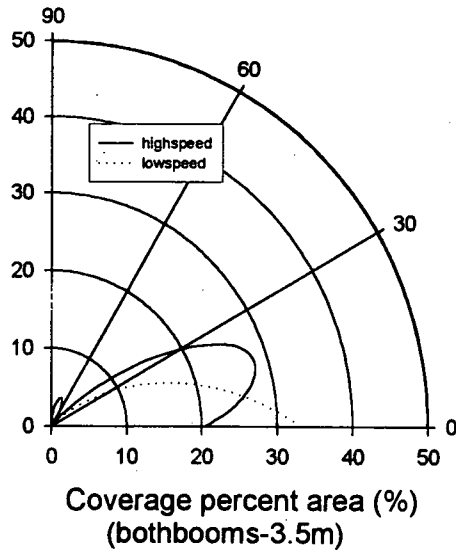


나. Fan속도에 의한 방법

1)도포율 (Coverage rate)

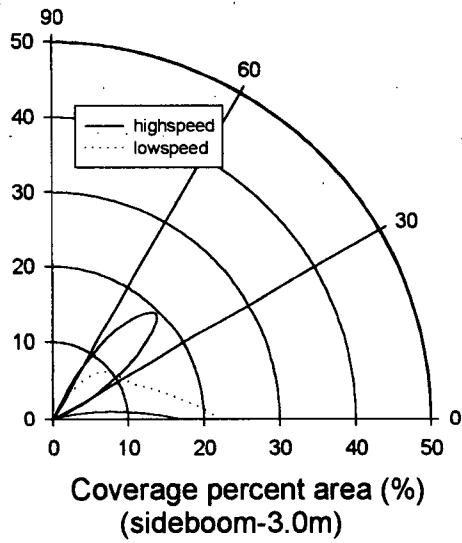
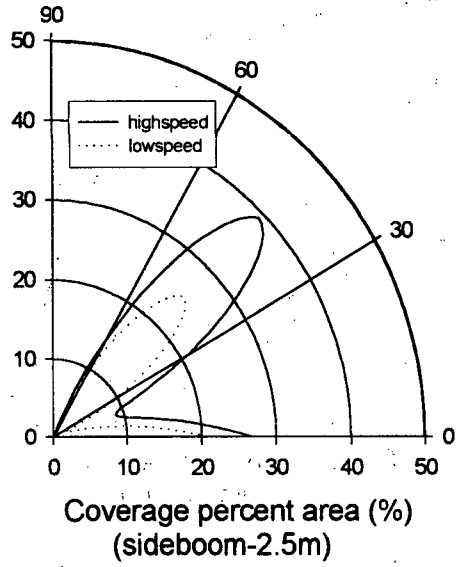
가)boom을 모두 열었을 때



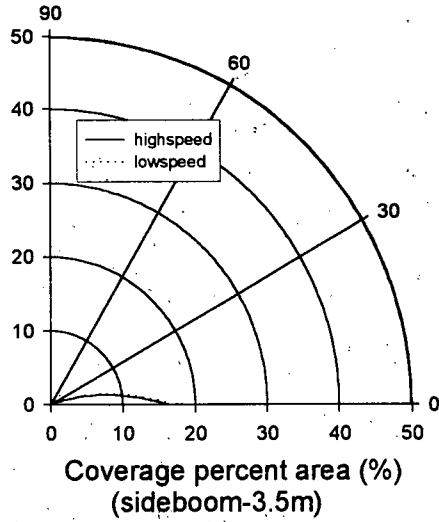


- 팬속도가 높은 경우는 입자 분포가 불균일하고 오히려 팬속도가 약한 경우가 더 높은 분포율과 균일한 분포율을 보이고 있다. 이것은 팬속도가 약한 경우보다 강할 때 풍속분포가 더욱 불균일하게 보인 경향을 따르는 것으로 볼 수 있으며 적당한 풍속이 균일한 방제를 가능하게 함을 보여준다. 하지만 중심거리 3.5m지점에 이르자 팬속도가 강한 경우에 높은 도포율을 나타냈다. 그리고 3.5m지점에서의 풍속이 약한 경우는 거의 지면가까이에 방제가 이루어졌음을 보여준다.

나) side-boom만 열었을 때

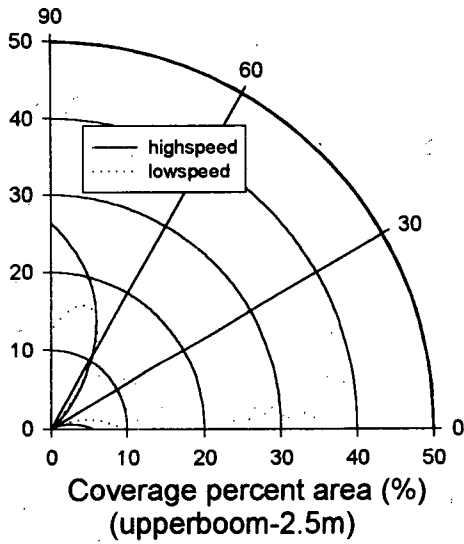


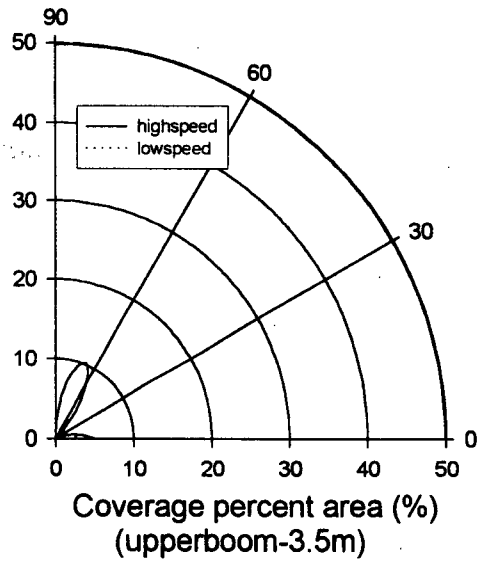
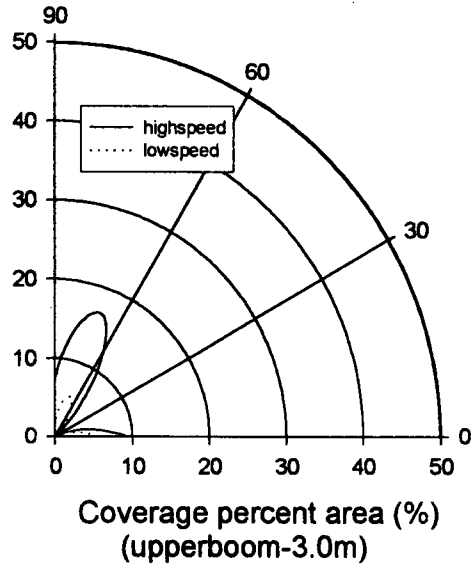




☞ 거의 중심각 60도이하 지점에서 방제가 이루어졌으며 팬속도가 강할 경우에도 포율이 높았다.

다) upper-boom만 열었을 때

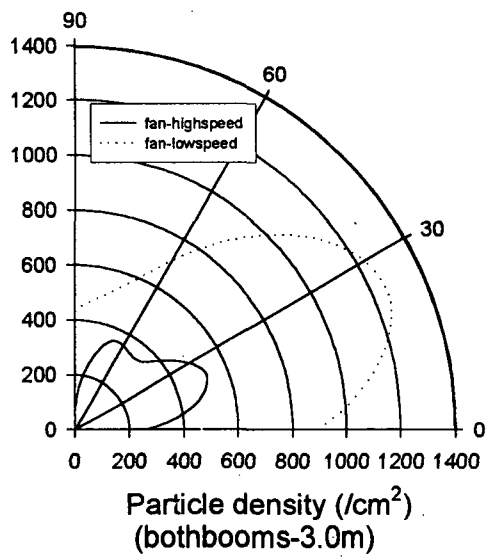
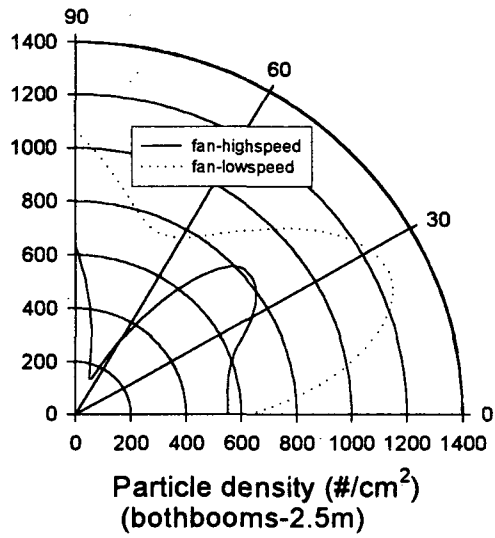


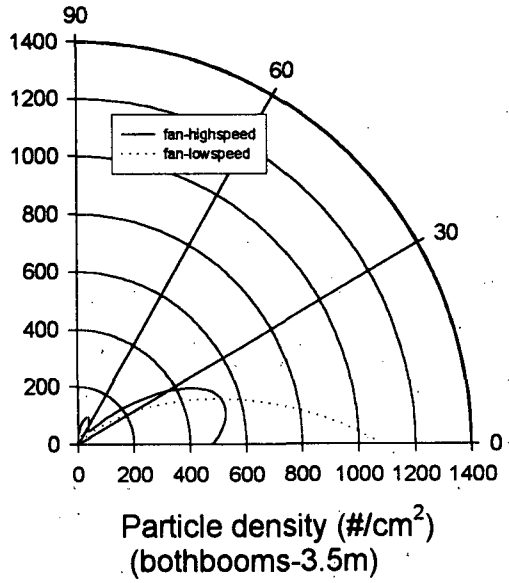


대체로 중심각 60도이상에서 방제가 이루어졌으며 팬속도가 높을 때 분포율이 좋았다. 그리고 중심거리 3.5m에서는 팬속도가 약할 때 거의 입자가 분포하지 않았다.

나. 입자 밀도(Droplets rate)-단위 면적당 입자 개수 (No./cm<sup>2</sup>)

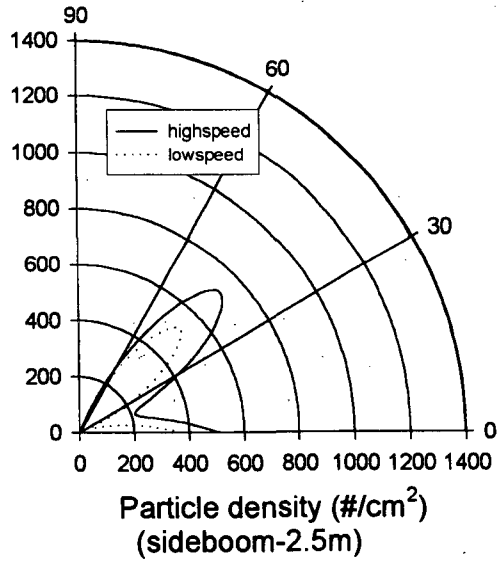
1) boom을 모두 열었을 때

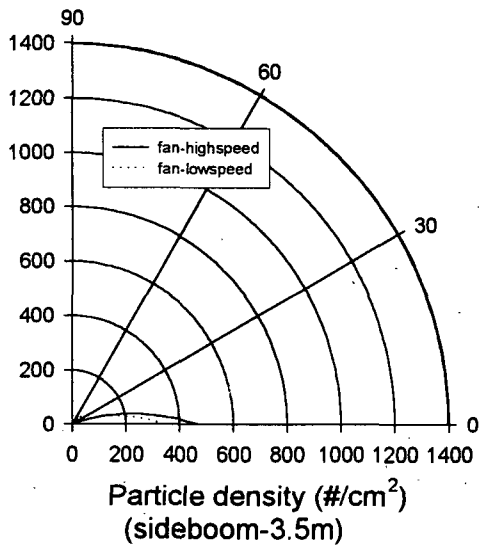
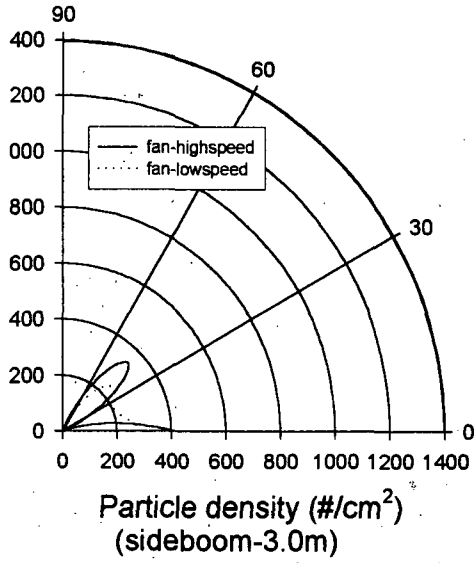




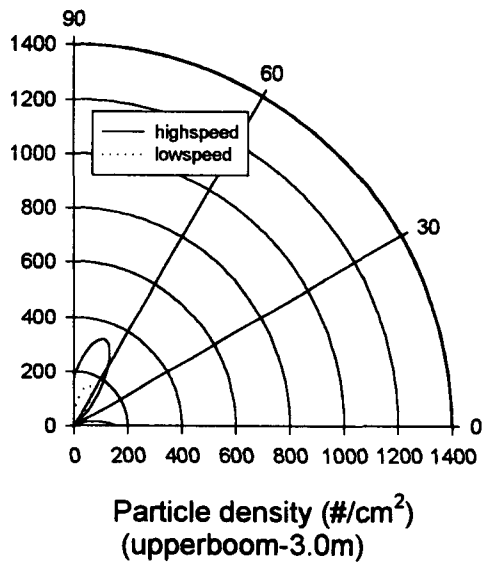
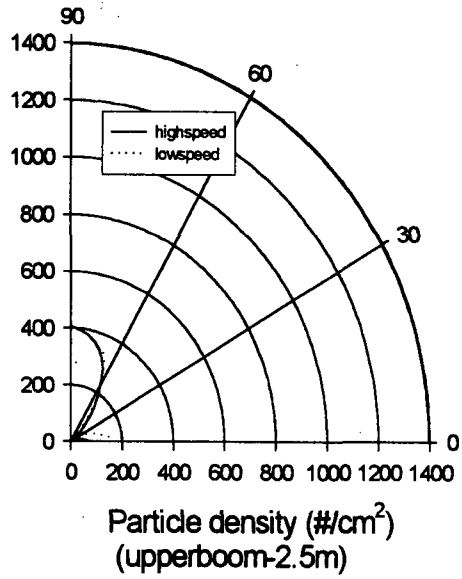
입자 밀도 분석 역시 도포율과 비교해 봤을 때 거의 비슷한 곡선을 그림을 알 수 있다.

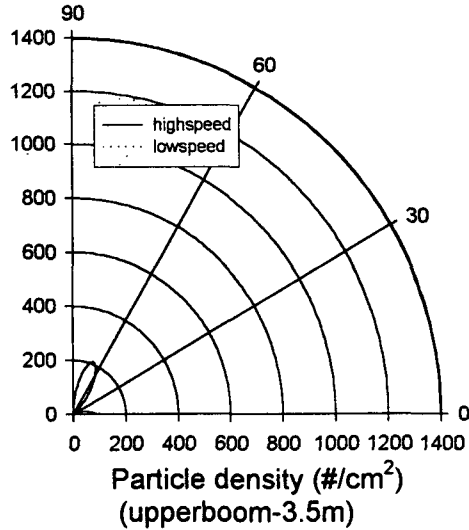
나) side-boom만 열었을 때





다) upper-boom만 열었을 때





### 제 3 절 HST장착 소형 SS기

#### 1. 서론

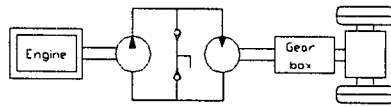
현대 모든 산업에서는 작은 unit에서 큰 동력을 얻을 수 있는 좀더 효율적인 기계를 만들려고 노력해왔다. 이러한 이유로 유압은 여러 산업형태에서 그 목적을 충족해 왔다. 일반적인 기계적 동력공급 unit를 사용할 때 나타나는 결점, 단점은 유압을 사용함으로써 내구성 및 안정성이 향상되었고 또한 기계적인 개념을 병행한 hydro-mechanical의 형태로 발전되어 가면서 기계적인 강도 및 높은 효율과 유압의 내구성 및 안정성이 더해져 최적의 system이 개발되어 왔다. 현대 산업 형태의 한 줄기인 자동차 분야에서도 위에서와 같이 유압을 사용하기 시작하면서 급격한 발전을 이루어냈다. 외국의 경우 일찍이 70년대 기름 파동이 후 HST는 연료절감을 위하여 많은 연구가 추진되어 왔으며 90년대부터는 더 높은 효율을 갖기 위해 energy saving과 automatic control의 관점에서 많은 연구가 진행되어 왔다. 그러나 국내에서는 이에 대한 기초적 연구가 거의 없으며 산업현장에서도 전면적인 수입에 의존하고 그에 따라 설계적 접근을 위한 기술 축적이 부족한 실정이다.

변속기는 크게 기어 변속기와 유체 변속기로 나눌 수 있다. 그리고 유체 변속

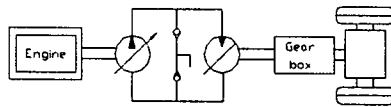
기는 HST(hydrostatic transmission)와 HDT(hydrodynamic transmission)으로 나  
누어진다.

Hydrodynamic transmission은 예를 들어 자동차의 Automission이 그 대표적  
예이다. HDT는 변속을 수행함에 있어 그 load의 변화에 따라 유체의 속도를 변  
화하여 변속하고 HST는 load의 변화에 따라 유체의 압력변화에 의해 변속된다.  
HST는 그 적용에 따라 다른 동력 제어 시스템과 비교하여 작은 단위에서 큰 힘  
을 발생할 수 있으며 클러치와 gearbox와 같은 기계요소의 저가 제품화와 간소  
화를 이루게 된다.

유압의 독특한 특성은 유동성 즉 적응성이 좋다는 것이다. 이것은 다양한 작동  
조건하에서도 큰 적응성을 갖는다. 모든 유압 시스템은 actuator의 작동형태에  
따라 두 가지로 나누어진다. 유압 실린더 및 피스톤은 linear한 작동을 보이며 유  
압모터는 회전운동을 전달한다. HST에서의 압력은 유압펌프에 의해 발생되며  
이것은 하나의 저수조로 부터 다른 어떤 개체까지 작은 volume으로 연속적으로  
작동된다. 유압 시스템에서의 압력은 매우 큰 정적인 압력을 발생시키는데 보통  
작동유의 작동압은 40 MPa(대기압의 400 배)정도이지만 특별한 경우 200 MPa  
이상의 압력을 발생시키는 경우도 있다.(Jerker Lennevi .1996) HST의 주요 구성요  
소로는 유압펌프와 유압모터가 있다. Hydrostatic system은 Hydrodynamic  
system과 달리 시스템 내에서 다른 구성 요소들이 정지되었을 때도 charge  
pump에 의해 높은 압력 수준을 유지할 수 있다. HST는 크게 두 그룹으로 나누  
어진다. 하나는 open circuit HST이고, 다른 하나는 closed circuit HST이다.  
Open circuit HST는 hydraulic motor가 한 방향으로만 압력이 전달하기 때문에  
power motor의 방향이 일정하다. 만약 양방향의 power motion HST를 구성하고  
싶다면 그림2.3.1.와 같이 closed circuit을 구성해야 한다.



(a)



(b)



(a) 정용량형 펌프와 모터 (b) 가변용량형 펌프와 모터  
그림2.3.1. 폐회로 유압변속기를 장착한 구동 시스템의 예

그림2.3.1-a에서 출력 속도는 단지 동력원 즉, 엔진의 속도 변화에 의해서만 제어된다. 그래서 b 처럼 정용량이 아닌 가변유량 펌프와 모터 개념을 도입하여 엔진 속도는 일정히 하고도 HST 차체 내에서의 경사판이나 그와 같은 기능의 controller를 이용하여 output speed를 제어하게 된다. 여기서의 펌프와 모터는 모든 속도범위에서 높은 압력으로 작동한다.

이러한 HST는 다음과 같은 특성을 가지고 있다.

- ① 광범위한 무단변속이 가능하다. (변속의 자동화가 용이하다.)
- ② 정 역전의 교체에 클러치나 기어를 필요로 하지 않는다.
- ③ 방대한 유연성 및 탄력성을 가지고 있다.
- ④ 연속적이고 다양한 output speed를 낼 수 있다.
- ⑤ 출력축의 부착자세나 위치를 자유로 선정할 수 있다.
- ⑥ 압력 릴리프 밸브를 통해 과부하를 방지할 수 있다.

하지만 HST내에서도 동력 손실은 발생하여 전달효율이 기어식에 비해 낮고 전달동력이 커지면 장치 전체가 커진다는 단점도 가지고 있다. 변속기의 발전은 전달동력 손실의 감소와 압력 작동 범위의 증가에 있다.

더 큰 속도 범위에서의 효율의 증대를 위해 HST는 다른 기계식 변속기와 조합된다. 예를 들어 유성기어 시스템이 그 예이다. 이런 조합에서의 힘은 유압과 기계적인 면으로 전달되므로 Hydro-mechanical transmission이라 부른다.

위에서처럼 HST는 펌프와 모터의 조합에 의해 분류 될 수 있다.

① 정용량형 펌프--정용량형 모터

이 시스템은 속도비 제어를 할 수 없다. 사실상 이 시스템의 사용은 일정한 속도비를 가질 수 없다. 왜냐하면 시스템내의 유압누출이 부하 토크에 의해 발생되기 때문이다. 또, 효율적인 면에서도 drive shaft나 기어 박스를 통해서도 높은 효율을 얻기 힘들다. 하지만 동력원의 실제적으로 이상적인 조건이나 효율, 편리성을 고려치 않는다면 이용 범위가 넓다.

② 가변용량형 펌프--정용량형 모터

이 시스템은 사용되고 있는 HST의 대부분의 방식이다. 이 방식의 특성은 a) 무한히 다양한 속도비를 가질 수 있다. 보통의 경우 펌프는 positive와 negative의 stroke를 가질 수 있다. 또한 zero stroke(제로점)을 통과하면서 출력의 회전 방향을 바꿀 수 있다. b) 일정한 입력 속도와 부하 압력하에서 일정한 토크를 발생시켜 출력속도를 증가시킬 수 있다. 이러한 특성을 가진 예로는 conveyer drives, combine drives, road roller drives등이 있다. 또한 이 방식은 입력속도가 다양할 때 일정 출력 속도를 낼 수 있다는 점이다.

③ 정 용량형 펌프--가변 용량형 모터

이 경우의 HST는 극히 드물다. 이 경우 주어지는 부하압과 입력속도가 일정하다는 것에 한정되어 작동된다면 가변용량 펌프, 정용량 모터를 사용하는 것과는 다르게 모터는 제로 속도점대를 지나 positive에서 negative로 역전 될 수 없다.

④ 가변용량형 펌프--가변용량형 모터

세 번째 경우와 마찬가지로 주어지는 부하압과 입력속도가 일정하다고 한정되어 작동된다고 가정하에 두 번째의 특징과 세 번째의 특징을 합한 경우 다목적으로 사용될 수 있다. 이때의 특징으로는 a) 출력 속도는 무한히 다양하여 출력 속도 범위도 굉장히 넓다. b) power는 펌프 용적에 직접적으로 비례한다. c) 토크는 모터 용적에 직접적으로 비례한다.

그림2.3.2.에서는 위에서의 조합 특성을 그래프로 보여주고 있다.

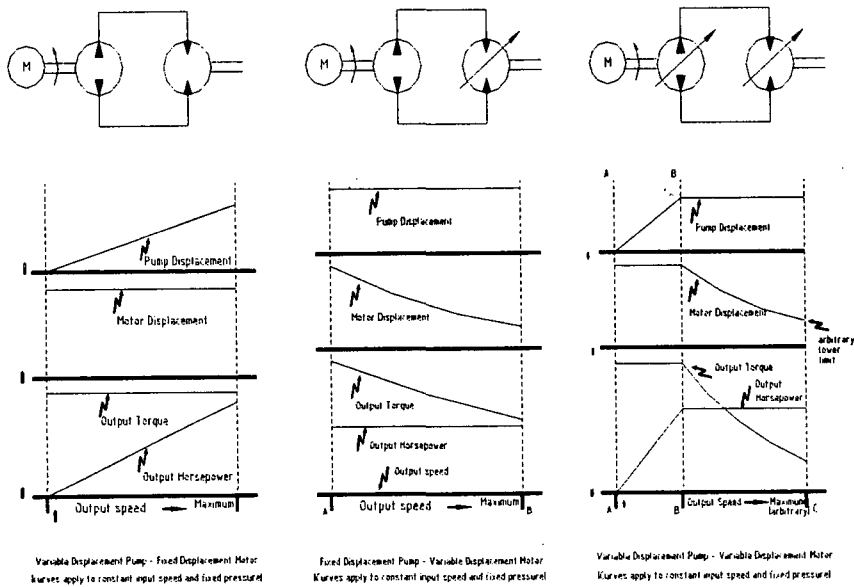


그림2.3.2. 펌프, 모터 조합에 따른 HST 특성곡선

또한 HST에 관련된 기본적인 개념들을 살펴보면 다음과 같다.

① continuously-variable transmission (CVT)

CVT란 속도비가 허락된 범위내에서 연속적으로 다양하게 변할수 있다는 것을 의미한다. 즉 속도비는 작동한계 사이에서 무한한 수의 속도비를 가질 수 있음을 나타낸다. 또 일반 기어 변속기와 마찬가지로 고정된 속도비의 분리된 수를 가진다. CVT란 개념에는 토크는 속도비와 독립적으로 조절될수 있다. 역으로 속도비도 마찬가지로 토크와 독립적으로 조절될 수 있다.

② infinitely-variable transmission (IVT)

IVT란 개념은 기본적으로 CVT와 같은 의미를 가지고 있다. 단지 속도비에서 zero점이 발생할 수 있다는 것을 추가했을 뿐이다. 즉, 어떠한 입력 속도 하에서 도 출력 속도가 0이 될 수 있음을 의미한다.

### ③ Ratio range

Ratio range는 적용 가능한 특징들 중 HST의 가장 중요한 매개변수가 된다. Ratio range는 고정된 입력 속도 하에서 출력속도의 최고값과 최소값 사이에서의 수적인 비율을 뜻한다. 예를 들어 만약 CVT가 고정된 입력 속도에서 최고 3000rpm, 최소 1000rpm 에서 작동이 조절되어 진다면 이경우의 Ratio range는 3이 된다. 이 Ratio range는 속도비(speed ratio)보다 더 많은 의미를 갖는다. IVT 개념에서의 Ratio range는 한정된 비율이 zero로 나누어지므로 무한한 수를 갖는다. 대부분의 HST는 가변용량형 펌프를 가지고 있으므로 Ratio range 또한 무한하다. 또 유압모터의 회전 방향이 역전될 수 있으므로 펌프의 행정도 역으로 행해질 수 있다. 압력 라인도 마찬가지로 높은 압력 라인과 낮은 압력라인이 바뀔 수 있다. 위의 개념들을 종합해 볼 때 펌프와 모터는 같은 의미로서 역으로 작동될 수 있다.

### ④ HST CVT의 동력 분할

기어식 변속기의 효율을 100%로 본다면 HST만을 사용하면 효율은 최대 85%정도가 된다. 이러한 HST의 전달효율을 개선하기 위하여 HST와 기어식 전동장치를 조합한 방식이 고안되고 있다. 이러한 시스템을 동력 분할 방식이라고 부르고 전달동력을 가능한 한 기어로 전달하고 변속에 필요한 동력만을 유압으로 전달하는 방식이다. 기어식 전동장치를 이용한 방식에서는 기어 미션부분에서 전달되는 동력과 유압에 의해서 전달되는 동력을 합하여 출력축에 전한다. 변속 범위를 작게 할수록 기계적으로 전달되는 동력의 비율이 커지므로 전동장치 전체로서의 전달 효율은 좋아진다. 그러므로 동력 분할의 기본 목적은 HST CVT의 낮은 효율 특성을 부분적으로 해소하기 위함이라 할 수 있다.

효율면에서 2개의 개체(HST, 기어 변속기)를 같이 사용함으로써 고효율을 얻게 된다. 하지만 반대로 Ratio range는 감소하게 될 것이다. 효율의 증대는 기계적인 경로를 거칠 때의 마력과 CVT를 거칠때의 마력의 비가 증가함에 따라 증가한다. 기어 변속기와 CVT의 조합은 넓은 범위의 서로 독립적이지 않는 변속 시스템으로 보아도 무난하다. 이 시스템에서 Ratio range를 생각해 본다면 예를 들어 4단짜리 변속기와 CVT를 연결하였을 때 전체 ratio range를 1.0에서 10.4까지 원한다면 각 단수별 고정된 변속비는  $10.4^{(1/4)}=1.8$  이 될 것이다. 즉 1단 기어는 5.83, 2단기어는 3.24, 3단은 1.8, 4단기어는 1.0이라는 변속비를 가진다. 이때 CVT의 Ratio range 또한 1.8이 된다. 그러므로 고정된 변속비를 가지고 있는 gearbox와 연속적이고 다양한 Ratio range를 가진 CVT와의 접목으로 이 시스템

은 Ratio range가 10.4에서 1.0까지 연속적으로 무리없이 변속될 수 있다.

폐회로를 가진 HST는 수없이 많이 적용되고 있다. 그 중에서도 기본적으로 많이 사용된 것은 정원용 tractor 시스템이다. 이 시스템은 차속이 빠를 필요가 없고 순수 전 후진에만 주행부의 역할이 필요하므로 고효율을 위한 hydro - mechanical system이 필요 없이 HST만으로 장착되었다. 따라서 기계식 전동에 비해 효율이 매우 낮다. 여기서의 HST는 단계별 변속비와 단순한 회전방향의 변화를 가질 수 있는 잇점이 있으나 효율을 고려할 경우 새로운 시스템을 고려할 수 있다.

유압 기계 시스템의 예로는 도시형 버스가 있다. 이 경우는 복식 유성기어를 사용하고 가변용량형 펌프와 가변용량형 모터를 채택하여 보통의 경우와 다르게 부하 토크는 차속이 증가함에 따라 비례적으로 증가한다. 여기서 모터는 펌프와 같이 펌프는 모터와 같이 기능을 역전할 수 있다. 또한 어큐뮬레이터를 갖추고 있어 감속중의 운동에너지를 유압에너지로 변환하여 축적하여 발진 가속시 축적 에너지로 유압모터를 구동시켜 연료를 절약한다.

위에서 고찰된 HST의 기본 개념 및 이론을 이용하여 본 연구에서는 가변 용량형 펌프를 가진 HST를 장착한 스피드 스프레이어를 개발하였다.

## 2. HST 장착 주행부

### (1) 작업기 주행 전동 시스템

본 작업기의 동력전달 체계는 그림2.3.3.과 같이 엔진동력을 벨트로 HST의 입력축에 전달하고 사판에 부착된 스텝모터의 조정에 의해 출력축의 회전 속도를 조정하며 출력동력은 벨트전동으로 기어변속장치의 조향 클러치를 통하여 바퀴에 전달된다. 여기서의 기어 변속기를 사용함은 단지 속도 감속을 시킴으로써 동력전달을 용이하게 하기 위해 1차년도에 개발된 SS기의 변속기를 그대로 사용하였다. 기본적인 소요 동력의 산출은 1차년도에 주행 장치의 크기 및 탑재된 약액 등의 무게에 따른 경사지 등판 능력을 고려하여 2.7마력이었으며 따라서 본 개발된 소형 SS기는 3.5 마력(1800 rpm) 동력원이 결정되었다. 동력을 전달하며 동시에 변속이 가능한 HST의 출력이 1800 rpm에서 2.7마력 인 DAIKIN사 제품인 BDU -10L을 선정하였다. 입력축 회전속도를 2880rpm으로 유지되는 폴리 비를 갖고 무부하 상태에서 사판을 최대한으로 열어 출력회전 속도를 2880rpm으로 고정 한 후 엔진과 HST를 연결하는 주 클러치를 연결하였던 바 엔진이 멈추는 현상

이 발생되었다. 이러한 현상은 HST의 출력 성능곡선 상에서 최대 회전수 속도를 낼 수 있도록 사판각을 열었을 때 가장 낮은 출력토크가 발생하는 특성에서 무부하 기동 토크를 이기지 못한 결과로 판단된다. 따라서 HST의 출력 축에서 기어변속장치를 통과하여 조향 크리치에 이르는 전동장치의 작동 소요동력을 증가하는 기동토크를 부가하기 위한 최대 사판각의 열림 정도 등을 결정 할 수 있는 HST의 작동 조건이 필요하게 된다.

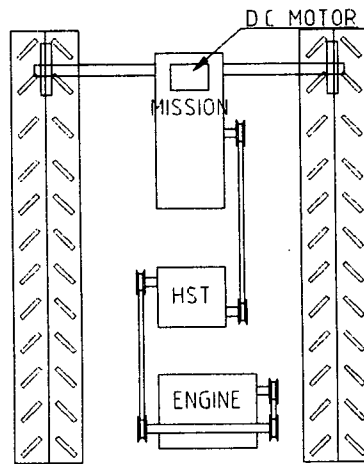


그림2.3.3. 동력 전달 체계

## (2) HST 사판각 조정 장치

HST의 사판각을 조정하여 출력속도를 결정하기 위해 스텝 모터를 사판각 조정 장치에 연결하였다. 스텝모터(KP86SM2-501, JAPAN SERVO CO.)의 최대 토크는 0.22 kg m이고 HST가 최대 출력속도를 갖도록 사판각을 최대로 열게 되면 사판각 회전 토크가 최대가 되며 크기는 1.71kgm 이다. 따라서 사판각을 최대로 열고 닫기 위해서는 8:1 이상의 감속이 필요하다. 본 실험에서는 4:1 기어를 2번 통과하여 속도를 16:1로 감속하였고 따라서 토크는 증대되어 사판각을 최대로 열 수 있는 장치를 설계 부착하였다.

- HST 사판각 최대 토크를 측정하기 위해 조정레버를 설치하여 HST 구동시 출력 속도가 0 rpm에서 올라가는 순간 레버에 걸린 용수철 저울에 나타난 힘

과 반경을 곱하여 측정하였다.

- 표2.3.1.과 표2.3.2.는 사용한 스텝모터의 및 구동 드라이브의 사양을 보여 주고 있다.

표2.3.1. 스텝모터(KP86SM2-501, JAPAN SERVO CO.)의 사양

MODEL	KP86SM2-501	
PHASE	4	
STEP ANGLE	deg./STEP	1.8
VOLTAGE	V	2.5
CURRENT	A/PHASE	4.6
RESISTANCE	$\Omega$ /PHASE	0.55
INDUCTANCE	mH/PHASE	1.7
HOLDING TORQUE	kgf-cm	22.0
DETENT TORQUE	gf-cm	1500
ROTOR INERTIA	g-cm <sup>2</sup>	1100
WEIGHT	kg	2.1
INSULATION CLASS	B	
INSULATION RESISTANCE	500V DC 100M $\Omega$ min	
DIELECTRIC STRENGTH	500V 50Hz 1min	
AMBIENT TEMPERATURE	$^{\circ}$ C	-10~50
TEMPERATURE RISE	deg.	80
LEADS SPECIFICATIONS	AWG #22 UL3266	

표2.3.2. 스텝모터 구동 드라이브(SMD-301, JAPAN SERVO CO.) 사양

MODELS		SMD-301
Number of phase of motor to mate		4-phase
Drive mode		Unipolar, constant voltage
Exciting mode		1,2 and 1-2 phase excitation
power supply voltage	For motor drive	DC 50V max.
	For logic circuit	DC 5V ± 10%
Allowable current		3A/phase
Input signal	logic	Negative logic
	pulse width	2- $\mu$ s min
	input current	9 to 20 mA
Ambient temp. range		-10 to +50 °C
Weight		500g

(3) 자율주행을 위한 DC모터 제어용 클러치

그림2.3.5.은 수동식 보조 클러치를 자율주행을 위한 제어용 DC모터의 설치 방법을 나타내었고 DC모터 선정은 모터의 작동 토크를 측정하여 선정하였다. DC모터 축에 wire를 연결하고 전원 공급하여 감겨지는 wire 끝단에 걸린 load cell indicator 에 보여지는 힘을 환산하여 0.4694kgf-m임을 측정하여 DC 모터를 선정하였다.

선정된 DC모터의 토크가 클러치 작동에 충분한 토크를 갖는 지를 측정하기 위해 그림2.3.4.에서 보조 클러치 레버와 연결된 부분에 용수철 저울을 이용하여 보조 클러치의 작동 토크를 측정하였다. 용수철 저울에 측정되어지는 힘은 7.135 kgf 이고 중심과의 거리는 51mm이었다. 그러므로 작동 토크는 0.364 kgf-m이다.

측정된 토크는 DC모터 선정 후 장착 시 DC모터 토크 용량이 보조 클러치 용량보다 크지만 장착 공간 확보와 감속을 통한 안정성을 위해 기어 조합을 이용하였다. 또한 기어식을 이용할 경우 보조 클러치 자체 유격 등으로 동력 차단으로 선회 시 좌우 모터 응답 속도가 틀리는 등 문제점들이 발생하였으나 장치 구성상 편의성에 의해 기어조합이 사용되었다.





여 백

# 제 3 장

## 유 압 변 속 기

여 백

# 제 3 장 유압변속기(Hydrostatic Transmission)의 성능

## 제 1 절 서 론

최근의 스피드 스프레이어의 전동 장치는 그 작업의 편의성을 고려하여 주로 유압구동장치인 유압변속기를 사용하고 있다. 현대 사회에서는 작은 부피에서 큰 동력을 얻을 수 있는 좀 더 효율적인 기계를 만들려고 노력해 왔다. 외국의 경우 유압변속기는 일찍이 70년대 초부터 기본연구 뿐 아니라 Energy saving과 Automatic control의 관점에서 많은 연구가 진행되어왔고 설계 및 성능에 대하여도 많은 연구결과가 보고되어 왔다. (Maustrelli,R. ,1979) 그리고 1985년 독일 Rexroth사에서는 부하조건에 따라 자동적으로 작동할 수 있는 유압변속기 System을 개발하였다.(Stroemple,P.J. 1985)

그러나 외국의 경우 우리 나라와 작업환경과 작업조건, 작동방법이 다르므로 외국에서 연구되어진 것이 국내에 적용되는 데에는 문제가 있음에도 불구하고 국내에서는 이에 대한 기초적 연구가 거의 없으며 산업현장에서도 실제적 접근을 위한 기술 축적이 부족한 실정이다.

또한 유압변속기는 매우 고가이므로 현재까지는 주로 고풍력을 필요로 하는 군수용으로 사용되고 있다. 이러한 군수용 장비에 대한 연구 결과 및 성능 데이터들은 공개된 자료가 극히 제한적이며 간혹 있다고 하더라도 일반인 등의 접근이 쉽지 않다.(정오진, 1996)

이에 국내의 기계에 적용 가능한 유압변속기를 선정하기 위해 유압변속기의 성능에 관한 연구가 시급한 상태이다.

변속기는 크게 기어변속기와 유압변속기(Hydrostatic Transmission)로 나눌 수 있다. 유압변속기는 load의 변화에 따라 유체의 압력변화로 변속한다. 기어변속기는 동력전달효율이 높고 구조가 간단하여 경제적인 반면에 운전속달이 필요하며 편의성에 있어 커다란 문제점을 갖고 있다. 이에 비해 유압변속기는 각 요소의 특성상 설계와 장착에 있어 유연성이 뛰어나며 변속비의 선택이 기어 변속기보다 더 다양하므로 무단변속이 가능하고 운전이 용이하며 무게 대 출력비가 우수

하다는 장점이 있다.

하지만 유압변속기 내에서도 동력손실은 발생하여 전달효율이 기어식에 비해 낮고 전달동력이 커지면 장치 전체가 커지고 속도변화가 어느 정도 이상 되었을 때 쓸 수 없다는 단점도 있다.

또한 다음과 같은 특성이 있다. (Esposito,A. ,1980).(Gurnbull.D.E. ,1976)

- 1) 광범위한 무단변속이 가능하다.(변속의 자동화가 용이하다.)
- 2) 정역전의 교체에 클러치나 기어를 필요로 하지 않는다.
- 3) 방대한 유연성 및 탄력성을 가지고 있다.
- 4) 연속적이고 다양한 출력속도를 낼 수 있다.
- 5) 출력 축의 부착자세나 위치를 자유로 선정할 수 있다.
- 6) 압력 릴리프 밸브를 통해 과부하를 방지할 수 있다.

이러한 여러 장점으로 주행제어를 용이하게 하기 위해서 기어 전동방식보다는 유압 전동방식이 더 적당하다고 생각되며 이와 같은 이유로 유압변속기 시스템이 많은 산업기계와 중장비 구동에 채택되어 왔다. 자주식 ss기의 작업 특성상 전후진 및 변속이 무단으로 될 경우 작업능률이 향상되며 실제로 적용되는 기종이 많은 실정이다. 또한 유압변속기를 농업기계에 이용하여 주행제어를 용이하게 하고 무단변속을 시킬 수 있다면 기존의 기계보다 제어 및 성능을 향상시킬 수 있을 것이다.

따라서 필요한 전달동력을 측정하여 적절한 크기의 시스템을 구성하고, 작업 시 외부저항에 따라 주행속도가 어느 정도의 변화 폭을 갖는 지를 측정한 후 이에 가능한 작업조건을 결정하여 각 농업기계에 적당한 유압변속기를 선정할 필요성이 있다.(Stroemple,P.J. 1985)

따라서 본 장에서는 약액 방제기에 이용하기 위한 유압변속기의 적정 작동조건을 찾기 위하여 입력속도와 외부부하의 변화에 따른 유압변속기의 전달동력 및 효율을 측정하여 성능을 평가하였다.

## 제 2 절 실험장치 및 측정 방법

### 1. 실험에 필요한 실험장치

#### 가. HST 성능실험

##### 1)모터

입력동력을 넓은 범위에서 주기 위해 소요동력 10hp, 정격속도 1800rpm인 모터를 사용하였다.

## 2)토크 변환기

일정한 저항을 유압변속기의 출력 측에 주었을 때 어느 정도의 입력토크와 입력속도가 필요한지를 측정하여 입력동력을 구하기 위해 토크변환기를 설치하였다. 토크변환기는 50 kg-m의 정격용량과 8000rpm의 최고 회전수를 갖는 Minerba사의 것을 선택하였다. 이 토크변환기를 통해 입력토크와 입력속도를 측정하는데 이 값들은 토크변환기를 거쳐 voltage로 입력된다. v로 나온 입력토크와 입력속도는 실험에 의해 구하여진 데이터를 성적서와 비교하여 구한 식(1)과 식(2)에 의해 입력토크는 kg-m로 입력속도는 rpm으로 변환이 된다.

$$\text{Torque(kg-m)} = 9.999464 * V \quad - \text{식(1)}$$

$$\text{Speed(rpm)} = 516.796 * V - 5.852 \quad - \text{식(2)}$$

## 3)디지털 스트레인 증폭기

토크변환기에서 나오는 데이터 값들은 그 값이 매우 작기 때문에 증폭을 시키기 위해 사용하였다. 디지털 스트레인 증폭기(3140, Yokokawa.co.Japan)는 반송파형 스트레인 증폭기를 사용하였다. 입력토크를 측정하기 위하여 출력전압은 5V로 하였고 Strain 범위는  $5000 * 10^6$ 로 했으며 Lawpass filter의 Band limit 설정은 100Hz으로 하고 최대감도는  $0.5 \text{ V}/10 * 10^6$ 으로 하였다.

## 4)F.V Converter

토크변환기를 통하여 나온 입력속도 데이터 값을 V로 전환하여 자료수집장치에 입력하기 위해 사용되어진다.

## 5)자료수집장치

디지털 스트레인 증폭기에서 나온 데이터 값들을 수집하기 위하여 자료수집장치(Daqbook/100)를 사용하여 데이터 값들을 정리하였다. 자료수집장치의 분해능은 12bit이며 Range설정은 -5V ~5V로 설정하였다.

## 6)유압변속기

유압변속기(HST)는 정격출력이 3600rpm이고 2.7hp인 DAIKUN사의 제품인 BDU-10L DMF 선정하였다. 최고 출력토크는 210kgf.cm이고 최고 사용압력은  $150 \text{ kgf}/\text{cm}^2$ 이다. 이 제품을 선정한 이유는 본인의 실험에 이용되는 약액 방제기에 응용하기 위해 선정하였다. 약액 방제기는 엔진 출력이 3hp이고 정격속도는

1800rpm이다.

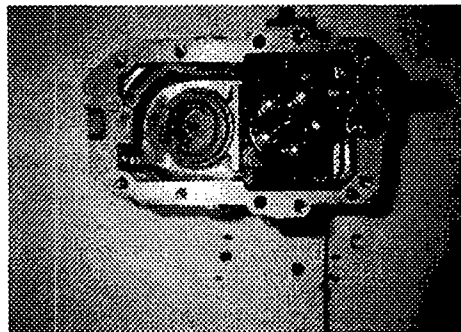
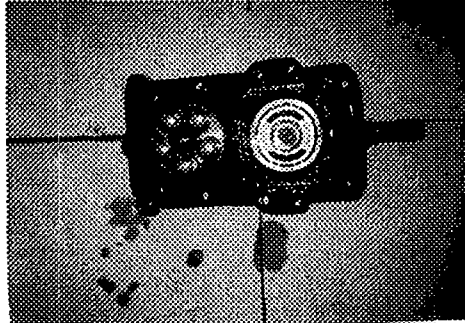


Fig.3.2.1 유압변속기 구조

#### 7) 동력계(Dynamometer)

유압변속기에 일정하게 부하를 가할 수 있는 장치로 가해진 토크와 회전속도를 기초로 유압변속기기의 출력동력을 구할 수 있다. 동력계는 Vibro-Meter사 제품으로 최대 토크 600Nm이고 24Kw의 용량을 가진 Powder 동력계를 사용하였다.

#### 2. 측정 방법

가. 토크 변환기와 동력계에서의 입출력동력 측정 방법

##### 1) 토크변환기에서의 동력 측정 방법

토크변환기에서는 동력이 전달될 때 입력동력이 얼마나 소요되는지 측정하기 위해 입력속도 및 입력토크의 측정하며 그 방법은 다음과 같다.

토크변환기에서 나온 입력토크 값은 디지털 스트레인 증폭기에 의해 증폭된 후 터미널 스쿠르보드를 통하여 자료수집장치에 들어가고 이 데이터 값은 자료수집



장치의 소프트웨어에 의해 컴퓨터에서 볼트로 입력이 된다. 그리고 토크변환기를 통해 나온 입력속도는 F.V converter를 통해 터미널 스쿠르보드에 연결하여 자료수집장치에 들어가고 이 데이터 값은 컴퓨터에 의해 입력된다.

토크변환기에서의 데이터 입력의 모식도는 아래 그림과 같다.

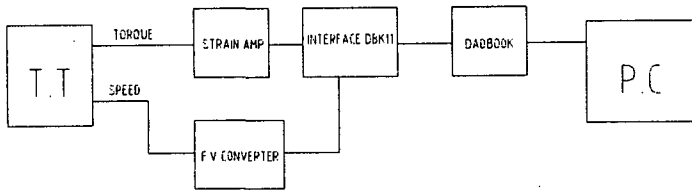


Fig.3.2.2 토크변환기에서의 동력측정방법

## 2) 동력계에서의 동력 측정 방법

동력계에서는 유압변속기에 가해진 부하토크(출력토크)와 출력회전수를 측정하기 위해 사용하며 그 방법은 다음과 같다.

T.S.P 프로그램에 의해 부하토크를 유압변속기에 단계적으로 가할 수 있으며 부하토크를 이기고 유압변속기가 회전하는 회전속도와 부하토크를 기초로 부하동력(출력동력)을 구하게 된다. 일반적으로 부하토크가 변화하면 유압변속기의 출력회전수는 변화한다. 부하토크는 6Nm씩 증가한다. 주어진 부하토크와 변화된 회전속도를 통해 얻어진 동력은 부하토크에 대해 유압변속기가 출력축에서 전달하는 출력동력이 된다. 따라서 이 출력동력을 통해 저항에 따른 유압변속기의 출력동력을 알 수 있다.

동력계의 작동원리를 설명할 수 있는 모식도는 아래 그림과 같다.

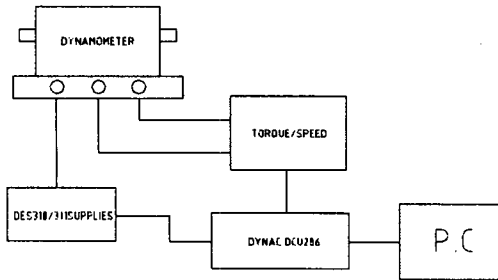


Fig.3.2.3 동력계의 동력측정방법

### 제 3 절 실험 결과

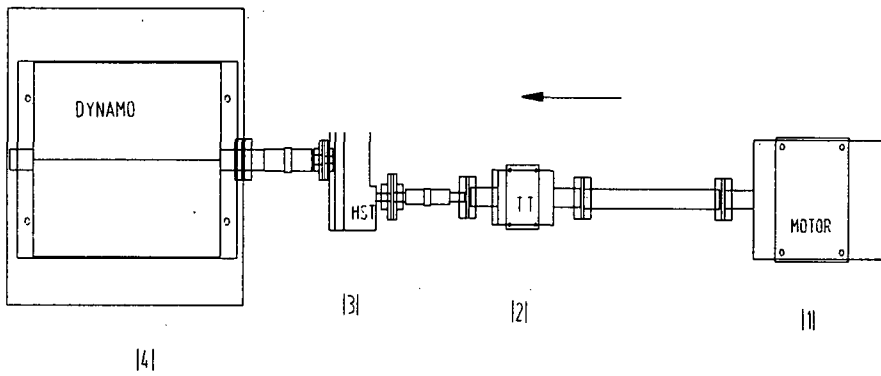
#### 1. 유압변속기와 입출력장치가 직결인 경우

##### 가. 재료 및 방법

##### 1) 실험 장치 구성

벨트, 기어의 전동시 동력손실 등을 제거하기 위하여 아래 그림 3.3.1과 같은 직결의 실험장치를 구성하였다.

유압변속기의 출력속도와 동력계에 의한 외부저항에 따른 유압변속기의 입출력 동력을 측정하여 유압변속기의 자체 손실동력과 유압변속기의 효율을 알기 위하여 아래 그림과 같이 장치를 배열하여 실험하였다. 우선 모터와 토크 변환기를 직결로 연결하여 유압변속기의 입력속도를 1750rpm이 되도록 하였다. 그리고 토크 변환기를 유압변속기와 동력계와 직결이 되도록 설치하였다. 여기서 유압변속기의 입력토크와 입력속도를 측정하여 입력동력을 구하기 위해 토크변환기를 유압변속기 앞에 설치하였고 유압변속기의 일정한 외부부하를 가하기 위하여 동력계를 설치하여 외부부하를 단계별로 줄 수 있도록 하였다.



(1):모터, (2):토크변환기, (3):유압변속기, (4):동력계.

Fig.3.3.1 직결인 경우 실험장치 구성

## 2) 실험 방법

위의 그림과 같이 구성되어진 장치를 이용하여 hst의 입출력동력을 측정하기 위하여 각 부분에서 소요되는 소요동력을 측정하고 이를 이용하여 hst의 순수 입출력동력을 계산하였다.

외부에서 유압변속기에 부하를 가하지 않고 유압변속기를 공회전 시키는데 소요되는 동력을 측정하였다. 아래 표에서 명기된 방법들을 이용하여 입력속도는 1750rpm으로 하였고 유압변속기의 출력속도는 사판각을 조정하여 1000, 1500rpm으로 변화시켰으며 동력계를 이용하여 외부 저항토크를 0~6Nm로 단계별로 유압변속기에 가하였다. 입력동력은 토크 변환기를 이용하여 모터에서 유압변속기에 공급된 총 소요동력을 측정하였으며 출력동력은 동력계에서 구하였다. 실험 방법과 조건은 아래 표.3.3.1과 같다.

표3.3.1 입력속도 1750rpm일 때 실험 방법

구 성	hst출력속도(rpm)	저항단계(Nm)	hst입력속도(rpm)
M+TT	-	-	1750
M+TT+HST	-	-	1750
M+TT+HST(단계별)	1000 , 1500	-	1750
M+TT+HST+동력계 (OFF)	1000 , 1500	-	1750
M+TT+HST+동력계 (ON)	1000 , 1500	0,6,12,18,24	1750

M: motor, TT: Torque Transducer, off: 전원단절, on: 전원연결

#### 나. 실험결과

##### 1) 무부하 소요동력

동력계의 부하에 의해 유압변속기 자체를 작동하는데 드는 손실동력인 무부하 소요동력을 구하기 위해 모터에서 토크변환기 및 유압변속기를 공회전시키는데 소요되는 동력을 측정하였으며 동력계의 회전부를 공회전시키는 동력도 동력계 전원을 끊고 측정하였다.

표.3.3.2 입력속도 1750rpm일 때 무부하 소요동력

구 성	입력동력(hp)	HST출력속도(rpm)	hst손실동력(hp)
M+TT	0.348	-	-
M+TT+HST(무부하)	0.682	-	0.334
M+TT+HST(단계별)	1.047	1000	0.699
	1.194	1500	0.846
M+TT+HST+동력계 (OFF)	2.442	1000	2.094
	4.040	1500	3.692

위의 표에서 알 수 있듯이 유압변속기 입력속도가 1750rpm일 때 토크 변환기까지 작동하는데 소요된 동력은 0.348hp이었다. 유압변속기 입력속도 1750rpm일 때 유압변속기를 공회전 시키는데 소요된 동력은 0.682hp이다. 따라서 순전히 유압변속기를 공회전 시키는데 손실되는 동력은 표.3.3.2에서 보는 바와 같이 0.334hp로 이것은 유압변속기 공회전 시 전체 입력동력에서 토크변환기까지의 입력동력을 빼서 유압변속기의 순수 손실동력을 구하였다. 유압변속기의 사판각을 조정하여 무부하로 출력속도를 1000, 1500rpm으로 변화시킬 때의 입력동력을 측정하여 0.699, 0.846hp의 유압변속기의 순수 소요동력을 구하였다. 동력계 전원이 켜지지 않은 경우는 동력계에 부하토크가 없는 경우이며 이때에는 단순히 동력계 구동부를 공회전하는데 소요된 동력이 된다. 동력계 전원을 켜지 않고 유압변속기와 연결한 후 유압변속기의 사판각을 조정하여 출력속도를 1000, 1500rpm으로 변화한 후 입력동력을 측정한 결과, 2.094, 3.692hp이었다. 따라서 동력계 전원이 켜지지 않은 경우 동력계 구동부를 공회전하는데 소요된 동력은 출력속도 1000rpm일 때 1.395hp, 출력속도 1500rpm일 때 2.846hp이 동력으로 동력계 자체 구동부의 질량이 커서 이것을 구동시키는데 소요된 동력이다.

유압변속기 입력속도가 1750rpm으로 고정되는 경우 유압변속기의 출력속도를 1750rpm이상 유지할 수 없으므로 본 실험에서 유압변속기의 적정 작동범위를 찾을 수 없고 실험의 한계가 있었다.

## 2) 부하토크와 속도에 따른 유압변속기의 소요동력

유압변속기의 사판각을 이용하여 출력속도를 일정하게 유지시키며 동력계에서 외부저항을 단계별로 일정하게 가하였을 때 입출력동력을 측정하였다. 측정된 입

력동력에서 토크변환기까지의 손실동력을 제하고 유압변속기의 순수 입력동력을 구하였다. 동력계를 이용하여 외부저항토크를 주었을 때의 출력동력과 유압변속기의 순수 입력동력의 차이를 유압변속기 손실동력으로 고려하였다. 표.3.3.3에서는 입력인 유압변속기 순수 입력동력과 출력인 동력계 동력을 사용하여 효율을 구하였으며 유압변속기 손실동력은 유압변속기 순수 입력동력과 동력계 동력의 차이로 표시하였다.

표.3.3.3과 표.3.3.4에서와 같이 저항토크가 증가할수록 유압변속기 입력동력, 출력동력은 증가하고 효율은 저항토크 증가에 따라 작은 변화를 보였다. 특히 유압변속기의 출력속도가 증가할수록 같은 부하토크에서 동력계 동력이 증대되며 유압변속기 손실동력도 증가하는 경향을 보였으나 효율은 출력속도가 큰 1500rpm 일 때 더 높았다.

이 실험에서 저항토크가 실험방법에서 주어진 대로 0~30Nm로 단계적으로 6Nm씩 증가하면서 가하지 못한 이유는 유압변속기와 입출력장치가 직결인 동력 측정 장치구성에서 동력계가 일정한 공회전 부하토크를 초기에 갖고 있기 때문이다.

표.3.3.3 출력속도=1000rpm

저항토크 (Nm)	동력계동력 (hp)	hst입력동력 (hp)	hst손실동력 (hp)	효율(%)
9.5	1.377	2.185	0.808	63.0
9.7	1.410	2.222	0.812	63.5
11.0	1.581	2.473	0.892	63.9
16.0	2.135	3.218	1.083	66.3
21.7	2.341	3.978	1.637	58.8

표.3.3.4 출력속도=1500rpm

저항토크 (Nm)	동력계동력 (hp)	hst입력동력 (hp)	hst손실동력 (hp)	효율(%)
12.9	2.763	3.960	1.197	69.8
12.9	2.744	3.809	1.065	72.0
11.9	2.574	3.652	1.078	70.5
15.9	3.250	4.603	1.353	70.6
22.2	3.731	5.267	1.536	70.8

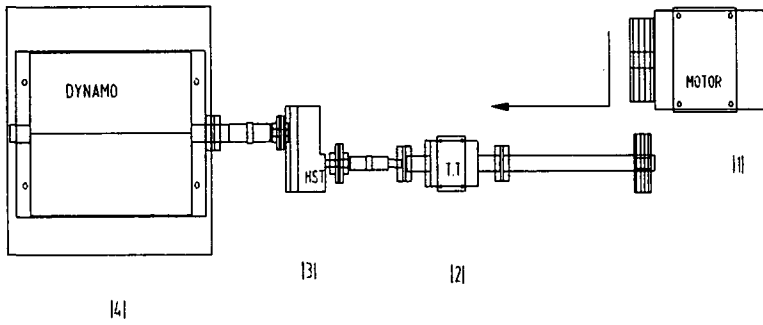
## 2. 유압변속기 입력속도가 가변인 동력측정장치

### 가. 재료 및 방법

#### 1) 실험 장치 구성

hst와 입출력장치가 직결인 동력측정장치에서는 유압변속기의 입력속도를 1750rpm으로 고정하여 사용할 수밖에 없고 이 경우에는 사판각을 이용하여 유압변속기의 출력속도 변화를 최대 1750rpm까지만 변화시킬 수 있으므로 유압변속기의 적당한 입출력속도를 찾을 수가 없었다.

유압변속기의 입력속도를 변화하면서 동력계의 외부부하에 따른 유압변속기 자체 손실동력과 효율을 구하기 위해 모터와 유압변속기를 분리하여 벨트 전동이 가능한 그림.3.3.2 와 같은 실험장치를 재구성하였다. 따라서 유압변속기 입력축의 풀리를 교환하므로써 입력속도를 2300, 2600, 2800rpm으로 변화시킬 수 있도록 하였고 동력계는 유압변속기와 직결로 연결하였다.



(1):모터, (2):토크변환기, (3):유압변속기, (4):동력계.

Fig.3.3.2 유압변속기 입력속도가 가변인 동력측정장치

## 2) 실험 방법

이 실험에서는 모터의 회전속도를 증대시켜 유압변속기 입력축 측에 공급하기 위해 풀리 조합을 이용하였다.

유압변속기에 공급된 입력속도 2300, 2600, 2800rpm에서 각 부분의 무부하 소요 동력을 측정하여 유압변속기의 순수 무부하 손실동력을 구하기 위해 표.3.3.5와 같이 실험 방법과 조건을 사용하였다. 입력속도별로 유압변속기의 사판각을 이용하여 출력속도를 1000, 1500, 2000rpm으로 변화시키면서 동력계를 이용하여 외부 저항토크를 단계별로 6Nm 씩 가하여 외부저항에 의한 각 입력속도별 입출력동력을 측정하여 유압변속기의 순수 무부하 손실동력과 효율을 구하였다.

입력동력은 토크 변환기를 이용하여 모터에서 유압변속기에 공급된 소요동력을 측정하였고 출력동력은 동력계를 이용하여 측정되었다.



표.3.3.5 입력속도에 따른 실험 방법

구 성	hst출력속도(rpm)	저항단계(Nm)	hst 입력속도(rpm)
M+TT	-	-	2300,2600,2800
M+TT+HST	-	-	2300,2600,2800
M+TT+HST(단계별)	1000, 1500, 2000	-	2300,2600,2800
M+TT+HST+동력계 (ON)	1000, 1500, 2000	0,6,12,18,24,30	2300,2600,2800

나. 실험 결과

1)입력속도가 2300rpm 일 때

가) 무부하 소요동력

표.3.3.6에서 알 수 있듯이 입력속도 2300rpm일 때 토크변환기만을 구동하는데 소요된 동력은 0.63hp이고 유압변속기의 출력이 없이 공회전하는 경우의 소요동력은 1.03hp으로 유압변속기를 공회전하는데 소요된 순 손실동력은 0.4hp이 된다. 입력속도가 1750rpm일 때 보다 손실동력이 커진 결과를 알 수 있다. 출력측 부하가 없는 경우 유압변속기의 사판각을 조정하여 출력속도를 1000, 1500, 2000rpm으로 변화시킬 때의 입력동력을 측정 한 결과 0.635, 0.794, 0.99hp의 유압변속기에서의 순수 소요동력을 구하였으며 1750rpm일 때와 큰 차이를 보이지 않았다.

표.3.3.6 입력속도가2300rpm 무부하에서 유압변속기 손실동력

구 성	입력동력(hp)	hst손실동력(hp)
M+TT	0.63	
M+TT+HST(무부하)	1.03	0.4
M+TT+HST(단계별)	입력동력(hp)	hst손실동력(hp)
출력속도=1000rpm	1.265	0.635
출력속도=1500rpm	1.424	0.794
출력속도=2000rpm	1.62	0.99

나)부하시 소요동력

단위 출력당 유압변속기 손실동력은 유압변속기 입력동력 중 토크변환기까지 작동하는데 소요된 동력을 제외한 입력동력과 동력계에서 측정된 출력동력의 차

이로 구해진다. 즉

$$\text{유압변속기 손실동력/출력동력} = \{ \text{유압변속기 입력동력} - (\text{M} + \text{TT소요동력}) - \text{출력동력} \} / \text{출력동력}$$

표.3.3.7~9와 같이 부하토크가 증가할수록 유압변속기 입력동력, 출력동력이 증가하면서 효율도 부하토크 증가에 따라 증가하는 경향을 보인다. 이러한 현상은 부하토크가 증대함에 따라 유압변속기가 상응하는 토크를 출력하기 위해 내부 유압이 증대되는 과정이 진행되며 이 과정의 효율이 증대되어진 결과로 판단된다. 단위 출력당 유압변속기의 손실동력은 적을수록 바람직하나 작업종류에 따라 부하토크가 큰 조건에서 작업이 이루어져야 할 경우에는 단위 출력 당 유압변속기의 손실동력이 커지는 현상을 감수해야 한다.

표.3.3.7~9에서와 같이 큰 부하토크인 경우에 단위 출력 당 유압변속기 손실동력은 출력속도 1500rpm인 최대속도의 65%정도에서 가장 낮게 나타났다.

또한 출력속도 1000, 1500, 2000rpm에서 부하토크가 작은 경우에는 효율이 낮으며 단위 출력당 유압변속기 손실동력도 상대적으로 높았다.

표.3.3.7 출력속도=1000rpm일 때 손실동력 및 효율

저항단계 (Nm)	동력계동력 (hp)	hst입력동력 (hp)	hst자체손실동력 (hp)	효율	단위출력당 유압변속기 손실동력
9.6	1.397	2.554	1.157	63.7	0.374
10.3	1.504	2.661	1.157	64.8	0.347
11.9	1.705	2.943	1.238	65.4	0.354
16.2	2.207	3.636	1.429	66.5	0.360
22.5	2.729	4.539	1.81	67.0	0.424
28.6	2.742	5.142	2.4	58.4	0.644

표.3.3.8 출력속도=1500rpm일 때 손실동력 및 효율

저항단계 (Nm)	동력계동력 (hp)	hst입력동력 (hp)	hst자체손실동력 (hp)	효율(%)	단위출력당 유압변속기 손실동력
7.4	1.621	2.936	1.315	63.1	0.321
9.1	1.96	3.327	1.367	65.5	0.292
11.4	2.405	3.938	1.533	66.4	0.307
16.3	3.261	4.965	1.704	69.5	0.280
22.3	4.085	6.244	2.159	68.6	0.334
28.2	4.605	6.717	2.112	71.3	0.286

표.3.3.9 출력속도=2000rpm일 때 손실동력 및 효율

저항단계 (Nm)	동력계동력 (hp)	hst입력동력 (hp)	hst자체손실동력 (hp)	효율(%)	단위출력당 유압변속기 손실동력
12.4	3.388	5.319	1.931	67.5	0.278
14.5	3.871	5.765	1.894	70.4	0.234
16.1	4.224	6.345	2.121	69.6	0.268
18.8	4.776	7.341	2.565	67.8	0.330
22.1	5.432	8.093	2.661	69.5	0.308
28.4	6.03	9.449	3.419	66.1	0.403

2) 입력속도가 2600rpm 일 때

가) 무부하 소요동력

표.3.3.10에서 보면 입력속도 2600rpm에서 모터에서 토크변환기 및 유압변속기를 공회전 시키는데 소요되는 동력은 토크변환기까지 작동하는데 소요되는 동력이 0.693hp이고 유압변속기까지를 공회전 시키는 무부하 소요동력은 1.001hp이며 순전히 유압변속기를 공회전 시키는데 손실되는 동력은 0.308hp으로 이것은 유압변속기 공회전시 전체 입력동력에서 토크변환기까지의 입력동력을 빼서 유압변속기의 순수 손실동력을 구하였다. 그리고 유압변속기의 사판각을 조정하여 출력속도를 1000, 1500, 2000rpm으로 변화시킬 때의 입력동력을 측정하여 이때의 입력동력에서 토크변환기까지의 입력동력의 차를 이용하여 0.678, 0.822, 1.006hp의 유압변속기의 순수 소요동력을 구하였다.

입력속도 2300rpm일 때와 비교하여 볼 때 전체적으로 무부하 소요동력은 입력속도 2600rpm일 때가 상대적으로 높음을 알 수 있다. 즉 같은 출력속도에서 입력속도가 커지면 따라서 입력동력도 커진다.

표.3.3.10 입력속도가 2600rpm 무부하에서 유압변속기 손실동력

구 성	입력동력(hp)	hst손실동력(hp)
M+TT	0.693	
M+TT+HST(무부하)	1.001	0.308
M+TT+HST(단계별)	입력동력(hp)	hst손실동력(hp)
출력속도=1000rpm	1.371	0.678
출력속도=1500rpm	1.515	0.822
출력속도=2000rpm	1.699	1.006
출력속도=2500rpm	1.828	1.135

#### 나) 부하시 소요동력

입력속도 2600rpm에서 사판각을 조정하여 유압변속기의 출력속도를 변화시키며 부하토크를 가할 때 입출력동력과 효율, 단위출력 당 유압변속기 손실동력의 결과 값은 아래 표.3.3.11~13과 같다.

각 출력속도에서 부하토크의 증대에 따라 효율이 증대되었다가 감소하는 경향을 보였다. 단위 출력 당 유압변속기 손실동력은 부하토크의 변화에 따라 효율과 반대현상을 보이며 최대 효율에서 가장 낮은 손실동력을 보였으며 출력속도가 입력속도의 77%정도에서 단위출력 당 유압변속기 손실동력이 낮은 경향을 보였다.

입력속도 2300rpm과 비교할 때 1500rpm이상의 출력회전속도에서 단위 출력 당 유압변속기 손실동력이 줄어든 것으로 판단된다.

표.3.3.11 출력속도=1000rpm일 때 손실동력 및 효율

저항단계 (Nm)	동력계동력 (hp)	hst입력동력 (hp)	hst자체손실동력 (hp)	효율(%)	hst손실동력 증가/동력계 1hp 동력
14.1	2.105	3.736	1.631	63.2	0.453
15.3	2.255	3.938	1.683	63.7	0.476
17.4	2.52	4.181	1.661	65.9	0.390
18.8	2.676	4.394	1.718	66.2	0.389
22.3	3.019	4.978	1.959	65.5	0.424
28.1	3.323	5.772	2.449	62.1	0.533

표.3.3.12 출력속도=1500rpm일 때 손실동력 및 효율

저항단계 (Nm)	동력계동력 (hp)	hst입력동력 (hp)	hst자체손실동력 (hp)	효율(%)	hst손실동력 증가/동력계 1hp 동력
16.9	3.656	5.556	1.9	69.6	0.295
19.0	3.99	6.107	2.117	68.9	0.325
20.4	4.206	6.476	2.27	68.3	0.344
22.6	4.524	6.291	1.767	74.7	0.209
24.4	4.771	7.081	2.31	70.3	0.312
27.7	4.593	7.715	3.122	62.9	0.501

표.3.3.13 출력속도=2000rpm일 때 손실동력 및 효율

저항단계 (Nm)	동력계동력 (hp)	hst입력동력 (hp)	hst자체손실동력 (hp)	효율(%)	hst손실동력 증가/동력계 1hp 동력
17.9	5.038	7.643	2.605	68.7	0.317
18.6	5.212	7.712	2.5	70.3	0.287
18.9	5.318	7.795	2.477	70.8	0.277
20.9	5.771	8.379	2.608	71.3	0.278
23.7	6.25	9.262	3.012	69.7	0.321

### 3) 입력속도가 2800rpm 일 때

#### 가) 무부하 소요동력

표.3.3.14와 같이 입력속도 2800rpm에서 모터에서 토크변환기 및 유압변속기를 공회전 시키는데 소요되는 동력은 토크변환기까지 작동하는데 소요되는 동력이 0.759hp이고 유압변속기까지를 공회전 시키는 무부하 소요동력은 1.443hp이며 순전히 유압변속기를 공회전 시키는데 손실되는 동력은 0.684hp이다. 유압변속기의 사판각을 조정하여 출력속도를 1000, 1500, 2000rpm으로 변화시킬 때의 입력동력을 측정하여 이때의 입력동력에서 토크변환기까지의 입력동력을 제하여 1.462, 1.509, 1.584hp의 유압변속기의 순수 소요동력을 구하였다. 일정한 출력속도에서 무부하 소요동력을 비교하면 입력속도 2300rpm와 2600rpm일 때에 비해 상대적으로 높음을 알 수 있다.

이러한 현상은 출력속도가 일정할 경우 유압변속기의 펌프측에서 모터쪽으로 보내지는 유량이 일정하며 따라서 일정한 유량을 배출할 때 회전수가 많아지면 그만큼 펌프작동에 소요되는 무부하 소요동력이 증대되어 나타난 현상이다.

표3.3.14 입력속도가2800rpm 무부하에서 유압변속기 손실동력

구 성	입력동력(hp)	hst손실동력(hp)
M+TT	0.759	
M+TT+HST(무부하)	1.443	0.684
M+TT+HST(단계별)	입력동력(hp)	hst손실동력(hp)
출력속도=1000rpm	2.221	1.462
출력속도=1500rpm	2.268	1.509
출력속도=2000rpm	2.343	1.584
출력속도=2500rpm	2.531	1.772

#### 나) 부하시 소요동력

입력속도 2800rpm에서 사판각을 조정하여 유압변속기의 출력속도를 변화시키는 데 부하토크에 따른 입출력동력과 효율, 단위 출력당 유압변속기 손실동력의 결과 값은 아래 표.3.3.15~17과 같다.

각 출력속도에서 효율은 부하토크의 증대에 따라 커졌으나 단위 출력 당 유압변속기 손실동력은 부하토크의 증대에 따라 감소하였다. 입력속도가 2800rpm으로 증대되어 효율은 전체적으로 약간 저하되었으며 유압변속기 손실동력도 전체적으로 증대되는 특성이 있다. 그러나 유압변속기 입력속도가 2800rpm의 높은

속도일 때는 낮은 입력회전수에 비해 출력속도를 2800rpm에 근접하는 높은 속도를 낼 수 있으므로 저,고속의 속도비가 큰 장점이다.

표.3.3.15 출력속도=1000rpm일 때 손실동력 및 효율

저항단계 (Nm)	동력계동력 (hp)	hst입력동력 (hp)	hst자체손실동력 (hp)	효율(%)	hst손실동력 증가/동력계 1hp 동력
10.4	1.569	3.296	1.727	57.4	0.617
11.0	1.651	3.429	1.778	57.5	0.617
13.9	2.032	3.801	1.769	61.2	0.497
16.2	2.32	4.227	1.907	61.8	0.495
22.0	3.001	5.176	2.175	63.4	0.472

표.3.3.16 출력속도=1500rpm일 때 손실동력 및 효율

저항단계 (Nm)	동력계동력 (hp)	hst입력동력 (hp)	hst자체손실동력 (hp)	효율(%)	hst손실동력 증가/동력계 1hp 동력
9.8	2.16	3.876	1.716	63.0	0.443
10.5	2.315	4.155	1.84	62.6	0.467
12.3	2.662	4.568	1.906	64.2	0.431
16.2	3.375	5.497	2.122	66.1	0.404
22.3	4.331	6.791	2.46	67.4	0.393

표.3.3.17 출력속도=2000rpm일 때 손실동력 및 효율

저항단계 (Nm)	동력계동력 (hp)	hst입력동력 (hp)	hst자체손실동력 (hp)	효율(%)	hst손실동력 증가/동력계 1hp 동력
10.9	3.102	5.077	1.975	66.2	0.392
10.8	3.063	5.098	2.035	65.3	0.417
12.0	3.398	5.488	2.09	66.5	0.392
16.2	4.488	6.779	2.291	69.6	0.341
22.2	5.706	8.57	2.864	69.3	0.369

본 실험에서는 유압변속기를 동력계에 바로 직결로 연결되어 동력계 회전속도가 높아 부하토크를 크게 할 수 없는 문제점이 있어 동력계 회전속도를 낮추는 방법으로 미끄럼이 없는 타이밍 벨트를 이용한 감속장치를 부착할 필요성이 있었다. 입력속도가 커지면 유압변속기 무부하 소요동력이 커지며 손실도 증대된다. 부하토크에 의한 유압변속기 출력속도별 효율과 동력계 동력 1hp 당 유압변속기 손실동력을 비교하여 보면 입력속도 2300rpm에서는 출력속도 1500rpm일 때가 높은 효율과 가장 적은 유압변속기 손실동력을 보이며 입력속도 2600rpm일 때도 출력속도 2000rpm일 때 높은 효율을 가지고 가장 적은 유압변속기 손실동력을 가진다. 입력속도 2800rpm일 때는 출력속도 2000rpm일 때까지 측정된 범위에서 출력속도가 높을수록 효율이 증대되고 손실이 줄어드는 것으로 판단된다.

전체적으로 각 입력속도별로 출력동력인 동력계 동력이 3hp일 때 비교하면 평균적으로 65~68%정도의 범위이며 유압변속기 손실동력은 0.3~0.4의 범위에 있다.

### 3. 입력속도별 사판각에 따른 입출력동력

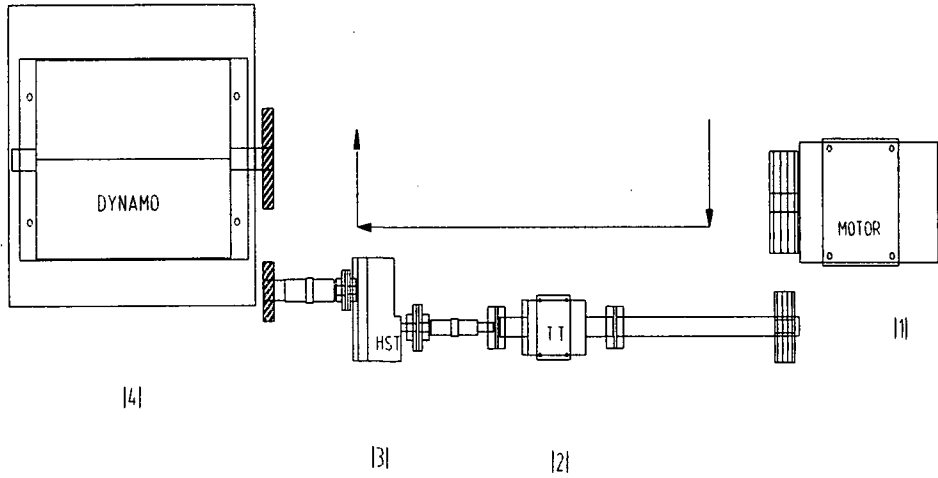
#### 가. 재료 및 방법

##### 1) 실험 장치 구성

진동을 줄이고 오차를 최소화하며 좀더 안정되고 정확한 유압변속기의 입출력동력을 측정하기 위해 그림 3.3.5와 같은 장치를 구성하였다. 우선 bed의 밑판의 두께는 50mm인 철판을 가공하여 설치하였고 각 부분의 축 토크변환기, 유압변속기의 받침대와 각 부분의 축을 가공하여 좀더 안정되게 구성하였다.

저항토크를 단계적으로 주었을 때 각각의 입력속도에서 입력토크와 입력회전수를 측정하여 입력 소요 동력을 측정하기 위하여 속도의 변화를 줄 수 있는 속도비가 다른 풀리를 이용하여 증속시켜 모터와 토크변환기를 연결하여 토크변환기의 입력 축에 동력을 전달하고 토크변환기에서는 입력토크와 입력회전수를 측정하여 입력 소요동력을 측정하였다. 토크변환기와 유압변속기를 직결로 연결하여 유압변속기의 입력 축에 동력을 전달하고 유압변속기의 사판을 조정하여 유압변속기 출력축의 회전속도를 변화시킬수 있도록 하였고 유압변속기 출력속도는 타이밍 풀리를 이용 2:1로 감속시켜 동력계에 전달하고 동력계에서 외부부하를 단계별로 주면서 외부저항에 따른 유압변속기의 출력속도, 출력토크, 출력동력을 측정하였다. 또한 동력계는 그림에서 볼 수 있듯이 모터와 유압변속기가 있는 bed와 분리하여 모터와 유압변속기 구동시 발생할 수 있는 진동을 최소화하였다.





(1):모터, (2):토크변환기, (3):유압변속기, (4):동력계.

Fig.3.3.3 실험 장치 구성도

모터에 연결된 풀리는 8"이며 토크변환기의 입력 축 풀리는 4.5", 5", 5.5", 6"로 교환이 가능하여 유압변속기 입력속도를 변환시킬 수 있다. 유압변속기 입력속도는 표.3.3.18에서 볼 수 있듯이 4.5"일 때 3200rpm, 5"일 때 2800rpm, 5.5"일 때 2600rpm, 6"일 때 2300rpm이다. 이와 같이 4단계의 차이를 가진 입력속도를 통해 측정된 입출력동력과 효율을 기초로 유압변속기의 작동 조건을 찾고자 하였다.

표.3.3.18 유압변속기의 사판각에 따른 입력회전수

폴리 구성	8" + 4.5"	8" + 5"	8" + 5.5"	8" + 6"
입력 속도	3200rpm	2800rpm	2600rpm	2300rpm
저항 토크	0, 6, 12, 18, 24, 30 (Nm)			

표.3.3.19 유압변속기의 사판각에 따른 이론적 출력회전수

입력속도 사판각도	3200rpm	2800rpm	2600rpm	2300rpm
1/4	800	700	650	575
2/4	1600	1400	1300	1150
3/4	2400	2100	1950	1750
4/4	3200	2800	2600	2300

## 2) 실험 방법

사판각에 따른 입출력동력을 측정하여 각 입력속도별 유압변속기의 효율을 측정하기 위하여 모터, 토크변환기, 폴리, 유압변속기, 동력계로 구성된 후 입력속도를 서로 다르게 하고 출력축에 동력계를 이용 일정한 부하토크를 단계별로 가하였을 때 각각의 입력속도에서 유압변속기의 사판각에 따른 출력속도 변화에 따른 입출력동력을 측정하여 유압변속기 자체 효율을 구하였다.

실험은 모터와 유압변속기의 입력축에 각각의 폴리 조합에 의해 입력속도를 2300, 2600, 2800, 3200rpm으로 하고 유압변속기 출력회전수는 유압변속기의 사판을 이용 사판각을 변화시켜 각 입력속도의 1/4, 2/4, 3/4, 4/4가 되도록 하여 입력속도에 따라 일정한 출력속도를 갖도록 하였다. 각 입력속도별로 사판각에 따른 출력속도는 표.3.3.19와 같다. 다음 동력계에 의한 저항토크는 각 입력속도에서 출력회전수별로 0~30 Nm까지 부하토크를 6Nm씩 증가하며 실험하였다. 여기서 입력동력은 토크변환기에 의해 나온 수치를 자료수집장치를 이용하여 저장

하였고 동력계에서의 출력동력은 동력계 자체 내 컴퓨터 프로그램인 TSP에 의해 저장하였다.

표.3.3.20 유압변속기의 효율을 측정하기 위한 실험조건

구 성	M+TT+HST+동력계
입력속도(rpm)	2300 , 2600 , 2800 , 3200
출력속도(rpm)	사판각의 1/4 , 2/4 , 3/4 , 4/4
저항토크(Nm)	0 , 6 , 12 , 18 , 24 , 30

### 3) 실험 결과

유압변속기를 구동시킬 수 있는 입력 회전속도는 600rpm 에서 3600rpm의 범위에 있으며 적정 입력속도는 3000rpm으로 제작사가 제시하고 있다. 따라서 이 실험에서는 유압변속기를 구동하는 적정 작동속도가 과연 3000rpm내에 존재하며 어느 정도의 작동속도에서 효율이 가장 높고 유압변속기의 입력속도로 적당한지 알아보기 위해 입력 회전속도를 앞에서 언급한 바와 같이 서로 다른 폴리 조합을 이용하여 2330rpm , 2600rpm, 2800rpm, 3200rpm으로 변화하며 유압변속기의 소요되는 입출력동력을 측정하였다.

이 실험은 유압변속기의 입력속도를 변화하면서 동력계에서 유압변속기의 출력축에 부하토크를 0~30(Nm)까지 6Nm씩 증가시켰을 때 각각의 입력속도에서 동력계 저항별 유압변속기의 입력동력과 출력동력을 측정하여 효율을 구하였다. 이때에 기존의 효율은 추정할 때 유압변속기 입력동력 중 유압변속기 입력축 전까지의 소요동력을 제하였으나 실제적인 상황에서는 본 실험장치와 같은 전동과정을 거쳐 동력이 유입됨으로 토크변환기에서 측정된 동력을 유압변속기 입력동력으로 간주하였다. 유압변속기의 출력속도는 각 입력속도별로 유압변속기의 사판각도를 1/4, 2/4, 3/4, 4/4로 조절하였다.

다음에 분석된 내용은 입력속도에서 유압변속기의 출력속도와 부하토크를 변화할 때 유압변속기의 입출력동력과 효율 등이다.

#### 가) 입력속도가 2300rpm인 경우

아래 표.3.3.21~24는 입력속도 2300rpm일 때의 유압변속기의 입출력동력과 효율을 표시한 것으로 여기서 보면 출력속도가 증가하고 즉 사판각이 증가하고 저

항단계가 증가할수록 입출력동력이 증가하고 이에 효율이 증가함을 알 수 있다. 유압변속기의 효율은 유압변속기 출력속도별, 동력계에 의한 저항단계별로 10%에서 최고 78%정도가 되었다. 또한 입력동력과 출력동력을 이용하여 각 출력속도에서의 효율을 살펴보면 아래 표와 같이 출력속도 575rpm 즉 사판각이 1/4일 때는 저항토크가 증가할수록 효율이 증가하고 최대토크인 30Nm에서 최고의 효율 42.7%를 갖으며 출력속도 1150rpm 즉 사판각 2/4일 때도 저항토크가 증가하면서 효율도 증가하여 저항토크 30Nm에서 55.7%로 가장 좋은 효율을 가진다. 출력속도 1750rpm, 사판각 3/4일 때는 효율이 저항토크 단계별로 증가하여 최대 저항토크인 30Nm에서 효율이 78.4%로 가장 좋으며 출력속도 2300rpm, 사판각 4/4일 때도 최대토크인 30Nm에서 65.7%로 효율이 가장 좋다. 결론적으로 각 사판각에서 부하토크가 증가하면 효율도 따라서 커지는 특성을 보였다. 입력속도 2300rpm에서 사판각에 따른 출력속도별로 효율을 비교하였을 때 사판각 3/4, 즉 출력속도 1750rpm일 때가 효율이 가장 높게 나타났다.

표.3.3.21 출력속도=570rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0.00	1.21	0.13	10.70
6.00	1.25	0.17	13.60
12.00	1.62	0.41	25.30
18.00	1.69	0.62	36.70
24.00	2.04	0.82	40.20
30.00	2.27	0.97	42.70

표.3.3.22 출력속도=1150rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0.00	1.46	0.31	21.20
6.00	1.50	0.34	22.70
12.00	2.05	1.05	51.20
18.00	2.58	1.27	48.20
24.00	3.07	1.68	54.70
30.00	3.50	1.95	55.70

표.3.3.23 출력속도=1700rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0.00	1.81	0.39	21.50
6.00	1.86	0.53	28.50
12.00	2.45	1.43	58.40
18.00	2.96	1.66	56.10
24.00	3.46	2.49	72.00
30.00	3.94	3.09	78.40

표.3.3.24 출력속도=2300rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0.00	2.68	0.88	32.80
6.00	2.86	1.14	39.90
12.00	3.60	2.06	57.20
18.00	4.53	2.93	64.70
24.00	5.50	3.55	64.50
30.00	6.36	4.18	65.70

나) 입력속도가 2600rpm인 경우

아래 표.3.3.25~28은 2600rpm일 때의 유압변속기의 입출력동력과 효율을 보여주는 것으로 입력속도가 2300rpm인 경우와 비슷한 경향으로 출력속도와 사판각 및 부하토크가 증가할수록 입출력동력이 크고 효율은 높게 나타남을 알 수 있다. 또한 입력속도 2300rpm보다 입력동력과 출력동력은 더 소요되고 유압변속기의 효율은 동일한 사판각에서 저항토크에 따라 유압변속기의 효율은 약간 감소한다.

입력속도 2600rpm에서 입력동력과 출력동력을 이용하여 각 출력속도에서의 효율을 살펴보면 사판각 1/4(출력속도 650rpm)일 때 효율은 저항토크가 증가함에 따라 증가하고 저항토크가 최대인 30Nm에서 45.87%로 가장 높은 효율을 보이며 사판각 2/4(출력속도 1300rpm)일 때도 마찬가지로 저항토크 증가에 따라 효율이 증가하고 최대 저항토크인 30Nm에서 58.4%로 가장 높은 효율을 가진다. 또한 사판각 3/4(출력속도 1950rpm)에서는 최대 저항토크인 30Nm에서 62.94%로 가장 좋은 효율을 가지며 사판각 4/4(출력속도 2600rpm)에서는 효율이 저항토크 증가에 따라 증가하다가 저항토크 24Nm에서 효율이 67.11%로 가장 좋고 다시 감소한다. 입력속도 2600rpm에서는 각 사판각별로 저항토크가 높을수록 효율을 감소

시키는 무부하 소요동력의 값의 비가 떨어지므로 효율이 높아졌다. 사판각에 따른 출력속도별로 효율을 비교하였을 때 사판각 4/4(출력속도 2600rpm)일 때인 최대 출력속도에서 가장 높은 효율을 가진다.

대체로 효율은 입력속도 2300rpm이 입력속도 2600rpm일 때보다 약간 더 높게 나타났으며 이러한 현상은 무부하 소요동력이 상대적으로 2300rpm일 때 적었던 이유이다.

표.3.3.25 출력속도=650rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0.00	1.21	0.12	9.92
6.00	1.23	0.19	15.45
12.00	1.59	0.46	28.93
18.00	1.85	0.70	37.84
24.00	2.11	0.92	43.60
30.00	2.42	1.11	45.87

표.3.3.26 출력속도=1300rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0.00	1.53	0.28	18.30
6.00	1.62	0.41	25.31
12.00	2.27	0.91	40.09
18.00	2.87	1.43	49.83
24.00	3.46	1.90	54.91
30.00	3.99	2.33	58.40

표.3.3.27 출력속도=1950rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0.00	2.04	0.46	22.55
6.00	2.14	0.60	28.04
12.00	3.10	1.38	44.52
18.00	3.93	2.13	54.20
24.00	4.79	2.89	60.33
30.00	5.64	3.55	62.94

표.3.3.28 출력속도=2600rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0.00	2.99	2.37	79.26
6.00	3.04	1.33	43.75
12.00	3.86	1.74	45.08
18.00	4.95	2.46	49.70
24.00	6.05	4.06	67.11
30.00	7.11	4.61	64.84

다) 입력속도가 2800rpm인 경우

표.3.3.29~32는 입력속도가 2800rpm일 때의 유압변속기의 입출력동력 및 효율을 표시한 것이다. 앞의 두 입력속도의 경우와 마찬가지로 출력속도가 증가하면 효율도 증가함을 알 수 있다. 또한 동일한 사판각에서 입력 2800rpm인 경우가 가장 높은 효율을 보임을 알 수 있다.

입력속도 2800rpm에서 입력동력과 출력동력을 이용하여 각 출력속도에서의 효율을 살펴보면 사판각 1/4(출력속도 700rpm)일 때 효율은 저항토크가 증가함에 따라 증가하고 저항토크가 최대인 30Nm에서 52.13%로 가장 좋은 효율을 가지며 사판각 2/4(출력속도 1400rpm)일 때도 마찬가지로 저항토크 증가에 따라 효율이 증가하고 최대 저항토크인 30Nm에서 66.5%로 가장 좋은 효율을 가진다. 또한 사판각 3/4(출력속도 2100rpm)에서는 최대 저항토크인 30Nm에서 72.81%로 가장 좋은 효율을 가지며 사판각 4/4(출력속도 2800rpm)에서는 효율이 저항토크 증가에 따라 증가하며 최대 저항토크 30Nm에서 효율이 73.12%로 가장 좋다.

입력속도 2800rpm에서도 각 사판각별로 저항토크가 가장 높은 30Nm에서 효율이 가장 좋았으며 사판각에 따른 출력속도별로 효율을 비교하였을 때 사판각 4/4(출력속도 2800rpm)일 때가 73.12%로 가장 높은 효율을 가진다.

입력속도 2300rpm일 때는 사판각 3/4에서 최대 효율을 보였으나 입력속도 2600rpm, 2800rpm에서는 최대 출력속도내인 사판각 4/4에서 가장 높은 효율을 보였다.

표.3.3.29 출력속도=700rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0.00	1.10	0.17	15.27
6.00	1.13	0.22	19.12
12.00	1.46	0.51	34.73
18.00	1.74	0.76	43.91
24.00	2.02	1.00	49.36
30.00	2.30	1.20	52.13

표.3.3.30 출력속도=1400rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0.00	1.55	0.43	28.00
6.00	1.61	0.48	29.57
12.00	2.15	1.01	46.88
18.00	2.69	1.53	57.05
24.00	3.24	2.06	63.63
30.00	3.77	2.51	66.50

표.3.3.31 출력속도=2100rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0.00	2.16	0.69	31.77
6.00	2.23	0.70	31.41
12.00	2.98	1.50	50.18
18.00	3.74	2.31	61.68
24.00	4.52	3.09	68.48
30.00	5.19	3.78	72.81

표.3.3.32 출력속도=2800rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0.00	3.44	1.52	44.37
6.00	3.44	1.56	45.31
12.00	3.79	1.96	51.66
18.00	4.73	3.07	64.95
24.00	5.64	4.13	73.12



다) 입력속도가 3200rpm인 경우

표.3.3.33~36은 입력속도가 3200rpm일 때의 유압변속기의 효율을 보여주고 있다. 여기서 보면 효율이 앞의 3가지의 경우에 비해 현저히 떨어짐을 알 수 있다. 이는 입력속도가 3200rpm으로 높아질수록 초기 유압변속기 무부하 소요동력이 높아져서 효율이 떨어지기 때문이다. 그리고 입출력동력도 가장 높게 나타난다.

입력속도 3200rpm에서 입력동력과 출력동력을 이용하여 각 출력속도에서의 효율을 살펴보면 사판각 1/4(출력속도 800rpm)일 때 효율은 저항토크가 증가함에 따라 증가하고 저항토크가 최대인 30Nm에서 43%로 가장 좋은 효율을 가지며 사판각 2/4(출력속도 1600rpm)일 때도 마찬가지로 저항토크 증가에 따라 효율이 증가하고 최대 저항토크인 30Nm에서 56%로 가장 좋은 효율을 가진다. 또한 사판각 3/4(출력속도 2400rpm)에서는 최대 저항토크인 30Nm에서 62.5%로 가장 좋은 효율을 가지며 사판각 4/4(출력속도 3200rpm)에서는 효율이 저항토크 증가에 따라 증가하여 저항토크 24Nm에서 효율이 60.9%로 가장 좋으며 그 이후로 효율은 감소한다.

입력속도 3200rpm인 경우 모든 속도에서 실험 범위 안의 값인 부하토크에서 그 값이 클수록 효율은 좋았다.

표.3.3.33 출력속도=800rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0	1.66	0.16	9.60
6	1.74	0.24	13.80
12	2.18	0.58	26.60
18	2.53	0.87	34.40
24	2.87	1.16	40.40
30	3.21	1.38	43.00

표.3.3.34 출력속도=1600rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0	2.07	0.38	18.40
6	2.17	0.50	23.00
12	2.97	1.17	39.40
18	3.68	1.76	47.80
24	4.42	2.33	52.70
30	5.07	2.84	56.00

표.3.3.35 출력속도=2400rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0	2.95	0.84	28.50
6	3.13	1.00	31.90
12	4.03	1.69	41.90
18	5.20	2.90	55.80
24	5.96	3.52	59.10
30	6.83	4.13	60.50

표.3.3.36 출력속도=3200rpm일 때 hst의 효율

저항토크(kgm)	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0	4.79	2.09	43.60
6	4.73	2.12	44.80
12	4.99	2.66	53.30
18	6.17	3.76	60.90
24	7.43	3.82	51.40

따라서 앞에서 입력속도를 변화시키면서 저항토크를 단계적으로 주었을 때 사판각도에 따른 출력속도별 유압변속기의 입출력동력과 효율을 살펴본 결과 효율은 2800rpm일 때가 효율이 가장 높게 나타났으며 그 다음이 2300rpm일 때가 좋을 수 있다. 본 연구의 결과는 유압변속기의 입력속도를 변화했을 때 같은 부하토크를 발생시키는 경우의 효율을 비교한 것으로 같은 효율이면 높은 입력속도를 사용하는 것이 속도의 범위를 확대할 수 있는 방법이 된다. 그러나 입출력동력을 같이 고려하였을 때는 2300rpm일 때가 동력이 가장 적게 소요됨을 알 수 있다. 따라서 요구되어지는 출력동력이 상대적으로 낮은 경우는 2300rpm과 같이 낮은 입력속도를 사용할 수 있다. 그러나 입력속도 2300rpm에서 사판각 1/4인 낮은 출력속도에서는 효율이 다소 떨어짐을 그림.3.3.6~9에서 알 수 있다.

각 입력속도에서 입력속도 2300rpm과 입력속도 3200rpm에서는 사판각이 3/4일 때가 입력속도 2600rpm과 입력속도 2800rpm일 때는 사판각이 4/4일 때가 효율이 가장 높게 나타났다.

라) 입력속도별 사판각에 따른 효율 곡선

Fig.3.3.6~9는 입력속도별 사판각에 따른 저항토크별 효율을 나타낸 것이다.

입력속도별 사판각/4일째 저항토크별 효율

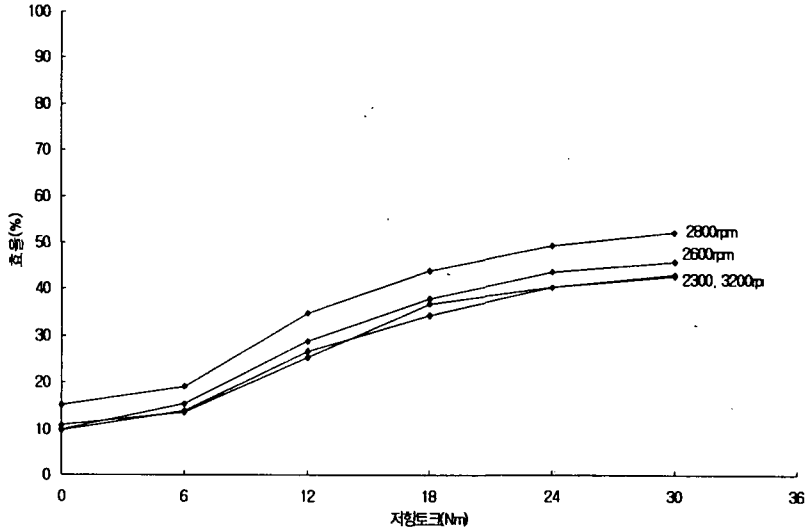


Fig.3.3.4 입력속도별 사판각 1/4일 때 효율

입력속도별 사판각/4일째 저항토크별 효율

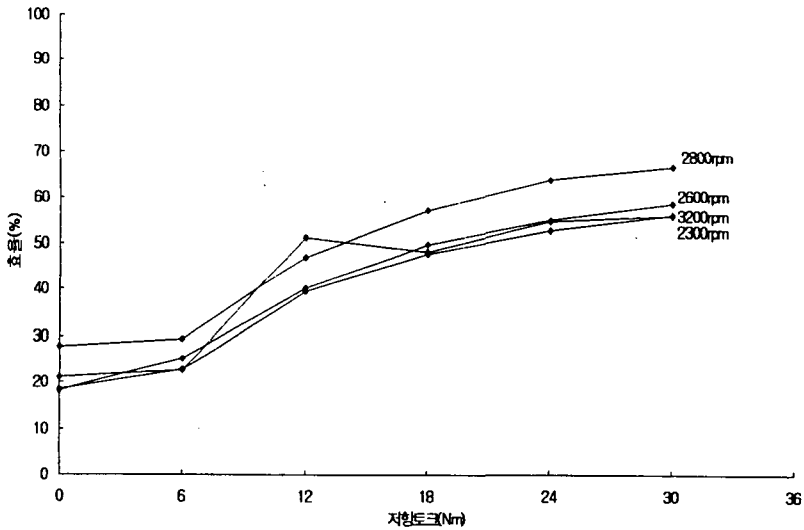


Fig.3.3.5 입력속도별 사판각 2/4일 때 효율

입력속도별 사판각/4일때 저항토크별 효율

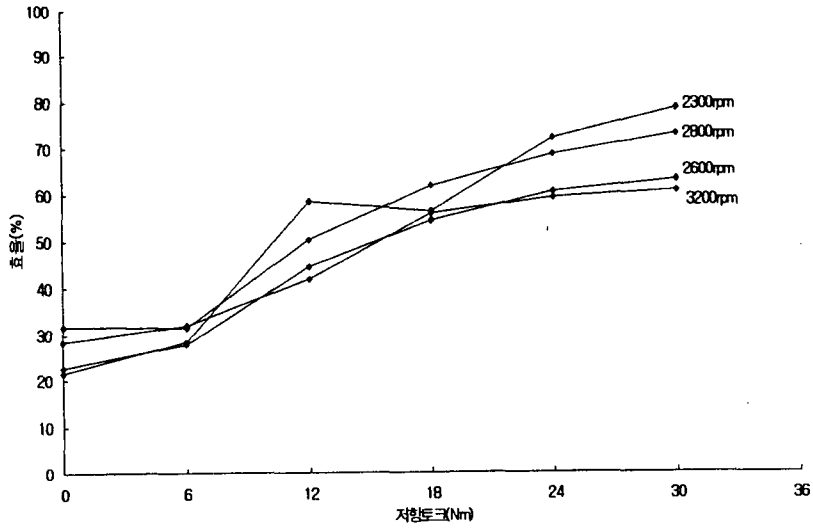


Fig.3.3.6 입력속도별 사판각 3/4일 때 효율

입력속도별 사판각/4일때 저항토크별 효율

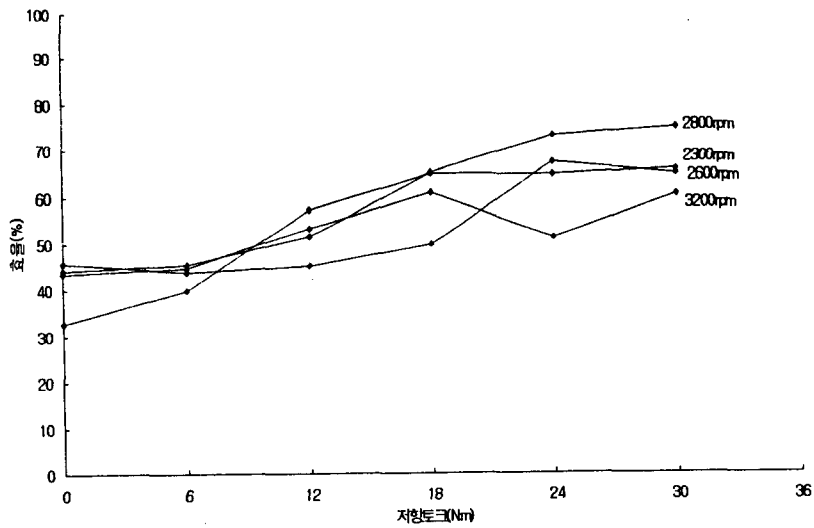


Fig.3.3.7 입력속도별 사판각 4/4일 때 효율

Fig.3.3.4에서 보면 저항토크 단계별로 유압변속기의 각 입력속도에 따라 유압변속기의 사판각이 1/4일 때 효율을 비교하였을 때 입력속도 2800rpm일 때가 효율이 가장 높게 나타났다. 그 다음이 2600, 2300, 3200rpm 순으로 나타났다.

Fig.3.3.5에서도 볼 수 있듯이 유압변속기 입력속도에 따라 저항토크 단계별로 유압변속기 사판각이 2/4일 때의 효율을 비교하였을 때 입력속도가 2800rpm일 때가 가장 효율이 좋게 나타났고 3200, 2600, 2300rpm일 때가 효율이 거의 같음을 알 수 있다.

Fig.3.3.6은 유압변속기 사판각이 3/4일 때 저항토크의 증가에 따른 각 입력속도별로 효율을 비교한 것으로 이 그림에서는 입력속도 2300rpm일 때가 효율이 가장 좋게 나타났고 그 다음이 2800rpm으로 나타났다.

Fig.3.3.7은 유압변속기의 사판각이 4/4일 때 저항토크 증가에 따른 입력속도별 효율을 비교한 것으로서 유압변속기 입력속도가 2800, 2300rpm일 때가 효율이 가장 좋게 나타났다.

따라서 저항토크 증가에 따른 유압변속기의 입력속도별 사판각에 따른 효율은 유압변속기의 사판각이 1/4, 2/4일 때는 입력속도 2800rpm일 때가 효율이 가장 좋게 나타나고 유압변속기 사판각이 3/4일 때는 입력속도 2300rpm일 때가 효율이 가장 좋고 유압변속기 사판각 4/4일 때는 입력속도 2300, 2800rpm일 때가 효율이 가장 좋게 나타난다.

#### 4. 유압변속기 출력속도가 저속일 때 토크 측정

소형 ss기를 원활히 구동시키기 위한 이상적인 동력원은 작동 속도범위가 넓으며 저속에서 높은 토크를 제공하여야 한다. 그러나 일반적인 내연기관은 저속과 고속에서 낮은 토크가 발생되고 중속에서 높은 토크와 저연비가 나타나는 특성을 가지고 있다. 따라서 소형 ss기에 유압변속기를 장착하여 기계를 출발시킬 때 저속에서 어느 정도의 토크를 유지할 수 있고 견딜 수 있는지 알아보기 위하여 사판각을 조정하여 유압변속기의 출력속도가 저속일 때 동력계를 이용하여 단계별로 외부저항을 주었을 때 어느 정도의 입출력동력을 필요로 하고 효율을 가지는지 알아보기 위하여 다음과 같은 실험을 하였다. 각 입력속도별 M+TT+HST+동력계에서 유압변속기의 출력속도가 저속(50, 100rpm)일 때 동력계를 이용하여 유압변속기에 부하토크를 0~42Nm 범위에서 6Nm 씩 증대시켰을 때 입력동력과 출력동력을 측정하여 효율을 구하였다.

가. 실험 방법

표.3.3.37에서 명시한 실험 방법과 같이 실험을 하기 위해 장치를 구성하여 입력 속도 2800, 3200rpm일 때 유압변속기의 사판각을 변화하면서 유압변속기의 출력 속도를 동력계의 저항 단계에 관계없이 50, 100rpm이 되도록 출력속도를 유지하였으며 동시에 동력계를 이용하여 부하토크를 단계적으로 6Nm씩 증대해 나갔을 때 입출력동력을 측정하여 효율을 측정하였다. 이 실험에서 동력계를 이용한 외부저항을 42Nm까지 준 이유는 유압변속기의 성적서에 의거 유압변속기의 최대 토크가 42Nm까지이므로 저항토크의 범위를 이와 같이 하였다.

표.3.3.37 유압변속기 출력속도가 저속일 때 실험방법

구 성	M+TT+HST+동력계
입력속도(rpm)	2800 , 3200
출력속도(rpm)	50 , 100
저항토크(Nm)	0,6,12,18,24,30,36,42

나. 실험 결과

1) 입력속도가 2800rpm일 때

표.3.3.38에서 볼 수 있듯이 동력계 저항토크가 증가할수록 입력출력동력은 증가하고 효율 또한 증가함을 볼 수 있으나 입력속도 2800rpm일 때 유압변속기 출력 속도 50rpm일 때는 우선 동력계에 의한 외부저항을 유압변속기의 최대 토크인 42Nm까지 올릴 수가 없었다. 또한 입출력동력을 통한 효율도 0.42% 에서 7.19%의 범위를 유지하면서 현저하게 떨어짐을 알 수 있다. 이는 유압변속기의 출력 속도가 저속인 경우 많은 출력동력을 낼 수 없기 때문이다. 따라서 유압변속기 출력속도가 저속일 때는 유압변속기(hst)의 효율이 낮아 고출력 저속작업이 어려울 수 있다 효율이 낮은 경우는 저속일 때 큰 부하토크를 이길 수 있는 동력을 출력하기 어렵다는 것을 의미한다.

표.3.3.39에서는 입력속도 2800rpm이고 유압변속기의 출력속도가 100rpm일 때로 효율이 0.69%에서 14.29%까지의 범위를 유지하면서 낮은 수치의 효율을 나타내고 있다. 그러나 유압변속기 출력속도 50rpm일 때보다는 효율이 다소 올라감을 알 수 있고 또한 출력속도가 100rpm일 때는 동력계에 의한 외부저항을 유압변속기의 최대토크인 42Nm까지 올릴 수 있었다. 따라서 유압변속기의 출력속도가 100rpm일 때는 유압변속기의 최대 토크인 42Nm가 걸리더라도 소형 ss기가 구동

을 할 수 있음을 나타내지만 여기서도 저속에서는 유압변속기의 효율이 현저히 낮아 큰 출력이 불가능함을 알 수 있다.

표.3.3.38 출력속도가 50rpm일 때 hst의 효율

저항 토크	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0	0.47	0.002	0.42
6	0.55	0.017	3.09
12	0.71	0.033	4.64
18	0.70	0.058	8.29
24	0.81	0.069	8.52
30	1.07	0.069	6.44
36	1.39	0.100	7.19

표.3.3.39 출력속도가 100rpm일 때 hst의 효율

저항 토크	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0	0.72	0.005	0.69
6	0.66	0.032	4.85
12	0.83	0.074	8.92
18	0.86	0.117	13.6
24	1.06	0.157	14.81
30	1.15	0.207	18.00
36	1.44	0.263	18.26
42	1.75	0.250	14.29

## 2) 입력속도가 3200rpm일 때

입력속도 3200rpm이고 유압변속기의 출력속도가 50rpm일 때는 0.36%에서 6.93%의 범위에서 효율이 나타났으며 이것은 입력속도 2800rpm이고 유압변속기의 출력속도가 50rpm일 때 보다 효율이 더 떨어짐을 나타낸다. 이는 입력속도가 3200rpm일 때보다는 입력속도가 2800rpm일 때가 저속에서는 효율이 더 좋음을 나타낸다. 또한 입력속도 3200rpm에서도 저항토크를 42Nm까지 올릴 수가 없었다.

입력속도가 3200rpm이고 유압변속기의 출력속도가 100rpm일 때는 같은 입력속도에서 유압변속기의 출력속도가 50rpm일 때보다는 효율이 0.54~15.66%로 높아

지나 입력속도 2800rpm보다는 효율이 떨어짐을 알 수 있다.

표.3.3.40 출력속도가 50rpm일 때 hst의 효율

저항 토크	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0	0.55	0.002	0.36
6	0.70	0.018	2.57
12	0.81	0.031	3.83
18	0.91	0.056	6.15
24	0.94	0.076	8.09
30	1.26	0.075	5.95
36	1.55	0.107	6.93

표.3.3.41 출력속도가 100rpm일 때 hst의 효율

저항 토크	입력동력(hp)	출력동력(hp)	효율(%)
0	0.92	0.005	0.54
6	0.93	0.036	3.87
12	1.03	0.080	7.77
18	1.14	0.117	10.26
24	1.20	0.170	14.17
30	1.38	0.216	15.65
36	1.52	0.238	15.66
42	1.99	0.296	14.87

유압변속기는 50rpm~100rpm 정도의 초 저속에서도 최대 부하토크의 86% 또는 그 이상까지 가능하나 출력동력이 0.1~0.3hp 정도이어서 경사지인 조그마한 장애물도 극복하기에 어려운 경우가 발생되어진다. 본 실험을 통해 유압변속기의 출력속도가 50rpm이상이면 최대 부하토크가 근접하는 토크가 가능함을 알 수 있다.

## 5. 최대 토크에서 사판각 비교

### 가. 재료 및 방법

#### 1) 실험 방법



각 입력속도별 동력계를 이용하여 유압변속기의 최대저항인 42Nm로 부하토크를 가하고 유압변속기의 출력속도를 300, 500, 1000, 1500, 2000, 2300, 2600, 2800, 3200rpm로 동력계의 최대저항에 관계없이 일정하게 유지하면서 사판각도를 변화하였을 때 각 입력속도별 동일한 출력속도에 따른 사판각과 출력동력을 측정하였다.

동력계에서 가해진 최대저항이 42Nm인 이유는 유압변속기(HST)의 최대토크가 2.1kg-m이었기 때문이며 유압변속기가 최대토크까지 외부저항을 받았을 때 출력동력과 그때의 사판각도를 알아보기 위하여 실험을 행하였다.

표.3.3.42 실험 방법

구 성	M+TT+HST+동력계
입력속도(rpm)	2300 , 2600 , 2800 , 3200
출력속도(rpm)	300,500,1000,1500,2000,2300,2600,2800,3200
저항토크(Nm)	42

#### 나. 실험 결과

동력계를 이용하여 외부저항을 42Nm를 주었을 때 유압변속기의 사판각도와 출력동력을 알아보기 위한 실험 결과는 다음과 같다.

##### 1)입력속도가 2300rpm일 때 입출력동력과 사판각도

표.3.3.43은 유압변속기의 입력속도가 2300rpm이고 동력계를 이용하여 유압변속기의 최대저항을 가하였을 때 출력동력과 사판각도를 나타낸 것으로 출력속도가 증가할수록 사판각과 출력동력은 증가함을 알 수 있다. 따라서 사판각도를 최대로 열고 유압변속기에 최대 토크를 주었을 때 출력동력은 유압변속기의 출력속도가 고속일 때 최고 5.86hp 정도가 소요되고 저속일 때는 적게는 0.87hp의 출력동력을 필요로 한다. 따라서 각 부분의 장치에서 소요되는 동력을 고려할 때 유압변속기의 최대 저항이 걸렸을 때 구동하기 위해서는 입력동력은 적어도 6hp이상은 되어야 함을 알 수 있다. 최대 출력속도는 입력속도의 88.7%였다.

표.3.3.43 저항토크 42Nm일 때 사판각도

출력토크(Nm)	출력속도(rpm)	출력동력(hp)	사판각도(도)
40.63	301.76	0.87	2
40.61	510.74	1.48	4
40.61	1000.20	2.89	10
40.55	1503.22	4.34	15
40.40	1979.10	5.69	20
40.34	2040.04	5.86	21

2) 입력속도=2600rpm

표.3.3.44는 입력속도가 2600rpm이고 동력계를 이용하여 유압변속기에 최대토크인 42Nm를 가하였을 때 유압변속기의 출력동력과 사판각도를 표시한 것으로 입력속도가 2300rpm일 때와 출력동력은 비슷하나 사판각도는 같은 출력속도에서 약간 감소함을 알 수 있다. 이것은 입력속도가 증가하므로 유압변속기의 출력속도 최대 범위도 늘어나고 따라서 같은 출력속도일 경우도 입력속도가 커짐에 따라 사판각도는 감소하였다. 따라서 출력동력도 최고 출력속도에서 입력속도 2300rpm일 때 보다 증가하였다. 입력속도 2600rpm일 때는 사판각도를 최대로 열고 유압변속기에 최대 토크를 주었을 때 최고 출력동력이 6.28hp이므로 유압변속기의 최대저항이 걸렸을 때 구동할 수 있는 입력동력은 적어도 6.28hp 이상을 필요로 한다. 최대 출력속도는 입력속도의 84.4%였다.

표.3.3.44 저항토크 42Nm일 때 사판각도

출력토크(Nm)	출력속도(rpm)	출력동력(hp)	사판각도(도)
40.52	301.66	0.87	2.5
40.58	503.81	1.46	4
40.20	1000.98	2.86	8
40.40	1490.33	4.29	13
39.73	1992.97	5.64	19
40.14	2195.90	6.28	21
40.14	2195.90	6.28	21

3) 입력속도=2800rpm

표.3.3.45는 입력속도 2800rpm일 때 유압변속기의 최대 토크를 동력계를 이용하

여 외부 저항으로 가하였을 때 출력동력과 사판각도를 나타낸 것으로 출력동력은 앞의 경우보다 약간 증가하고 사판각도는 약간 감소함을 알 수 있는데 이것의 이유는 앞의 설명한 것과 같이 입력속도가 증가하므로 유압변속기의 출력속도 범위가 늘어나고 늘어나 만큼 동력이 증대된 것이다. 그리고 입력속도 2800rpm일 때는 사판각도를 최대로 하여 유압변속기에 최대 토크를 낼 때 출력동력이 6.69hp이므로 유압변속기의 출력축에 최대저항이 걸렸을 때 입력동력은 적어도 6.69hp이상이 필요함을 알 수 있다. 최대 출력속도는 입력속도의 82.8%였다.

표.3.3.45 저항토크 42Nm일 때 사판각도

출력토크(Nm)	출력속도(rpm)	출력동력(hp)	사판각도(도)
40.81	300.00	0.87	3
40.52	504.39	1.46	4
40.55	1001.86	2.89	8.5
40.55	1494.82	4.32	11.5
40.84	1999.71	5.82	16.5
40.40	2284.77	6.57	19
40.55	2318.55	6.69	21

#### 4) 입력속도=3200rpm

표.3.3.46은 입력속도 3200rpm일 때 유압변속기에 최대 토크를 주었을 때 필요한 출력동력과 사판각도를 나타낸 것이면 출력속도가 증가함에 따라 출력동력은 앞의 입력속도 2800rpm일 때보다 약간 증가하고 사판각도는 약간 감소함을 알 수 있는데 이것은 앞의 경우와 같은 이유에서이다. 그리고 입력동력은 출력동력이 7.48hp를 필요로 함으로 유압변속기에 최대 토크를 주고 사판각도를 최고로 열어 최대의 출력속도를 낼 때 적어도 7.5hp이상이 되어야 함을 알 수 있다.

최대 출력속도는 입력속도의 81.3%이다.

표.3.3.46 저항토크 42Nm일 때 사판각도

출력토크(Nm)	출력속도(rpm)	출력동력(hp)	사판각도(도)
40.52	301.46	0.87	2.5
40.52	502.73	1.45	3.75
40.37	1004.00	2.89	8
40.52	1507.23	4.35	12
40.46	1992.48	5.74	16
40.22	2286.62	6.55	18
40.40	2567.38	7.39	21
40.31	2602.93	7.47	21
40.36	2602.43	7.48	21

앞에서 보듯이 유압변속기에 최대 토크가 걸릴 때 입력속도가 증가할수록 사판각도가 감소하고 출력동력은 입력속도의 증가에 따라 점점 증가함을 알 수 있다. 또한 입력속도별로 유압변속기의 최대 출력속도는 실험 범위에서 입력속도의 81.3%에서부터 88.7%까지이며 입력속도가 낮을수록 입력속도에 가까운 출력속도를 낼 수 있는 특징이 있다.

#### 6. 유압변속기의 효율 비교

입력속도에 따라 유압변속기의 사판각을 1/4, 2/4, 3/4, 4/4로 변화시켜 유압변속기 출력속도에 따른 입출력동력과 효율을 이전 실험에서 측정하였다. 그러나 사판각이 기준이 되어 있으므로 입력속도에 따라 각 사판각에서도 출력속도는 차이를 보여서 효율을 비교할 때 일정한 출력속도에서 비교할 수가 없었다. 따라서 각각의 입력속도에서 동력계에 의해 부하토크를 단계적으로 주었을 때 유압변속기의 출력속도를 일정하게 유지하고 이때에 단계별로 부하토크에 따른 입력동력, 출력동력과 사판각도, 유압변속기의 효율을 측정하였다.

#### 가. 실험방법

실험 장치의 구성은 입력속도별 사판각에 따른 입출력동력 실험의 Fig.3.3.5와 동일하다. 우선 모터와 토크변환기를 풀리를 이용하여 벨트로 연결하여 입력속도를 변화시킬 수 있도록 하였다. 토크변환기와 유압변속기가 직결로 연결되었으며 유압변속기의 출력축은 타이밍 풀리 벨트를 이용하여 2:1의 비율로 감속시켜 동

력계와 연결하였다. 유압변속기의 입력동력은 유압변속기 입력축에 설치된 토크 변환기를 이용하여 측정하였고 유압변속기의 출력동력은 동력계를 이용하여 동력계에서 부하토크를 단계별로 주면서 측정하였다.

실험 방법은 유압변속기의 입력속도를 2300, 2800, 3200rpm으로 변환시키고 유압변속기의 출력속도는 575, 1150, 1750, 2300, 2600, 2800rpm으로 고정시켜 실험 하였으며 부하토크는 0~42Nm 범위에서 단계적으로 6Nm씩 증가하면서 가하여 입출력동력과 사판각도, 효율을 측정하였다.

표.3.3.47 실험 방법

구 성	M+TT+HST+동력계
입력속도(rpm)	2300 , 2800 , 3200
출력속도(rpm)	575,1150,1750,2300,2600,2800,
저항토크(Nm)	0 , 6 , 12 , 18 , 24 , 30 , 36 , 42

#### 나. 실험결과

##### 1)입력속도가 2300rpm일 때 효율 및 사판각도

입력속도 2300rpm에서 유압변속기의 각 출력속도에서 부하토크의 변화에 따른 입출력동력과 사판각도, 효율을 표.3.3.48~51에 표시하였다. 유압변속기의 사판각도와 유압변속기의 입출력토크는 일정한 관계를 갖고 변화하며 그 상관관계를 식으로 구하고  $R^2$ 를 계산한 결과로 그림.3.3.10~11과 같다.

유압변속기의 출력속도가 575rpm인 경우 출력토크가 낮을 때의 효율은 20.48%이고 출력토크가 유압변속기의 최대 토크인 42Nm일 때는 63.78%의 효율을 나타냈으며 부하토크가 커지면 입력동력과 사판각도, 효율이 증가함을 나타낸 준다.

유압변속기의 출력속도가 1150rpm인 경우는 출력토크가 가장 낮은 경우 38.49%의 효율을 나타내고 유압변속기의 최대토크인 42Nm일 때는 75.34%를 나타내었다.

유압변속기의 출력속도를 저항단계에 관계없이 1750rpm으로 고정시키고 입출력동력과 사판각도, 효율을 측정한 결과는 효율은 가장 낮은 단계에서 35.84%이고 유압변속기의 최대토크인 42Nm에서는 82.88%이다. 효율은 저항단계 30Nm를 기준으로 이전단계에서는 증가하고 이후에는 감소하는 경향이 있다.

유압변속기의 출력속도가 2300rpm인 경우는 출력토크가 가장 낮은 단계에서는

효율이 60.33%이고 가장 높은 단계에서는 78.87%이고 효율이 가장 높은 단계는 30Nm이다. 따라서 저항단계가 28Nm를 기준으로 이전 단계에서는 증가하고 이후 단계에서는 감소함을 알 수 있다. 따라서 효율은 최대 토크보다 다소 낮은 부하토크에서 최대가 되는 경향을 보이고 있다.

표.3.3.48 출력속도 575rpm일 때의 hst의 효율 및 사판각도

출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	입력동력 (hp)	사판각도(도)	효율(%)
2.20	279.64	0.09	0.43	3.5	20.48
4.16	275.00	0.16	0.50	3.5	32.46
10.28	283.79	0.42	0.81	4.3	51.27
16.29	286.04	0.66	1.11	5.3	59.88
22.44	287.06	0.92	1.41	6	65.06
28.24	289.21	1.16	1.74	6.5	66.84
34.45	282.37	1.39	2.11	7	65.80
40.02	283.59	1.62	2.53	7.5	63.78

표.3.3.49 출력속도 1150rpm일 때 hst의 효율 및 사판각도

출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	입력동력 (hp)	사판각도(도)	효율(%)
3.19	565.14	0.26	0.67	10.3	38.49
4.07	570.31	0.33	0.67	10.3	49.63
10.69	575.05	0.88	1.37	10.8	63.74
16.55	568.75	1.34	1.75	11.3	76.76
22.44	571.58	1.83	2.41	12	75.81
28.42	577.29	2.34	2.96	12.8	78.88
34.69	579.74	2.86	3.67	13.3	78.00
40.02	570.95	3.25	4.32	14	75.34

표.3.3.50 출력속도 1750rpm일 때 hst의 효율 및 사판각도

출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	입력동력 (hp)	사판각도(도)	효율(%)
3.34	871.44	0.41	1.16	16.3	35.84
5.60	873.49	0.69	1.17	16.3	59.18
10.49	872.85	1.30	1.95	17	66.95
16.41	869.43	2.03	2.65	17.5	76.55
22.82	872.17	2.83	3.66	18	77.42
28.18	875.20	3.51	4.37	18.8	80.45
34.95	877.54	4.36	5.45	19.3	80.04
40.14	865.97	4.95	5.97	20.5	82.88

표.3.3.51 출력속도 2300rpm일 때 hst의 효율 및 사판각도

출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	입력동력 (hp)	사판각도(도)	효율(%)
7.71	1153.71	1.27	2.10	21	60.33
6.50	1175.34	1.09	1.80	21	60.43
10.17	1158.30	1.68	2.51	21	66.97
16.26	1135.55	2.63	3.73	21	70.49
22.41	1103.61	3.52	4.47	21	78.89
28.51	1080.91	4.39	5.21	21	84.23
34.60	1037.50	5.11	6.14	21	83.29
40.49	1002.88	5.78	7.33	21	78.87

입력속도 2300rpm일 때 저항단계에 관계없이 각각의 출력속도를 일정하게 고정시켜 입출력동력과 사판각도, 효율을 측정하였을 때 출력속도가 2300rpm일 때가 효율이 가장 높았으며 각 출력속도에서는 저항단계가 28Nm 근처에서 가장 높은 효율을 나타내었다.

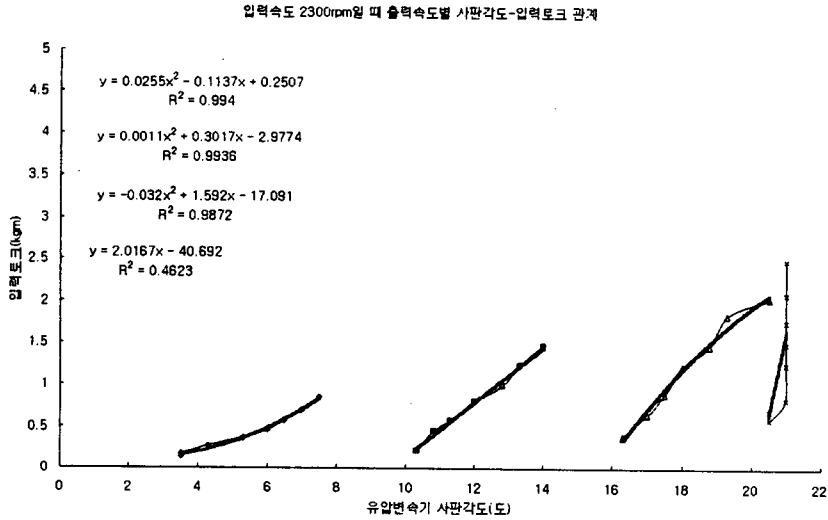


Fig.3.3.8 입력속도 2300rpm일 때 출력속도별 사판각도-입력토크

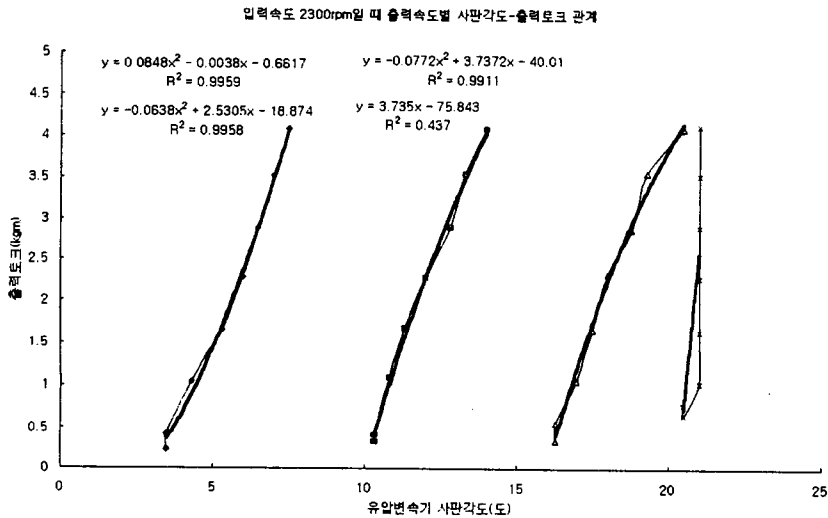


Fig.3.3.9 입력속도 2300rpm일 때 출력속도별 사판각도-출력토크

위의 그림은 입력속도가 2300rpm일 때 유압변속기의 출력속도 변화에 따른 사판각과 유압변속기의 입력토크, 사판각과 유압변속기의 출력토크 관계를 회귀 분석을 한 결과이다. 여기서 보면 유압변속기의 각 출력속도에 대해 R<sup>2</sup>의 값이



대부분 99% 이었으나 출력속도가 2300rpm인 경우는  $R^2$ 의 값이 다소 떨어짐을 알 수 있다. 출력속도 2300rpm의 경우는 사판각이 최대인 21도를 유지할 때이므로 부하토크에 따라 사판각을 더 이상 증대할 수 없어서 직선 성능을 보였으며 사판각을 증대 못한 결과 출력속도가 떨어진 결과를 보인다.

그림의 내용은 효율을 계산할 수 있는 방정식을 유도하는데 사용할 수 있다. 즉 처음 무부하시 고정된 사판각의 위치에서의 회전속도를 유지하며 토크의 변화할 때 입력토크와 출력토크의 변화를 식으로 표시한 것으로 회전수를 고려하여 출력동력의 비로 효율이 계산된다. 각 사판각 위치의 사이값은 보간법을 이용하여 계산될 수 있다.

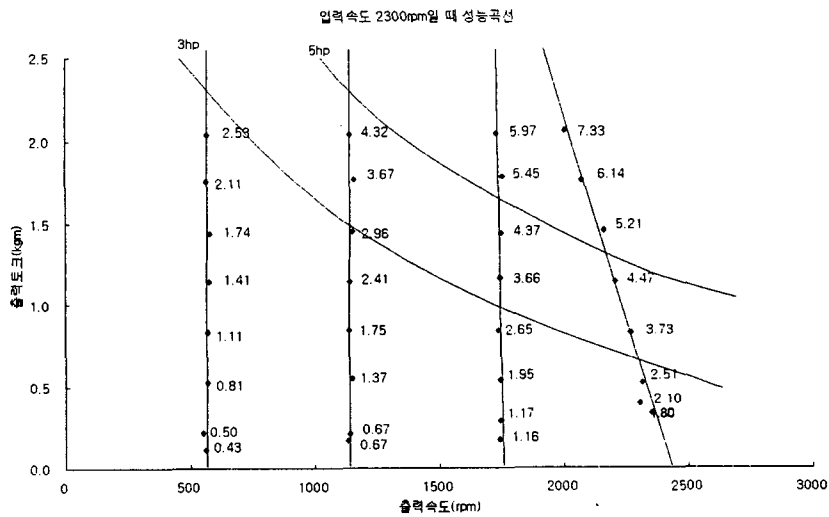


Fig.3.3.10 입력속도 2300rpm일 때 성능곡선

위의 그림은 입력속도 2300rpm일 때의 성능곡선을 나타낸 것으로 입력동력 3hp 과 5hp에서의 출력속도와 출력토크의 관계를 나타낸 것이다. 유압변속기의 출력속도가 2300rpm일 때는 동력계에 의한 저항단계가 증가할수록 속도가 떨어짐을 알 수 있다.

## 2) 입력속도가 2800rpm일 때 효율 및 사판각도

다음 표.3.3.52~56과 그림.3.3.13~14는 입력속도가 2800rpm일 때 출력속도를 일정하게 고정시키고 입출력동력과 사판각도, 효율을 구하고 유압변속기의 사판각

도에 따른 입력토크와 출력토크에 대해  $R^2$ 의 값을 나타내었다.

입력속도가 2800rpm이고 유압변속기의 출력속도는 각 부하토크를 극복하고 항상 575rpm으로 고정될 때 입출력동력과 사판각도, 효율을 구한 결과 효율은 부하토크가 가장 높은 단계의 출력토크에서는 48.57%를 나타내었다.

유압변속기의 출력속도가 1150rpm일 때 가장 높은 토크에서는 62.55%로 앞의 경향과 마찬가지로 저항단계가 증가할수록 효율이 점점 증가하여 저항토크가 42Nm일 때 가장 높은 효율을 나타냄을 알 수 있다.

유압변속기의 출력속도가 1750rpm일 때 입출력동력과 사판각도, 효율은 가장 낮은 토크에서 효율은 23.05%이고 가장 높은 토크에서는 66.13%로 저항단계가 증가할수록 효율이 점점 증가하여 저항토크가 42Nm일 때 가장 높은 효율을 나타냄을 알 수 있다. 그리고 앞의 출력속도 575, 1150rpm일 때 보다 효율과 사판각도가 증가함을 알 수 있다.

유압변속기의 출력속도가 2300rpm일 때 가장 높은 토크에서는 68.37%로 저항단계가 증가할수록 효율이 점점 증가하여 유압변속기의 최대 저항인 저항토크가 42Nm일 때 가장 높은 효율을 나타냄을 알 수 있다.

유압변속기의 출력속도가 2600rpm일 때 가장 높은 토크에서는 65.6%였다.

표.3.3.52 출력속도 575rpm일 때 hst의 효율 및 사판각도

출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	입력동력 (hp)	사판각도(도)	효율(%)
2.27	280.53	0.09	1.13	2.83	8.00
4.51	279.72	0.18	1.14	3	15.78
10.41	282.91	0.42	1.42	3.17	29.45
16.33	282.36	0.66	1.82	3.5	36.01
22.23	284.96	0.90	2.14	5.75	42.06
28.61	278.55	1.14	2.50	4	45.38
34.41	281.35	1.38	2.91	4.33	47.37
40.59	280.99	1.62	3.34	4.83	48.57

표.3.3.53 출력속도 1150rpm일 때 hst의 효율 및 사판각도

출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	입력동력 (hp)	사판각도(도)	효율(%)
3.87	576.92	0.32	1.28	7.5	24.86
4.51	571.97	0.37	1.35	7.5	27.18
11.11	572.92	0.91	1.99	7.83	45.67
16.72	574.77	1.37	2.56	8.33	53.37
22.75	572.56	1.86	3.20	8.83	57.98
27.99	569.66	2.27	3.86	9.33	58.87
33.71	570.54	2.74	4.59	9.83	59.65
41.02	572.46	3.34	5.35	10.5	62.55

표.3.3.54 출력속도 1750rpm일 때 hst의 효율 및 사판각도

출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	입력동력 (hp)	사판각도(도)	효율(%)
2.85	862.14	0.35	1.51	12.5	23.05
4.20	831.28	0.50	1.71	12.5	29.08
10.41	856.18	1.27	2.67	13	47.51
16.45	861.56	2.02	3.67	13.5	55.03
22.42	866.08	2.77	4.49	13.75	61.53
28.16	863.48	3.46	5.43	14.5	63.75
34.55	866.50	4.26	6.44	15	66.23
40.16	865.36	4.95	7.48	15.75	66.13

표.3.3.55 출력속도 2300rpm일 때 hst의 효율 및 사판각도

출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	입력동력 (hp)	사판각도(도)	효율(%)
9.98	1164.26	1.66	4.09	17.17	40.46
10.51	1168.10	1.74	3.96	17.17	44.06
10.94	1154.39	1.80	4.35	17.17	41.33
16.84	1150.39	2.76	5.08	17.67	54.32
21.93	1153.09	3.60	6.17	18	58.34
29.88	1148.57	4.89	7.34	18.5	66.59
34.59	1146.74	5.65	8.57	19.17	65.92
41.15	1150.85	6.75	9.87	20.17	68.37

표.3.3.56 출력속도 2600rpm일 때 hst의 효율 및 사판각도

출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	입력동력 (hp)	사판각도(도)	효율(%)
9.51	1299.35	1.76	4.04	19.5	43.60
8.77	1298.83	1.62	3.75	19.5	43.27
10.61	1305.34	1.97	4.24	19.67	46.47
16.21	1298.11	3.00	5.40	20	55.51
22.38	1301.50	4.15	6.76	20.5	61.37
28.36	1303.87	5.26	8.10	21	64.97
34.73	1279.26	6.32	9.42	21	67.17
38.96	1253.55	6.95	10.60	21	65.59

입력속도가 2800rpm일 때에는 저항단계가 증가할수록 효율이 단계적으로 증가하여 유압변속기의 최대 토크인 저항단계 42Nm일 때 가장 높은 효율을 나타내고 최대 부하토크에서는 출력속도가 2300rpm일 때가 효율이 가장 좋음을 알 수 있었다. 그리고 전체적으로 효율이 입력속도 2300rpm일 때 보다 떨어짐을 알 수 있다.

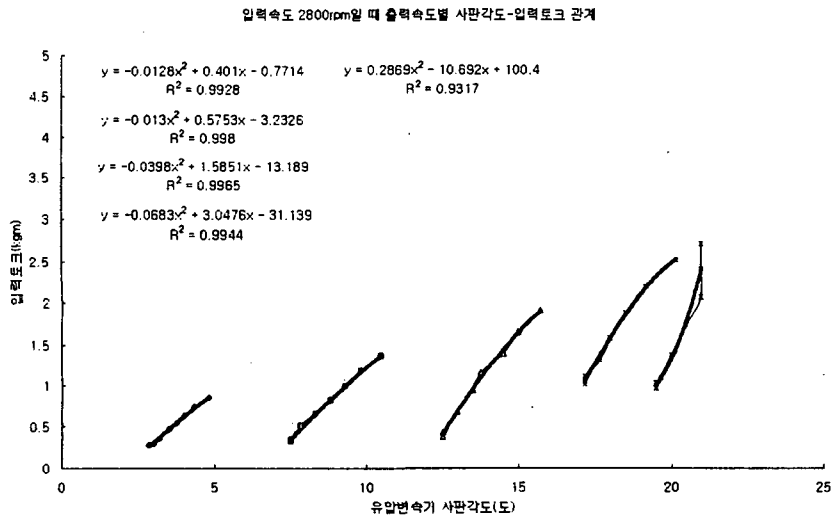


Fig.3.3.11 입력속도 2800rpm일 때 출력속도별 사판각도-입력토크

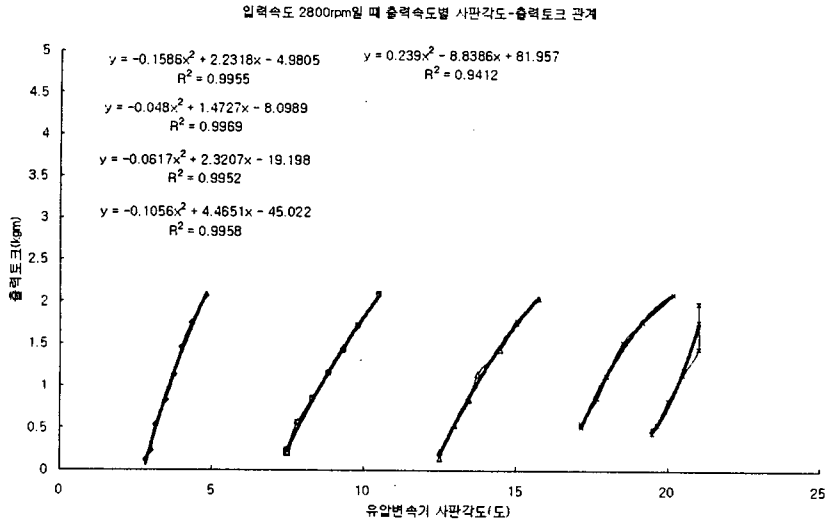


Fig.3.3.12 입력속도 2800rpm일 때 출력속도별 사판각도-출력토크

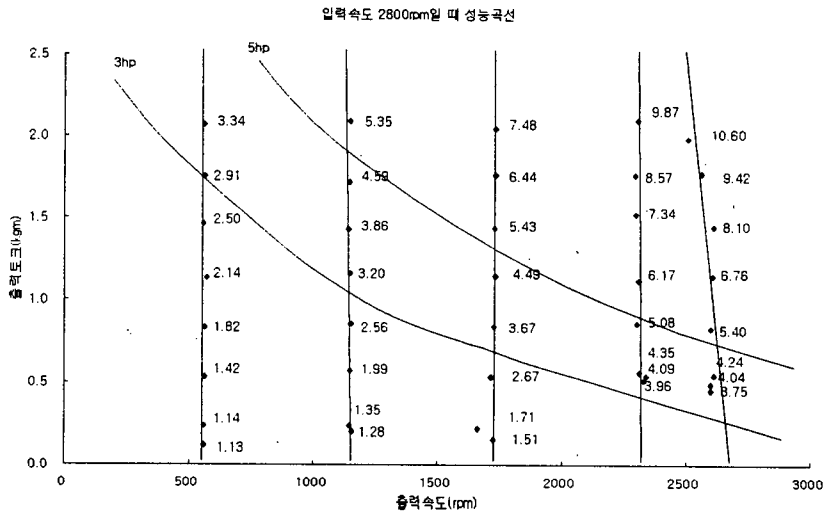


Fig.3.3.13 입력속도 2800rpm일 때 성능곡선

위의 그림은 입력속도가 2800rpm일 때 유압변속기의 출력속도 변화에 따른 사판각도와 유압변속기의 입력토크, 출력토크의 관계를 회귀 분석을 한 결과이다. 여기서 보면 유압변속기의 각 출력속도에 대해  $R^2$ 의 값이 99% 이상임을 알

수 있는데 출력속도가 2600rpm인 경우는 입력속도에 따른 최고 출력속도에 가까워져서  $R^2$ 의 값이 다소 떨어짐을 알 수 있다.

위의 그림은 입력속도 2800rpm일 때의 성능곡선을 나타낸 것으로 입력속도 2300rpm과 비교하였을 때 입력동력이 3hp, 5hp의 경우 같은 출력속도에서 출력토크, 출력동력을 내는데 있어 입력속도 2800rpm인 경우가 더 많은 입력동력을 필요로 함으로 입력속도가 2300rpm인 경우가 효율이 높아짐을 알 수 있다. 그러나 입력속도 2300rpm일 때보다 유압변속기의 출력속도 범위가 더 넓은 것을 알 수 있다.

### 3) 입력속도가 3200rpm일 때 효율 및 사판각도

아래 표.3.3.57~62는 입력속도가 3200rpm이고 저항단계를 일정하게 증가시키면서 저항단계에 관계없이 출력속도를 일정하게 유지하면서 입출력동력과 사판각도, 효율을 측정된 결과이다. 그림.3.3.16~17은 유압변속기의 사판각도에 따른 입력토크, 출력토크의 관계식과 회귀분석한 결과인  $R^2$ 로 나타내었다.

입력속도 3200rpm에서 출력속도가 575rpm일 때 가장 높은 토크에서는 30.66%로 입력속도가 낮은 경우와 같이 저항단계가 증가할수록 효율이 점점 증가하여 유압변속기의 최대 토크인 저항토크가 42Nm일 때 가장 높은 효율을 나타냄을 알 수 있다.

유압변속기의 출력속도가 1150rpm일 때 가장 높은 토크에서는 40.31%이었으며 유압변속기의 출력속도가 1750rpm일 때 가장 높은 토크에서는 44.16%로 저항단계가 증가할수록 효율이 점점 증가하여 저항토크가 42Nm일 때 가장 높은 효율을 나타냈다.

유압변속기의 출력속도가 2300rpm일 때는 가장 높은 토크에서는 48.19%이었으며 출력속도가 2600rpm일 때 가장 높은 토크에서는 45.99%로 저항단계가 증가할수록 효율이 점점 증가하여 저항토크가 42Nm일 때 즉 유압변속기의 최대 토크일 때 가장 높은 효율을 나타냄을 알 수 있다. 유압변속기의 출력속도가 2800rpm일 때 가장 높은 토크에서는 48.37%로 저항단계가 증가할수록 효율이 점점 증가하여 저항토크가 30Nm일 때 가장 높은 효율을 나타냄을 알 수 있다. 여기서는 저항단계를 유압변속기의 최대 토크인 42Nm까지 올릴 수가 없었다. 그 이유는 유압변속기의 정격회전속도 범위가 600~3600rpm으로 출력속도가 최대가 되도록 즉 3600rpm가까이 되도록 하여 저항을 주었을 때 최대 토크까지 올릴 수가 없었다. 그러나 저항단계 30Nm까지의 값은 출력속도 2800rpm 이전의 효율과 사판각도보다 증가함을 알 수 있다.

표.3.3.57 출력속도 575rpm일 때 hst의 효율 및 사판각도

출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	입력동력 (hp)	사판각도(도)	효율(%)
2.43	282.32	0.10	2.38	3.8	4.09
4.13	282.62	0.17	2.45	3.8	6.78
10.22	287.21	0.42	2.87	4	14.57
16.61	286.96	0.68	3.36	4.5	20.18
22.56	286.08	0.92	3.83	5.5	24.02
28.56	284.18	1.16	4.23	6	27.30
34.42	289.50	1.42	4.74	6.5	29.95
40.81	283.35	1.65	5.37	7	30.66

표.3.3.58 출력속도 1150rpm일 때 hst의 효율 및 사판각도

출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	입력동력 (hp)	사판각도(도)	효율(%)
3.22	570.17	0.26	2.80	8	9.35
4.45	567.87	0.36	2.86	8	12.59
10.28	576.56	0.84	5.51	9	15.32
16.52	581.40	1.37	4.49	9.5	30.51
22.41	577.83	1.84	5.43	10.3	33.96
28.07	574.22	2.30	6.23	11	36.85
34.54	573.93	2.82	7.15	11.8	39.47
40.14	574.37	3.28	8.14	12.5	40.31

표.3.3.59 출력속도 1750rpm일 때 hst의 효율 및 사판각도

출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	입력동력 (hp)	사판각도(도)	효율(%)
3.54	874.90	0.44	3.23	12.8	13.70
5.04	868.46	0.62	3.38	12.8	18.41
10.22	869.04	1.27	4.58	13.5	27.63
16.29	881.10	2.05	5.67	14	36.10
22.85	874.17	2.84	6.89	15.3	41.31
28.15	873.54	3.50	8.17	15.8	42.88
33.66	867.33	4.16	9.50	16.8	43.76
40.25	874.25	5.01	11.35	17.5	44.16

표.3.3.60 출력속도 2300rpm일 때 hst의 효율 및 사판각도

출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	입력동력 (hp)	사판각도(도)	효율(%)
7.73	1182.52	1.31	5.11	17.5	25.61
5.45	1170.51	0.91	4.60	17.5	19.75
10.84	1171.39	1.81	5.75	18	31.44
15.88	1174.17	2.66	7.25	19	36.69
21.71	1160.99	3.60	8.88	20	40.55
27.71	1156.20	4.57	10.42	20.3	43.86
34.54	1154.59	5.68	12.07	21	47.07
40.61	1063.62	6.15	12.76	21	48.19

표.3.3.61 출력속도 2600rpm일 때 hst의 효율 및 사판각도

출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	입력동력 (hp)	사판각도(도)	효율(%)
8.00	1294.43	1.47	5.20	20	28.34
8.32	1300.93	1.54	5.28	20	29.21
10.22	1305.76	1.90	5.94	20.5	32.03
16.20	1293.95	2.99	7.55	20.5	39.55
21.94	1297.51	4.05	9.54	21	42.49
28.97	1293.12	5.34	11.28	21	47.30
34.57	1150.63	5.67	11.50	21	49.30
41.04	904.64	5.30	11.52	21	45.99

표.3.3.62 출력속도 2800rpm일 때 hst의 효율 및 사판각도

출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	입력동력 (hp)	사판각도(도)	효율(%)
9.67	1417.14	1.95	6.07	20.5	32.14
9.05	1421.39	1.83	6.00	20.5	30.53
10.63	1411.28	2.14	6.40	20.5	33.39
16.38	1445.02	3.37	8.28	21	40.72
21.86	1380.91	4.30	9.86	21	43.60
28.39	1265.53	5.12	10.58	21	48.37



입력속도 3200rpm일 때에도 저항단계를 일정한 단계로 변화하면서 저항단계에 관계없이 출력속도를 일정하게 유지하면서 입출력동력과 사판각도, 효율을 측정 한 결과 각 출력속도에서는 출력속도가 2800rpm을 제외하고 모두 유압변속기의 최대 토크인 42Nm에서 효율이 가장 높음을 알 수 있었고 출력속도에서는 2300rpm일 때가 다른 출력속도에 비해 효율이 높음을 알 수 있었다. 그리고 입력속도가 3200rpm일 때는 입력속도 2300, 2800rpm일 때보다 효율이 떨어짐을 알 수 있었다.

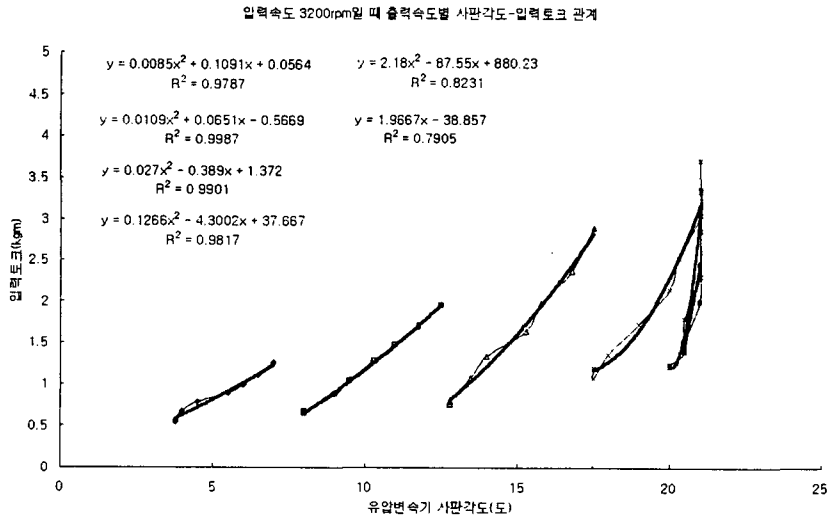


Fig.3.3.14 입력속도 3200rpm일 때 출력속도별 사판각도-입력토크

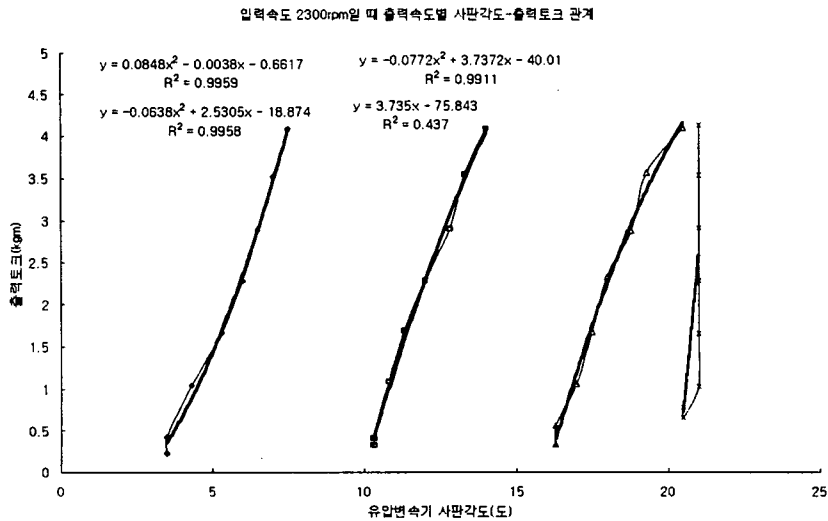


Fig.3.3.15 입력속도 3200rpm일 때 출력속도별 사판각도-출력토크

위의 그림은 입력속도가 3200rpm일 때 유압변속기의 출력속도 변화에 따른 사판각도와 유압변속기의 입력토크, 출력토크의 관계를 회귀 분석을 한 결과이다. 여기서 보면 유압변속기의 각 출력속도에 대해  $R^2$ 의 값이 99% 이상임을 알 수 있는데 출력속도가 2600rpm, 2800rpm인 경우는 입력속도에 따른 최고 출력속도를 내므로  $R^2$ 의 값이 다소 떨어짐을 알 수 있다. 그림에서 유압변속기의 사판각도에 대해 일정한 값으로 유압변속기의 입력토크와 출력토크가 증가하고 출력속도가 증가할수록 유압변속기의 사판각은 증가한다. 그림에서 출력속도 2600, 2800rpm에서 선도가 겹치는 이유는 입력속도 3200rpm에서 유압변속기의 출력속도를 2600, 2800rpm으로 유지할 때는 유압변속기의 사판각도가 최대 사판각도인 21도를 필요로 하기 때문이다.

앞의 입력속도 2300rpm, 2800rpm인 경우와 비교하였을 때 입력속도 3200rpm에서는 동일한 유압변속기의 출력속도에서 사판각도는 감소하고 유압변속기의 사판각에 따른 입력토크, 출력토크는 입력속도 2300rpm, 2600rpm보다는 크게 나타남을 알 수 있는데 이것은 동일한 출력속도에서 유압변속기의 입력동력과 출력동력이 많이 소요되고 효율이 입력속도 2300rpm, 2800rpm인 경우보다 입력속도 3200rpm이 낮게 나타난다.

또한 그림에 표기한 방정식에서는 유압변속기의 입력속도가 3200rpm일 때 유압변속기의 사판각과 그때의 유압변속기의 사판각을 알 때 입력토크와 출력토크를

계산하여 입출력동력을 구하여 유압변속기의 구동 효율을 알 수 있다.

결과적으로 각 입력속도에서는 전체적으로 입력속도가 2300rpm일 때가 효율이 가장 높고 각 입력속도 내에서는 유압변속기의 출력속도가 2300rpm일 때가 효율이 가장 높고 입력속도가 2300rpm일 때는 저항토크 30Nm일 때 효율이 가장 높고 입력속도 2800, 3200rpm일 때는 유압변속기의 최대 토크인 42Nm일 때 가장 높은 효율을 나타냄을 알 수 있다.

따라서 입력속도가 2300rpm일 때가 가장 적은 입출력동력이 소요되고 효율도 전체적으로 가장 높으나 유압변속기의 최대 토크가 가해졌을 때는 입력속도 2800rpm이 효율이 가장 좋게 나타나고 유압변속기의 출력속도 범위가 넓어짐으로 입력속도 2800rpm인 경우가 적당한 입력속도로 나타났다.

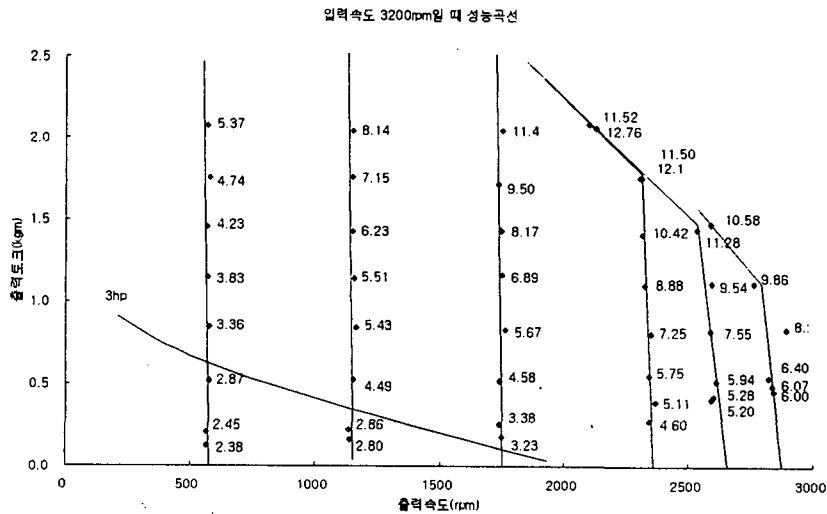


Fig.3.3.16 입력속도 3200rpm일 때 성능곡선

위의 그림은 입력속도 3200rpm일 때의 성능곡선으로 앞의 입력속도 2300, 2800rpm인 경우와 비교하였을 때 입력동력 3hp, 5hp에서 같은 출력속도에서 출력토크와 출력동력을 내는데 있어 입력동력이 더 많이 소요되어 효율이 낮아짐을 알 수 있다.

표.3.3.63 3.5hp의 출력동력이 가능한 입력속도와 효율

입력속도(rpm)	출력속도(rpm)	부하토크(Nm)	효율(%)
2300	1150	40.0	75.0
	1750	28.2	80.5
	2300	22.4	78.9
2800	1150	41.0	62.6
	1750	28.2	63.8
	2300	22.4	58.4
	2600	20.0	58.0
3200	1150	40.0	40.3
	1750	28.2	42.8
	2300	21.7	40.6
	2600	20.0	40.0
	2800	18.0	40.7

표.3.3.63은 3.5hp이 요구되어지는 작업을 위해 유압변속기의 입력속도를 변화시켰을 때 출력속도와 효율을 표시한 것으로 입력속도가 낮은 2300rpm일 때는 효율이 75%이상으로 높았다. 그러나 3.5hp의 출력을 낼 수 있는 출력속도는 입력속도에 따라 차이를 보여 입력속도가 클수록 출력속도의 범위가 커지는 장점이 있다. 따라서 출력속도비가 크지 않은 경우에는 입력속도가 낮을수록 유리하며 출력속도비가 큰 경우에도 입력속도가 큰 경우가 작업을 가능하게 한다.

#### 7. 저항에 따른 유압변속기의 drain의 양 측정

각 입력속도별로 사판각에 따른 유압변속기의 유압유의 drain의 양을 동력계에 의해 무부하시, 부하시 측정하여 입출력되는 작동유의 drain양을 부하시, 무부하시 같은지 측정하기 위해 동력계에서 외부저항을 주어 유압변속기의 사판각을 변화하면서 유압변속기의 drain의 양이 200ml가 될 때의 시간을 측정하여 각 입력속도별로 입력속도 당 유량을 계산하였다.

실험장치는 우선 저항토크를 일정한 단계로 주었을 때 각 입력속도에서 입력토크와 입력회전수를 측정하여 입출력동력을 측정하였고 이때 유압변속기의 사판각을 변화하면서 유압변속기의 출력속도를 변화시켰다. 실험 장치의 구성은 앞선 실험과 동일하다.

이 실험의 목적은 입력속도별로 출력속도가 어느 정도일 때 출력유량과 입력속도 당 유량의 범위를 알고 유량과 토크는 비례하고 토크가 증가하면 유량의 압력이 증가한다는 것을 알기 위하여 하였다.

가. 실험 방법

1) 동력계의 의한 저항토크가 없는 경우

모터, 토크변환기, 유압변속기로 구성되어진 장치를 이용하여 입력속도를 서로 다르게 하고 유압변속기에서 사판각을 입력속도에 1/4, 2/4, 3/4, 4/4로 조정하여 유압변속기의 출력속도를 변화하면서 각 입력속도에서 사판각에 따른 입출력동력을 측정하고 이때 유압변속기에서 drain 되는 양 즉 유압변속기에서 200ml의 drain 되는 양의 시간을 측정하여 출력유량을 계산하고 입력속도 당 출력유량을 계산하였다.

참고로 유압변속기의 정격 출력유량은 10 cc/rev 이다.

표.3.3.64 저항토크가 없는 경우의 실험방법

구 성	M+TT+HST(무부하)
입력속도(rpm)	2300 , 2600 , 2800 , 3200
출력속도(rpm)	입력속도별 사판각의 1/4 , 2/4 , 3/4 , 4/4
측정유량(ml)	200

2) 동력계의 의한 저항토크가 있는 경우

모터, 토크변환기, 유압변속기, 동력계로 구성되어진 장치를 이용하여 입력속도를 서로 다르게 하고 출력축에 동력계를 이용 일정한 저항을 단계적으로 주었을 때 각 입력속도에서 유압변속기의 사판각을 변화하면서 유압변속기의 출력속도를 변화시켰을 때 이때의 입출력동력을 측정하고 유압변속기의 drain되는 양을 측정하기 위하여 유압변속기의 drain양 200ml가 될 때의 시간을 측정하여 이것을 기초로 입력속도와 외부저항에 따른 유압변속기의 출력유량과 입력속도 당 출력유량을 계산하였다. 실험 조건은 표3.3.65와 같다.

표.3.3.65 저항토크가 있는 경우의 실험 방법

구 성	M+TT+HST+동력계
입력속도(rpm)	2600, 3200
출력속도(rpm)	입력속도별 사판각의 1/4, 2/4, 3/4, 4/4
저항토크(Nm)	0, 6, 12, 18, 27, 30
측정유량(ml)	200

나. 실험 결과

1) 동력계의 의한 저항토크가 없는 경우

표.3.3.66 입력속도가 2300rpm일 때 출력유량과 입력속도 당 유량

입력속도(rpm)	출력속도(rpm)	출력유량(cc/s)	입력속도당 유량(cc/rev)
2342.333	594.333	3.393	0.087
2342.000	1174.667	3.873	0.099
2341.667	1755.667	3.931	0.101
2340.333	2221.333	4.034	0.103

표.3.3.67 입력속도가 2600rpm일 때 출력유량과 입력속도 당 유량

입력속도(rpm)	출력속도(rpm)	출력유량(cc/s)	입력속도당 유량(cc/rev)
2543.667	669.667	3.632	0.086
2544.000	1309.333	4.302	0.101
2542.333	1961.000	4.669	0.110
2543.000	2521.333	5.041	0.119

표.3.3.68 입력속도가 2800rpm일 때 출력유량과 입력속도 당 유량

입력속도(rpm)	출력속도(rpm)	출력유량(cc/s)	입력속도당 유량(cc/rev)
2842.667	715.000	4.577	0.097
2842.000	1454.667	4.804	0.101
2841.667	2155.333	5.002	0.106
2840.667	2824.333	5.182	0.109

표.3.3.69 입력속도가 3200rpm일 때 출력유량과 입력속도 당 유량

입력속도(rpm)	출력속도(rpm)	출력유량(cc/s)	입력속도당 유량(cc/rev)
3085.333	843.333	4.944	0.096
3086.333	1628.333	5.453	0.106
3086.333	2437.333	5.829	0.113
3084.333	3032.667	6.181	0.120

위의 표에서 볼 수 있듯이 입력속도가 증가할수록 출력속도가 증가할수록 출력 유량과 입력속도 당 출력유량이 증가함을 알 수 있다.

이것은  $Q=D\theta$  에서 입력속도가 빠를수록 펌프를 돌려주는  $\theta$  즉 회전수가 많아져 같은 유량  $Q$ 을 측정할 때 시간이 단축되어 일어나는 현상이다. 또한 같은 입력속도에서 출력속도가 증가할수록 출력유량이 늘어나는 이유는 같은 입력속도에서 일정한 유량을 보내주지만 출력속도가 빠를수록 유압변속기의 사판각을 많이 열어 drain되는 양도 늘어나므로 출력유량이 증가한다. 따라서 입력속도 당 출력유량도 입력속도와 출력속도에 따라 증가함을 알 수 있다.

2) 동력계의 의한 부하가 있는 경우

입력속도별로 출력속도를 유압변속기의 사판각에 따라 변화시키면서 동력계를 통하여 외부저항을 주었을 때의 입력속도별, 출력속도별, 동력계의 외부저항에 따른 출력유량과 입력속도 당 출력유량을 측정한 결과는 아래 표와 같다. 이때 유압변속기의 입력속도는 2600, 3200rpm으로 하였다. 동력계에 의한 외부저항은 0~30Nm를 단계적으로 주었다.

가) 입력속도가 2600rpm일 때 출력유량과 입력속도 당 유량

표.3.3.70 출력속도가 650rpm일 때 유량

저항토크 (kgm)	입력속도 (rpm)	출력속도 (rpm)	출력유량 (cc/s)	입력속도당유량 (cc/rev)
0	2535.667	662.240	11.742	0.278
6	2534.333	659.603	16.077	0.381
12	2533.667	652.018	13.097	0.310
18	2531.000	624.609	14.684	0.348
24	2526.000	535.091	16.521	0.392
30	2522.333	449.674	20.552	0.489

표.3.3.71 출력속도가 1300rpm일 때 유량

저항토크 (kgm)	입력속도 (rpm)	출력속도 (rpm)	출력유량 (cc/s)	입력속도당유량 (cc/rev)
0	2527.333	1335.026	15.109	0.359
6	2525.000	1330.111	15.889	0.378
12	2523.333	1314.290	16.728	0.398
18	2516.000	1256.478	19.376	0.462
24	2506.667	1111.003	25.300	0.606
30	2500.000	920.345	32.077	0.770

표.3.3.72 출력속도가 2000rpm일 때 유량

저항토크 (kgm)	입력속도 (rpm)	출력속도 (rpm)	출력유량 (cc/s)	입력속도당유량 (cc/rev)
0	2493.000	1996.061	17.131	0.412
6	2491.333	1993.750	17.754	0.428
12	2491.333	1992.057	17.942	0.432
18	2488.000	1982.031	18.619	0.449
24	2469.333	1887.174	24.426	0.594
30	2453.000	1731.120	31.363	0.767

입력속도가 2600rpm일 때를 살펴보면 출력속도가 증가할수록 동력계에 의한 외부저항이 증가할수록 출력유량과 입력속도 당 출력유량이 증가함을 알 수 있다.

나) 입력속도가 3200rpm일 때 출력유량과 입력속도 당 유량

표.3.3.73 출력속도가 800rpm일 때 유량

저항토크 (kgm)	입력속도 (rpm)	출력속도 (rpm)	출력유량 (cc/s)	입력속도당유량 (cc/rev)
0	3047.667	835.938	13.125	0.258
6	3042.000	818.652	14.235	0.281
12	3034.333	786.947	16.514	0.327
18	3034.000	768.978	17.796	0.352
24	3029.333	740.918	20.236	0.401
30	3015.000	662.760	27.151	0.540



표.3.3.74 출력속도가 1600rpm일 때 유량

저항토크 (kgm)	입력속도 (rpm)	출력속도 (rpm)	출력유량 (cc/s)	입력속도당유량 (cc/rev)
0	2982.000	1615.299	17.366	0.349
6	2975.333	1600.293	18.529	0.374
12	2966.000	1572.298	19.465	0.394
18	2950.333	1555.990	20.573	0.418
24	2917.333	1492.220	23.725	0.488
30	2785.000	1311.133	31.291	0.674

표.3.3.75 출력속도가 2000rpm일 때 유량

저항토크 (kgm)	입력속도 (rpm)	출력속도 (rpm)	출력유량 (cc/s)	입력속도당유량 (cc/rev)
0	2957.333	1977.214	26.414	0.536
6	2955.000	1956.771	28.968	0.588
12	2942.333	1935.449	34.168	0.697
18	2912.333	1793.978	43.018	0.886

위의 표에서 보면 입력속도가 2600rpm일 때보다 출력유량이 증가함을 알 수 있다. 이것은 앞에서 설명한 바와 같이 일정한 유량을 측정할 때 입력속도가 증가하면  $\theta$ 가 증가하고 이에 따라 시간이 단축되므로 D는 증가하게 되어진다. 입력속도가 3200rpm일 때도 입력속도가 2600rpm일 때와 마찬가지로 출력속도와 동력계에 의한 외부저항에 따라 출력유량과 입력속도 당 출력유량이 증가함을 알 수 있다.

## 8. 입력속도 2800rpm일 때 부하에 따른 유량

### 가. 재료 및 방법

#### 1) 실험 방법

모터, 토크변환기, 유압변속기, 동력계로 구성되어진 장치를 이용하여 동력계에 의한 외부저항을 주었을 때 즉 입력속도를 서로 다르게 하고 유압변속기에서 사판각을 입력속도가 2300rpm일 때의 사판각 1/4, 2/4, 3/4, 4/4에 의한 출력속도 575, 1150, 1750, 2300rpm으로 조정하여 유압변속기의 출력속도를 변화하면서 동

력계를 이용하여 외부저항을 0~30Nm로 단계적으로 주면서 각 입력속도에서 사판각에 따른 입출력동력을 측정하고 이때 유압변속기에서 drain 되는 양을 즉 유압변속기에서 200ml의 작동유가 drain 되는 양의 시간을 측정하여 출력유량을 계산하고 입력속도 당 출력유량을 계산하였다.

참고로 유압변속기의 정격 출력유량은 10 cc/rev 이다.

표.3.3.76 실험 방법

구 성	M+TT+HST+동력계
입력속도(rpm)	2800
출력속도(rpm)	575 , 1150 , 1750 , 2300 ,2600
저항토크(Nm)	0 , 6 , 12 , 18 , 24 , 30 , 36 , 42
측정유량(ml)	200

#### 나. 실험 결과

아래 표를 통하여 알 수 있듯이 입력속도 2800rpm에서 출력속도가 증가하고 동력계에 의한 외부저항이 증가할수록 유압변속기에서 drain되는 출력유량은 증가하는 것을 알 수 있다. 이것을 앞에서 실험한 입력속도 2600, 3200rpm에서 drain되는 출력유량과 입력속도 당 출력유량을 비교하였을 때 입력속도 2600rpm보다는 출력유량이 증가하고 입력속도 3200rpm일 때보다는 출력유량이 감소함을 알 수 있다. 이것은 앞에서 설명한바와 같이 일정한 출력유량이 drain되고 입력속도가 증가하므로 펌프의 회전수는 증가하고 따라서 출력되는 시간은 단축되어져서 시간당 출력되는 유량이 증가하며 출력속도 범위가 입력속도에 따라 변하므로 동일한 출력속도에서 유압변속기의 사판각이 열리는 범위가 다르고 이로 인해 drain되는 양이 차이가 난다. 이 실험에서 출력유량은 모터에서 drain되는 양이고 즉 hst 내부에서 작동유가 순환하면서 나오는 것이 출력유량이다. 그리고 drain 되는 양이 들어오는 입구면적에 따라 다르고 입력속도가 증가할수록 drain의 양도 증가하고 같은 입력속도에서 출력속도가 증가할수록 drain의 양도 증가한다. 여기서 펌프의 사판각도는 가변적이고 모터의 사판각도는 정적이다. 따라서 입력속도와 출력속도가 높아질수록 나가는 유압변속기의 사판각도에 따라 drain되는 양도 늘어난다. 또한 입력되는 작동유의 양과 출력되는 작동유의 양은 서로 같다. 작동 중 유압변속기가 열을 받는 것은 작동유가 순환이 다 안되므로 발생하는데 이것은 작동유의 입출력량의 약 10%밖에 안되어서 일어나는 것이다.

또한 입력속도 2800rpm이고 유압변속기의 사판각도를 이용하여 출력속도를 변

화하면서 동력계를 통해 부하를 준 경우의 출력유량은 실제 소형 ss기를 이용하여 구동하였을 때 유압변속기의 효율과 사판각을 계산하는 이론식에 적용되었다.

표.3.3.77 출력속도가 575rpm일 때 유량

입력속도(rpm)	출력토크(Nm)	출력유량(cc/sec)	입력속도당유량(cc/rev)
2841.00	2.99	10.67	0.23
2843.00	4.39	10.72	0.23
2841.00	10.55	12.12	0.26
2839.50	16.41	12.62	0.27
2836.00	22.68	14.44	0.31
2834.50	28.30	15.56	0.33
2831.00	34.63	17.70	0.38
2831.00	40.58	18.96	0.40

표.3.3.78 출력속도가 1150rpm일 때 유량

입력속도(rpm)	출력토크(Nm)	출력유량(cc/sec)	입력속도당유량(cc/rev)
2841.50	3.60	11.98	0.25
2840.50	4.69	12.05	0.25
2834.00	10.55	12.31	0.26
2830.00	16.14	13.75	0.29
2825.00	22.47	15.21	0.32
2819.00	28.30	16.19	0.34
2814.50	34.63	19.51	0.42
2809.50	40.63	21.74	0.46

표.3.3.79 출력속도가 1750rpm일 때 유량

입력속도(rpm)	출력토크(Nm)	출력유량(cc/sec)	입력속도당유량(cc/rev)
2836.50	3.69	11.53	0.24
2835.50	3.84	11.63	0.25
2828.00	11.07	12.62	0.27
2821.50	16.23	13.61	0.29
2813.50	22.53	15.38	0.33
2806.00	28.24	15.81	0.34
2897.00	34.69	19.61	0.41
2790.00	40.69	21.62	0.46

표.3.3.80 출력속도가 2300rpm일 때 유량

입력속도(rpm)	출력토크(Nm)	출력유량(cc/sec)	입력속도당유량(cc/rev)
2831.00	5.04	12.35	0.26
2829.50	6.06	12.35	0.26
2821.50	10.25	13.25	0.28
2811.00	16.35	14.55	0.31
2800.00	22.47	16.33	0.35
2791.00	28.13	19.23	0.41
2778.00	34.39	22.99	0.50
2767.00	40.55	26.49	0.57

표.3.3.81 출력속도가 2600rpm일 때 유량

입력속도(rpm)	출력토크(Nm)	출력유량(cc/sec)	입력속도당유량(cc/rev)
2817.50	8.47	12.74	0.27
2817.50	8.67	13.56	0.29
2818.00	10.22	13.75	0.29
2805.00	16.64	15.21	0.33
2793.00	22.73	17.17	0.37
2797.50	28.30	19.51	0.42
2766.00	34.37	22.73	0.49
2757.50	40.17	25.32	0.55

### 9. 유압변속기의 효율 결정 프로그램

본 연구를 통하여 측정된 유압변속기의 성능을 기초로 효율을 계산 할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 따라서 작업자가 유압 변속기를 작동하는 조건에 따라 효율을 구할 수 있는 프로그램으로 특히 유압 변속기의 출력 속도 및 사판각을 입력하면 그 상황에서 효율을 구 할 수 있다.

유압변속기의 효율을 구하는 방법은 유압 변속기내에서 내부 및 외부로의 leakage와 유체의 압축성을 고려한 손실 유량(slip flow)을 기초로 구할 수 있다. 유압모터인 경우의 slip flow,  $Q_s$ , 는

$$Q_s = C_{im} PL + C_{em} P_1 + PL/Be (V_{clear}/V_{swept}) D_m S_m \quad (1)$$

여기서  $C_{im}$  : 내부 leakage 계수

$PL$  : 입력 측과 출력 측의 압력차이

$C_{em}$  : 외부 leakage 계수

$P_1$  : 입력 측 압력

$Be$ : Bulk modulus  $200,000 \cdot (2.54 \cdot 2.54) / 0.453 \text{ kg/cm}^2$

$V_{clear}$ : clearance volume

$V_{swept}$ : total swept volume

$D_m$  : motor displacement

$S_m$ : motor speed, rpm

유압펌프인 경우  $Q_s$ 는

$$Q_s = C_{ip} PL + C_{ep} P_1 + PL/Be (V_{clear} + V_{swept}) / V_{swept} D_p S_p \quad (2)$$

여기서  $C_{ip}$  : 펌프 내부 leakage 계수

$PL$  : 입력 측과 출력 측의 압력차이

$C_{ep}$  : 펌프 외부 leakage 계수

$P_1$  : 입력 측 압력

$Be$ : Bulk modulus  $200,000 \cdot (2.54 \cdot 2.54) / 0.453 \text{ kg/cm}^2$

$V_{clear}$ : clearance volume

$V_{swept}$ : total swept volume

$D_p$  : pump displacement

$S_p$ : pump speed, rpm

유압 모터 및 펌프의 전체적인 효율은 입력 동력과 출력 동력의 비로 구하며 모터의 경우는 입력이 유압이며 출력이 기계동력이고 펌프는 그의 반대이다. 전체효율은 체적 효율과 기계효율을 곱하여 구할 수 있다

모터의 체적효율

$$n_{vm} = D_m S_m / Q_L = D_m S_m / (D_m S_m + Q_s) \quad (3)$$

모터의 기계효율

$$n_{tm} = T_m / (D_m PL) \quad (4)$$

모터의 전효율

$$n_{oam} = n_{tm} n_{vm} \quad (5)$$

여기서  $T_m$  = 실제 모터 출력 토크

펌프의 체적효율

$$nvp = (Dp Sp - Qs) / (Dp Sp) \quad (6)$$

펌프의 기계효율

$$ntp = Dp PL / Tp \quad (7)$$

펌프의 전효율

$$noap = ntp nvp \quad (8)$$

여기서  $Tp$  = 실제 펌프 입력 토크

#### 가) 출력토크 결정

본 효율 프로그램에서 사판각과 출력 회전속도를 입력 변수로 하여 효율을 구하기 위해서는 먼저 출력 토크의 값을 결정해야한다. 표 3.3.52 - 56에서와 같이 일정한 출력속도에서 사판각에 따라 출력토크가 달라지며 그림 3.3.17에 표시한 일정한 출력토크를 낼 수 있는 사판각과 출력토크의 점들을 연결하여 회귀곡선이 유도되어진다. 그림 3.3.17와 같이 일정한 사판각에서 출력토크에 따라 여러개의 유압변속기 출력속도가 얻어지지만 사판각과 출력속도가 결정되면 그림 3.3.17에서 하나의 출력토크를 얻을 수 있다. 단 출력토크선과 선사이의 값은 보간법으로 구할 수 있다.

#### 나) 입력 토크 결정

표 3.3.52-56의 데이터에서 출력토크와 입력토크와의 관계를 출력 회전속도에 따라 회귀 방정식을 그림 3.3.18-22 과 같이 구할 수 있다. 주어진 출력속도에서 앞에서 결정된 출력토크를 입력하면 입력토크를 구할 수 있다. 단 기존의 출력속도와 출력속도 사이의 값은 보간법을 이용한다.

#### 다) Leakage 계수

내부 및 외부 leakage 계수가 있으나 주로 외부 leakage 는 무시하고 내부 leakage 계수만을 고려하는 경우가 대부분이다.

표 3.3.77 에서 각 출력속도별 출력토크에 따른 출력유량을 회귀식으로 구한 결과는 그림 3.3.23와 같으며 절편은 10으로 가정할 때 회귀식의 x 항의 계수는 출력속도에 따라 그림 3.3.24 와 같은 회귀방정식에서 구할 수 있다. 따라서 출력속도에 의해 x 항의 계수를 결정하고 x항이 포함된 1차식의 x값에 출력 토크를 대입하면 내부 leakage 에 해당하는 초당 손실유량이 나오며 분당 유량을 구하고 보정계수 1.2를대입하여 leakage 손실 유량이 계산된다.

라) 기계효율

ntm 은 식 4에서 Tm을 출력토크로, Dm은 펌프의 용량이 10cc/rev 으로 압력은 출력토크와 비례하며 비례식은  $PL = Tm * 67 \text{ kg /cm}^2$ 이다.  
 ntp 는 식 7에서 Dp는 펌프의 용량이 사판각에 따라 변화하며 15도일 때 10cc/rev 이므로  $Dp = \text{사판각(도)} * 10 \text{ cc} / 15\text{도}$ , 압력은 모터와 동일하며 Tp는 앞의 회귀식에서 구할 수 있다.

마) 체적효율

모터의 경우 Qs의 값은 내부 leakage 유량과 압축에 의한 손실 유량을 더한 것으로  $Dm = \text{사판각}/15\text{도} * 10\text{cc}/\text{rev}$ , 출력속도는 Sm이고, PL은 축력토크에 비례상수 67을 곱하였으며, Be는 200,000 lb/in<sup>2</sup>를 kg/cm<sup>2</sup>으로 변환하여 입력하고, Vclea는 간극공간으로 사판이 고정되어 있으므로 간극공간은 항상 일정하다. 사판의 각도에 따라 간극공간의 크기가 비례하므로, 15도에 고정되어 있는 모터의 경우 Vclea는 최대 사판각이 21에서 고정된 사판각 15도를 제한 21-15의 값으로 표시되고 Vswept는 15로 표시가 가능하다.

펌프의 Qs는 모터의 경우와 동일하나 사판이 변화하므로  $Vclea + Vswept = 21$  이 되며 Vswept는 조정된 사판각을 대입할 수 있다.

이상의 값을 이용하여 계산된 펌프 및 모터의 체적효율을 곱한 후 기계효율을 각각 곱하여 전체 효율을 구할 수 있다.

이상의 방법을 이용하여 컴퓨터 프로그램을 작성하였으며 표 3.3.52-56의 효율의 값과 프로그램에서 계산한 비교한 값은 다음 표3.3.82와 같이 효율 자체의 값의 5%내의 오차를 보였다.

표.3.3.82 측정치와 계산치와의 효율비교

출력속도(rpm)	사판각(도)	측정 효율(%)	계산된 효율(%)
1150	8.33	53.4	48.7
1150	9.8	59.6	63.3
1750	12.5	29.1	28.6
1750	14.5	63.8	64.8
2300	19.2	65.9	62.0
2600	20.5	61.4	58.3

### 표.3.3.83 프로그램

```

1 REM nv2=cm/cp * (cp-cp1-cpc)/(cm+cp1+cmc)
2 DIM NEFF(13), SP(13), ITQ(13),OTQ(13), OSPED(13)
3 DIM NTM(13),NTP(13), CM(13), CP(13), CPC(13), CMC(13), NV2(13)
4 DIM A(13), B(13), C(13), CP1(13),C1(13),Y(8),YY(8), YI(5), YSPD(5)
5 INPUT" TORQUE RQATIO 70KG/CM2 =";TT
6 INPUT" FLOW ANGLE 15-21 =";FL
22 PRINT "EFFICIENCY, TQ_MOTOR_EFF, TQ_PUMP_EFF, VOL_EFF_2 "
25 FOR J=1 TO 3
30 INPUT " sp(angle)=";SP(J)
33 INPUT" out Speed =";OSPED(J)
40 SPP=SP(J):OSPD=OSPED(J)
41 GOTO 1000 ' DETERMINE THE OUTPUT TORQUE
42 REM
45 OTQ(J)=TQO
47 GOTO 2000 'DETERMINE THE INPUT TORQUE
48 PRINT " J=";J
50 ITQ(J)=TQI
60 NTM(J)=2*3.14159*100/TT/10
62 NTP(J)=SP(J)/FL*10/2/3.14159*OTQ(J)+TT/100/ITQ(J)
64 CM(J)=10*OSPED(J)
66 CP(J)=SP(J)/FL*10*2800
70 CPC(J)=SP(J)/FL*10*2800*OTQ(J)+TT/200000!*2.54*2.54/.453*21/SP(J)
80 CMC(J)=SP(J)/FL*10*OSPED(J)*OTQ(J) *TT/200000!*2.54*2.54/.453*(21-15)/15
90 REM'NV2(J)=NEFF(J)/NTM(J)/NTP(J)
100 REM'A(J)= NV2(J)*CP(J)/CM(J)
102 B(J)=CP(J)-CPC(J)
104 C(J)=CM(J)+CMC(J)
107 CCC= .0003*(OSPED(J)/100)^2-.002*OSPED(J)/100+.2256
108 CP1(J)=1.2*(OTQ(J)*9.8*2*CCC+10)*60*(OSPED(J)/500)
110 NV2(J)=CM(J)/CP(J)*(B(J)-CP1(J))/(C(J)+CP1(J))
150 PRINT " RPM = ";OSPED(J);" OUT TORQUE =";OTQ(J)
155 PRINT "-----"
160 NEFF(J)=NTM(J)*NTP(J)*NV2(J)

```



```

200 PRINT NEFF(J),NTM(J), NTP(J), NV2(J)
201 PRINT
300 NEXT J
350 END

400 PRINT " TORQUE RATIO =":TT
402 PRINT " FLOW RATE 15/21 =":FL

1000 Y(1)=-.3233*SPP^2+126.47*SPP+219.69
1001 Y(2)=-.8187*SPP^2+136.37*SPP+173.25
1002 Y(3)=-.3388*SPP^2+115.31*SPP+211.19
1003 Y(4)=-.6096*SPP^2+108.12*SPP+193.68
1004 Y(5)=-.5465*SPP^2+108.4*SPP+157.45
1005 Y(6)=1.0216*SPP^2+94.39*SPP+179.91
1006 Y(7)=1.6985*SPP^2+77.242*SPP+213.68
1007 Y(8)=2.3379*SPP^2+59.216*SPP+244.44
1008 PRINT Y(1),Y(2), Y(3),Y(4),Y(5),Y(6),Y(7),Y(8)
1009 YY(1)=.152:YY(2)=.23:YY(3)=.53:YY(4)=.83:YY(5)=1.13:YY(6)=1.46
1010 YY(7)=1.75:YY(8)=2.07

1012 REM FIND THE OUT PUT TORQUE AT GIVE OUTPUT SPEED
1015 FOR I=1 TO 8
1017 COUT=I
1020 IF Y(I)-OSPD < 0 THEN GOTO 1050
1025 NEXT I
1030 PRINT " ERORR TO FIND OUT PUT TORQUE"
1040 GOTO 1300
1050 TQO=(Y(COUT-1)-OSPD)/(Y(COUT-1)-Y(COUT))*(YY(COUT)-YY(COUT-1))+YY(COUT-1)
1060 PRINT " OUTPUT TORQUE":TQO
1300 GOTO 42

2000 REM FIND THE INPUT TORQUE 'ABOVE THE 2600RPM IS NOT ACCEPTABLE
2010 YI(1)=.0368*TQO^2+.2157*TQO+.251
2012 YI(2)=.0366*TQO^2+.4735*TQO+.231
2014 YI(3)=.0245*TQO^2+.7407*TQO+.2812
2016 YI(4)=.1152*TQO^2+.6389*TQO+.6828
2018 YI(5)=.0551*TQO^2+.9827*TQO+.5284
2019 YSPD(1)=575:YSPD(2)=1150:YSPD(3)=1750:YSPD(4)=2300:YSPD(5)=2600
2020 FOR K=1 TO 5

```

```

2022 CNT=K
2025 IF YSPD(K)-OSPD>=0 THEN GOTO 2100
2030 NEXT K
2040 PRINT " ERROR TO FIND INPUT TORQUE"
2050 GOTO 2200

2100 TQI=-((YSPD(CNT)-OSPD)/(YSPD(CNT)-YSPD(CNT-1)))+(YI(CNT)-YI(CNT-1))+YI(CNT)
2110 PRINT "INPUT TORQUE":TQI
2200 GOTO 48

```

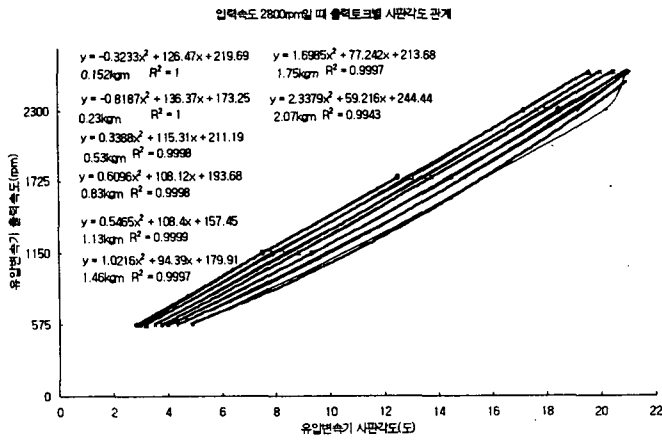


Fig.3.3.17 출력토크가 일정하게 유지될 때 유압변속기 사판각과 출력속도와의 관계

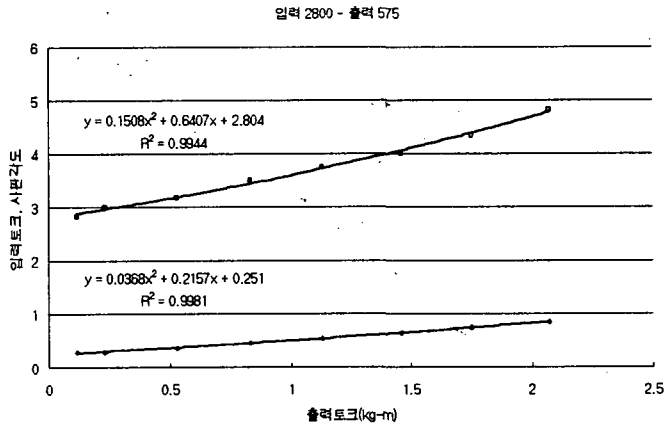


Fig.3.3.18 출력토크와 입력토크의 관계(출력속도 575rpm)

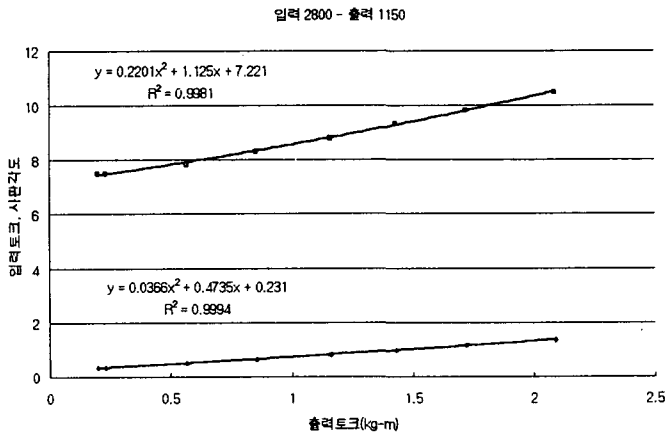


Fig.3.3.19 출력토크와 입력토크의 관계(출력속도 1150rpm)

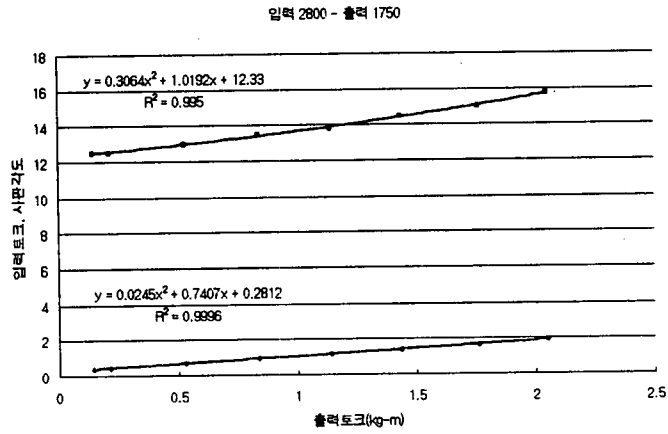


Fig.3.3.20 출력토크와 입력토크의 관계(출력속도 1750rpm)

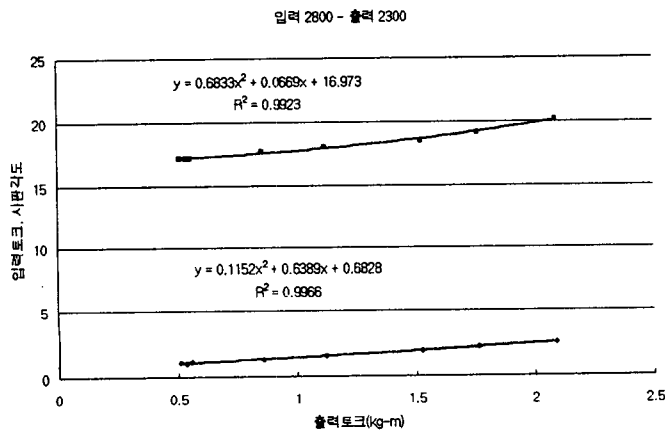


Fig.3.3.21 출력토크와 입력토크의 관계(출력속도 2300rpm)

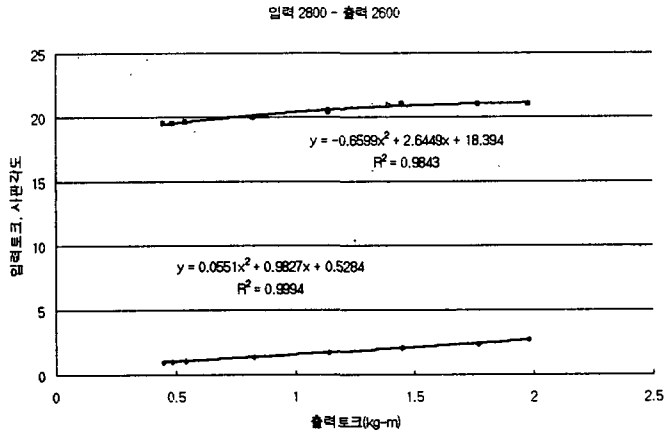


Fig.3.3.22 출력토크와 입력토크의 관계(출력속도 2600rpm)

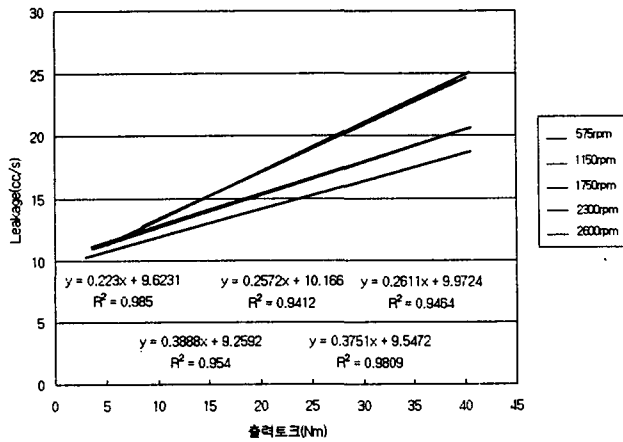


Fig.3.3.23 출력속도별 출력토크에 따른 leakage 유량

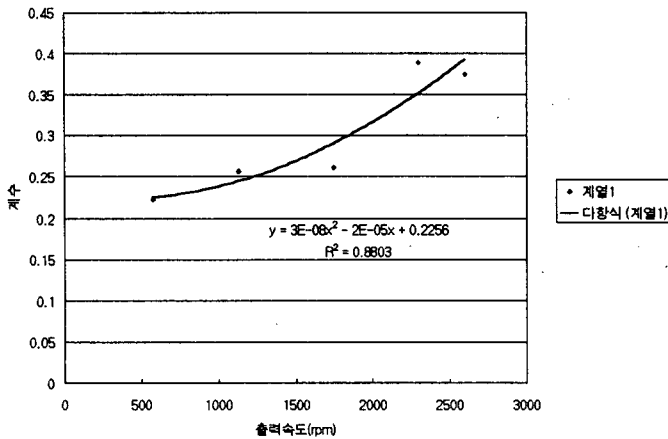


Fig.3.3.24 출력속도에 따른 leakage 유량 기울기 계수

## 제 4 절 유압변속기를 장착한 소형 ss기의 주행 능력

### 1. 유압변속기를 장착한 소형 ss기의 주행 능력

#### 가. 서론

자율주행을 위해 소형 약액 방제기를 원활히 구동시키기 위한 이상적인 동력원은 작동 속도범위가 넓으며 저속에서 높은 토크를 제공하여야 한다. 그러나 일반적인 내연기관은 저속과 고속에서 낮은 토크가 발생되고 중속에서 높은 토크와 저연비가 나타나는 특성을 가지고 있다. 이러한 이유로 적절한 변속이 필요하고 자율주행을 위해 작동 속도범위가 넓고 무단변속이 가능한 유압변속기가 선택되었다.

따라서 본 실험의 목적은 실제 소형 약액 방제기에서 입력속도와 약액의 양, 단수변화를 통해 유압변속기의 주행능력과 문제점을 알고 이를 보완하기 위해 하였다. 본 실험의 목적은 다음과 같다.

- ① 입력속도와 약액의 양의 변화에 따른 각각의 단수에서의 주행능력 측정
- ② 위의 ①을 이용한 적절한 동력전달 체계의 설계

#### 나. 재료 및 방법

##### 1) 실험 장치 구성

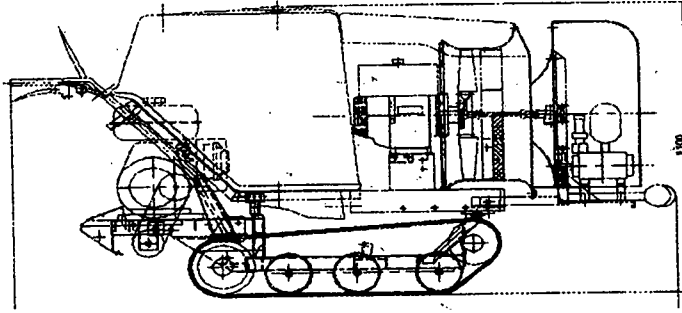


Fig.3.4.1 소형 ss기의 구성도

소형 약액 방제기의 주행능력을 측정하기 위하여 평지와 경사지에서 실험을 하였다. 경사지는 경사도가 10도 되는 아스팔트에서 측정하였고 평지 실험은 일반 아스팔트에서 측정하였다. 소형 약액 방제기의 엔진에서 동력이 변속기 앞쪽에 설치된 유압변속기를 통해 변속기로 들어가고 변속기에서 변속이 되어 양쪽바퀴 구동장치에 동력이 전달되며 브레이크 장치가 부착되어 있다. 주행 장치는 무한 궤도식이며 현재 국내에서 제작되고 있는 소형을 사용하였다. 유압변속기의 사판은 스텝 모터를 이용하여 조정하였고 사판에다가 각도기를 설치하여 사판각을 측정할 수 있도록 하였다. 또한 DC 모터를 이용하여 조향을 할 수 있도록 하였다. 입력속도는 쇼크 밸브를 이용하여 조정하였고 동력전달은 엔진에서 나오는 동력을 아이들 풀리를 통해 레바를 올렸을 때 동력이 전달되고 레바를 내렸을 때 동력이 차단되도록 하였다.

## 2) 실험 장치

### 가) 유압변속기

유압변속기(HST)는 정격출력이 3600rpm이고 2.7hp인 DAIKUN사의 제품인 BDU-10L DMF 선정하였다. 최고 출력토크는 2.1kgf.cm이고 최고 사용압력은 150kgf/cm<sup>2</sup>이며 회전당 10cc의 용량을 갖고 입력 및 출력 회전수 범위가 60~3600rpm이며 차지 펌프가 부착되어 있는 펌프, 모터 일체형이다. 피스톤 펌프는 5개의 피스톤을 내장한 실린더 블록과 사판 및 입력 축으로 구성된다. 펌프의 사판을 조정하여 정, 역회전 및 무단변속이 가능하게 조정하여 오일을 유압 모터에 공급하여 출력 축을 회전시킨다. 펌프와 모터는 폐회로로 접속되어 있다.

나) 소형 약액 방제기

소형 약액 방제기는 한서정공에서 만든 SS-180CT로 엔진은 동력이 3.5 hp이고 정격속도가 1800rpm인 공냉 4행정 가솔린 기관을 사용하였고 엔진에서 기어 트랜스미션의 전동은 V 플리로 1:1 전동 및 1:1.25로 감속되어 전달되고 텐션 로울러가 설치되어 주 클러치의 역할을 한다. 또한 트랜스미션은 변속단수가 전진 3단 및 후진 2단이다. 브레이크 시스템은 스프링에 의해 양쪽 슈를 확장하는 구조이다.(Fig.3.4.1)

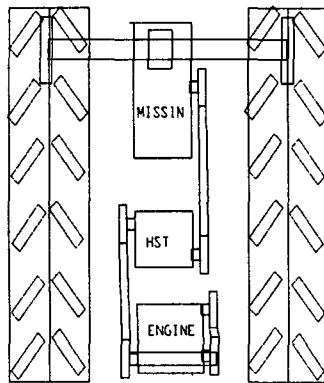


Fig3.4.2 동력 전달 체계

다) DC모터

작업기의 자울 주행 중 좌, 우 방향으로 조향을 위해 좌, 우측의 동력전달을 단절하는 클러치를 사용하였다. DC모터는 좌우의 수동작동 레버에 라쳇트 베어링을 갖는 모터이며 로드셀로 토크를 측정된 결과 클러치 작동 스프링을 압착할 수 있는 토크인 3kg-m의 토크를 갖는다.

라) 스텝 모터

유압변속기의 사판을 조정하여 출력속도를 결정하기 위해 스텝모터를 사판각 조정 장치에 연결하였다. 스텝모터의 최대 토크는 0.216kg-m이고 유압변속기가 최대 출력속도를 갖도록 사판각을 최대로 열게되면 사판각 회전 토크가 최대가



되며 크기는  $1.71\text{kg}\cdot\text{m}$ 이다. 따라서 사판각을 최대로 열고 닫기 위해서는  $8:1$  이상의 감속이 필요하다. 본 실험에서는  $4:1$  기어를 2번 통과하여 속도를  $16:1$ 로 감속하였고 따라서 토크는 증대되어 사판각을 최대로 열 수 있게 되었다.(Fig.3.4.2)

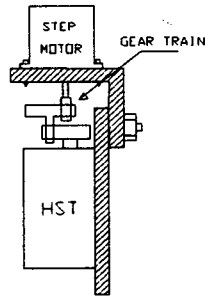


Fig.3.4.3 스텝모터 작동장치

### 3) 실험 방법

가) 평지에서 소형 약액 방제기의 주행능력 측정

평지에서 소형 약액 방제기의 약액 통에 물을 0, 50, 100, 150, 180 l 씩 채워 놓고 트랜스미션의 단수를 2단과 3단으로 변화하면서 ( 여기서 2단과 3단의 속도비는  $1.5:1$  이다.) 초오크 밸브를 이용하여 입력속도를 2300, 2600, 2800rpm으로 조정하면서 출발속도와 출발할 때 사판각 그리고 주행할 수 있는 최대속도와 그때의 최대 사판각을 측정하였다. 출발속도는 유압변속기의 출력축에서 측정한 것이고 최대 속도는 바퀴의 속도를 측정하여 유압변속기의 출력축 속도를 구한 것이다. 실험 조건은 다음 표.3.4.1과 같다.

표.3.4.1 주행능력 실험방법

변속기 단수	2 단	3 단
입력속도	2300rpm, 2600rpm, 2800rpm	
약액의 양	0, 50, 100, 150, 180 ℓ	

나) 경사지에서 소형 약액 방제기의 주행능력 측정

경사도가 10도 인 아스팔트 경사지에서 소형 약액 방제기의 약액 통에 물을 0, 50, 100, 150, 180 ℓ 씩 채워 놓고 트랜스미션의 단수를 2단과 3단으로 변화하면서 초오크 벨트를 이용하여 입력속도를 2300, 2600, 2800rpm으로 조정하면서 출발속도와 출발할 때 사판각 그리고 주행할 수 있는 최대속도와 그때의 최대 사판각을 측정하였다. 여기서도 평지에서와 같이 출발속도는 유압변속기의 출력속도를 측정한 것이고 최대속도는 바퀴의 속도를 측정하여 구한 것이다. 실험 조건은 위의 표.3.4.1과 같다.

다. 실험 결과

소형 약액 방제기의 입력속도와 약액의 양 그리고 변속기의 단수를 변화하면서 평지와 경사지에서 유압변속기의 사판각도와 출력속도를 측정하여 주행능력을 측정하였다. 이를 이론적으로 구한 유압변속기의 효율식에 대입하여 주행상태에서의 효율과 입출력토크를 구하였다.

1) 평지에서의 소형 약액 방제기의 주행능력 측정

비교된 변속단수 2단과 3단의 주행속도차이는 1:1.5이었다. 변속단수2단에서 각 입력속도에 따라 기체가 움직이기 시작했을 때의 속도인 출발속도와 각 조건에서 최대 주행시의 최대속도를 유압변속기 출력축에서 측정하였다. 평지에서 주행시 입력속도의 증가에 따라 유압변속기 출력 최대속도는 증대되었다. 약액의 양을 0ℓ에서 180ℓ까지 단계적으로 변화한 경우 최대속도는 5%내의 변동을 보여 최대 약액 탑재시 평지 주행에서는 큰 변화가 없음을 알 수 있다.

주행 최대속도는 각 입력속도에 근접한 유압변속기 출력속도가 되어야 하나 입

력동력이 3.5hp으로 한정되어 유압변속기 최대 출력속도가 상대적으로 낮아졌다. 입력속도 2300rpm과 2800rpm일 때 입력동력이 3.5hp으로 가정한 경우 각 경우 부하토크를 찾은 결과는 표.3.4.3이다. 입력속도가 높은 2800rpm인 경우에 최대속도가 높은 반면 부하토크가 다소 낮은 (22.8/2)Nm으로 약액의 양에 따른 토크변화는 미미한 것으로 판단되었다.

변속단수가 3단인 경우 각 입력속도에 따라 출발속도와 최대속도를 측정한 결과는 표.3.4.4로 변속단수 2단에 비해 출발속도는 낮아졌으며 최대속도는 40%정도 높아졌다. 3.5hp 입력동력일 경우 입력속도 2800rpm인 경우에 부하토크는 (14.9/2)Nm로 2단에 비해 부하토크가 50%정도 낮아졌으며 입력속도 2300rpm일 때도 비슷한 경향을 보였다.

표.3.4.2 변속기가 2단일 때 평지에서의 주행능력

입력속도	2300rpm		2800rpm	
	출발속도	최대속도	출발속도	최대속도
0	255.4	1050.4	247.3	1278.1
50	282.0	1007.8	254.6	1269.3
100	210.4	1021.0	244.2	1264.9
150	276.5	1018.1	208.8	1285.5
180	274.3	1003.4	245.0	1231.1

표.3.4.3 변속기가 2단일 때 평지에서의 주행시 사판각도

입력속도	2300rpm			2800rpm		
	출발속도 사판각도	최대속도 사판각도	최대속도 저항토크	출발속도 사판각도	최대속도 사판각도	최대속도 저항토크
0	4.0	13	33.12	2.8	10	22.76
50	4.0	13	33.12	3.0	10	22.76
100	3.0	13	33.12	2.1	10	22.76
150	4.0	13	33.12	2.3	10	22.76
180	4.5	13	33.12	2.5	10	22.76

표.3.4.4 변속기가 3단일 때 평지에서의 주행능력

입력속도	2300rpm		2800rpm	
	출발속도	최대속도	출발속도	최대속도
0	154.3	1469.6	135.9	1748.9
50	98.9	1451.1	107.1	1934.8
100	126.7	1239.9	156.1	1705.1
150	133.7	1422.9	138.2	1748.0
180	115.9	1405.4	132.2	1643.8

표.3.4.5 변속기가 3단일 때 평지에서의 주행시 사판각도

입력속도	2300rpm			2800rpm		
	출발속도 사판각도	최대속도 사판각도	최대속도 저항토크	출발속도 사판각도	최대속도 사판각도	최대속도 저항토크
0	2.0	15.5	27.17	1.5	13.3	14.94
50	3.0	15.5	27.17	2.0	13.5	14.94
100	2.0	15.5	27.17	1.0	13.0	14.94
150	2.0	15.5	27.17	1.5	13.3	14.94
180	2.0	15.5	27.17	1.2	13.0	14.94

2) 경사지에서 소형 약액 방제기의 주행능력 측정

10도의 경사지에서 변속단수가 2단일 때 유압변속기 입력속도에 따른 유압변속기 출력축의 출발시 속도와 최대속도를 구한 결과는 표.3.4.6과 같다. 평지와 경사지에서 출발시 속도에는 큰 차이가 없었으나 최대속도는 경사지에서 줄어드는 경향이 있다. 경사지에서는 평지에 비해 같은 중량의 차체를 이동하기 위한 토크가 더 많이 요구되어지며 본 실험결과 부하토크가 평지의 (22.8/2)Nm에서 경사지의 (25.37/2)Nm로 증대되었으며 그 결과 최대속도가 줄어든 것으로 판단된다.

변속단수가 3단인 경우에도 비슷한 경향을 보였으며 부하토크가 평지에서 (14.9/2)Nm에서 (22.76/2)Nm으로 증대되었고 최대속도는 28정도 줄어들어 8%정도 줄어든 2단인 경우보다 속도 낙폭이 컸다.

본 실험의 부하토크는 유압변속기 출력속도를 고려하여 유압변속기에서 극복할 수 있는 토크로 클수록 주행능력이 커지게 된다. 경사지에서 2단과 3단의 경우를 비교하면 극복 가능한 부하토크가 3단인 경우가 적으며 기체의 주행속도를 증대시킬 경우, 부하토크가 따라서 작아져서 경사지에서 주행이 불가능한 경우가 발생되었다.

표.3.4.6 변속기가 2단일 때 경사지에서의 주행능력

입력속도	2300rpm		2800rpm	
	출발속도	최대속도	출발속도	최대속도
0	181.7	750.7	247.0	1170.9
50	210.2	766.9	243.7	1173.8
100	186.5	954.9	239.7	1163.5
150	245.1	940.2	224.3	1160.6
180	182.3	956.4	223.7	1109.2

표.3.4.7 변속기가 2단일 때 경사지에서의 주행시 사판각도

입력속도	2300rpm			2800rpm		
	출발속도 사판각도	최대속도 사판각도	최대속도 저항토크	출발속도 사판각도	최대속도 사판각도	최대속도 저항토크
0	1.3	11	38.56	1.5	9.1	25.37
50	2.0	11	38.56	1.5	9.1	25.37
100	2.3	11	38.56	2.3	9.0	25.37
150	2.8	11	38.56	1.8	9.0	25.37
180	2.8	11	38.56	2.3	8.5	25.37

표.3.4.8 변속기가 3단일 때 경사지에서의 주행능력

입력속도	2300rpm		2800rpm	
	출발속도	최대속도	출발속도	최대속도
0	176.8	1139.7	200.2	1334.3
50	180.3	1068.6	213.3	1313.9
100	194.4	989.8	174.9	1254.5
150	203.6	936.3	215.4	1169.8
180	214.2	915.8	260.9	1115.3

표.3.4.9 변속기가 3단일 때 경사지에서의 주행시 사판각도

입력속도	2300rpm			2800rpm		
	출발속도 사판각도	최대속도 사판각도	최대속도 저항토크	출발속도 사판각도	최대속도 사판각도	최대속도 저항토크
0	1.0	13.2	33.12	1.1	10	22.76
50	1.0	12.1	35.8	1.2	10	22.76
100	1.3	12.1	35.8	1.2	9.5	22.76
150	1.5	12.1	35.8	1.5	9.0	25.37
180	2.8	12.1	35.8	2.5	9.0	25.37

여 백



# 제 4 장

## 소형 SS기의 자율주행

여 백

## 제 4 장 소형 SS기의 자율 주행

### 제 1 절 서론

#### 1. 서언

고품질 농산물생산 및 수확량 감소를 막기 위하여 병해충 방제 작업은 농작업의 일부로서 필수적이다. 과수생산농가의 경우도 대체적으로 연10회 이상 정기적으로 방제작업이 이루어지고 있다. 따라서 작업자가 농약에 노출될 수 있는 가능성이 매우 높으며 또한 농약 사용의 과다 및 부적절로 인하여 주변 환경을 오염시킬 수 있다. 특히 덩식 이나 울타리 형태로 재배가 이루어지는 포도나 밀식 재배를 하는 제주도의 감귤밭 등은 과수의 canopy로 인하여 밀폐된 공간에서 방제작업이 이루어지므로 작업자가 농약을 뒤집어 쓰는 매우 위험한 작업이라고 할 수 있다. 또한 작업 공간의 높이조차도 낮아서 작업자가 일어서지 못하고 구부린 상태로 작업을 해야 하므로 대부분의 작업자가 방제작업을 회피하고 있어 고액의 인건비를 지불 하더라도 노동력을 구할 수 없어 농작업 경영에 어려움을 겪고 있다.

따라서, 본 연구는 이와 같이 협소하고 밀폐된 공간에서의 방제 작업을 무인화하는 방안을 간구하기 위하여 시도되었다. 즉, 공간내에서 소형 스피드 스프레이어를 자율 주행케 하여 약액살포를 자동 제어함으로써 작업자가 근본적으로 농약에 노출되는 것을 피하도록 하였으며 또한 과수의 존재 여부에 따라 약액살포를 on/off 함으로써 환경 오염을 최소화 할 수 있도록 하였다. 폭이 제한되어 있고 작업 공간이 작기 때문에 자율주행에 있어서 보다 정밀해야 하며, 무엇보다도 신뢰성과 안정성이 보장되어야 한다. 또한 생산성을 고려하여 적절한 기술 수준으로 무인화 장치 개발로 인한 스피드 스프레이어의 가격 상승을 최소화하여 실용적인 자율주행 시스템을 개발하고자 하였다. 구체적인 연구목적으로는 1) 마이크로 콘트롤러와 초음파 센서를 이용하여 거리측정 시스템을 개발하고, 2) 조향 클러치 조작 및 HST 속도 조절 사판각 조정 등을 위한 조작기의 인터페이스 회로를 개발하고, 3) 초음파 센서로만의 자율주행 경로 알고리즘 개발하고 4) 초음파 센서의 데이터 처리 알고리즘을 개발하여 및 오동작을 방지하여 견고한 (robust) 제어시스템을 구성하여 자율주행이 가능한 소형 스피드 스프레이어를 개발하는 것이다.

## 2. 연구사

로봇공학 뿐 아니라 농업기계 분야에서 작업기의 무인화를 위한 자율주행에 관한 연구는 국내외적으로 활발하게 이루어지고 있다.

Mandow 등(1996)은 초음파 센서와 이미지센서를 통하여 자율주행과 상황에 따라 사용자가 원격조정을 할 수 있는 자율주행로봇인 AURORA를 발표하였다. 민병권 등(1993)은 초음파 센서를 이용해서 자율주행을 위한 확률지도 작성을 시뮬레이션으로 보였다. 조성인 등은 영상처리장치가 탑재된 컴퓨터와 카메라를 이용하여 스피드 스프레이어의 자율주행 시스템을 개발하였는데, 주행로의 영상을 획득하여 과수가 있는 곳과 빈 공간 등을 구분하여 빈 공간으로만 주행하는 시스템으로 예상 주행경로에 비해 RMS 오차 30cm범위 내에서 자율주행이 가능하다고 보고하였다. 또한 DGPS (Differential Global Positioning System)와 퍼지제어를 이용하여 자율주행의 가능성을 보였다. 노광모 등(1996)은 농업용 트랙터의 자동조향을 위한 퍼지제어와 적응제어의 비교를 통한 조향특성을 시뮬레이션하여 특성 및 성능을 비교하였다. 장익주 등(1995)도 스피드 스프레이어의 자율주행을 위하여 많은 연구를 수행하였다. 그는 과수원에 유도 케이블을 매설한 후 그 케이블로부터 나오는 전자기파를 스피드 스프레이어가 따라가며 주행할 수 있도록 하였다. 그러나 과수원의 예상 주행로에 케이블을 매설해야 하는 문제점 등의 어려운 점이 있었다. 한편 리모콘을 이용한 주행 제어 시스템도 개발하였으나 리모콘 조작의 어려움 및 충돌 가능성 등의 숙제를 안고 있다. 그리고 최근에는 영상처리를 이용한 자율주행 시스템을 개발하기도 하였다.

이러한 자율주행로봇은 기존에 공장에서 많이 사용되는 자율주행 로봇과는 여러 가지 점에서 다른 특성을 가지고 있다. 우선 공장에서 사용되는 자율주행 로봇은 잘 닦여진 환경(structured world)에서의 사용을 전제로 하므로 소위 robustness 에 관한 개념이 없이도 잘 운행이 되었다. 그러나 농업용 자율주행 로봇은 포장(field, unstructured world)에서의 사용이므로 공장용과는 여러 가지 점에서 설계 취지부터 달라지게 된다. 즉 농업용 기계는 prototype이 성공했다고 해서 그것을 그대로 포장에서 사용할 수 있는 시스템이 될 수는 없는 것이다. 이러한 자율주행 로봇들은 농업 환경에 의해 나타나는 거친 작업 조건에 대처하여 효과적인 주행을 수행해야 한다는 것이다. 예를 들어 울퉁불퉁한 지형 조건, 서로 다른 재배 특성, 여러 종류의 사물 및 식물들로 서로 다른 센싱 조건을 제공하며 어떠한 형상으로 구체화하기 어렵다. 이러한 여러 가지 어려운 여건에도 불구하고 전자산업의 발달에 힘입어 약액 살포가 가능한 자율주행 로봇의 연구 개

발이 위와 같이 여러 차례 시도 되어왔다. 그러나 아직까지도 만족할 만한 실용성있는 시스템이 개발되지 못하고 있는 실정이다.

## 제 2 절 제어기의 개발

### 1. 마이크로 컨트롤러 (80C196KC)

조향 및 제어부, 초음파 거리측정부, 그리고 모터 제어부 등의 장치를 구동하기 위해 인텔사의 80C196KC 원칩 마이크로 프로세서를 사용하였다.

이것은 MCS-96계열의 CHMOS형으로 고성능 16비트 마이크로 컨트롤러로서, MCS-96계열은 공통된 명령어 세트와 구조를 가지고 있으며 CHMOS형은 고성능, 저전력 소비의 특징을 가지고 있다. 그림 4.2.1은 80C196KC의 내부 구조이며 CPU는 레지스터 파일과 RALU (Register /Arithmetic Logic Unit)으로 구성되어 있다. 80C196KC의 특징으로는

- ① 다섯개의 8-bit I/O Port
- ② 28개의 Interrupt sources/ 16개의 Vectors
- ③ 16-bit Watchdog Timer
- ④ 4개의 16-bit Software Timer
- ⑤ 두개의 16-bit Timer
- ⑥ 16-bit Up/Down Counter with Capture
- ⑦ High Speed I/O Subsystem
- ⑧ Dynamically Configurable 8-bit or 16-bit Buswidth
- ⑨ Full Duplex Serial Port 등의 기능을 가지고 있다.

특히, 많은 수의 프로세서 중에서 80196KC는 모터 제어를 위한 PWM 펄스 발생기와 CPU의 부담을 줄일 수 있는 고속 입·출력 기능이 내장되어 있고, 인터페이스 설계가 간단하기 때문에 이 프로세서를 선택하였다.

초음파 센서를 위한 Init 신호를 발생시키기 위하여 80196KC의 내장 장치중 고속 출력 장치인 HSO(High Speed Output)를 사용하였다. 그리고 에코 신호를 입력받기 위해 고속 입력장치인 HSI(High Speed Input)을 사용하였다. 이 두

장치 모두 CPU가 펄스를 만드는 것이 아니고 펄스에 대한 정보만 주면 이 장치들이 스스로 펄스를 만들거나 시간을 측정하는 특성을 가지고 있기 때문에 CPU의 부담을 많이 줄여 줄 수 있다.

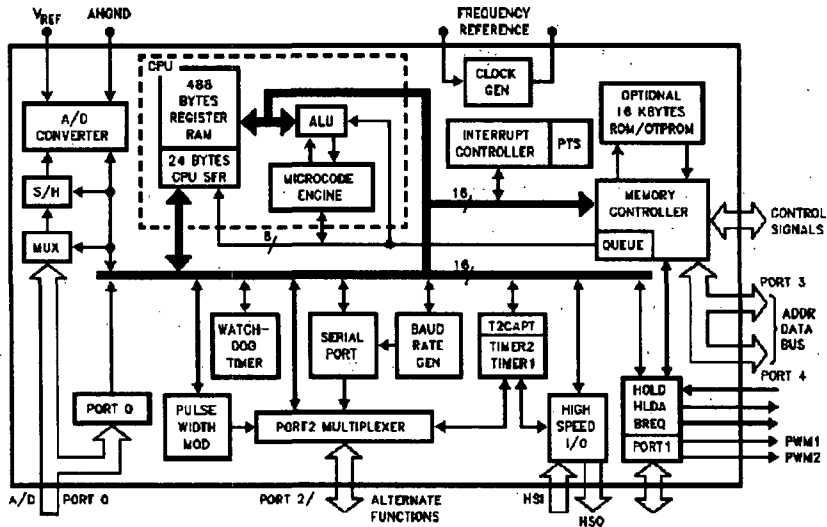


Fig. 4.2.1 Structure of 80196KC microprocessor.

## 2. 초음파 거리 측정 장치

### 가. Polaroid 초음파 센서의 작동 특성

미국 Polaroid사의 Ultrasonic ranging module은 크게 Acoustical Transducer와 6500 series Sonar ranging circuit board로 구성되어 있다. 본 초음파 센서는 TTL과 호환성이 있어 인터페이스 구성이 용이하고 부가적인 인터페이스가 없이 Electronic Transducer의 구동이 가능하다. 또한 6 in에서 35 ft까지 정확하게 측정할 수 있으며 4.5~6.8V의 단일 전원으로 구동이 가능하며 multiple

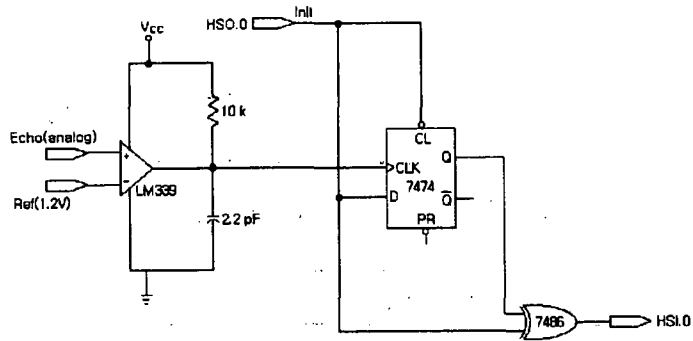


Fig. 4.2.4 Interface circuit for ultrasonic sensor(developed first).

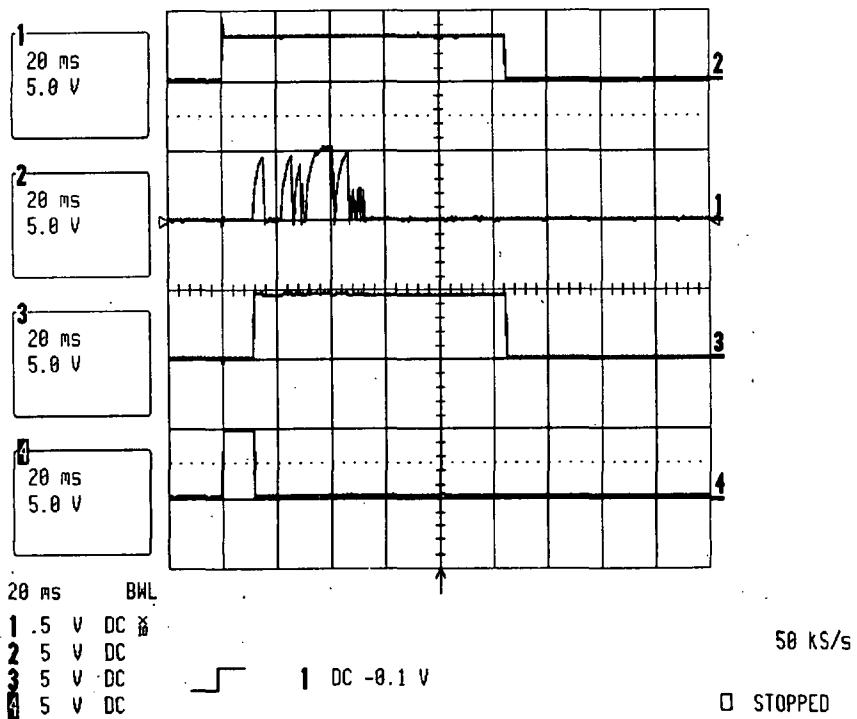


Fig. 4.2.5 Init and echo signals in the developed driving system.

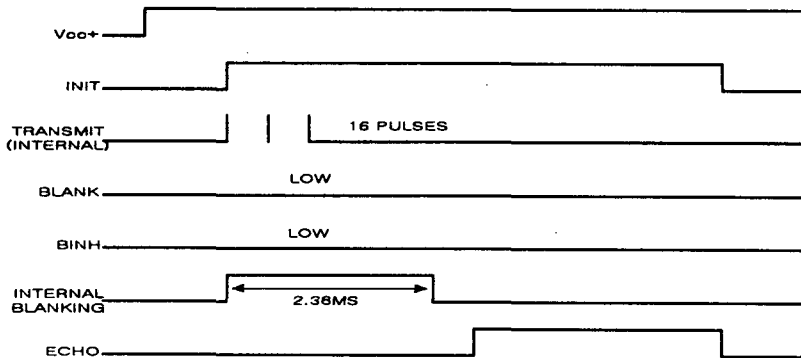


Fig. 4.2.3 Waveforms examples of a single mode cycle without blanking input.

#### 나. 인터페이스 회로 설계

Polaroid 사의 초음파 센서 및 구동 모듈을 사용하기 위해서는 측정거리를 마이크로 프로세서 또는 일반 컴퓨터와 연결할 별도의 인터페이스 회로가 필요하다. 그림 4.2.4는 1차년도에 개발한 인터페이스 회로도이다. 사실 구동 모듈 내에 TL851이라는 디지털 칩이 있어 1.2V Level detector로 동작하는데 원활하게 작동치 않아, 실험을 계속 하면서 TL851칩 내에서 처리했던 operation을 그 전 단계에 있는 아날로그 칩에서 직접 신호를 꺼내어 그에 적당한 processing을 거쳐 알맞은 신호를 찾을 수 있었다. 즉, 단일전원으로 구동될 수 있는 연산증폭기(LM339)를 이용하여 Level detector의 동작을 구현하였는데, 여기서 아날로그 신호가 TTL-compatible 신호로 변환되며 출력단에 10 kΩ의 풀업저항을 사용하여 구형 펄스로 만들 수 있었다. 또한 이 구형 펄스화된 신호로 echo 신호를 latch하기 위하여 D-flip flop의 클럭 신호를 사용하였으며 latch되는 데이터로서 Init 신호를 사용하였다. Flip flop을 구동하기 위한 timing 조건을 만족시키기 위하여 Comparator에서 출력되는 구형 펄스의 폭을 capacitor를 이용하여 지연시키고 마지막으로 echo가 오는 시간을 계산하기 위해 Init signal과 Echo signal의 지연시간을 나타내는 펄스를 위해 XOR gate를 사용하였다. 결과적으로 초음파가 발사된 시점부터 목표물에서 반사되어 최초로 돌아오는 음파가 초음파 센서에 도착하는 시간을 나타내는 펄스를 만들 수 있었다. 그림 4.2.5에서 보는 바와 같이, 가장 아래에 있는 4번 신호의 폭이 바로 센서에서 측정된 거리와 같은 시간



을 나타내는 신호이다.

성능실험 결과 제작된 초음파 측정 장치는 목표물까지의 거리를 정확하게 측정할 수 있었으며, 측정 가능 범위는 0.4m 이상으로 최대 거리는 9m까지 소프트웨어적으로 제어가 가능하므로 본 연구의 소형 스피드 스프레이어에 장착하기에 충분하다고 판단되었다.

여기서, Init 신호의 생성 및 거리 측정을 위한 반사 신호의 폭 측정 등은 80196 마이크로 프로세서를 이용하여 제어하고 계측하였다. SS기에 전방 및 측방 좌우에 각각 하나씩 모두 4조의 초음파 센서를 부착해야 하기 때문에 80196 마이크로 프로세서에서 4조의 초음파 센서를 순차적으로 작동시킬 수 있도록 하였다. 하나의 초음파 센서가 1회의 거리를 계측하고 또한 데이터를 출력하는데는 약 32ms의 시간이면 충분하므로, 여기서는 하나의 초음파 센서가 거리를 매 0.1초마다 하나씩의 거리 데이터를 획득할 수 있도록 하였다.

2차년도의 연구에서는 인터페이스 회로를 간단화 시키고 또한 시스템을 안정 시키기 위한 연구가 수행되었다. Polaroid 사의 초음파 센서 구동 모듈의 Echo 단자에 4.7 kΩ의 풀업저항을 단 후, 그 출력을 80196kc의 외부인터럽트 입력 단자에 연결하여 Echo 신호가 들어오면 인터럽트가 걸리게 하여 Init에 의해 작동되는 타이머를 정지시켜 Init과 Echo와의 시간차를 구하는 방식을 채택하였다. 그림 4.2.6은 본 실험에 사용하기 위해서 제작한 80196 마이크로 프로세서와 메모리 등의 설계도이며, 4조의 초음파 센서를 구동하는 HSO.0 - HSO.3 의 출력 신호가 Polaroid사의 구동 모듈로 입력되며 4개의 구동모듈로부터의 Echo 출력이 OR gate를 거쳐 마이크로프로세서의 P2.2/EXTINT에 연결된다. 따라서, 마이크로 프로세서가 정해주는 순서에 따라 순차적으로 각각의 초음파 센서는 거리를 계측하게 된다. 샘플링 주기는 80196에서 Init 신호의 펄스 폭을 조절함으로써 최대 약 30Hz 까지 가능하다. 그림 4.2.7은 최종 개발 된 시스템의 외관도이다.

실행 프로그램을 RAM에 다운로드하고 또한 각 초음파 센서로부터의 데이터를 PC 화면에 출력할 수 있도록 어셈블리어로 모니터 프로그램을 작성하였다.

measurement 수행능력을 가지고 있다. 초음파 센서의 구동은 외부 Init 신호에 의해서 49.4 KHz의 주기를 갖는 16개의 Pulse가 발사된다. Init 신호의 발사와 동시에 2.38msec 동안은 Internal blanking에 의해 Echo 신호를 받지 못하고 Internal blanking이 Low상태로 떨어 질 때부터 Echo 신호를 받게 된다. Init신호가 Low로 떨어지면 Echo 신호도 Low상태가 되어 다음 신호를 기다리게 된다. Sonar ranging circuit board의 내부구조와 기본 Timing도는 그림 4.2.2와 그림 4.2.3에 보여진다.

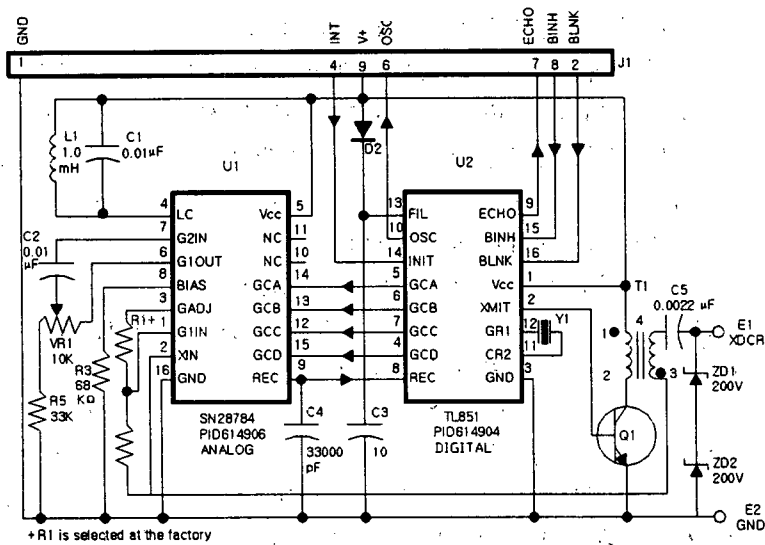


Fig. 4.2.2 Schematic diagram of Polaroid ultrasonic ranging module.

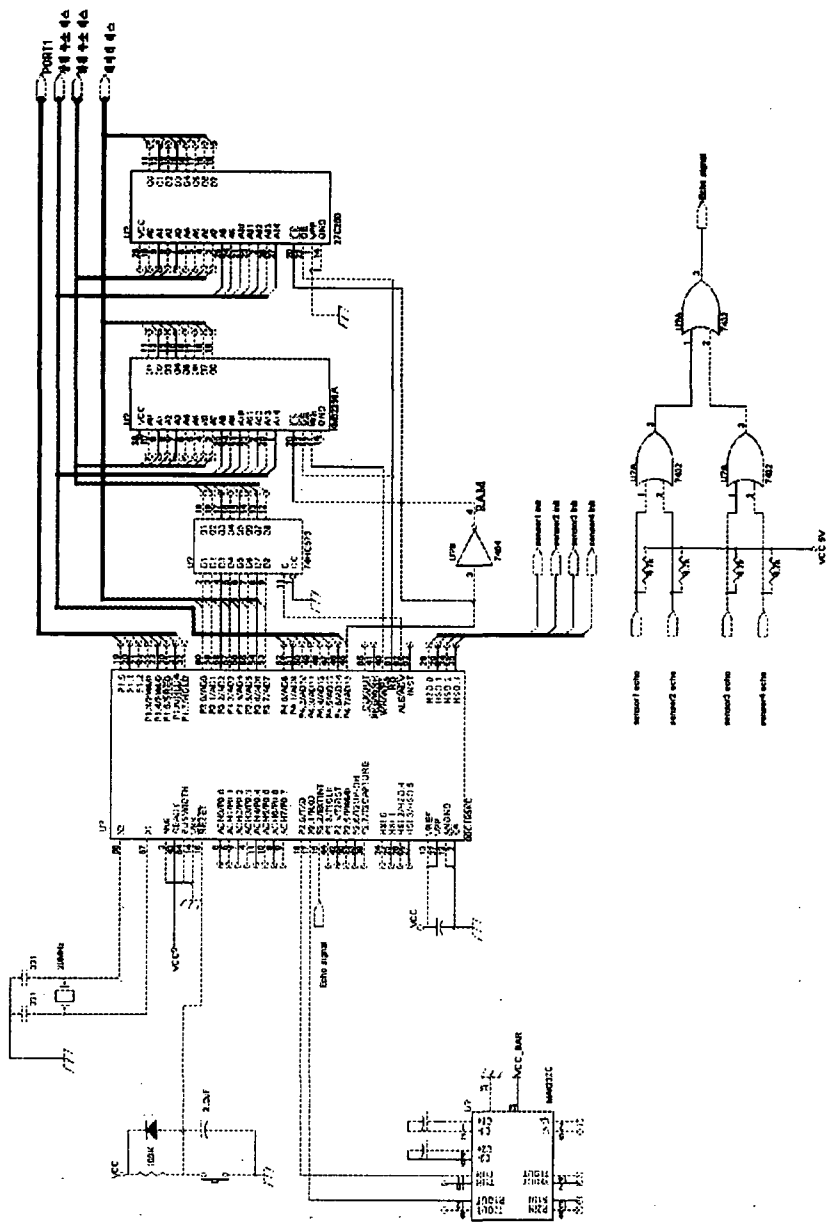


Fig. 4.2.6 80196kc microprocessor with memory and interface for 4 ultrasonic sensors.

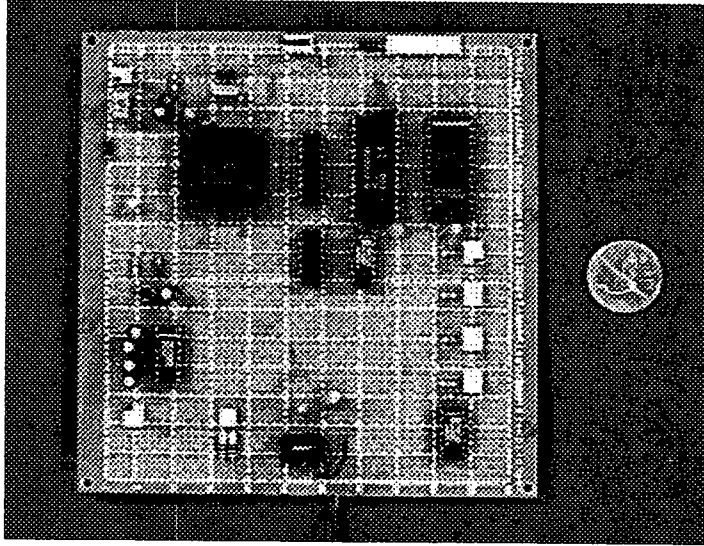


Fig. 4.2.7 Overall view of 80196kc with memory and interface circuit.

#### 다. 거리 측정 프로그램

거리 측정 프로그램은 1차년도에는 어셈블리어로 작성하였으며 2차년도에서는 C언어를 이용하여 작성하였다.

먼저 80C196KC에서 제공되는 인터럽트 벡터 중 Timer2 Overflow 인터럽트와 Software Timer 인터럽트, External 인터럽트의 벡터를 설정하고, Software Timer를 초기화한다. 인터럽트 주기는 30msec로, 즉 Timer1의 카운터 값이 37500을 넣어준다. Main 루틴의 시작 번지인 CSEG를 초기화하고 각 인터럽트를 초기화한다. Software Timer가 Overflow가 일어나면 swt0\_isr 루틴으로 점프한다. 소프트웨어 인터럽트 벡터는 인터럽트의 순서를 계산하여 각 수행 프로그램 루틴으로 점프하게 한다.

HSO.0부터 HSO.3을 이용하여 초음파 센서에 INIT신호를 주고 25 msec 동안 Echo신호를 대기한다. Echo 신호가 들어오면 External 인터럽트 서비스 루틴으로 점프하고 25msec 안에 신호가 들어오지 않으면 Timer Overflow 서비스 루틴으로 점프한다.

External 인터럽트 서비스 루틴에서는 Echo 신호 즉, 인터럽트가 걸릴 때까지

진행한 Timer1의 값을 초음파 센서에 의해 측정된 목표물까지의 거리로 간주한다. Timer Overflow된 경우는 Timer Overflow 서비스 루틴에서 25msec에 해당하는 최대값이 거리로서 출력된다.

#### 4. 초음파 거리 측정 시스템의 성능 평가

##### 가. 측도 설정

개발된 초음파 거리 측정 시스템의 측도 설정을 위하여 평판 목표물을 초음파 변환기에 수직이 되도록 설치하고 그 거리를 50cm부터 250cm까지 변화시키며 초음파의 반사신호의 수신시간을 나타내는 펄스의 수를 측정하였다. 표 4.2.1에 나타내었다.

Table 4.2.1 Digital counts from the ranging measurement system as the increment of distance to target

Distance to target(cm)	Digital counts
50	3584
100	7424
150	11008
200	14592
250	18179

선형회귀분석을 수행한 결과는 그림 4.2.8 과 같으며 이때  $R^2$  값은 0.9998로 매우 선형적으로 나타났다. 따라서, digital count 와 목표물까지의 거리와의 관계는 아래의 식으로 나타낼 수 있었다.

$$Y = 0.0137 x - 0.6602$$

여기서, x : Digital counts (10진수화)

y : Range(cm).

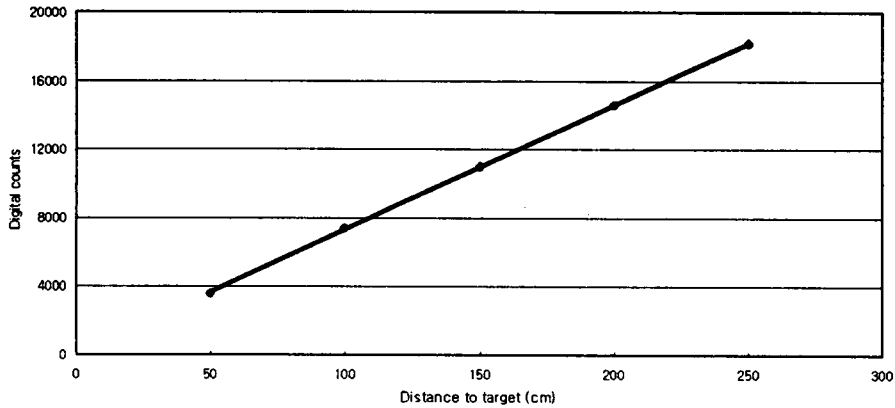
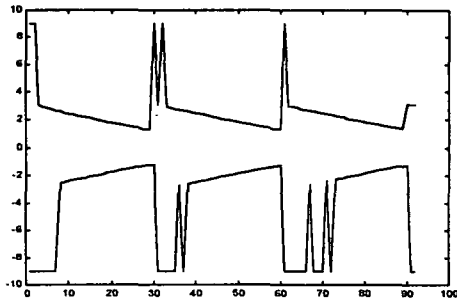


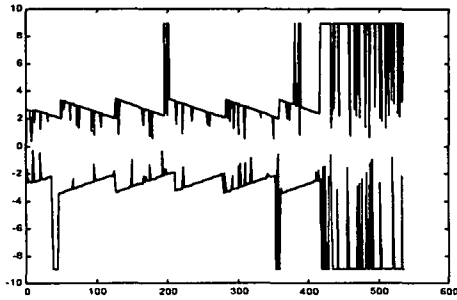
Fig. 4.2.8 Regression result of Ultrasonic ranging system.

#### 나. 거리 측정 성능

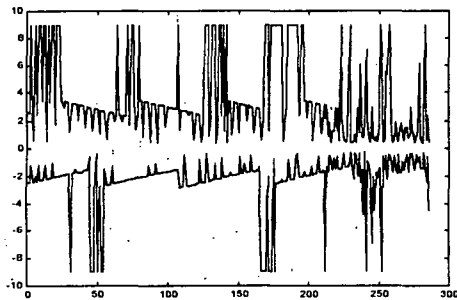
본 연구에서 개발한 실험 장치인 인공 주행로의 레일 위를 이동하는 평판과 같은 곳에서는 그림 4.2.9 (a)에서 보는 바와 같이 비교적 명료하고 깨끗하게 목표물까지의 거리 데이터를 얻을 수 있었다. 그러나, 실제의 스피드 스프레이어에 탑재하였을 경우에는 엔진의 고주파 진동이 초음파 센서에 전달되고 또한 노면으로부터의 진동에 의해 목표물까지의 거리 데이터 외에도 noise 같은 불규칙한 신호가 많이 들어왔음을 알 수 있다(그림 4.2.9 (b), (c)). 따라서, 진동방지를 위하여 스피드 스프레이어 상판과 센서 케이스 사이에 5cm 두께의 스펀지를 대고 그림 4.2.9 (b)에서와 같은 위치에서 진동을 방지한 경우 측정된 거리 데이터는 그림 4.2.9 (d)와 같이 상당히 개선된 상태를 확인할 수 있었다.



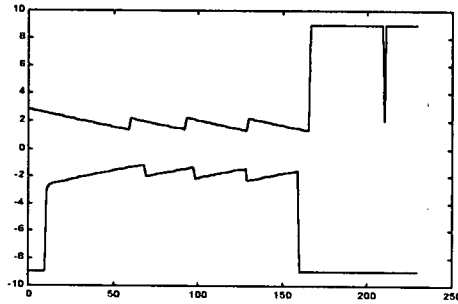
(a) Ultrasonic ranging data on the rail path in the lab



(b) Ultrasonic ranging data on the speed sprayer  
(sensors were placed on the flat wood plate)



(c) Ultrasonic ranging data on the speed sprayer  
(sensor were attached on the frame itself)



(d) Ultrasonic ranging data on the speed sprayer using vibration reducer  
 Fig. 4.2.9 Effect of noise on output data from ultrasonic sensor.

그러나 이와 같은 진동을 방지하였으나 실제 포도밭과 같은 노지에서의 경우 진동이 더 심해질 것으로 예상된다. 또한 실제 포도밭에서 잡초, 불규칙한 포도나무 가지 등이 방향제어에 영향을 줄 수 있는 데이터들이 많이 존재하고 있다. 이러한 요소들은 실제로 데이터에서 spike현상으로 나타나며 이러한 것들을 제거하기 위하여 데이터 처리 알고리즘을 개발하였다.

## 5. DC모터 제어기

본 연구에서 개발된 소형 스피드 스프레이어는 크롤러 타입 주행장치에 트랜스미션이 장착된 좌·우측 클러치에 의해 조향 하도록 되어있다. 앞에서 언급한 대로 각각의 클러치에 12V 전원으로 작동하는 DC 모터를 장착하여 DC 모터를 제어함으로써 조향 클러치를 조작할 수 있도록 하였다.

하나의 DC 모터에 두 개씩의 릴레이를 장착하여 전원의 극성을 바꾸는 방법으로 DC 모터를 정회전, 역회전 할 수 있도록 하였으며 예비 실험을 통하여 클러치가 완전히 단락되고 또 완전히 결합할 때까지의 걸리는 시간을 측정하여 그 시간만큼만 DC 모터를 작동시킴으로써 DC 모터에 과부하가 걸리는 것을 방지하였다.(그림 4.2.10)

기본적인 작동 상태를 점검하기 위하여 목표물이 0.7m 이내에 들어오게 되면 DC 모터를 1회전 시켜 클러치를 작동하게 하고, 그 범위를 벗어나면 DC 모터를 역방향으로 1회전 시켜 조향 클러치를 원위치 하도록 프로그램하여 시스템



을 구동시켰다. 실험 결과 정상적으로 작동하는 것을 확인할 수 있었다. 다만, 짧은 시간이기는 하지만 모터를 구동시키는 동안 마이크로 프로세서는 초음파 센서를 구동시키는 것을 멈추게 되므로, 목표물을 감지하지 못해 조향제어 또는 약액 살포제어에 영향을 미치게 된다면 향후 별도의 프로세서를 이용하여 병렬 처리하는 방법을 연구 중에 있다.

그림 4.2.11은 방향제어를 위한 클러치동작에 있어서의 사용되는 12V DC 모터의 인터페이스 회로도이다. 12V 단일 직류 전원으로 모든 시스템을 구동함으로써 모터 구동과 솔레노이드 밸브의 구동시 Noise가 제어기에 영향을 미치는 현상이 발생하였다. 이에 Photocoupler를 사용하여 모터 구동부와 제어기 사이의 전원을 완전히 차단함으로써 클러치 동작 모터 구동과 솔레노이드 밸브 구동에 의한 Noise가 제어기에 미치는 영향을 최소로 하였다. 또한 과전류로 인하여 릴레이의 응답속도가 CPU로 부터 오는 모터구동 신호보다 느려 단락되는 현상이 발생하였다. 이러한 현상을 막기 위하여 74LS154(decoder)를 이용하여 모터 구동신호가 양쪽모두 동시에 신호가 들어가는 것을 방지하고 릴레이를 이용하여 Interlock 회로를 설계하여 모터의 과부하로 인한 릴레이 오동작을 제거하였다. 이와 같은 설계를 하여 현재 시스템의 모든 전원은 12V Battery 한 개로부터 공급이 가능하게 되었다.

그림 4.2.12는 개발된 DC 모터 제어기의 모습을 나타낸 것이다

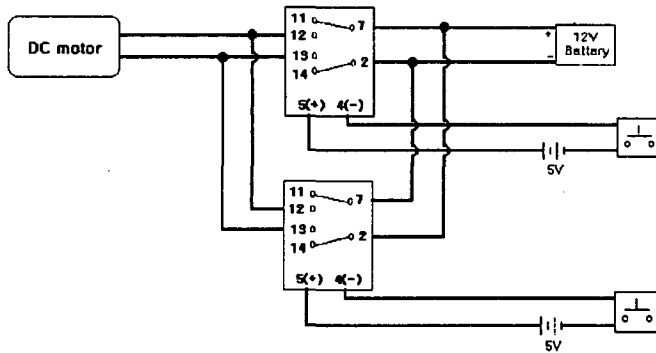


Fig. 4.2.10 DC motor controller with manual switch.

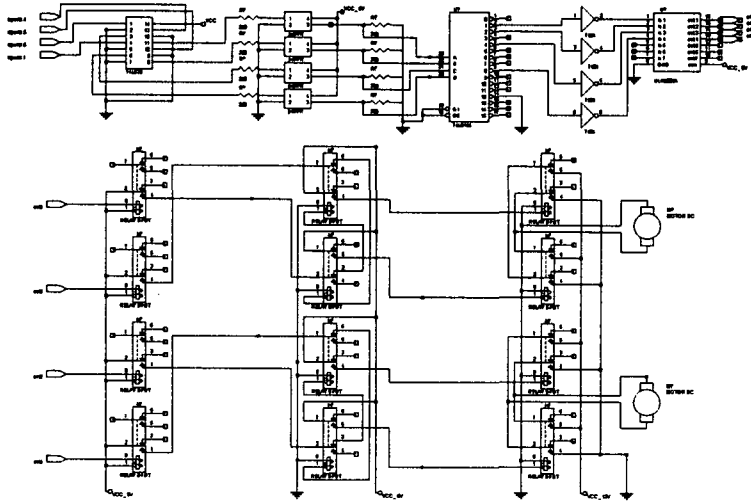


Fig. 4.2.11 Motor interface circuit.

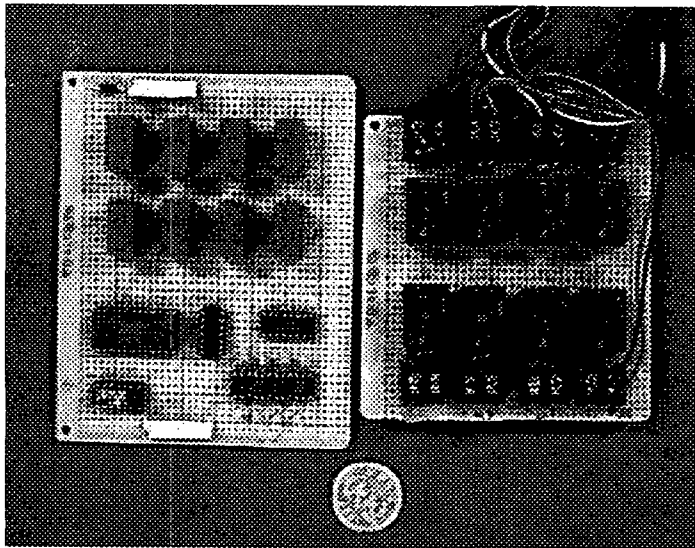


Fig. 4.2.12 Overall view of dc motor controller.

## 6. 스텝모터 제어기

스피드 스프레이어의 주행속도를 조절하기 위해 설치한 HST의 사판각을 조작하는 스텝모터는 사판각 조절 레버의 조작 토크가 과대하여 모터 드라이버의 제작에 어려움이 있어 정전류 구동방식의 기성의 스텝 모터 제어기(SMD-301, Japan Servo)를 사용하였다. 주행속도를 운전자가 스위치를 사용하여 수동식으로 조작할 수 있도록 하였으며 또한 자율 주행시 스피드 스프레이어의 속도 제어를 대비하여 80196 마이크로 프로세서에 쉽게 인터페이스 될 수 있도록 회로를 구성하였다.

## 7. 스위치 조작 회로

본 연구에서 사용된 소형 스피드 스프레이어는 초음파 센서로부터의 정보를 이용하여 자율주행을 하도록 구성되어 있는데, 초음파 센서가 작동하지 않는 경우 수동으로 스피드 스프레이어를 조작할 수 있도록 스위치 회로를 구성하여 핸들 부위에 부착하였다. 스위치는 모두 6개의 푸쉬 버튼 타입으로 각 조향 클러치의 연결용 및 차단용을 위하여 4개, HST의 사판각을 조작하는 스텝 모터의 정회전 및 역회전 조작을 위하여 2개가 설치되어 있다.

이 스위치 조작회로는 스피드 스프레이어가 자율주행하는 동안에는 작동하지 않도록 되어 있다.

## 8. 리모콘 작동 회로

스피드 스프레이어가 포장 작업 중 이상이 발생하여 정지하는 경우 또는 필요에 따라 작업자가 직접 운전 조작을 해야할 필요가 있을 경우를 대비하여 조향 및 주행속도 조작 스위치를 원격으로 작동할 수 있도록 리모콘 작동장치를 개발하였다.

리모콘 작동회로는 4개의 채널을 조작하는 송신기와 4개의 서보 모터를 조작하는 수신기(Futaba, Japan)로 구성되어 있으며, 4개의 서보 모터를 사용하여 그림 4.2.13에 보이는 것과 같이 동판에 에칭을 하여 만든 특수 스위치를 조작하도록 하였다. 좌우의 조향 클러치 조작을 위하여 두 채널이 할당되었으며, 주행속

도 조절을 위한 스텝 모터 조작을 위하여 한 채널이 할당되고, 나머지 한 채널을 이용하여 스피드 스프레이어의 리모콘 작동 주행 또는 자율 주행 모드를 선택할 수 있도록 하였다. 리모콘 작동이 시작되면 자율주행 시스템은 작동이 정지되어 배선에서 생길 수 있는 단락을 방지하였다.

그림 4.2.14은 리모콘 작동 회로가 조향 클러치 조작용 릴레이 보드 및 스텝 모터 제어기에 연결된 배선도를 나타낸 것이다.

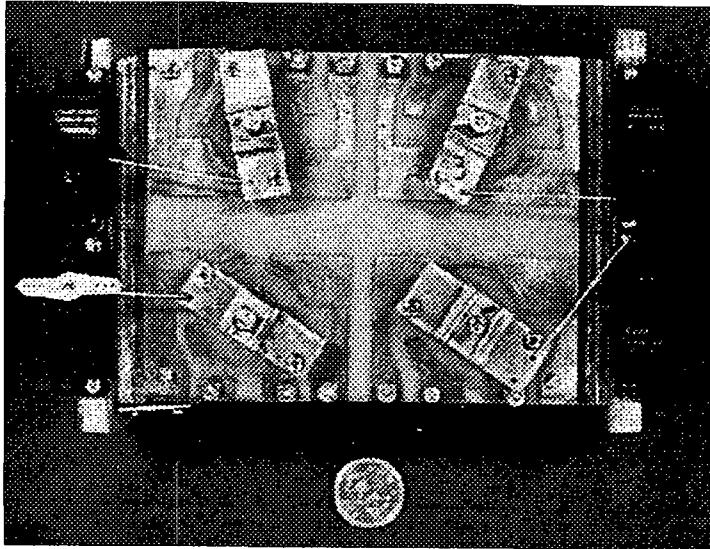


Fig. 4.2.13 Switch box for remote controller.

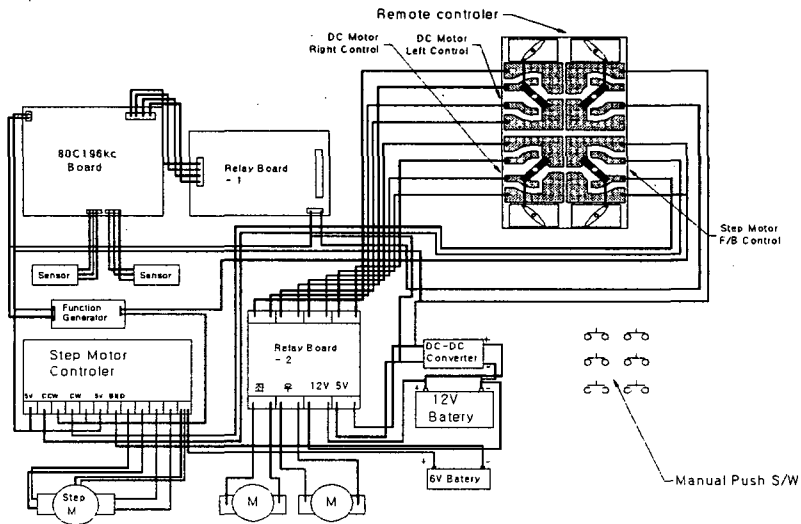


Fig. 4.2.14 Schematic diagram of remote controller and wiring.

## 9. 조향 스위치 배선

그림 4.2.15는 본 연구에서 개발하여 사용한 수동 스위치 조작, 리모콘 스위치 조작 및 자율 주행 시스템에 의한 조작을 위한 전체 배선도이다.

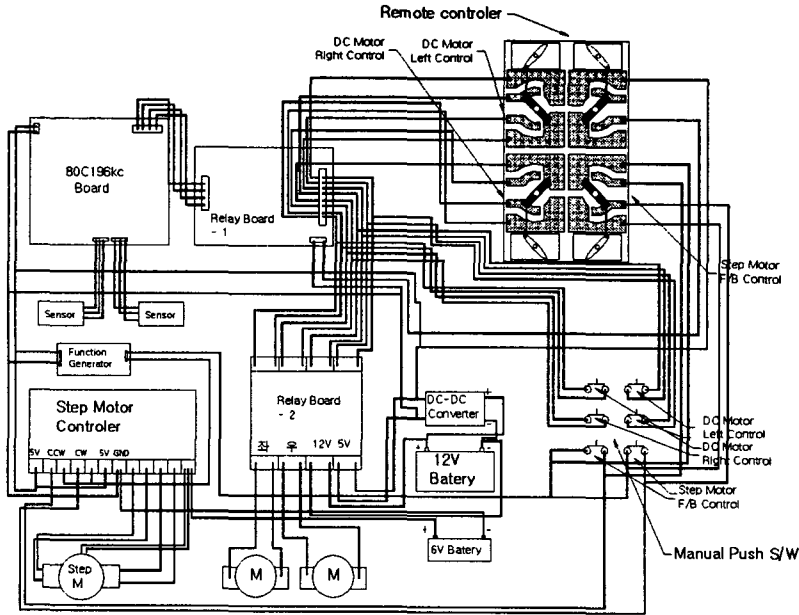


Fig. 4.2.15 Overall wiring connection for small speed sprayer.

### 제 3 절 알고리즘 개발을 위한 컴퓨터 시뮬레이션

#### 1. 실험장치

자율주행 및 약액 살포 성능을 측정 할 수 있는 실험실 실험장치를 그림 4.3.1과 같이 제작하였다. 본 실험장치에서는 SS기가 직진주행을 하는 경우에 SS기내의 센서가 대상물을 인식하는 상황을 주행속도, 센서의 위치 및 각도에 따라 대상물까지의 거리를 측정할 수 있는 구조로 되어있다. 그림에서 보는 바와 같이 일정한 간격의 침목 위에 50mm 앵글로 10m 레일을 구성하여 고정하고 레일 위에 4바퀴가 달린 평판 대차를 설치하였다. 상기 대차는 최대 0.5톤을 견딜 수 있도록 설계되었다.

대차를 일정한 속도로 움직일 수 있는 원치를 설계 제작하였다. 원치는 직경

6mm 철선을 무리 없이 감을 수 있는 직경의 드럼과 드럼의 회전속도를 변속 할 수 있도록 변속 모터와 20:1의 감속기를 설치하였다. 대차의 전진 및 후진이 가능하도록 변속모터에 정·역전 스위치를 부착하였으며 대차를 윈치의 드럼에 고정된 철선으로 당기고 밀 수 있도록 드럼에 시계 및 반 시계 방향으로 철선을 감았고 한 철선 끝단은 대차의 앞쪽에 다른 철선의 끝단은 리일 끝의 롤러를 감은 후에 대차 뒤쪽에 고정되었다. 모터의 특성 때문에 대차의 움직임이 균일하지 않는 문제를 해결하기 위해 각 철선이 대차에 연결되는 부위에 스프링을 통하여 대차에 연결되도록 설치하였다. 대차가 고속으로 이동하다가 정지할 때 모터의 관성력으로 인해 계속 회전하여 평판이 정지되지 않는 문제점을 해결하기 위한 브레이크 장치를 설치하였다. 슬립이 없는 제5의 바퀴를 대차에 장착하고 로터리 엔코더를 설치하여 대차의 이동 거리 및 이동 속도도 측정할 수 있도록 하였다.

그림 4.3.2는 제작된 실험장치에서 변속모터의 속도조절기를 이용하여 일정한 주행속도로 대차를 이동시켰을 때 실제로 대차의 이동속도를 측정한 값을 나타낸 것으로 전체적으로 8%의 오차범위에서 속도를 조절할 수 있는 것으로 나타났다. 대차는 출발시 변속모터에 걸리는 부하로 인하여 처음 세팅 한 속도가 나오지 않으므로 출발 후 약 1m 정도 주행한 후 이동 속도가 정상상태에 도달하고 난 후 실험을 시작하였으며 끝점 1m 전방에서 변속모터의 전원을 차단하고 브레이크를 작동시켜 대차가 정지하도록 하였다.

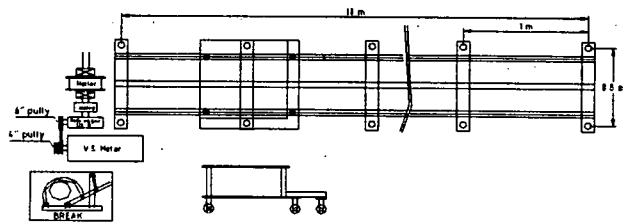
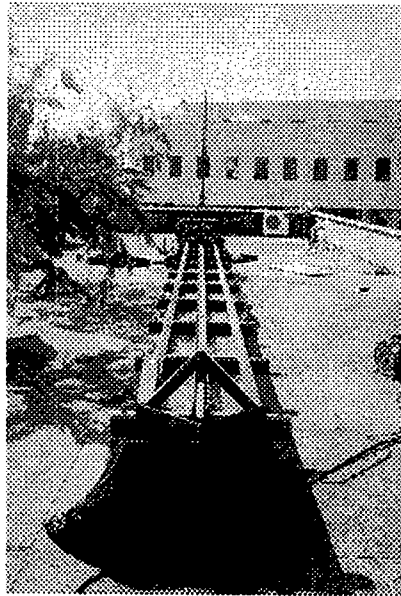


Fig. 4.3.1 Artificial travel path in the lab.



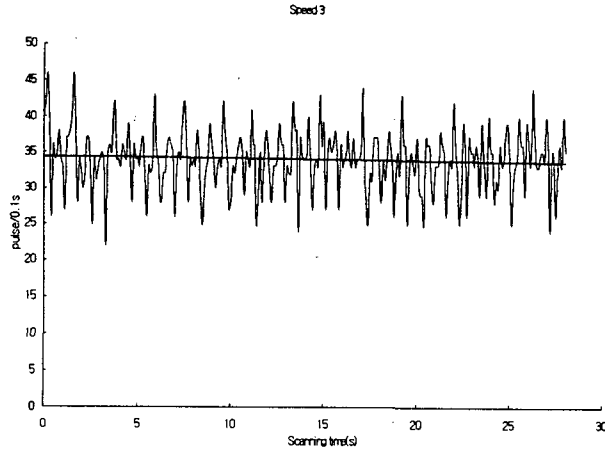


Fig. 4.3.2 Speed variation of table car at the setting of 0.16m/s.

## 2. 컴퓨터 시뮬레이션

주행경로를 결정하기 위한 알고리즘을 개발하기 위하여 1차년도에 수행한 초음파 반사 특성의 결과를 이용하여, 주행하면서 초음파 센서가 목표물까지의 거리를 측정하는 컴퓨터 시뮬레이션을 실시하였다. 시뮬레이션은 직진주행인 경우로 한정하였으며 입력 변수로는 초음파 센서의 목표물인 나무 막대의 설치 간격, 초음파 센서의 지향 각도 및 SS기의 주행속도 등이었다.

초음파 센서는 방사각이  $\pm 9^\circ$  의 범위에 있으므로 그림 4.3.3에서 보는 바와 같이, 목표물인 나무 막대가 어떤 범위내에 있을 때만 거리 측정이 가능해진다. 따라서, 주어진 위치에서 나무 막대가 센서의 방사각내에 있게 되면, 센서로부터 나무 막대까지의 최단 거리를 계산할 수 있다.

주어진 위치에서 진행방향으로 거리 측정이 가능한 범위,  $a$ 는

$$a = X \cdot \tan(\text{지향각도} + 9^\circ) - X \cdot \tan(\text{지향각도} - 9^\circ)$$

로 구할 수 있으며, 출발점으로부터 일정한 간격(2m)으로 설치된 나무까지의 거리,  $Y$ 가 아래 식과 같은 조건을 만족하면,

$$X \cdot \tan(\text{지향각}-9^\circ) + t \cdot v \leq Y \leq X \cdot \tan(\text{지향각}+9^\circ) + t \cdot v$$

여기서,  $X$  ; 초음파 센서와 나무 막대와의 수직 거리  
 $t$  ; 초음파 센서의 스캔 시간  
 $v$  ; 초음파 센서의 이동속도

으로부터, 초음파 센서로부터 나무막대까지의 최단거리,  $L$ 을 다음 식에 의해 구할 수 있다.

$$L = \sqrt{X^2 + Y - t \cdot v^2}$$

위 조건이 만족되지 못하면 초음파 센서가 주어진 위치에서 어떤 나무도 인식하지 못하게 되므로  $L$ 에 최대값을 부여한다. 그림 4.4.3는 시뮬레이션 프로그램의 흐름도를 나타낸 것이다.

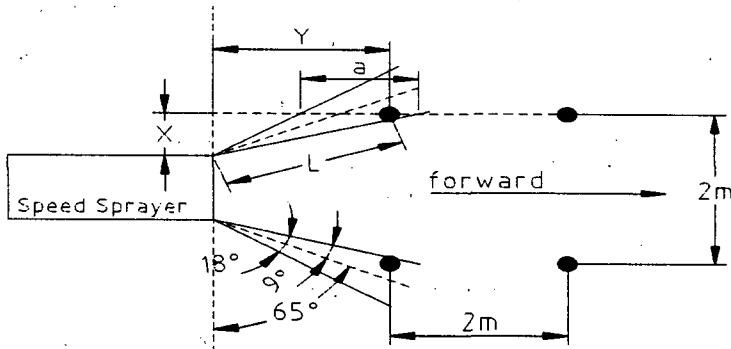


Fig. 4.3.3 Measurement model of ultrasonic sensor for computer simulation.

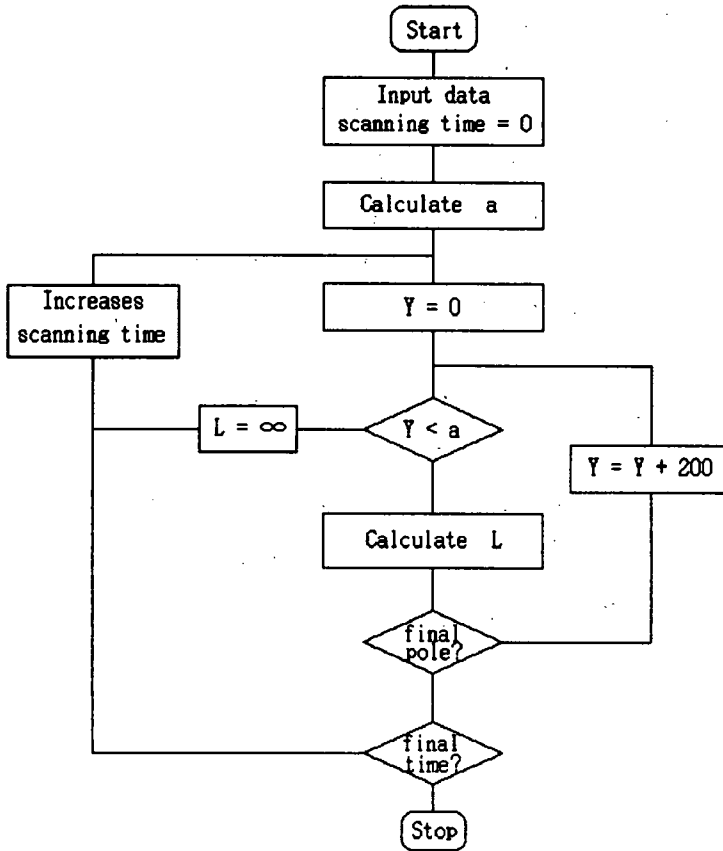


Fig. 4.34 Flowchart for computer simulation.

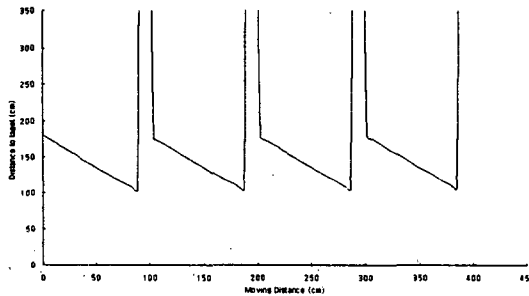
목표물인 나무 막대의 설치 간격을 1m, 2m 와 초음파 센서의 설치 지향 각도를 60, 65, 70° 로 변화시키고 또한 주행속도를 0.2m/sec, 0.3m/sec로 변화시키며 시뮬레이션을 수행한 결과를 그림 4.3.5부터 그림 4.3.8에 나타내었다.

그림 4.3.5는 스피드 스프레이어의 주행속도를 0.2m/sec로 하고 목표물인 나무 막대를 진행방향에 대하여 1m 간격으로 설치한 경우, 초음파 센서의 설치 각도에 따른 목표물 감지 성능을 규명하였는데 설치각도가 60° 인 경우에는 초음파 거리 측정장치가 목표물을 인식하지 못하는 구간이 나타나는 것을 볼 수 있

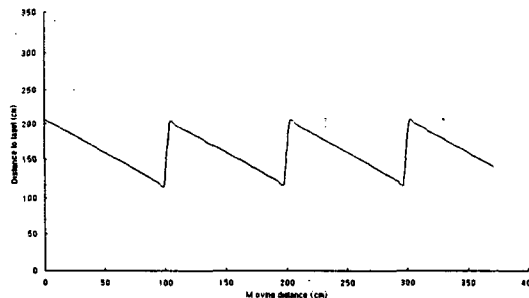
다. 같은 조건에서 주행속도를 0.3m/sec로 증가한 경우에도 초음파 센서의 설치 각도가 65° 이상이어야만 모든 목표물을 인식할 수 있어 주행속도의 영향은 없는 것으로 나타났다(그림 4.3.6).

그림 4.3.7과 4.3.8은 목표물인 나무 막대의 간격을 2m 로 넓게 한 후, 주행속도 두 수준 및 센서 설치각 두 수준에서 시뮬레이션을 수행한 결과, 주행속도에 의한 영향은 없었으나 나무 막대의 간격이 멀어짐에 따라 센서의 설치 각도를 조금 더 전방을 향하게 하는 70° 정도는 되어야 항상 목표물을 감지할 수 있는 것으로 나타났다.

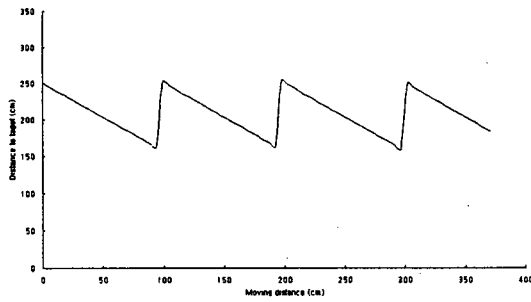
따라서, 포도 밭 등에서 포도나무 지지대나 또는 별도의 목표물을 설치하여 빈 공간이 생기지 않고 항상 목표물을 감지할 수 있게 되면, 스피드 스프레이어는 항상 목표물을 감지하면서 주행 경로 결정을 용이하게 할 수 있을 것으로 판단된다. 이러한 시뮬레이션 결과에 근거하여 직진 주행에서 SS기의 주행 경로를 결정하는 알고리즘을 개발하였다.



(a) 60°

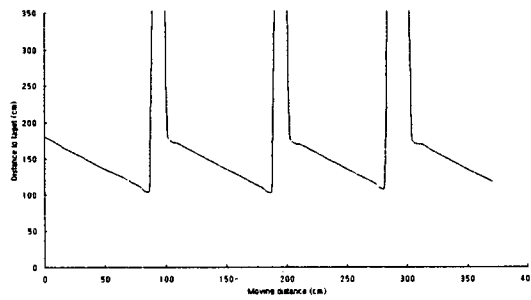


(b) 65°

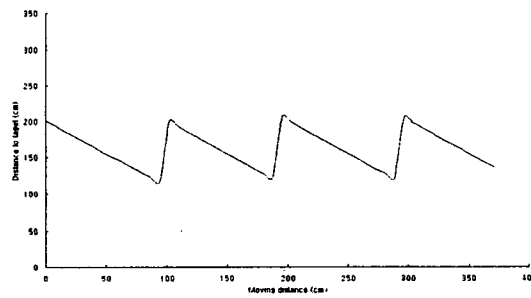


(c) 70°

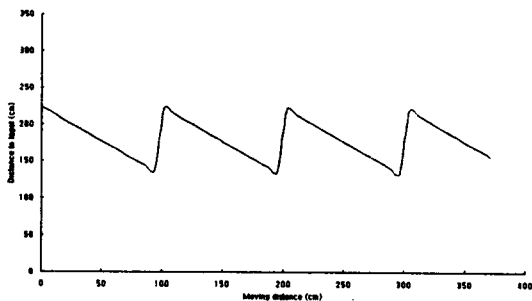
Fig. 4.3.5 Target detection on different viewing angle.  
(distance between targets = 1m, speed = 0.2m/sec)



(a) 60°

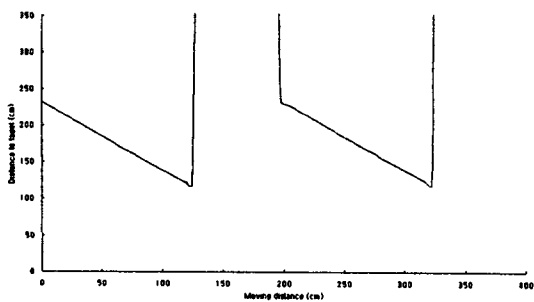


(b) 65°

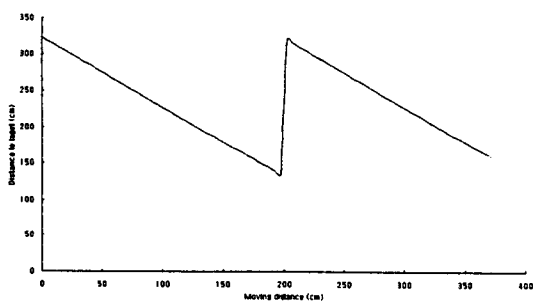


(c) 70°

Fig. 4.3.6 Target detection on different viewing angle.  
(distance between targets = 1m, speed = 0.3m/sec)

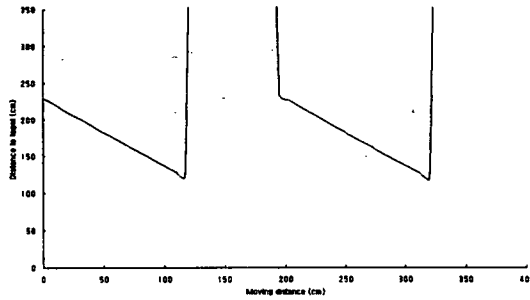


(a) 65°

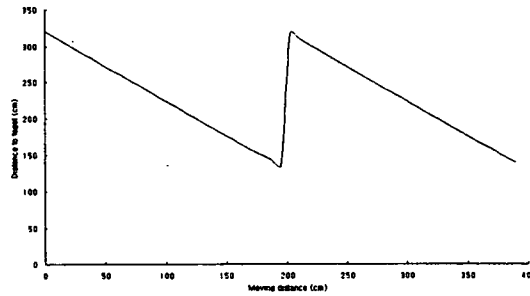


(b) 70°

Fig. 4.3.7 Target detection on different viewing angle.  
(distance between targets = 2m, speed = 0.2m/sec)



(a) 65°



(b) 70°

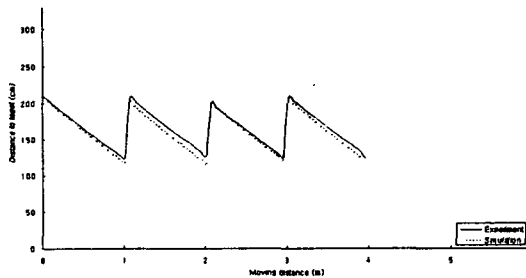
Fig. 4.3.8 Target detection on different viewing angle.  
(Distance between targets = 2m, speed = 0.3m/sec)

### 3. 시뮬레이션 검증 실험

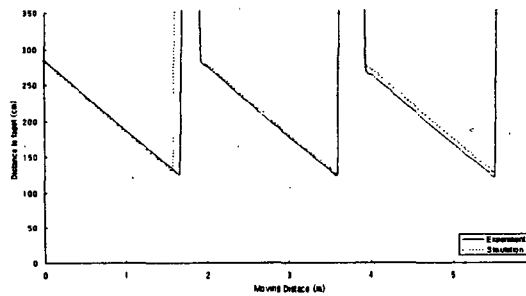
컴퓨터 시뮬레이션의 결과를 검증하기 위하여 입력 변수들을 변화시키며 본 연구에서 구성한 초음파 거리측정 시스템으로 목표물 감지 성능 실험을 수행하였다. 실험 방법은 실내 실험장치에 초음파 센서를 설치하고, 나무 막대의 설치 간격은 1m, 2m 두 수준 및 센서 설치시 지향각 65°, 70° 에서 일정한 속도로 이동하며 목표물까지의 거리를 측정하였다. 그림 4.3.9에서 보는 바와 같이, 주어

진 작동조건에서 초음파 거리 측정 시스템으로 측정한 거리 데이터와 시뮬레이션 결과는 매우 잘 일치하는 것으로 나타났다.

따라서, 시뮬레이션을 수행하여 각 입력 변수에 대하여 목표물 사이의 빈 공간을 인식하지 않고 항상 목표물을 감지할 수 있는 초음파 센서의 설치 각도 및 목표물 설치 간격을 결정할 수 있다.



(a) Distance between targets = 1m



(a) Distance between targets = 2m

Fig. 4.3.9 Comparison of computer simulation with measurement data.  
(viewing angle =  $65^\circ$  , speed = 0.2m/s)



## 제 4 절 조향 제어 알고리즘 개발

### 1. 주행경로 결정 알고리즘의 개념(1차 조향 제어 알고리즘)

본 연구에서의 소형 SS기가 적용될 포도밭과 같은 과수원은 그 폭이 3m 이내이며, SS기 차체에 전·후방, 좌·우에 초음파 센서를 설치하게 되면 초음파 센서로부터 초음파가 반사될 목표물까지의 거리가 초음파 거리 측정 장치의 최소 작동 보장 거리인 40cm 이내에 들어오는 경우가 발생할 수 있었다. 따라서, 초음파 센서를 전방의 직진 방향에 대하여 약간 경사지게 설치함으로써 SS기의 전방에 위치한 목표물을 감지하면서 주행 경로를 결정할 수 있도록 하였다(그림 4.4.1).

SS기 주행 경로의 전방 양쪽에 있는 목표물까지의 거리를 측정하면 아래의 식과 같이 SS기의 진행방향에 대하여 직각으로 SS기와 목표물까지의 최단 거리를 계산하여 가상적인 선을 만든 후 SS기는 항상 두 평행선의 가운데 부분으로만 주행하도록 하는 것을 주행 경로 제어 알고리즘의 기본으로 설정하였다.

$$L = (\text{측정거리}) \times \cos(\theta + \phi(t))$$

여기서,  $\theta$  는 초음파 센서를 SS기에 설치할 때 전방에 대하여 설치각도를 나타내며,  $\phi(t)$  는 초음파가 발사될 때 초음파 빔의 폭으로 1차년도 초음파 센서의 반사 특성 실험 결과로부터 구하였으며, 고정된 목표물에 대하여 초음파 센서가 이동하면서 거리를 측정할 때  $-9^\circ$  부터  $+9^\circ$  까지 연속적으로 변하는 값이다.

양쪽 목표물에 대하여 각각의 거리  $L_L$  및  $L_R$ 로 구하여 두 값을 비교하여,

i)  $L_L = L_R$  이면, 조향 클러치를 작동시킬 필요가 없어 목표 조향각이 0 이 되며

ii)  $L_L > L_R$  이면, 차체가 오른쪽으로 치우친 상태이므로 왼쪽 클러치를 작동시켜야 한다. 이때 목표 조향각은 아래의 식에 의해 구하며 조향각만큼 조향이 이루어 질 때까지 왼쪽 클러치 제어용 DC모터를 구동시킨다.

$$\text{조향각} = \sin^{-1} \{ (L_L - 0.3) / (\text{speed} \times \text{control time}) \}$$

iii)  $L_L < L_R$  이면, 오른쪽 클러치 제어용 DC 모터를 아래의 조향각만큼 구동시켜야 한다.

$$\text{조향각} = \sin^{-1} \{ (L_R - 0.3) / (\text{speed} \times \text{control time}) \}$$

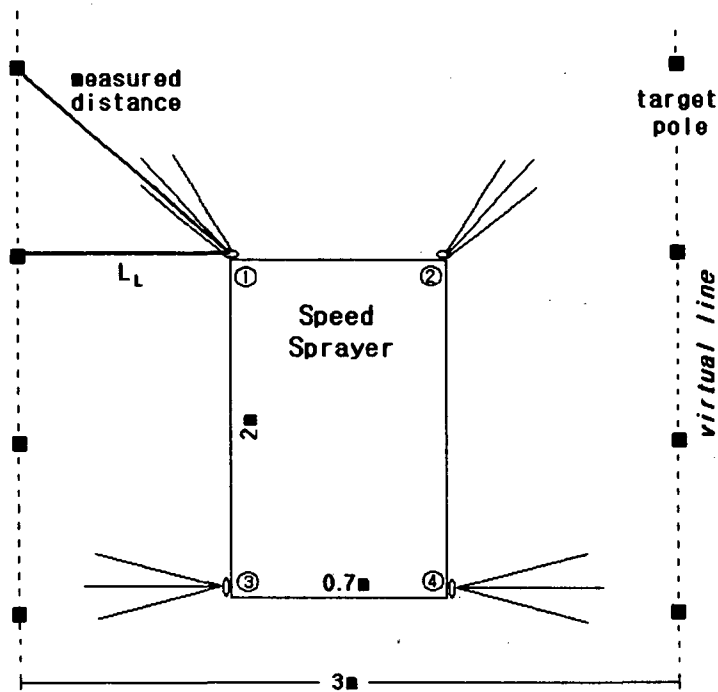


Fig. 4.4.1 General concept of autonomous travel for small-size speed sprayer.

이와 같은 기본 개념으로 1차년도 연구를 수행하였으나 최종적으로 제작된 좌·우 조향 제어용 클러치를 조작하기 위한 D.C. 모터는 일정한 시간 이상의 입력을 주어야만 비로소 클러치를 작동시키게 되므로 위와 같은 개념으로는 클

러치를 동작시킬 수가 없었다. 따라서, 조향각은 클러치를 잡고 있는 시간에 의해서 결정하게 하였다. 즉

$$\text{조향각} = K t x$$

여기서 K는 gain, t는 시간으로 프로그램 상에서 지연 루프를 이용하여 주어진 다. 즉 조향을 해야만 하는 기본각을 정하고 그 값의 x 만큼의 정수배를 하여 조향각을 결정하게 된다. 이러한 방법은 완전한 조향각의 산출에 의해서 조향이 될 수 없는 지금같은 경우에 적당한 정도의 조향을 하기 위해서 사용할 수 있는 방법이라 판단되어 예비 주행 실험을 통하여 가능성을 입증할 수 있었다. 한편 초음파 센서 및 기타의 전자회로가 진동 등에 의해서 많은 오동작을 하여서 그것을 막기위한 수정 및 보완을 하는데 예상보다 많은 시간과 노력이 소요되었다.

## 2. 수정 보완된 조향 제어 알고리즘(2차 조향 제어 알고리즘)

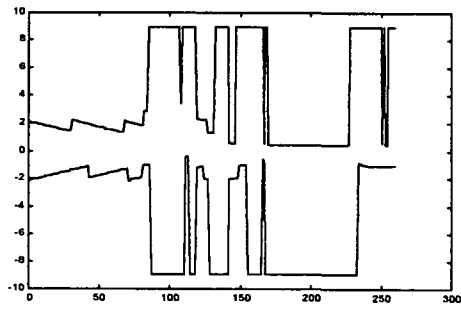
### 가. 기본 개념

본 연구에서의 SS기의 자율 주행을 위한 조향 제어는 기본적으로 전방에 위치한 좌, 우 두 개의 목표물을 감지하여 그 중간으로 SS기가 주행하는 것을 원칙으로 하였다.

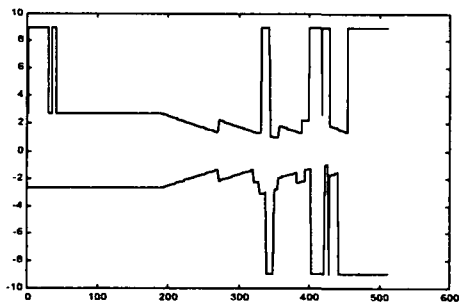
SS기는 조향 클러치를 이용하여 좌, 우 궤도에 동력을 전달하거나 차단하는 방식으로 조향을 하는데, 기어 타입의 클러치이므로 동력을 연결할 때에는 피동축 기어를 완전히 엔진 구동축 기어에 물려야 하고 또한 동력을 차단할 때는 기어가 완전히 빠져서 브레이크쪽의 기어에 완전히 물려야 하므로 D.C. 모터를 이용하여 조향 클러치를 조작할 때에 약간의 시간이 걸리게 되며 특히 수 십대 일의 감속비로 클러치 조작 레버를 작동할 때는 더 많은 시간이 필요로 한다. 따라서, 실시간으로 조향 제어를 이루는데 있어서 여러가지 제한 요인 및 특성이 있었다. 첫째, DC 모터를 동작하여 클러치를 결합 또는 분리하는데 많은 시간이 요구된다. 둘째로 마찰판식 클러치가 아니므로 실시간으로 반클러치 개념을 응용

할 수 없다. 셋째로 조향각은 실제로 스피드스프레어의 진행 위치에는 영향을 주지 않는다. 단지 스피드스프레어의 자세, 즉 방향에만 영향을 준다. 그래서 클러치 동작후 초음파 센서가 감지해야할 목표물이 감지 범위내에 있지 않아 데이터가 빠지는 경우를 대비하여 클러치 작동 후 SS기를 다시 역방향으로 조향되도록 반대편의 클러치를 잡아주는 동작을 제어 알고리즘에 포함하였다. 즉, SS기를 조향한 후 전진 방향에서 틀어져 있는 SS기를 바로 잡아 주도록 한 것이다.

예비 실험으로부터 그림 4.4.2 (a)에서 보는 바와 같이 클러치를 동작한 후, 즉 방향전환 후 양쪽 센서로부터의 데이터가 둘 다 타겟 사이로 빠져 주행 방향을 상실하는 경우가 있었으며, 원하는 방향으로 조향 후 다시 역방향으로 조향하도록 한 경우(그림 4.4.2 (b))에 즉시 거리 데이터를 다시 획득할 수 있었다. 넷째, SS기의 위치를 결정하는 것은 조향후 거리(r)로부터 결정이 된다. 다섯째로 조향후 스피드 스프레어의 자세를 조향각 만큼 역방향으로 조향하면 조향전 스피드스프레어의 자세와 일치한다. 위와 같은 특성을 그림 4.4.3에서 보면 처음 클러치를 제어각(a)만큼 동작후 일정거리(r)를 진행한다음 다시 반대쪽 클러치를 제어각(-a)만큼 동작함으로써 항상 스피드스프레어의 차체가 조향전 진행방향과 평행하게 제어해야한다. 그러므로 방향제어 루틴은 [동작하고자 하는 클러치 판단 → 클러치 분리 → Time\_delay1(조향각(a) 결정)→클러치 결합→Time\_delay2(조향후 진행거리결정)→반대쪽 클러치 분리→Time\_delay3(조향각(-a) 결정)→반대쪽 클러치 결합→진행]의 순서로 이루어진다.



(a) data loss after steering.



(b) in case of opposite clutch activation after steering

Fig. 4.4.2 Acquiring data after steering

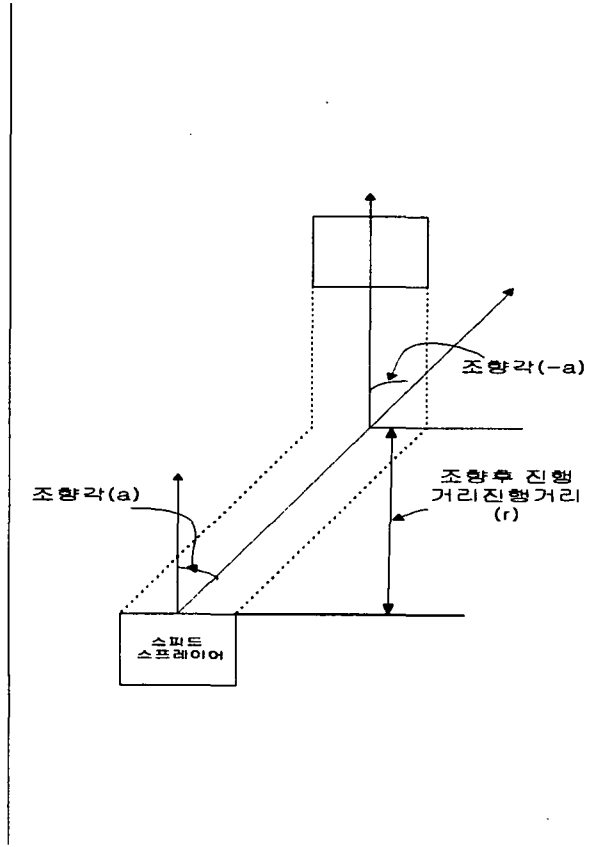


Fig. 4.4.3 Steering characteristics of autonomous travel- speed sprayer

현재 조향 제어는 최적의 시스템을 구성하기 위해서 전방의 센서 2개만을 이용하고 있다. 이는 두 센서 만을 이용하여 센서간 데이터 차이가 일정 간격 이상 벌어질 경우 클러치를 동작 시켜 조향 제어가 가능하였기 때문이다. 물론 이것만 가지고는 data 자체가 불충분할 수가 있으므로 보완적으로 후방 센서 두 개를 더 사용한다면 좀더 안정적으로 정밀한 데이터 처리와 방향제어가 가능할 것으로 보이나 현재와 같이 두 개의 센서만으로 모든 경우의 동작을 포함하는 알고리즘

의 개발이 가능하다면 훨씬 더 경제적인 시스템을 구성할 수 있을 것으로 판단하였다. 일단 제어 알고리즘은 최대한 4개의 초음파 센서를 사용할 수 있도록 구성하였다.

기본적인 시스템의 제어 흐름도는 그림 4.4.4와 같다. 우선 소프트웨어 인터럽트를 이용하여 초음파 센서는 30msec 마다 순차적으로 발진하며 4개의 Echo 신호가 순차적으로 들어오고 방향제어 루틴(그림 4.4.5)에서 클러치를 동작하게 된다. 클러치 동작에 30msec를 할당하여 전체 시스템의 주기는 150msec로 하였다. 즉 방향 제어를 위한 클러치 동작은 센서 데이터를 feedback하여 150msec마다 이루어진다.

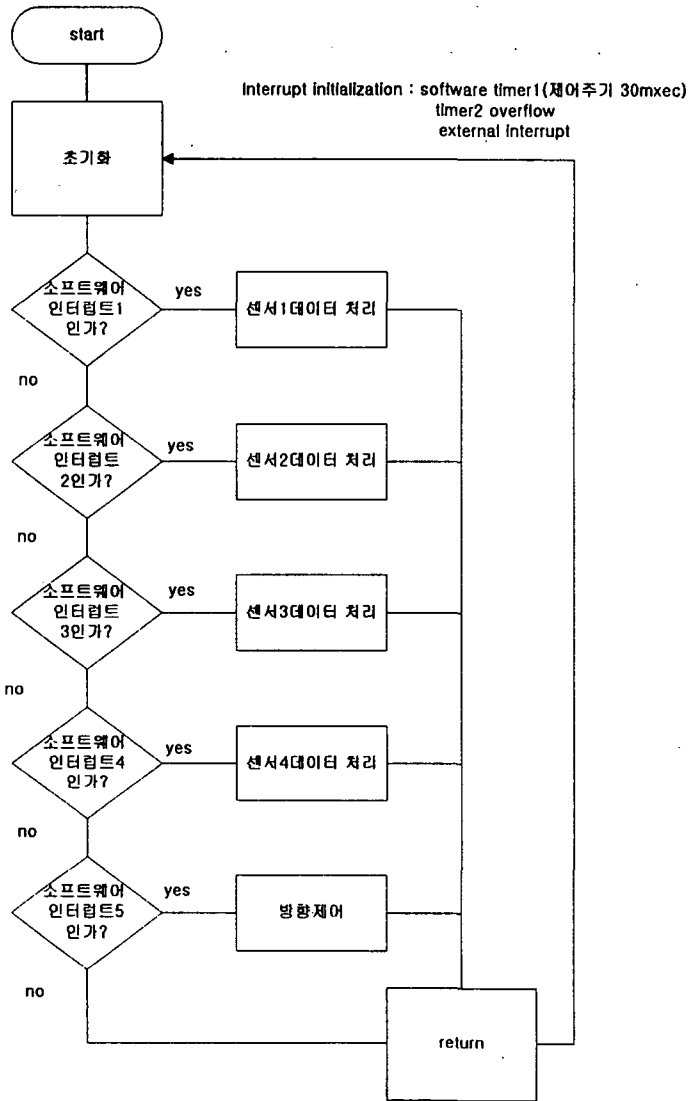


Fig. 4.4.4. Overall routine for autonomous travel algorithm.



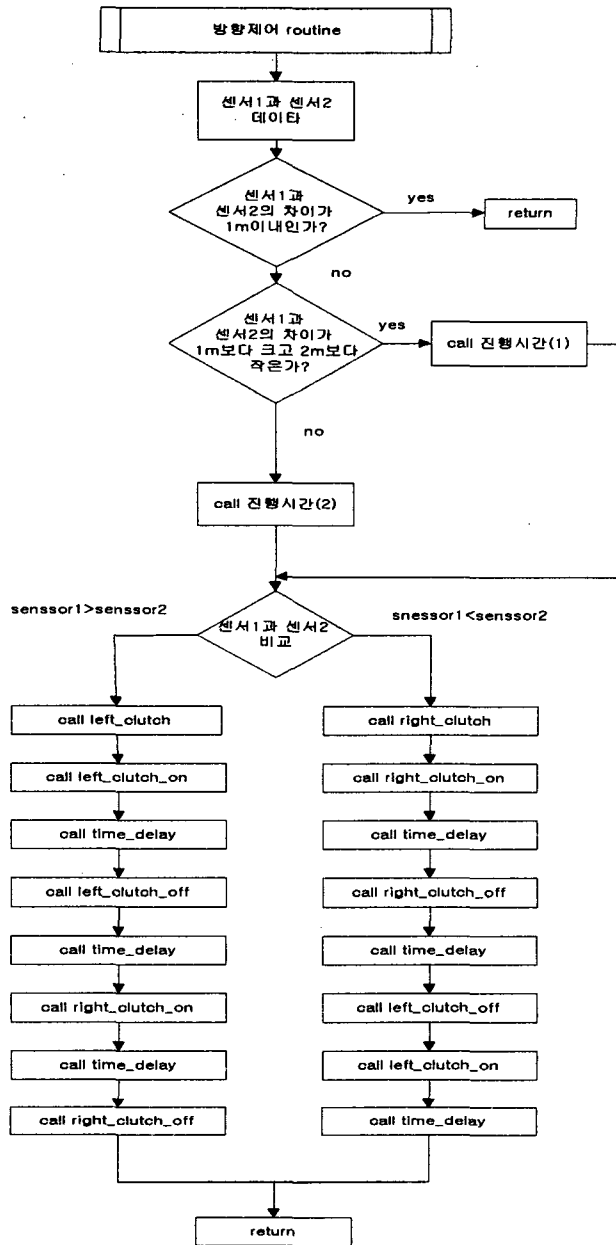


Fig. 4.4.5 Algorithm for direction control.

## 나. 조향 제어 루틴

스피드 스프레이어에서 조향 제어를 하기 위한 전방 좌·우 두 개의 초음파 센서의 거리 차를 구하여 주행 경로의 범위를 설정하기 위하여 그림 4.4.6과 같은 주행 조건을 가정하였다. 그림에서 목표물은 1m 간격으로 설치하고, 주행 경로의 폭은 2m(65cm+75cm(SS기의 폭)+65cm)로 하였다. 초음파 센서의 설치기본 각도는 65°로 하였으며 전방 두개의 센서만으로 조향 제어를 하도록 하였다.

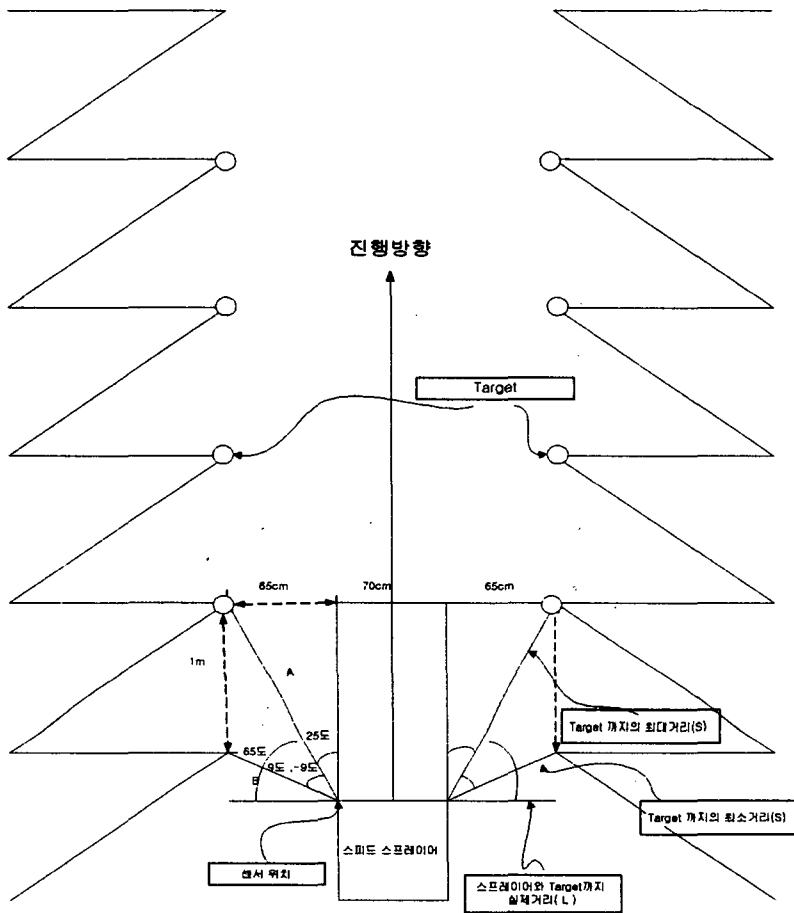


Fig. 4.4.6 Driving path of Speed sprayer

초음파 거리 측정 장치가 스피드 스프레이어의 주행 경로 양쪽에 설치된 목표물까지의 거리를 측정하면, 아래의 식과 같이 스피드스프레이어로부터 목표물까지의 거리, S를 계산할 수 있다.

$$S = 343.2 \times 400 \times T \times 10^{-9} \text{ ,m}$$

여기서 T는 거리측정장치에 의한 센서 데이터 값이다. 측정된 거리를 이용하여 실제거리, L을 구하면

$$L = S \times \cos (\theta + \phi(t))$$

여기서,  $\theta$ 는 초음파 센서를 SS기에 설치할 때 전방에 대하여 지향각도를 나타내며,  $\phi(t)$ 는 초음파가 발사될 때 초음파 빔의 폭으로 초음파 센서의 반사 특성 실험 결과로부터  $-9^\circ$  부터  $+9^\circ$  까지 연속적으로 변하는 값이다.

따라서,  $\theta + \phi(t)$ 는 최대  $65^\circ + 9^\circ = 74^\circ$ 이며, 최소  $65^\circ - 9^\circ = 56^\circ$ 이므로 측정된 거리가 1m라하고 L을 구하면

$$\text{실제 최소 거리 } L_{\min} = 1 \times \cos 74 = 0.275 \text{ [m]}$$

$$\text{실제 최대 거리 } L_{\max} = 1 \times \cos 56 = 0.559 \text{ [m] 로}$$

이 두 값의 평균값은 약 0.417 m이다. 따라서, 본 연구에서는 중앙선에서 좌우 약 0.4 m이내 인 곳을 주행 경로로 설정하였다. 실제거리(S)에서  $\cos (\theta + \phi(t))$ 는 상수값이므로 실제 거리(L)는 측정거리(S)에 비례한다. 그러므로 실제거리(L)가 아닌 측정거리(S) 만으로도 제어가 가능하다. 즉 좌우 측정거리(S)의 차이가 1m이상인 경우는 실제거리(L)가 가상 중앙선으로부터 40cm이상 벗어난 경우가 되므로 조향을 하게 된다.

여기서 측정거리(S)는 왼쪽 센서에 의한 측정거리( $S_L$ )와 오른쪽 센서에 의

한 측정거리( $S_R$ )비교 값으로서

$$S = S_L - S_R$$

이다.

양쪽 목표물에 대하여 각각의 거리  $S_L$  및  $S_R$ 로 구하여 두 값을 비교하여,

i)  $S_L = S_R$  이면, 조향 클러치를 작동시킬 필요가 없어 목표 조향각이 0 이 되며

ii)  $S_L > S_R$  이면 차체가 오른쪽으로 치우친 상태이므로 왼쪽 클러치 제어용 DC 모터를 동작하고,  $S_L < S_R$  이면 차체가 왼쪽으로 치우친 경우이므로 오른쪽 클러치 제어용 DC 모터를 동작시켜야 한다.

이때 조향후 이동거리  $r$ 은 아래의 식에 의해 구하여진다.

$$r = k \times v(t) \times T_c$$

여기서  $k$ 는 gain,  $T_c$ 는 Control\_time,  $v(t)$ 는 스피드 스프레이어의 속도를 나타낸다.

즉 일정한 속도에서 조향을 해야만 하는 기본각을 정하고, 속도 값에 비례하는 정수배( $T_c$ ) 만큼 이동거리가 결정되게 된다. 이와 같은 순서에 의해서 방향 제어가 이루어지고 있으며 실제 일정속도  $v(t)$ 에 대하여 센서 두 개의 데이터만 가지고 조향이 가능한 상태이다.

다. 데이터 처리 알고리즘

순차적인 신호 발전과 Echo 신호로 인한 센서간의 time gap(시간 간격)과 센서 고유 특성상 약간의 차이 그리고 센서의 위치, 각도 등에 의해 센서간 데이터

사이의 차이가 있을 수 있으나 그 차이가 측정 결과 3.5cm 이내이므로 방향제어에 크게 영향을 못 미치는 경우이므로 무시하였다. 또한 스피드 스프레이어의 진동에 의한 Noise가 초음파 센서와 Control board에 심각한 영향을 줌을 실험결과 알 수 있었다.

진동에 의한 데이터와 실제 방향제어에 필요한 데이터를 구분하기 위하여 데이터 처리부분 알고리즘(그림 4.4.7)을 개발하였다. 데이터 처리 알고리즘은 기본적으로 속도를 일정하게 하면 데이터가 들어오는 간격도 일정하다. 즉 이전 데이터와 현재 데이터 사이의 값의 차이가 일정하게 된다. 실험에 의하면 실제 데이터는 일정 속도에서 현재 값과 과거 값의 차이가 일정범위를 만족하게 된다. 즉 초기 데이터  $x_1=0$ , 데이터 sequence를  $\{x_1, x_2, \dots, x_{n-1}, x_n\}$ , 데이터 사이의 차이는  $\{d_1, d_2, \dots, d_{n-1}, d_n\}$ 이라 하면 이들 사이의 관계는

$$|d_n| = x_n - x_{n-1}$$

$$|d_n| \leq k \times |d_{n-1}| \text{의 관계가 있다.}$$

여기서  $k$ 는 Gain 값이다. 위의 조건식을 만족하지 않으면 잘못된 데이터로서 현재 값을 과거 값으로 대체한다. 그리고 조건식을 만족하면 데이터를 현재 데이터로 Update한다.

여기서 실험 결과 속도 0.3[m/sec]에서  $|d_n| \leq 10\text{cm}$ 을 만족하는 것으로 나타났다. 또한 첫 번째 데이터가 잘못 됐을 경우 그 값이 계속 남아 있는 것을 방지하기 위하여 4개 데이터 처리 후 다시 초기 데이터를 바꾸어 주도록 하였다. 이와 같은 알고리즘에 의하여 실제 그림4.4.8과 그림4.4.9는 실제 포도밭에서 데이터처리 알고리즘을 적용하지 않은 경우와 적용한 경우이다. 그림 4.4.8에서 보여지는 Spike현상이 그림 4.4.9에서 많이 감소됨을 알 수 있다. 이러한 데이터 처리 문제는 센서를 추가시킨다면 많이 개선 될 것으로 생각된다.

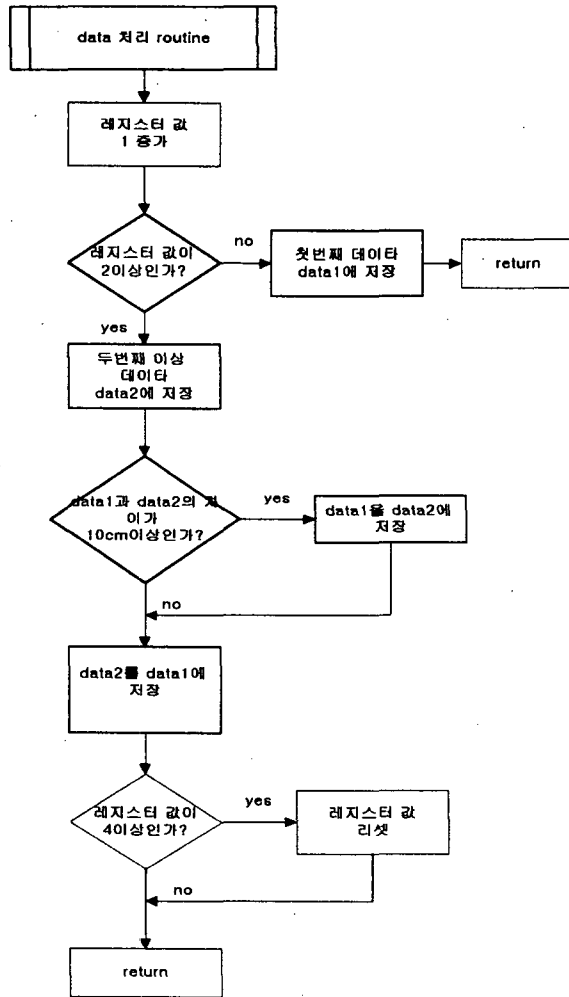


Fig. 4.4.7 Algorithm of Data Processing.

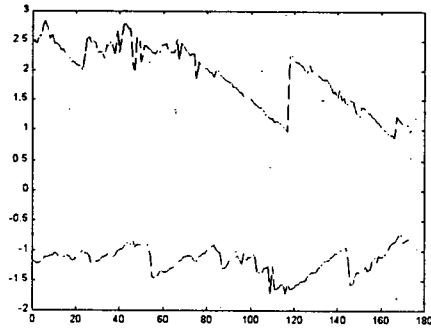


Fig. 4.4.8 Data before applying algorithm.

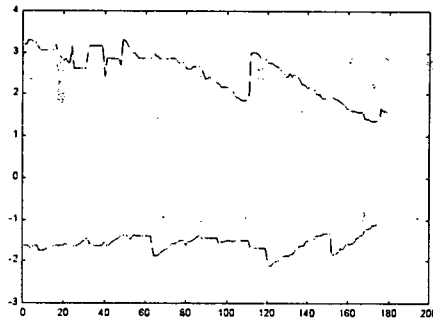


Fig. 4.4.9 Data after applying algorithm.

#### 4. Fuzzy제어 알고리즘

본 연구에서 사용된 퍼지제어기(FLC)의 구조는 일반적으로 사용되는 것으로서 그림 4.4.10과 같다. 먼저 초음파 센서로부터 나온 데이터는 데이터 처리 루틴을 거쳐 좌우 센서간의 차이 Error를 아래 식에 의하여 검출한다.

$$Error = S_L - S_R$$

양쪽 목표물에 대하여 각각의 거리  $S_L$  및  $S_R$ 로 구하여 두 값을 비교하여 Error=0 이면, 조향 클러치를 작동시킬 필요가 없고, Error >0 이면 차체가 오른쪽으로 치우친 상태이므로 왼쪽 클러치 제어용 DC 모터를 동작하고, Error<0 이면 차체가 왼쪽으로 치우진 경우이므로 오른쪽 클러치 제어용 DC 모터를 동작시켜야 한다. 검출된 Error를 퍼지 입력 변수로 사용하였다. 각 입력 변수와 출력 변수에 대한 멤버십 함수는 그림 4.4.11과 같다. 본 연구에서는 스피드 스프레이어의 자세는 고려하지 않았고 단지 가상 중앙선부터의 위치만을 고려하였다. 또한 Error의 범위가 중앙선부터 좌·우 20[cm]이내를 만족하도록 하였다.

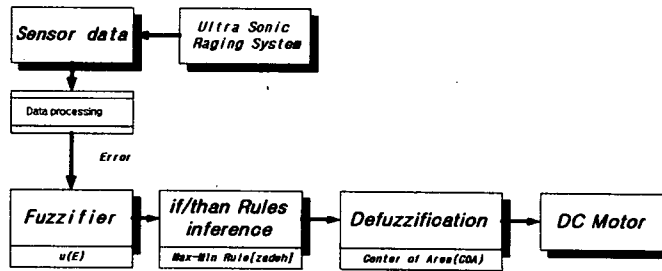


Fig. 4.4.10 Structure of fuzzy controller.

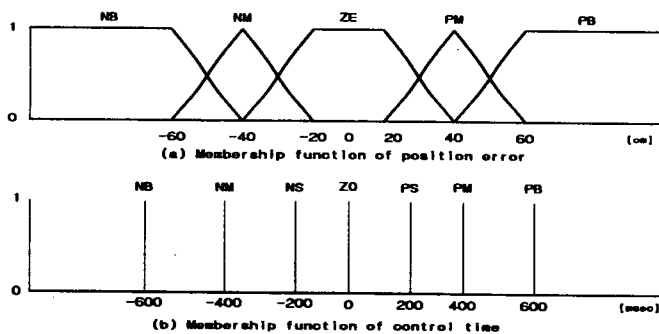


Fig. 4.4.11 Fuzzy membership function.



Error는 퍼지화 과정을 통해서 적합도  $u(E)$ 를 생성한다. 퍼지추론 부로는 일반적으로 사용되는 Max-Min 규칙을 사용하였다. 비퍼지화 과정으로는 무게중심법(COA)으로 식을 사용하였다.

$$u^* = \frac{\sum_{i=1}^N u_i u_{out}(u_i)}{\sum_{i=1}^N u_{out}(u_i)}$$

여기서  $u_i$ 는 적합도이고,  $u_{out}(u_i)$ 은 퍼지 출력값,  $u^*$ 는 퍼지 출력값에 대한 실제 크리스프한 출력값을 나타낸다.

## 제 5 절 성능 평가

### 1. 서언

자율 주행이 가능하도록 조향 제어 장치가 부착된 소형 스피드 스프레이어에 대하여 성능 실험을 수행하였다. 특히 본 연구에서와 같은 클러치 조향 방식의 주행장치 경우 고속 주행을 하며 조향 클러치를 조작하게 되면 과도하게 조향이 이루어져 측면에 충돌 및 전도 위험성이 크다. 따라서, 본 성능 실험에서도 SS기의 주행속도는 0.2 ~ 0.4m/sec의 저속을 유지할 수 있도록 HST의 사판각을 고정하였다.

예비 실험은 1998년 8월에 강원도 농촌진흥원 과수 포장의 포도밭에서 수행하였는데, 포도 줄기가 무성하여 폭 3m의 주행 경로 양면을 울타리처럼 되어있어 조향 제어를 위한 목표물로서 최적의 역할을 하여 SS기가 포도나무 사이로 충돌 없이 잘 주행하여 자율주행의 가능성을 확신할 수 있었다. 또 다른 예비 실험은 조건 거리가 6m 정도인 강원대학교 부속농장의 배 과수원에서 수행하였는데 포도밭에서와 같이 목표물이 균일하지 못한 상태였지만 과수에 충돌하지 않고 과수 사이로 잘 주행할 수 있었다. 강원대학교 부속농장의 일반 잡초지에 높이 약 2m의 나무 막대를 1m 간격으로 두 줄로 늘어 세운 후 그 사이를 주행할 수 있는지의 가능성을 실험하였다. 즉, 목표물들이 연속적이 아니라 하더라도 초음파 센서의 특성상 초음파 빔 발·수신 폭이  $\pm 9^\circ$ 로 넓어 목표물을 놓치는

경우 없이 나무 막대 사이를 잘 주행하였으며 한 줄을 완전히 주행하고 난 후 목표물이 없게되면 일정한 방향으로 일정한 시간만큼 조향을 할 수 있도록 프로그램 하여 180° 를 선회한 후 다음 줄로 들어가서 자율 주행을 함으로서 처음에 예상했던 것 보다 자율 선회까지 가능한 시스템을 개발할 수 있다는 판단을 할 수 있었다. 모든 예비 실험 결과는 캠코더로 촬영하여 비디오 테이프에 보관하였다.

본 스피드 스프레이어의 자율 주행 성능을 정량화하기 위하여 비교적 평탄하고 바닥에 주행경로 표시를 할 수 있는 표면에서 성능 실험을 수행하였다. 인공 목표물을 일정한 폭과 간격으로 설치하고 그 가운데의 중심선을 따라 직진 주행하는 것을 원칙으로 하고 실제 스피드 스프레이어가 조향이 되면서 표면에 주행 경로를 표시하게 한 후 중심선에서 얼마나 벗어났는지를 수동으로 직접 측정하여 성능 지표로 나타내었다.

## 2. 재료 및 방법

연구의 진행에 따라 일련의 성능 평가 실험을 수행하였다. 모든 실험은 평평한 바닥에 나무 막대와 같은 인공 목표물을 일정한 간격으로 설치하여 스피드 스프레이어가 주행할 경로를 만들었다. 초기의 성능실험에서는 약액 살포장치를 장착하지 않아 차체의 중량은 주행부만의 무게인 상태로 실험하였고, 후기의 실험에서는 자율 주행이 가능한 스피드 스프레이어의 시작품이 완성되었기에 약액 살포장치도 탑재된 상태여서 차체의 하중이 증가한 상태였다. 차체의 하중은 기어 타입의 조향 클러치를 연결하거나 단속할 때 부하로 작용하여 동일 속도 및 조건에서 조향각에 영향을 미치게 된다.

조향각을 결정하는 클러치를 연결하는 시간, 조향 후 주행 시간, 다시 반대 방향으로 조향 할 때의 조향각 및 시간 등을 변수로 하여 성능을 평가하였다. 또한 차체의 중량에 따른 성능 비교 및 퍼지 제어 도입후의 성능 비교, 그리고 퍼지 제어 방식에서는 주행속도에 따른 영향 등을 평가하였다. 모든 실험은 3회 반복하였으며 평균 RMS 값으로 성능을 나타내었다.

### 가. 2차 개발된 알고리즘을 이용한 자율주행 성능 실험

실험의 조건 및 설정 변수는 표 4.5.1 에 나타내었다. 변수의 값은 시간으로서

프로그램에 사용된 지연루프의 개수이며 지연루프 하나의 시간은 150msec를 나타낸다.

Table 4.5.1 Experiment using 2nd modified algorithm

Difference between two sensors	Exp. 1		Exp. 2		Exp. 3		Exp. 4	
	$S \geq 2$	$1 \leq S \leq 2$	$S \geq 2$	$1 \leq S \leq 2$	$S \geq 2$	$1 \leq S \leq 2$	$S \geq 2$	$1 \leq S \leq 2$
on-time1	5	5	5	5	5	5	5	5
del-time1	<u>4</u>	<u>2</u>	<u>4</u>	<u>3</u>	<u>6</u>	<u>3</u>	<u>6</u>	<u>4</u>
off-time1	5	5	5	5	5	5	5	5
del-time2	<u>2</u>	<u>1</u>	<u>2</u>	<u>1</u>	<u>4</u>	<u>2</u>	<u>4</u>	<u>2</u>
on-time2	5	5	5	5	5	5	5	5
del-time3	<u>2</u>	<u>1</u>	<u>2</u>	<u>2</u>	<u>3</u>	<u>2</u>	<u>3</u>	<u>3</u>
off-time2	5	5	5	5	5	5	5	5

\* without chemical tank

#### 나. 2차 개발된 알고리즘에 의한 자율주행 성능 -약액탱크 탑재

목표물의 거리는 폭이 2m, 목표물 사이의 거리는 1m로 하였고 직선주행만 실험하였다. 아래의 표 4.5.2는 그림 4.4.5와 같은 알고리즘에 의한  $T_c$  (Control\_time) 값이다. 측정거리(S)는 좌우 센서 데이터 차의 범위를 나타낸다. 실험에서는 두 가지 경우로서 센서의 차이가 1m이상 2m미만인 경우와 2m이상인 경우 서로 다른  $T_c$  값을 설정하여 차이가 큰 만큼 더 많이 보상해주는 방법을 사용하였다.

Table 4.5.2  $T_c$  value used in steering control

Operation	Action	Time required for action ( $\times 150\text{msec}$ )		Remark
		$1 \leq S < 2$	$S \geq 2$	
Changing the direction	disengaging clutch	3	3	Determining steering angle(a)
	steering(a)	4	6	
	engaging clutch	3	3	
Moving straight after steering action	moving straight (r)	2	4	Determining straight displacement after steering
Changing back the direction for the parallel with the trees	disengaging opposite clutch	3	3	
	steering(-a)	4	6	
	engaging opposite clutch	3	3	

#### 다. 퍼지 제어가 적용된 알고리즘의 자율주행 성능실험

퍼지 제어 알고리즘을 사용하여 전과 같은 조건에서 스피드 스프레이어의 성능 실험을 수행하였다. 주행 실험은 속도를 약 0.3m/sec, 0.4m/sec, 0.5m/sec 의 3 수준으로 하였으며 진행 거리를 따라 매 10cm 마다 중심선으로부터 주행 경로를 구하였다. 총 주행거리는 11m로 하였다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 가. 2차 개발된 알고리즘을 이용한 자율주행 성능 실험

##### 1) 실험 1 과 실험 2

실험 1과 실험 2는 선회 방향을 잡은 후 일정한 시간만큼 직진 주행을 할 때 양쪽 초음파 센서에서 읽혀지는 data의 차가 적은 경우, 즉 약간만 선회할 필요가 있을 때 직진 주행 시간의 차이를 달리 설정하였을 경우를 비교한 것으로 그림 4.5.1과 그림 4.5.2에서 보는 바와 같이 직진 주행 시간이 작은 경우에 비하여 1.5배 컸을 때 RMS 오차가 10.18cm에서 13.10cm로 증가한 것으로 나타났다.

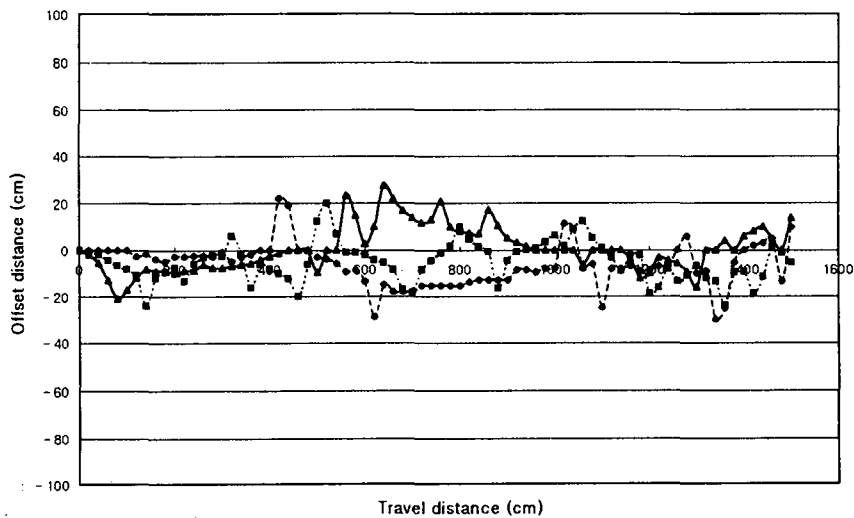


Fig. 4.5.1 Real path of speed sprayer on Exp. #1

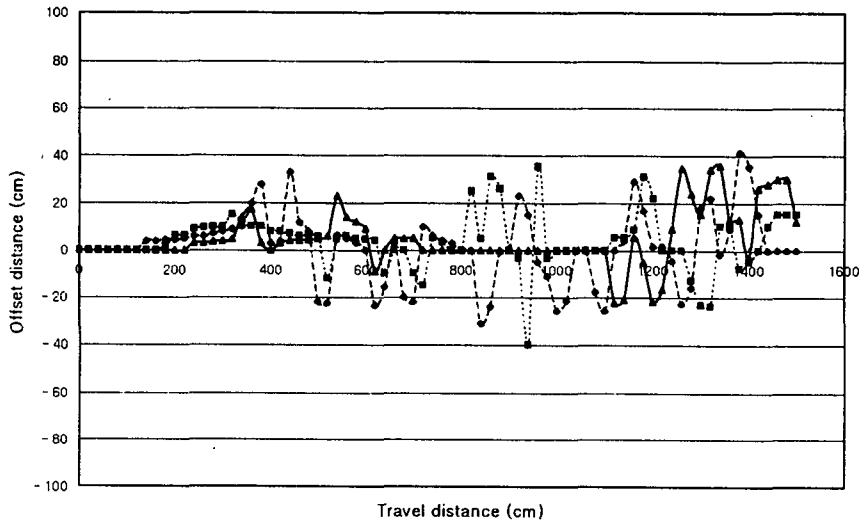


Fig. 4.5.2 Real path of speed sprayer on Exp. #2

## 2) 실험 3과 실험 4

실험 3과 실험 4는 앞의 실험1과 실험 2의 관계와 같이 조향 후 직진 거리를 위한 시간 설정의 차이에 관한 실험으로서 직진 주행 거리가 길어지면서 RMS 오차가 16.21cm로부터 16.83cm로 증가하였다. 또한 실험 1과 실험 2에 비하여 직진 주행을 위한 delay time이 2배로 설정된 상태로 오차는 증가한 것으로 나타났다.(그림 4.5.3, 그림 4.5.4)

본 실험은 모두 약액탱크를 포함한 약액살포부가 탑재되지 않아 주행장치부의 중량만이 차체에 가하는 하중으로 작용하여 조향 클러치를 조작하기 위한 D.C. 모터에 상대적으로 부하가 적게 걸리므로 조향각을 결정하기 위한 변수에 동일한 시간을 준다면 더라도 과다하게 조향이 이루어지는 경우가 많아 지그재그로 주행을 하는 것으로 나타났다. 특히 스피드 스프레이어의 주행속도가 빨라지면 이런 현상은 더욱 심화되는 것으로 나타났다.

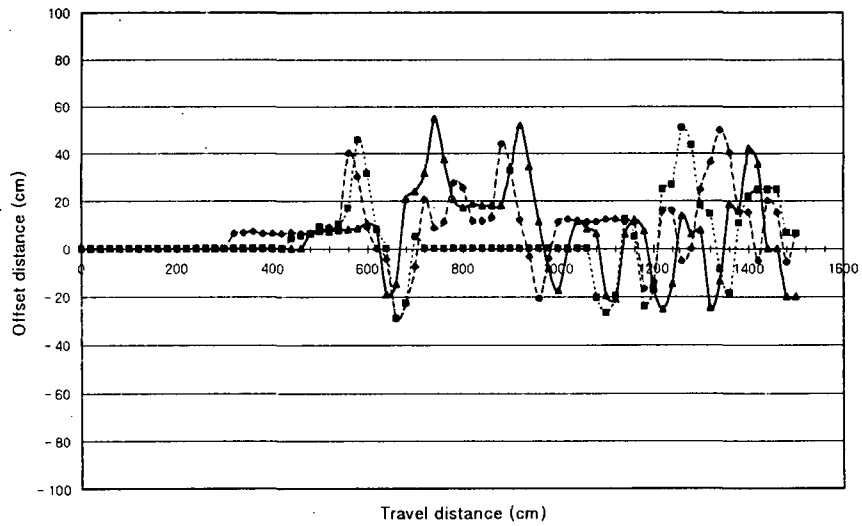


Fig. 4.5.3 Real path of speed sprayer on Exp. #3

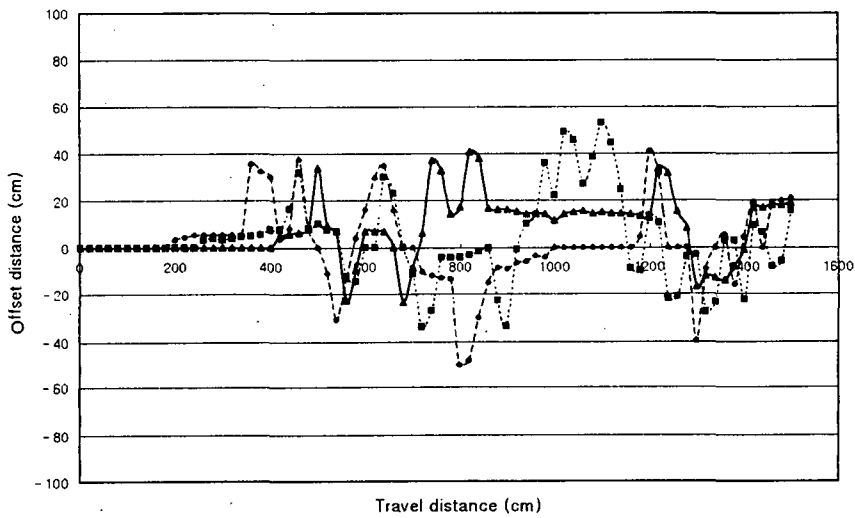


Fig. 4.5.4 Real path of speed sprayer on Exp. #4.

## 나. 약액탱크가 탑재된 상태에서의 자율주행 성능

실험 결과는 그림 4.5.5 와 그림 4.5.6 에 나타냈다. 일정 속도는 약 0.3 [m/sec]이고, Y축은 중심으로부터 벗어난 정도를 왼쪽은 +, 오른쪽은 -로 표기하였다. X축은 데이터의 개수로서 20cm마다 데이터를 받아 표기하였다. 전체 진행거리는 16m로 하였고 그림에서 보듯이 주행경로의 데이터 범위가  $\pm 30$ [cm]이 내로 나타났다. 이는 실제로 센서간 차이가 1m미만, 즉 좌우 거리40cm 이내를 만족하고 있는 것으로 나타났다.

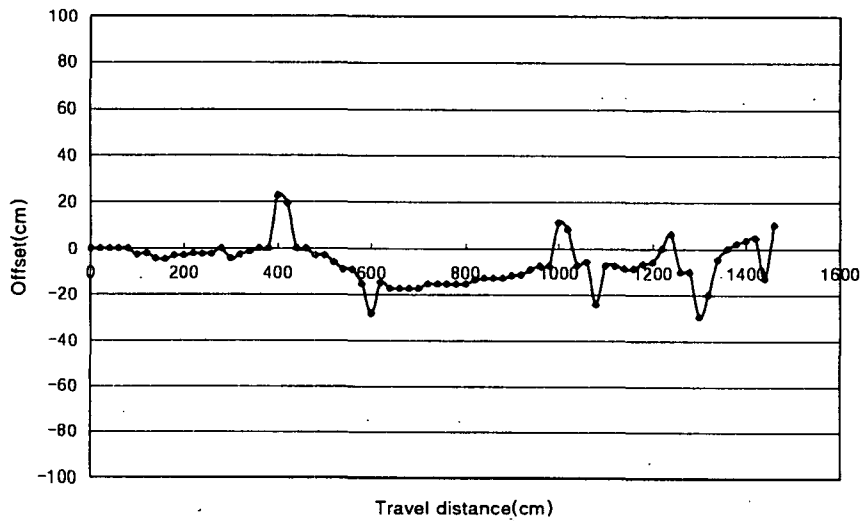


Fig. 4.5.5 Experiment data with chemical tank, Exp #5



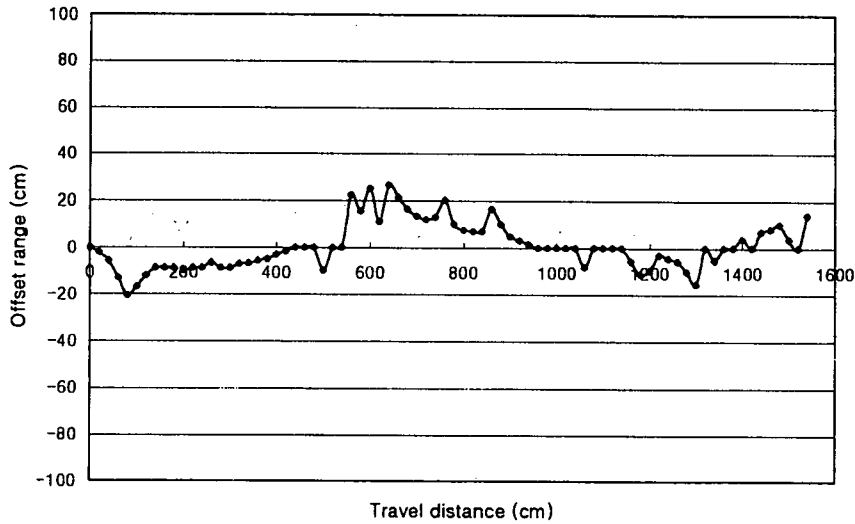
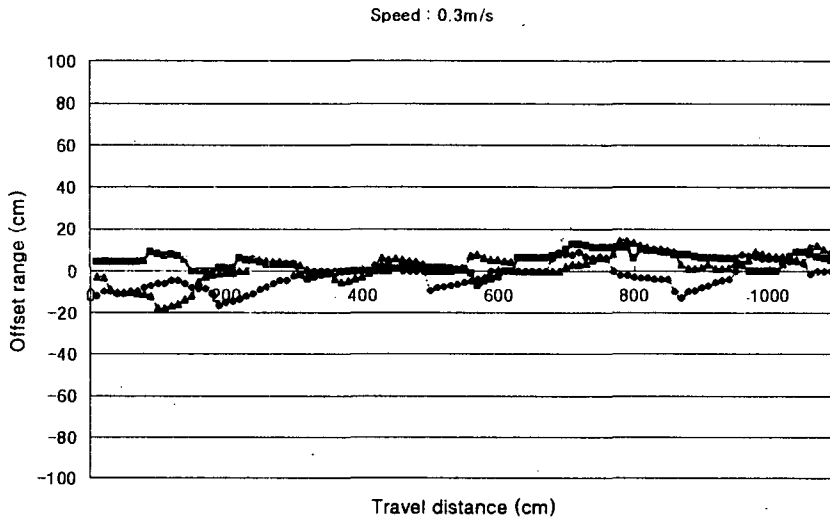


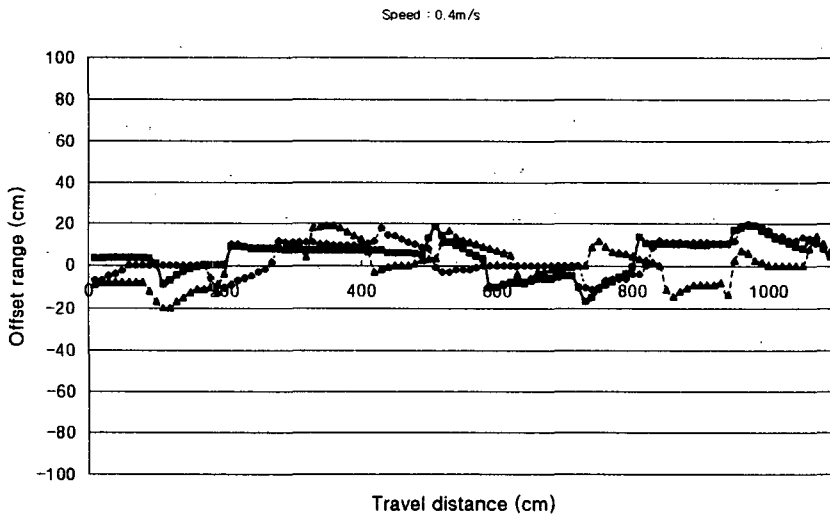
Fig. 4.5.6 Experiment data with chemical tank, Exp #6

#### 다. Fuzzy 알고리즘이 적용된 제어기의 주행 성능 결과

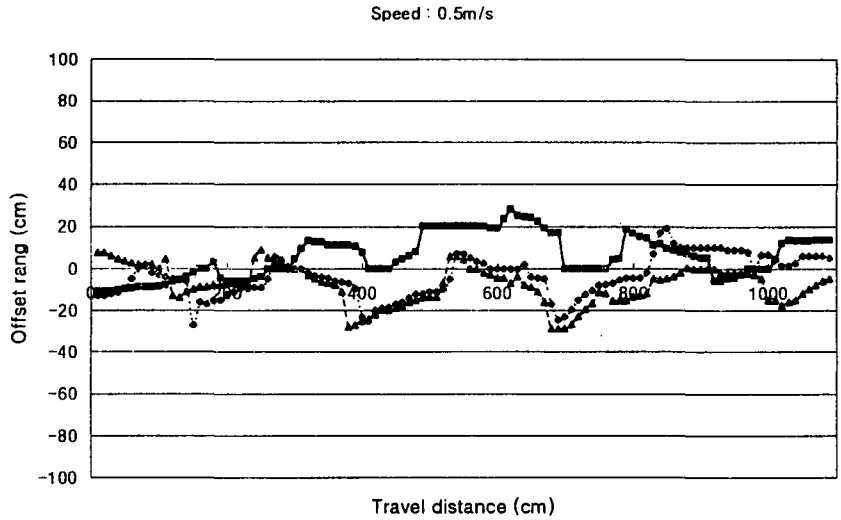
퍼지 제어가 적용된 주행 성능 실험 결과는 그림 4.5.7과 같다. 실험결과 주행 속도가 방향제어에 미치는 영향이 크게 나타남을 알 수 있으며 주행 속도가 0.4[m/sec]까지는 허용 오차 20[cm]안에 들어옴을 알 수 있었다. 주행속도를 달리 하였을 때 각각의 경우 RMS 값은 표 4.5.3에 나타내었다.



(a) travel speed : 0.3[m/sec]



(b) travel speed : 0.4[m/sec]



(c) travel speed : 0.5[m/sec]

Fig. 4.5.7 Real travel path of speed sprayer with fuzzy algorithm.

Table 4.5.3 RMS errors on different travel speeds

	0.3[m/sec]	0.4[m/sec]	0.5[m/sec]
Rep. 1	6.54	8.88	10.53
Rep. 2	5.75	8.91	11.81
Rep. 3	6.97	9.39	12.00

(Unit : cm)

## 제 6 절 결론 및 향후 연구 방향

### 1. 요약 및 결론

덕식 재배 방식의 포도나무와 같이 밀폐된 공간에서 방제 작업은 작업자가

농약에 직접 노출될 가능성이 매우 높아 치명적일 수 있다. 따라서 자율주행하며 자동으로 농약을 살포할 수 있는 무인 스피드 스프레이어의 개발이 요구되었다.

본 연구에서 개발한 스피드 스프레이어는 무인 방제시 주변 상황의 변화에 대하여 능동적으로 대처하지 못하면 농약 손실 뿐 아니라 환경 오염을 야기 시키므로 무엇보다도 정밀제어가 가능하도록 하였다. 또한 정밀 제어 장치의 부착으로 스피드 스프레이어의 생산 단가가 크게 올라가지 않아야 하므로 실용화를 고려하여 전방에 설치하는 초음파 센서 두 개만으로 최소한의 조향 제어를 하는 것에 초점을 맞추어 실험 결과 기본적인 초음파 센서만으로 조향 제어의 가능성을 확인할 수 있었다. 실험에 의한 연구 결과는 다음과 같다.

첫째, 과수 또는 인공 목표물까지의 거리를 정확하게 측정하여 경로 결정을 위한 데이터로 사용할 수 있는 초음파 거리 측정 장치를 개발하였다. 자주식 기계인 SS는 불규칙한 노면으로부터의 진동 뿐 아니라 엔진 등에 의한 고주파 진동 때문에 거리 측정시 발생하는 오차를 줄이기 위하여 진동 방지장치를 설치하였다. 둘째, 80196 마이크로 프로세서를 이용하여 경로 결정으로부터 조향 제어를 위한 두 개의 D.C. 모터를 구동하는 인터페이스 회로를 개발하였다. 셋째, SS기가 주행 경로 결정을 위한 목표물 감지시 자세에 따른 오차, 목표물 감지 실패 또는 돌출된 나무 가지 등에 의한 spike 현상 등을 소프트웨어적으로 처리하여 원활한 주행이 가능하도록 데이터 처리 알고리즘을 개발하였다. 넷째, 성능 실험 결과 본 연구에서 개발한 제어장치를 탑재한 SS기는 포도나무 및 과수 등의 자연 목표물과 인공 목표물을 잘 인식하여 대체로 원활한 자율 주행을 할 수 있었다.

## 2. 향후 연구 방향

### 가. 주행부의 구조 변경

조향 클러치를 마찰판식으로 교체하고 또한 클러치 조작기도 유압실린더를 이용하면 보다 신속하게 클러치를 조작할 수 있어 정교한 조향 제어가 가능할 것으로 판단된다.

현재의 시스템은 D.C. 모터를 작동시켜 클러치를 조작하게 되므로 시간 지연이 많이 발생하고 또한 클러치 레버의 정확한 위치제어도 어려운 점이 문제였다.

#### 나. 주행속도 연동 시스템

SS기는 자율주행 뿐 아니라 약액살포도 동시에 하게 되므로 주행속도를 측정하여 약액 살포량을 제어할 필요가 있다. 특히 돌발 상황이 발생하여 SS기의 주행속도가 현저히 떨어지게 될 때는 반드시 약액 살포를 중지하여야만 농약 오염을 방지할 수 있다.

#### 다. 자율주행 SS기를 적용하기 위한 포장의 준비

연구 결과 원형 쇠파이프와 같은 인공 목표물을 SS기가 주행할 경로에 일정한 폭과 간격으로 설치하면 주행 뿐 아니라 선회도 가능성을 확인하였다. 따라서, 적정한 목표물의 선정과 관련하여 목표물의 재질, 높이, 두께 및 설치 간격 등에 관한 표준화 연구가 필요하다고 판단된다.

# 여 백

## 제 5 장

# 소형 SS기 약액살포 제어 및 초음파 센서의 특성

# 여 백



# 제 5 장 소형 SS기 약액살포 제어 및 초음파 센서의 특성

## 제 1 절 소형 스피드 스프레이어의 약액 살포 제어

### 1. 서언

본 연구에서 개발된 자율 주행이 가능한 스피드 스프레이어는 약액 살포 장치 또한 무인화 및 자동화가 이루어져야 한다. 앞 장에서 서술한 바와 같이 자율 주행장치를 탑재한 소형 스피드 스프레이어의 경우 기계적인 제한 조건으로 인하여 작업속도는 일정하다고 하였을 때, 약액 살포는 양 옆의 방제 대상 과수가 있는 지 없는 지의 여부만을 감지하여 분사 노즐을 on/off하면 자동 제어가 가능하다.

약액살포 제어장치는 앞 장의 자율주행 제어장치에 사용하였던 마이크로 프로세서에 같이 물려서 작동하게 할 수도 있었으나 본 장에서는 자율 주행과 독립적으로 구동할 수 있도록 시스템을 구성하여 향후 실용화를 목표로 연구를 수행하였다. 즉, 자율 주행 장치가 현장에 바로 적용하는데 문제가 있어 작업자가 장착을 원치 않고 다만 약액살포 제어장치만 부착하여 사용하기를 원할 때에 소형 스피드 스프레이어에 장착할 수 있는 하나의 Accesory로서 현장에 적용할 수 있도록 생산단가 및 설치 공간의 최소화, 견고하게 작동하여 유지, 보수가 용이한 시스템을 개발하는 것에 역점을 두었다.

구체적인 연구 목적으로는 첫째, 과수의 존재 유무를 판단할 수 있는 초음파 거리 측정 시스템과 마이크로 프로세서로 구성된 감지장치를 개발하고, 둘째 노즐을 on/off 시킬 수 있는 전동 밸브를 작동할 수 있는 조작기 인터페이스 회로를 개발하고, 셋째 약액 살포 제어 알고리즘을 개발하며, 넷째, 모든 시스템을 컴팩트화하며 기존의 스피드 스프레이어 약액 살포장치를 on/off 시키는 조작 스위치와 본 연구에서 개발한 약액살포제어장치가 호환될 수 있도록 새로운 배선 시스템을 개발하는 것이다.

## 2. 제어기 구성

### 가. CPU(80c196kc Micro-controller)

현재 제어기에 사용된 80c196kc은 MCS-96계열의 CHMOS형으로 고성능 저 전력 소비이 특성을 갖는 16비트 마이크로 컨트롤러이다. 외부 메모리로서 ROM 과 RAM을 추가하였으며 제어 프로그램은 EPROM 또는 Non-volatile SRAM에 넣어 프로그램을 실행시킬 수 있도록 되어 있다.

### 나. 초음파 센서(Ultrasonic Ranging Unit)

초음파 센서는 앞 장의 소형 스피드 스프레이어의 자율 주행에서 사용한 미국 Polaroid 사의 Electrostatic Transducer와 6500 Series Sonar Ranging Module을 사용하였다.

### 다. Hardware 구성

#### 1) Hardware Architecture

본 연구에서 개발한 전체 제어기의 구성도를 그림 5.1.1에 나타내었다. 차체에 탑재된 12V Battery를 이용하여 전동 밸브를 구동하며 5V 전원이 필요한 마이크로프로세서와 초음파 센서의 구동을 위하여 3A 용량의 DC-DC converter를 사용하였다. 초음파 센서는 좌·우에 하나씩 설치하여 좌·우의 전동 밸브를 독립적으로 제어하도록 하였다.

초음파 센서 2개를 구동하기 위해 센서의 Init신호로 hso.0, hso.1 pin을 이용하였고 Echo 신호를 위하여 P2.2(Extint)pin을 사용하였다. 전동 밸브를 제어하기 위해서는 p1.0, p1.1을 출력포트로서 사용하였다.

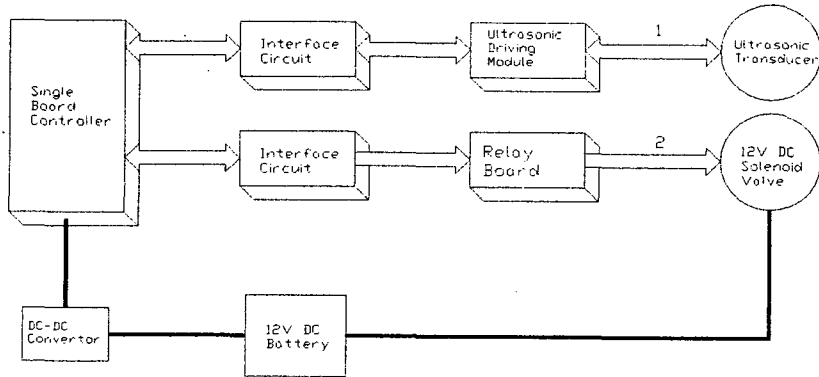


Fig. 5.1.1 Schematic diagram of control system.

## 2) 전동 밸브 인터페이스

그림 5.1.2는 전동 밸브와 마이크로 프로세서의 인터페이스 회로 및 릴레이 보드를 나타낸 것이다. D.C. 12V 단일 전원으로 모든 시스템을 구동함으로써 전동 밸브 구동 시 Noise가 제어기에 영향을 미치는 현상이 발생하였기에 Photo-coupler를 사용하여 밸브 구동부와 제어기 사이의 전원을 완전히 차단함으로써 밸브 구동에 의한 Noise가 제어기에 미치는 영향을 최소화하였다. 이와 같은 설계를 하여 현재 시스템의 모든 전원은 12V Battery 한 개로부터 공급이 가능하게 되었다. 또한 릴레이가 여자되었다가 소자될 때의 surge 전압을 억제하기 위하여 각 릴레이 단자에는 TNR(15G330K)을 하나씩 부착하였다.

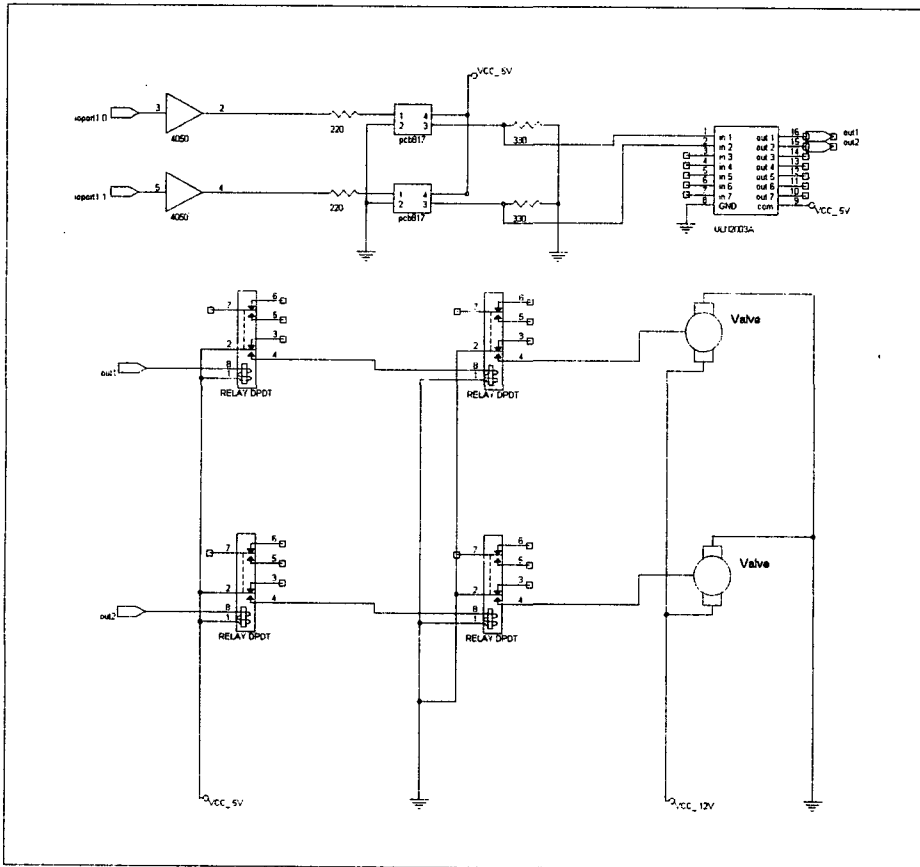


Fig. 5.1.2 Electrically operated ball-valve interface circuit and relay board.

### 3) 전동 밸브의 특성

본 장에서의 약액 제어에 사용한 전동 불 밸브(벨콘, 한국)는 전동구동기(AT12-30)와 불 밸브(VA15A-1C)로 구성되어 있는데 전동구동기는 정격전압 DC 12V, 정격전류 420mA이며, 소비전력은 정지시에는 open된 상태와 close된 상태로 나뉘어 지는데 open 상태에서는 240mW이며 close 상태에서는 0mW이고, 구동시에는 2.2W, 구속시에는 12W 이다. 출력 토크는 40Kg/cm 이며, 동작시간은 약 3초이다. 불 밸브는 관경이 15mm이고 허용압력이 10kg/cm<sup>2</sup> 이며 사용온도는 0℃ - 90℃이다. 이 밸브의 특징은 전원이 들어가지 않은 상태에서도 밸브

를 열고 닫을 수 있다는 것으로 전원이 없을 경우에도 사용할 수 있다는 장점이 있다. 또 이 밸브의 구동을 위해서는 구동전원선 이외에 한 선의 접지 연결여부에 의해 개·폐 여부가 결정된다.(그림 5.1.3)

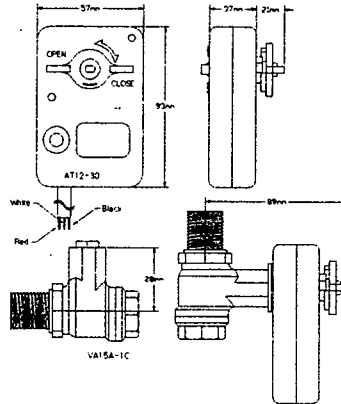


Fig. 5.1.3 Electrically operated ball valve.

#### 4) 기존의 배선과 공동으로 사용 가능한 새로운 배선 체계

공동연구기관인 한서정공에서 생산하여 현재 시판하고 있는 스피드 스프레이어는 약액살포 노즐을 작동하는 분무관의 수동식 밸브를 전동 밸브로 교체하여 운전석에서 토글 스위치를 조작하여 해당하는 분무관의 밸브를 on/off할 수 있도록 되어 있다(그림 5.1.4). 본체에 장착된 전동 밸브는 3선식으로 밸브의 적색 선과 흑색 선은 건전지에 직접 연결되어 있고 흰색 선이 스위치를 통해 접지로 연결되어 있다. 이 상태에서 본 연구에서 개발한 약액제어 시스템을 추가적인 옵션 형태로 사용하기 위해서는 그림 5.1.5와 같이 배선을 변경하여야 한다. 이 시스템의 특징은 auto/manual 스위치(SP3T)에 의해서 자동과 수동으로 선택하여 사용하도록 구성되어 있는데, auto 위치에 있을 경우에는 기존의 좌, 우 노즐 제어용 토글 스위치는 어떠한 상태로 있든지 전동 밸브 조작에 영향을 미치지 못하게 되어 있으며, manual 위치에 있을 경우에는 마이크로 프로세서를 원천적

으로 작동하지 못하게 함으로써 서로 충돌되지 않도록 하였다.

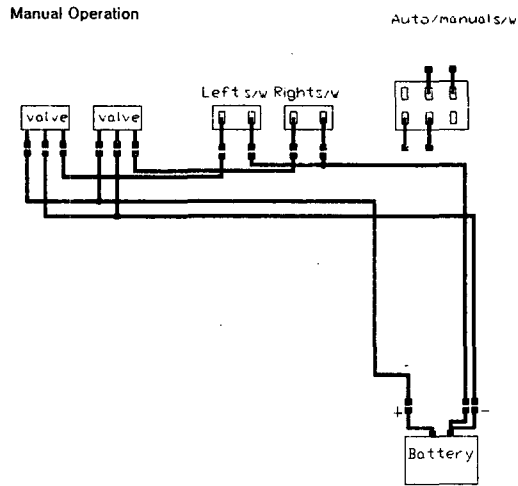


Fig. 5.1.4 Wire connection for operating the solenoid valve.

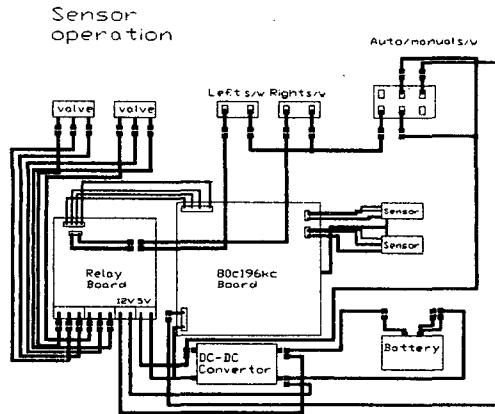


Fig. 5.1.5 New wire connection for autonomous spray control and conventional switch box.

## 라. 밸브 제어 알고리즘

약액제어에 있어서 Real-time 제어가 기본이 되어야 함으로 Real-time제어에 중심을 둔 기본적인 시스템의 제어 흐름도는 그림 5.1.6과 같다. 소프트웨어 인터럽트를 이용하여 초음파 센서는 30msec 마다 순차적으로 발진하며 2개의 Echo 신호가 순차적으로 들어오고 각각의 데이터 처리 루틴을 통과한다. 처리된 각각의 데이터를 이용하여 양쪽 전동valve는 약액제어 루틴(그림 5.1.7)에 의해 동작하게 된다. 약액제어 루틴에서 변수 C, D 값을 이용하여 밸브의 열리는 시점과 닫히는 시점을 결정할 수 있다.

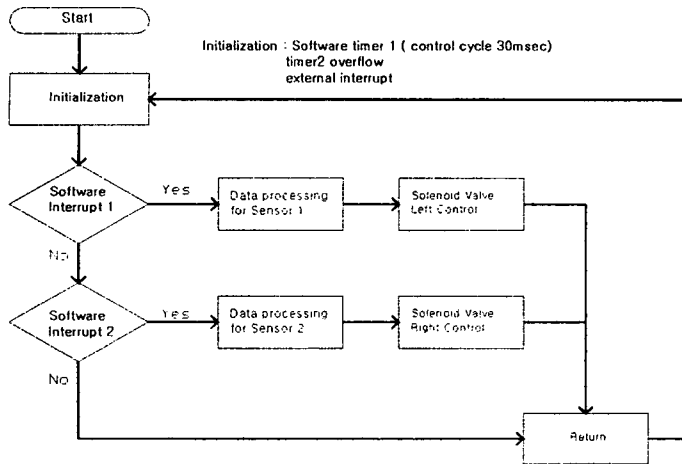


Fig. 5.1.6 Flowchart of overall control algorithm.

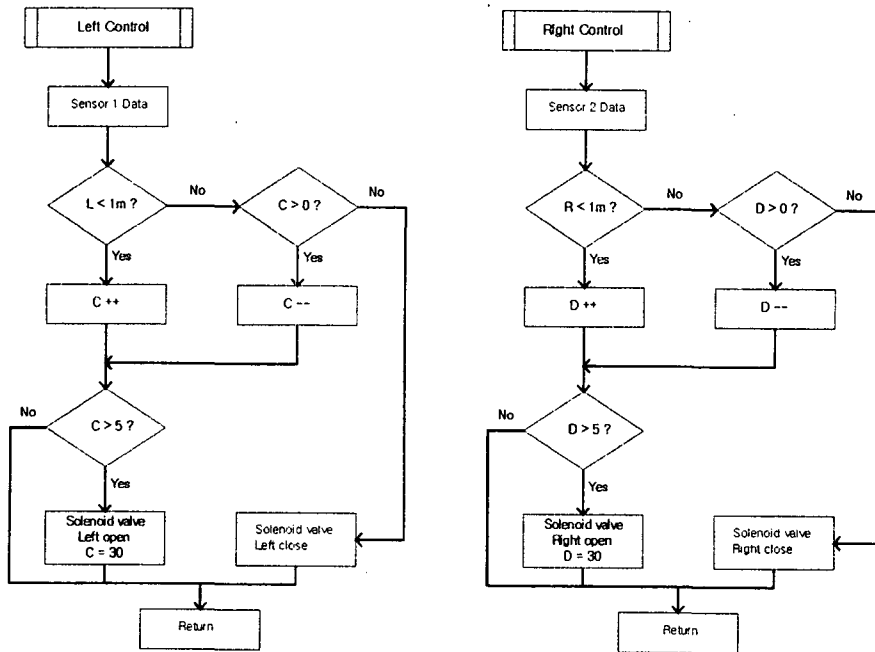


Fig. 5.1.7 Algorithm for ball-valve operation.

### 3. 성능평가

본 장에서의 약액 살포 제어기는 단순히 방제 대상물의 유류에 따라 약액 분사 노즐을 on/off 하는 것이므로 시뮬레이션으로서 성능을 평가하고, 적절한 제어 변수를 설정하였다.

#### 가. 시뮬레이션 조건 및 방법

관행적인 포도의 재배방식은 하우스형 덩식이 일반적이므로, 포도 발의 폭이



2m이라고 할 때, 스피드 스프레이어의 양쪽으로 중심으로부터 1m의 벽이 서있는 것과 같은 효과가 있다. 스피드 스프레이어가 과수열 사이로 진입하게 되면 초음파 센서가 양쪽의 벽면을 인식하여 약액살포를 제어할 수 있다. 그러나, 스피드 스프레이어에서 초음파 센서는 차체의 앞부분에 설치되고 약액 분사 노즐은 뒤에 있으므로 초음파 센서가 벽면을 감지하고 나서 얼마만큼 진행하고 난 후에 약액살포를 시작해야 하며 한 줄을 다 뿌리고 난 이후에도 차체의 후미가 완전히 과수 열에서 빠져 나올 때까지 계속 분사를 하여야 한다. 또한 과수가 아닌 불특정 대상물에서 한 두 번의 spike 같은 데이터나 연속적으로 방제대상 과수가 있다가 한 두 번 데이터가 빠지는 경우에 너무 민감하게 약액살포를 on/off 하는 것은 바람직하지 못하다. 따라서, 초음파 센서가 어느 정도 연속적으로 목표물을 감지하고 난 후 약액살포가 시작되어야 하며 또한 약액살포를 중단할 때도 어느 정도 연속적으로 목표물이 감지되지 않아야 한다.

이를 위하여 약액살포제어 프로그램에서 초음파 센서가 벽면을 감지하기 시작하여 약액 분사 시간을 결정하기 위하여 변수 C를 설정하여 미리 설정된 적정 구간내에 목표물이 있는 것으로 판단되면 C 값을 하나씩 증가시키고 또 목표물이 없다는 데이터가 입력되면 하나씩 감소시켜서 변수 C의 값이 설정된 값(초기 설정치)에 도달하면 약액 분사를 시작하도록 하였다. 일단 약액이 분사되기 시작하면 어느 정도 계속해서 목표물이 존재하지 않을 때 약액 분사를 정지해야 하는 지를 결정하기 위하여 C 값을 새로 설정(말기 설정치)한 후, 목표물이 없다는 데이터가 들어오면 C 값을 하나씩 감소시켜 C 값이 0이 될 때 약액 분사를 정지하게 된다. 이때, 중간 중간에 목표물이 있다는 데이터가 입력된다면 C값은 다시 하나씩 증가하게 될 것이다.(그림 5.1.7) 예를 들어 C의 초기 설정치는 목표물 감지 후 약액분사노즐을 열어주는 시점을 결정하는 것으로 너무 크게 설정되면 목표물을 감지하고 상당히 많은 거리를 진행하고 나서야 약액 분사를 시작하므로 과수열의 시작 부분을 못 뿌려주는 경우가 생길 수 있고 너무 작게 설정되면 과수열로 차체의 노즐 부분이 완전히 진입하기 전에 너무 일찍부터 뿌리기 시작하여 농약의 과다 소비를 야기한다. C의 말기 설정치도 또한 같은 효과를 나타내게 된다. 따라서, 이 변수들을 적정하게 선정할 필요가 있으며 시뮬레이션을 통하여 이를 결정하였다. 한편, 좌우에 있는 솔레노이드 밸브는 좌우 방향으로 설치된 초음파 센서를 사용하며 서로 독립적으로 구동하도록 되어 있다.

이 시뮬레이션의 조건은 스프레이어의 주행속도는 3 km/h(0.83m/s)로 고정하였으며, 포장의 조건 거리는 2m이다. 노즐을 on/off할 전동 볼 밸브의 작동 시간은 최대 3초이나, 어느 정도 열려 분사가 가능하거나 어느 정도 닫혀 분사가 억

제되는 시점을 2초로 설정하였다. 스피드 스프레이어 모델은 한서정공의 HSS-300WG로서 초음파 센서가 설치된 곳과 약액 분사 노즐사이의 거리는 2.2m이다.

좌우의 노즐부 제어를 위하여 할당된 변수 C 와 D에 주어지는 값은 제어 루프의 횟수를 나타내는 것으로, 본 시스템의 제어 주기가 60ms이므로 그 배수의 시간을 의미한다. 만일 C 와 D에 초기 설정치로 5를 설정하면, 그것은 300ms동안 연속적으로 목표물의 존재 여부를 감시하게 한다. 300ms 동안의 진행거리는 25cm 정도이고, 300ms 후에 전동밸브에 신호를 보내 밸브가 작동할 때까지 2초 동안 165cm를 진행하게 되어 감지 후 총 분사까지 진행거리는 1.9m 이므로 감지부와 밸브사이의 거리가 2.2m 이므로 밸브가 목표물의 시작점에 도달하기 30cm 이전에 밸브는 약액을 분사하기 시작한다.

노즐 분사를 정지하기 위하여 변수 C와 D에 말기 설정치로 30이란 값을 입력하면 1800ms 동안 연속적으로 방제 대상인 목표물이 없다고 인식되어야만 한다. 즉, 처음으로 목표물이 없음을 판단하게되어 1800msec 동안의 진행거리는 150cm이다. 밸브 작동 시간 2초 동안 165cm를 진행한 상태가 되므로 목표물이 없는 부분을 처음 감지 후 315cm 후에나 밸브가 닫히게 되어 목표물이 없어도 95cm를 더 뿌린다는 결론이 나오게된다.

이와 같이 시작 부분의 C와 D의 변수(초기 설정치)의 값을 5, 7, 8, 10을 넣었고 끝 부분의 C와 D의 변수의 값(말기 설정치)을 10, 15, 20, 30을 넣어 시뮬레이션을 수행하였다. 초기 설정치와 말기 설정치는 서로 독립적이며 분사 시작 시점과 분사 종료 시점을 결정해 준다.

## 나. 결과 및 고찰

각각의 설정치에 따라 분사의 시점과 종료 시점의 시뮬레이션 결과를 표 5.1.1에 나타내었다.

Table 5.1.1 Simulation result for starting and ending spray

	Values for C and D	Location of spray
Starting	5	Spraying starts 30cm before target tree
	7	Spraying starts 20cm before target tree
	8	Spraying starts 15cm before target tree
	10	Spraying starts 5cm before target tree
Ending	10	Spraying ends 5cm before target tree
	15	Spraying ends 20cm after target tree
	20	Spraying ends 45cm after target tree
	30	Spraying ends 95cm after target tree

최적 조건은 초기 설정치로 10과 말기 설정치로 15로 나타났다.

#### 4. 시스템 구현

##### 가. RAM에 프로그램 설치

본 시스템은 C 언어로 작성한 실행 프로그램을 RAM에 저장한 후 실행시켜야 구동될 수 있다. 이 C 프로그램은 ic96 컴파일러를 이용하여 컴파일시킨 후 library 파일과 함께 링크시켜 hexa 파일로 변환 후 직렬통신을 통해 RAM에 down loading 되어야 한다.

본 시스템에서는 external interrupt와 timer2 over flow interrupt, soft timer interrupt를 사용하고 있기 때문에, ROM 영역에 있는 vector table을 RAM에 사용할 수 있도록 모니터 프로그램에 지정한 주소대로 vector table을 다시 지정해야 한다. 이것은 CSTART.A96이라는 batch file을 이용하여 작성할 수 있는데 그림 5.1.8과 같이 설정되어야 한다. 이것은 asm96.exe로 compile 하여 목적화일

이 만들어 진다.

실행 소스 파일은 ic96.exe 으로 compile하여 목적코드를 만들어, 위에서 만든 CSTART 목적코드와 필요한 library 파일을 함께 링크시키고 80196 board로 다운로드 시키기 위한 인텔 헥사 파일로 만들어야 한다. 일련의 과정을 배치파일로 만들었으며 그림 5.1.9와 그림 5.1.10에 CP.BAT 및 LINK.BAT의 파일명으로 나타내었다.

```
;
CSTART MODULE MAIN
;
sp      equ      18H
;
      CSEG      AT 8070H
      extrn     ext_isr
      ljmp     ext_isr
      ret
;
      CSEG      AT 8000H
      extrn     timer2_isr
      ljmp     timer2_isr
      ret
;
      CSEG      AT 8080H
      ld       sp,#0c0h
      extrn     _main
      ljmp     _main
;
      CSEG      AT 8050H
      extrn     swt0_isr
      ljmp     swt0_isr
;
      end
```

Fig. 5.1.8 Source code for CSTART.A96

```

@echo off
set c96inc=c:\ic96\include ←include 디렉토리 패스 설정
if "%1"==" " goto quit ←컴파일 할 때 소스 파일 이름이 없으면 quit
\ic96\bin\ic96.exe filename.c
:quit

```

Fig. 5.1.9 Source code for CP.BAT.

```

@echo off
if "%1" == "" goto quit ←링크할 파일 이름이 없으면 quit
if exist %1.cmd del %1.cmd > nul
←먼저 만들어진 .cmd 파일을 지우고 새로운 .cmd 파일을 만든다.
echo \ic96\lib\cstart.obj,& > %1.cmd
←cstart.obj 와 사용자.obj와 c96.lib를 링크 시킨다.
echo %1.obj, & >> %1.cmd
echo \ic96\lib\c96.lib & >> %1.cmd
echo to %1.abs & >> %1.cmd
←출력 파일 사용자.abs 파일을 만든다.
echo rom(8000h-807fh,8080h-0a000h) & >> %1.cmd
←본 시스템 80196 board에 맞춘 링크 옵션
echo ram(0b001h-0ffffh) >> %1.cmd
←본 시스템 80196 board에 맞춘 링크 옵션

if "%1" == "" goto quit
\ic96\bin\r196.exe &<%1.cmd
← RL96.EXE를 기동해서 사용자 파일을 링크시킨다.
\ic96\bin\oh.exe %1.abs
←링크된 파일을 인텔 hex 파일로 만든다.
:quit

```

Fig. 5.1.10 Source code for LINK.BAT.

## 나. Flashmemory에 프로그램 설치

마이크로 프로세서를 이용하여 제어 시스템을 개발하는 경우, 개발 초기에는 프로그램을 수정하며 최적의 알고리즘을 개발할 때까지 수시로 RAM에 다운로드를 하며 debugging 작업을 수행해야 하므로 80196의 Reset key에 의해 편리하게 RAM에 있던 프로그램을 지우고 다시 수정된 프로그램을 다운로드하여 실행시켜 보는 방식을 많이 택하게 된다. 그러나 알고리즘의 개발을 완료하면 외부의 PC 도움없이 마이크로 프로세서에 전원만 들어가면 프로그램이 실행되도록 하여야 하므로 이런 경우 EPROM에 프로그램을 영구적으로 설치하여 사용하거나 배터리가 내장되어 전원이 off되더라도 메모리의 기억이 지워지지않는 Flashmemory를 RAM에 끼워 사용하는 방법이 있다. 전자의 경우 메모리자체의 가격은 저렴하지만 별도의 ROM Writer 등의 장비가 필요하고, 후자의 경우는 메모리의 가격이 비싼데 비하여 기존의 RAM에 다운로드하여 사용하는 방식과 같으므로 간단하게 프로그램을 설치할 수 있어 사용하기에 편리하다.

본 연구에서는 Flashmemory로서 Non-volatile SRAM(HMN3288D-85, 한빛전자)을 사용하였다. 이것은 최하 전압이 4.75V 이하로 기억된 프로그램을 보호하기 위하여 자체보호 기능이 작동을 하여 마이크로프로세서에 전원이 나가더라도 기억되었던 내용을 보존할 수 있게 되어 있다. 따라서, 마이크로프로세서의 인터페이스 회로를 구성할 때 RAM 메모리 칩의 전원 단자에 항상 최소한 4.75V 이상의 전압이 걸려야만 Flashmemory에 새로운 프로그램을 써 넣을 수 있는 다운로드가 가능하게 된다. 프로그램을 메모리에 다운로드한 후 이번에는 모니터 프로그램을 수정하여 리셀이 걸리면, 즉 전원이 들어오면 항상 프로그램이 실행될 수 있도록 하여야 한다.

## 제 2 절 초음파 센서의 특성

### 1. 서론

본 연구에서는 자율주행이 가능한 스피드 스프레이어를 개발하기 위하여 과수 등의 목표물을 감지하고, 거리를 측정하여 주행 경로를 결정하는데 초음파 센

서를 사용하였다. 또한 과수의 유무를 측정하여 약액살포를 제어하기 위하여 과수를 감지하는 센서로서 초음파 센서를 사용하였다. 초음파 센서는 비교적 비용이 저렴하고 원거리까지 측정이 가능하다는 장점이 있으나, 반사체, 온도, 진동 등 주변 환경 조건에 많은 영향을 받기 때문에 초음파 센서에 대한 특성을 명확히 알아야만 측정오차를 최대한 줄일 수 있다. 따라서, 본 절에서는 연구의 목적에 부합하는 스피드 스프레이어의 자동화/무인화 시스템에 적용하기 위하여 초음파 센서의 일반적 특성을 규명하고자 다양한 실험 연구를 수행하였다.

## 2. 초음파 센서의 특성

### 가. 초음파 센서의 빔 폭

초음파 거리 측정 장치는 초음파를 발사하고 목표물로부터 반사되어 돌아오는 신호를 감지할 때까지 걸린 시간을 측정함으로써 거리를 나타낸다. 이때 발사되는 초음파는 지향성은 갖지 않는 상태로 방사되므로 이 각도 내에 들어 있기만 하면 어떠한 목표물로부터의 반사신호도 모두 처리하게 된다. 따라서 본 연구에서 채택하고자 하는 초음파 거리 측정장치가 측정할 수 있는 공간적 범위를 알 필요가 있고 또한 그에 따라 적정 사용 가능 구간을 설정할 필요가 있어 일련의 기초 실험을 수행하였다. 먼저, 초음파 신호를 특정 목표물에 대하여 발사할 때 좌우로 어느 범위에 있는 목표물로부터의 반사 신호가 유효한지를 실험적으로 규명하였다.

실험에 사용한 초음파 센서는 미국 Polaroid사의 Ultrasonic Ranging System Developers' Kit은 52MHz 대역의 초음파를 사용하며, 최초의 반사 신호가 들어 오기전 발사된 초음파 자체 신호가 수신 신호로 처리되지 않도록 수신부 작동 금지 시간(Blanking time)을 2.38ms로 설정하여 최저 측정 거리를 약 40cm가 되도록 하였다. 매 1초마다 목표물까지의 거리를 측정하여 LCD에 표시하고 또한 거리에 따른 직류전압을 출력할 수 있도록 되어 있다.

그림 5.2.1과 같이 목표물(target)은 1"×1"로 3m 길이의 각목이었고, 초음파 센서부에 대하여 수직으로 서 있을 수 있도록 설치하였다. 초음파 센서로부터 목표물까지의 거리를 변화시키며, 해당 거리에서 좌·우측으로 목표물을 옮겨 설치하면서 해당 거리를 정확히 측정할 수 있는 좌·우측 한계치를 측정하였다. 실험한 결과 그림 5.2.2에서와 같이 목표물 거리에 따른 한계치 값을 가지고 회귀분

석을 하여, 센서의 빔폭을 측정하였다.

따라서, 좌측의 경우 빔각도가  $9.37^\circ$ 이고, 우측의 경우  $9.194^\circ$ 로서 센서의 전체 빔폭은  $18.6^\circ$ 이다.

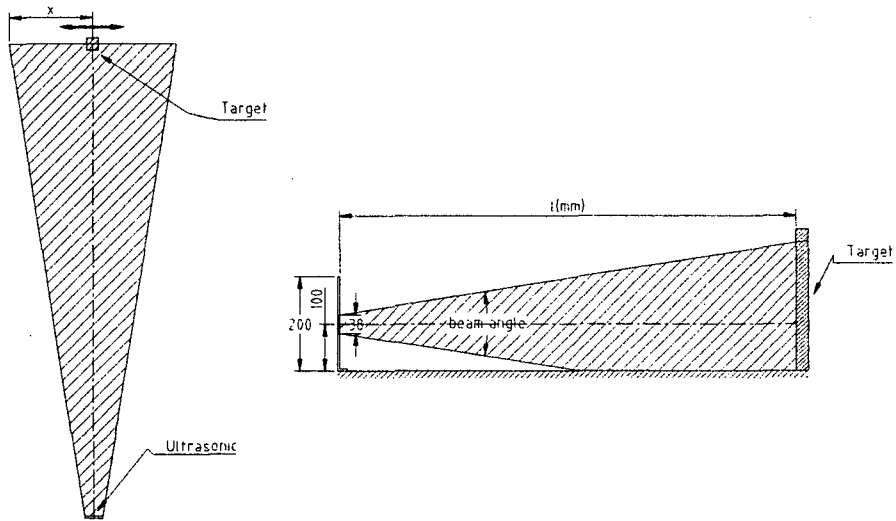


Fig. 5.2.1 Apparatus for measuring beamwidth of ultrasonic sensor.



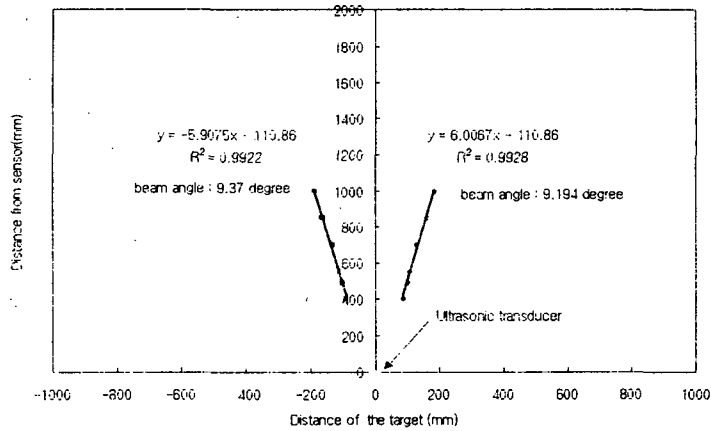


Fig. 5.2.2 Measurement of the Beam angle for ultrasonic.

#### 나. 초음파 센서의 빔 형상

센서의 빔 유형을 측정하기 위해 센서로부터의 일정거리에 목표물을 설치하였다. 목표물은 넓은 판에 원모양의 구멍을 내었다. 원의 지름은 목표물의 센서로부터의 직선거리에 따라 달리하였으며, 센서로부터 수직거리에 목표물을 놓고, 앞·뒤로 이동시키면서 센서의 감지 여부를 측정하였다(그림 5.2.3). 표 5.2.1에서와 같이 초음파 센서의 목표물 측정 오차는 최대 5cm였고, 빔의 형상이 Cone의 입체형상을 가진다는 것을 알 수 있었다.

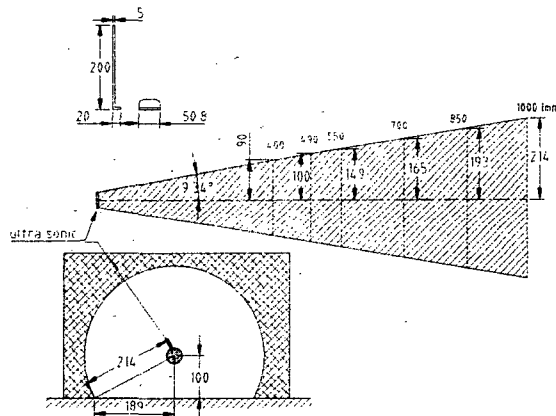


Fig. 5.2.3 Measurement of beam pattern.

Table 5.2.1 Performance of detecting a target pole at different distance

	49 cm	55 cm	70 cm	85 cm	100 cm
+2 cm	○ (53cm)	○ (62cm)	○ (76cm)	○ (92cm)	○ (105cm)
+1 cm	○ (52cm)	○ (61cm)	○ (75cm)	○ (91cm)	○ (104cm)
0	○ (51cm)	×	○ (74cm)	○ (89cm)	○ (104cm)
-1 cm	○ (50cm)		○ (74cm)	○ (88cm)	○ (102cm)
-2 cm	○ (48cm)		○ (72cm)	○ (88cm)	○ (102cm)
-3 cm	○ (47cm)		×	○ (87cm)	○ (100cm)
-4 cm	×			×	○ (100cm)
-5 cm					○ (99cm)
-6 cm					×

그리고, 그림 5.2.4와 같이 초음파 센서의 빔폭을 입체적으로 측정하기 위해 구조물을 제작하였다. 높이에 따라 설치되어 있는 봉을 수평 방향으로 이동함으로써 센서가 봉을 감지할 수 있는 경계값을 찾아 센서의 빔폭을 측정하였다. 이때 목표물까지의 거리는 1000mm로 하였고, 봉 간격은 50mm로하여 측정하였다. 그리고, 봉의 끝부분에는 표면적이 300mm<sup>2</sup> 이상이 되는 목표물을 장착하여 센서 감지 여부를 실험하였다.

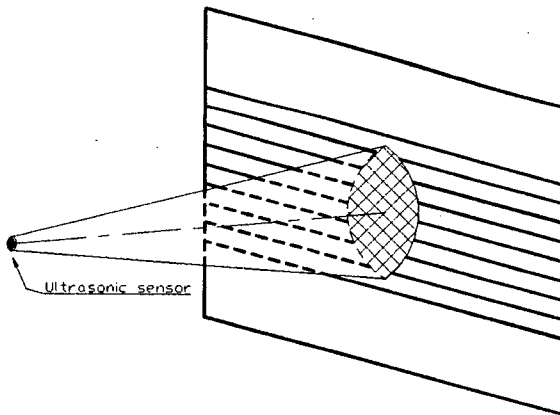


Fig. 5.2.4 센서의 빔 유형 측정

실험한 결과 그림 5.2.5와 같이 센서의 빔 유형은 입체적인 Cone의 형태를 가진다는 것을 알 수 있었다. 그리고, 센서의 전체 빔 각도가  $18.6^\circ$  일 때 중심부에서 센서의 직경이 366mm 이라고 할때, 실험적으로 찾은 빔의 직경은 347mm로써 5.2%의 오차를 보였고, 이때 빔 폭은  $17.6^\circ$  이다.

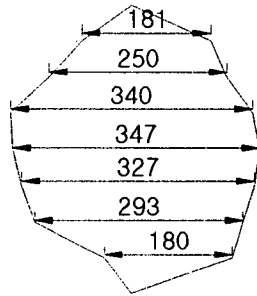


Fig. 5.2.5 Pattern of a beam.

### 3. 센서의 이동시 목표물 감지 성능

#### 가. 정지상태에서의 측정 가능 범위 결정

초음파 센서가 이동하면서 거리를 측정하는 경우에는, 목표물에 초음파를 발사하고 수신은 초음파 센서가 약간이라도 이동하고 난 후에 이루어지므로 정지 상태에서 거리를 측정할 때와는 다른 특성을 나타낼 수 있다. 이러한 효과를 규명하기 위하여 실내에서 컨베이어 벨트 위에 초음파 센서를 장착하고 이동하면서 고정된 목표물로부터 거리를 측정하였다.

특히, 초음파는 일정한 각도를 갖고 방사되므로 멀리 떨어져 있는 목표물일수록 실제 보다 훨씬 넓은 폭을 갖는 목표물로 측정이 된다. 이러한 효과를 규명하기 위하여, 그림 5.2.6에서 보는 바와 같이, 정지 상태에서 결정한 측정 가능 범위에 따라 두 개의 목표물을 일정 간격으로 설치하여 센서의 이동 속도를 변화시키며 두 개의 각목까지의 거리를 정확하게 측정하는지의 여부와 두 개의 각목을 구분하는지의 여부를 측정함으로써 측정 성능을 간접 평가하였다.

실내 실험에서 컨베이어 벨트의 작동거리가 1.2m인 점을 고려하여 목표물까지의 거리는 0.7m, 1.0m, 1.5m의 세 수준으로 하고, 이때 설치 간격도 각각 0.5m, 0.6m, 0.7m로 하였다. 이 간격은 정지 상태에서의 측정 가능한 범위를 고려할 때 초음파 센서가 진행하면서 목표물 사이의 빈 공간을 충분히 감지할 수 있는 간격이다. 한편, 컨베이어 벨트의 주행속도는 최대 속도 약 0.1m/sec를 세 수준으로 나누어 저속, 중속, 고속에서 실험을 수행하였다.

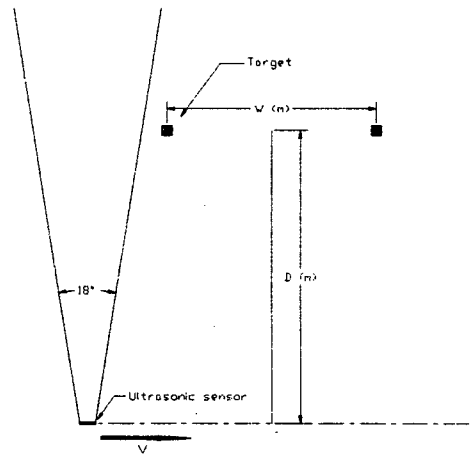


Fig. 5.2.6 Device of a target-detector for moving ultrasonic sensor.

실험 결과 컨베이어 벨트 위에서 이동하며 측정한 목표물까지의 거리는 주행속도에 관계없이 최대 1 ~ 2cm의 범위 내에서 정확하게 측정하는 것으로 나타났다.

한편, 초음파 센서가 이동하면서 목표물까지의 거리를 측정할 때의 특성은 실제 목표물 사이의 간격과 초음파 센서로 측정하여 복원한 간격을 비교하는 것으로 나타낼 수 있었다. 실제 측정치에 의한 간격 결정은 주행속도와 1초마다 한번씩 측정하는 데이터의 개수를 이용하여 목표물을 읽는 간격과 빈 공간으로 읽는 간격을 비교함으로써 가능하였다.

표 5.2.2는 정지 상태에서의 측정 가능한 범위로부터 계산한 두 목표물 사이의 빈 공간 간격과 실제로 초음파 거리 측정장치로 거리를 측정할 때 나온 데이

터로부터 환산한 간격을 나타내었다. 모든 거리에서 주행속도에 관계없이 빈 공간 간격이 잘 나타나 두 목표물을 명확하게 인식하고 있음을 보여준다.

Table 5.2.2 Open space between targets when two targets were detected separately on given condition

Distance to target poles(D) / Distance between target poles(W)		0.7m / 50cm	1.0m / 60cm	1.5m / 70cm
Open space between targets calculated by the beam width at stationary		21	23	18
Open space between targets measured by sensor while moving	0.1 m/sec	18	18	-
	0.05 m/sec	20	15	10
	0.02 m/sec	16	16	12

(Unit : cm)

#### 나. 초음파 측정 장치를 이동시키면서 거리 측정(실외 실험)

실제로 초음파 거리 측정 장치를 19마력 디젤엔진이 탑재된 스키드 로더에 장착하고 주행하면서 목표물까지의 거리를 측정하는 실험을 수행하였다. 이때 목표물이 두 개 이상 연속적으로 설치하여 각각의 목표물을 정확하게 감지할 수 있는지의 여부를 조사하였다. 특히 주행 중 차체 진동 등의 영향에 대하여 조사하였다.

실험 방법은 먼저 주변에 초음파 신호에 대하여 의도하지 않은 반사신호가 생기지 않도록 개활지에서 목표물인 각목 두 개를 일정 거리 및 간격을 두고 설치한 후, 스키드 로더를 운전하면서 목표물까지의 거리를 측정하였다. 스키드 로더의 전 운행 구간은 5m였으며, 스키드 로더의 운전이 정상 상태에 도달한 이후부터 데이터를 수집하기 위하여 목표물은 그 중간 부분에 설치하였다. 설치 거리는 0.7m, 1.0m, 1.5m, 2m의 네 수준이었으며, 간격은 정적 상태에서 구한 해당 거리에서의 거리 측정 가능 폭을 기준으로 완전히 겹치지 않는 경우를 계산하여 표 5.2.3에서와 같이 결정하였다. 완전히 겹치는 경우는 두 목표물에 대한 빔 폭 만큼의 간격에서 10%만큼을 교차하도록 한 간격이고, 완전히 겹치지 않는 경우

는 두 목표물의 빔 폭이 20% 만큼의 거리를 갖을 수 있는 간격을 의미한다. 만일 두 개의 목표물에 대한 초음파 빔 폭이 겹쳐진 간격 이내에 있다면, 이동하면서 측정하였을 때 두 개를 구분하지 못하고 연속적으로 거리를 읽게 될 것이고, 그 이상을 떨어져서 설치되었다면 두 개를 구분할 수 있을 것이다. 주행속도는 정밀하게 조절하기가 어려워 최대한 일정한 속도를 유지하려고 노력하였으며 차축에 설치한 로터리 엔코더 신호를 받아 실험 후에 분석하여 속도를 알 수 있었다.

Table 5.2.3 Distances to targets and between targets for overlapping beamwidth when placing two target poles

Distance to targets, (D)	Distance between targets, W(m)	
	Beamwidths overlapped completely <sup>1)</sup>	Beamwidths underlapped <sup>2)</sup>
0.7 m	0.30	0.39
1.0 m	0.38	0.51
1.5 m	0.45	0.60
2.0 m	0.58	0.76

1) sensor can not detect two poles separately

2) sensor can detect the open space between target poles.

실제 결과 주행중에 차체의 진동 및 노면에 의한 진동이 내재한 상태에서도 정확하게 거리를 측정함으로써 초음파를 이용한 거리 측정 방법은 유효한 것으로 판단할 수 있었다. 특히, 각목과 같은 1인치 정도의 가는 목표물이라 할 지라도 정확하게 감지할 수 있었으며, 두 개 이상의 각목이 연속적으로 세워져 있을 때에도 그 설치 간격에 따라서 하나의 연속된 벽면과 같이 또는 두 개의 목표물을 각각 구분할 수 있었다. 이때, 주행속도는 약 0.16 ~ 0.2 m/sec의 범위에 있는 것으로 나타났다. 표 5.2.4에서 보는 바와 같이 간격이 좁게 설치된 두 개의 목표물에 대한 거리 데이터는 중간에 빈 공간이 없이 하나의 벽면처럼 보이게 되고, 표 5.2.5에서와 같이, 두 개 목표물 사이에 최소한의 빈 공간을 두어 그것을 인식하고자 하였는데 모든 경우에 정확히 빈 공간을 감지하는 것을 확인할 수 있다. 이 실험 결과로부터, 두 개의 목표물을 인식하고자 할 때의 최소 설치 간격 등을

찾을 수 있게 된다. 이러한 사실들은 본 연구에서 개발중인 소형 SS기가 포도 발 또는 감귤 발에 투입되었을 때, 지지 시설물이나 또는 과수 나무 자체를 목표물로 하여 정확하게 주변 조건을 감지할 수 있어 조향 제어용 센서 및 과수의 존재 유무 측정용 센서로서의 가능성을 보여주는 것으로 판단된다.

Table 5.2.4. Open space between targets calculated by beamwidth and measured by sensor (two targets were not recognized separately)

Distance to target(D) / Distance between targets(W)	0.7m / 30cm	1.0m / 38cm	1.5m / 45cm	2.0m / 58cm
Space calculated by beamwidth at stationary	64	84	95	121
Space measured by sensor while moving	62	80	89	118
Measurement error	3.1 %	4.8 %	6.3 %	2.5 %

Table 5.2.5 Open space between targets calculated by beamwidth and measured by sensor (two targets were recognized separately)

Distance to target(D) / Distance between targets(W)	0.7m / 30cm	1.0m / 38cm	1.5m / 45cm	2.0m / 58cm
Minimum space calculated by beamwidth at stationary	6	9	10	12
Space measured by sensor while moving	18	18	12	34

#### 4. 목표물의 물리적 성질에 따른 초음파 감지 특성

센서 이동시 목표물의 재질, 형상, 크기, 센서를 지향하는 각도에 따른 센서 감지 특성을 측정하기 위해 그림 5.2.7과 같은 이송 장치를 구성하였다.

실험 방법은 표 5.2.6에서와 같이 목표물의 표면 거칠기에 따른 특성을 조사하기 위해 재료 선정을 목재와 철재로 하였고, 초음파가 목표물에 부딪치고 센서로 돌아오는 반사특성을 측정하기 위해 목표물의 형상을 사각과 원형으로 나누어 실험하였다. 그리고, 목표물이 센서를 바라보는 각도에 따른 센서 감지 특성을 측정하기 위해 목표물의 각도를  $0^\circ$  와  $45^\circ$  일 때를 구분하여 실험하였다. 목표물의 크기는 1"와 2"로 하였고, 센서로부터 목표물까지의 수직거리를 0.75m로 하였을 때 목표물 사이의 거리를 1m, 1.5m, 2m의 세 수준으로 하여 실험하였다. 레일의 이송 속도는 0.2 m/sec 였다.

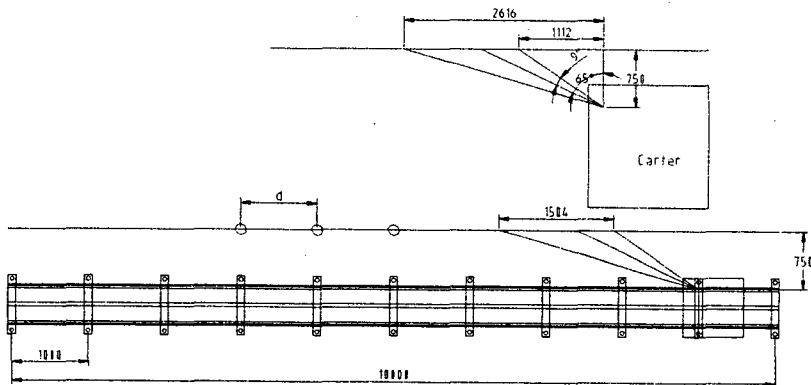


Fig. 5.2.7 Device of a sensor moving(rail).



Table 5.2.6 Experimental conditions for the effect of physical property of target on the performance of detection

	Material	shape	Size of cross-section	Distance between targets	Viewing angle of sensor <sup>1)</sup>
Levels of experiment	wood	rectangular	1"	1 m	0°
	steel	circular	2"	1.5 m 2 m	45°

1) applied for rectangular shape

#### 가. 목표물의 재질이 나무일 때 센서 감지 성능 측정

그림 5.2.8은 목표물의 크기가 1"인 사각형의 경우 목표물이 센서를 바라보는 각도를 0°로 할 때, 목표물 사이의 거리에 따른 센서 감지특성을 나타낸 것으로, 센서가 첫번째 목표물을 감지하다가 두 번째 목표물을 감지할 때 부정확하게 감지하는 것을 알 수 있었다. 그리고, 두 목표물 사이의 거리가 멀수록 센서가 목표물을 정확히 감지하는 성능이 떨어졌다.

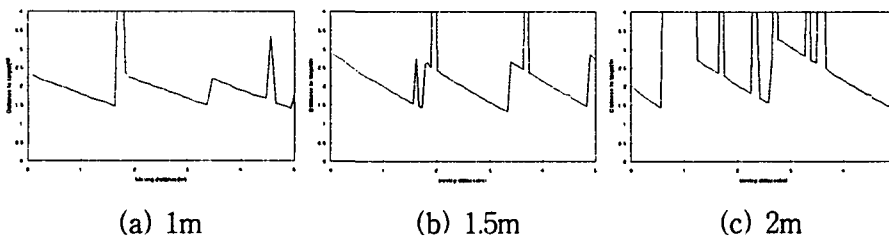


Fig. 5.2.8 Performance for detecting targets while moving  
(wood-rectangular-1"-0°).

그림 5.2.9는 나무의 크기가 2"인 경우 센서 감지 특성을 나타낸 것으로, 목표물의 크기가 1"에 비하여 감지 성능은 좋지만, 목표물사이의 거리가 멀수록 목표물을 정확히 감지하지 못하였다.

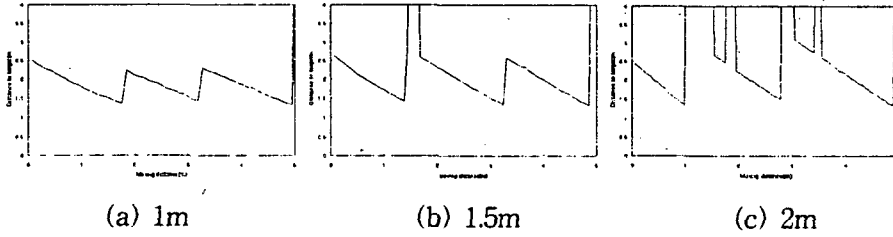


Fig. 5.2.9 Performance for detecting targets while moving  
(wood-rectangular-2°-0° ).

그림 5.2.10과 5.2.11은 목표물이 센서를 지향하는 각도를 45° 로 하였을 때 목표물의 크기에 따른 감지 성능을 나타낸 것으로, 목표물 사이의 거리가 멀수록 감지 성능이 떨어졌다.

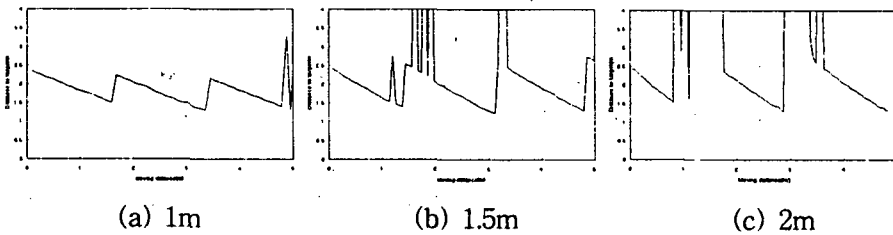


Fig. 5.2.10 Performance for detecting targets while moving  
(wood-rectangular-1°-45° ).

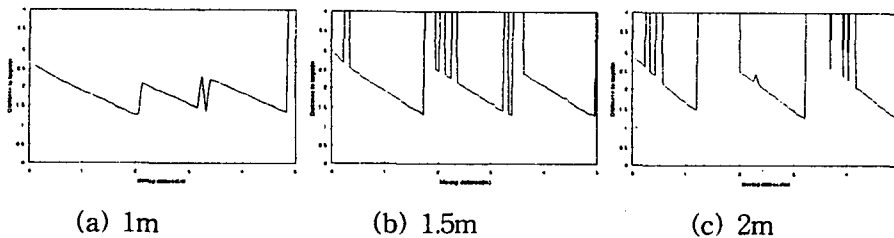
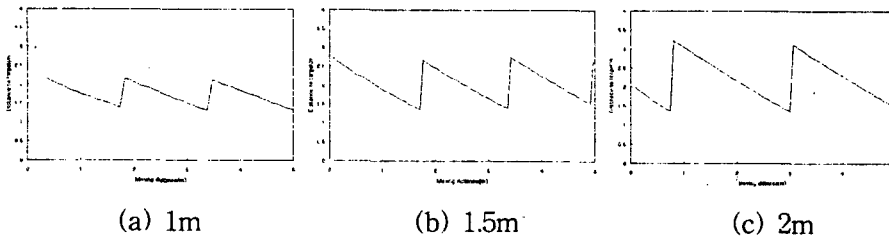


Fig. 5.2.11 Performance for detecting targets while moving  
(wood-rectangular-2°-45° ).

그림 5.2.12의 경우 나무의 형상이 원형일 때 목표물 사이의 거리에 따른 센서 감지 특성을 나타낸 것으로, 거리에 무관하게 센서가 정확히 목표물을 감지할수 있는 것을 알수 있었다. 이처럼 센서의 감지 성능이 좋은것은 목표물의 형상이

원형이므로 센서가 이동하여도 모든 곳에서 목표물에서 반사되는 신호를 감지할 수 있기 때문이다.

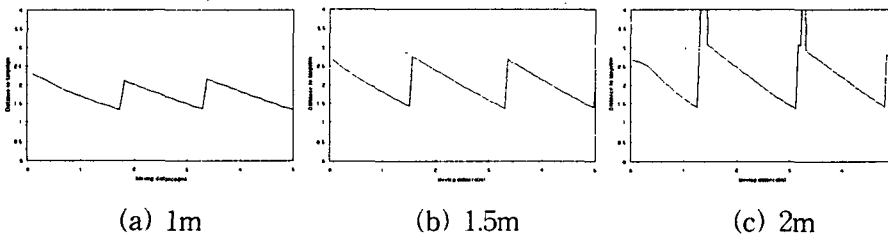


(a) 1m (b) 1.5m (c) 2m

Fig. 5.2.12 Performance for detecting targets while moving (wood-circular-1").

#### 나. 목표물의 재질이 철재일 때 센서 감지 성능 측정

그림 5.2.13은 목표물의 크기가 1"이고, 센서를 바라보는 각도가 0° 일 때, 목표물 사이의 거리에 따른 센서 감지 성능을 나타낸 것으로 센서가 목표물을 정확히 감지하였고, 2m에서는 두 목표물이 교차할 때 센서가 감지 못하는 경우가 있었다.

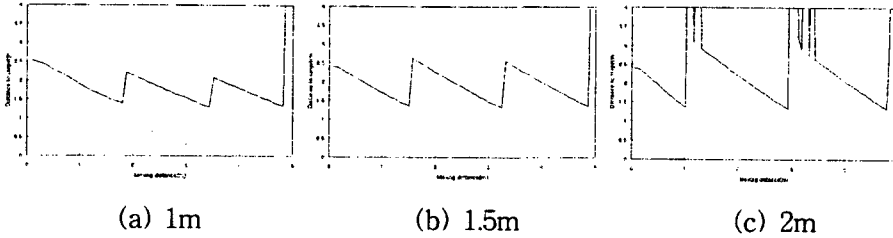


(a) 1m (b) 1.5m (c) 2m

Fig. 5.2.13 Performance for detecting targets while moving (steel-rectangular-1"-0° )

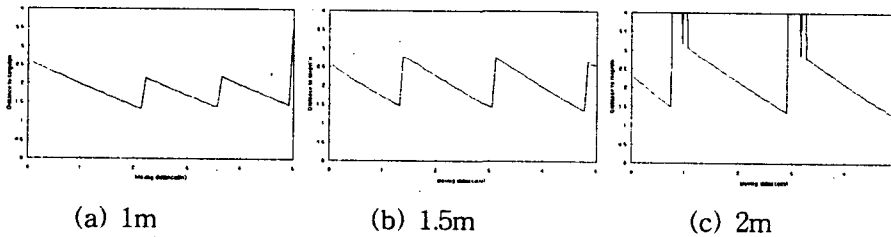
그림 5.2.14는 목표물의 크기를 2"이고, 센서를 바라보는 각도가 0° 일 때 목표물 사이의 거리에 따른 센서 감지 성능을 나타낸 것으로 목표물의 크기가 1"인 경

우와 같은 감지 성능을 나타냈다.

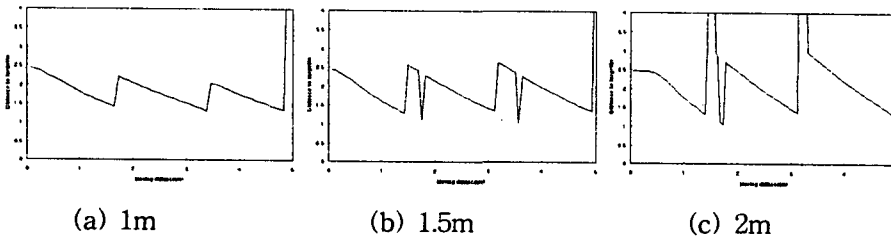


(a) 1m (b) 1.5m (c) 2m  
 Fig. 5.2.14 Performance for detecting targets while moving  
 (steel-rectangular-2°-0° )

그림 5.2.15와 5.2.16은 목표물의 크기를 달리하고, 센서가 목표물을 바라보는 각도를 45° 로 하였을 때, 목표물 사이의 거리에 따른 센서 감지 성능을 나타낸 것으로, 거리에 따라 센서 감지 성능이 떨어졌으며, 목표물의 크기에 대해서는 차이가 없었다.

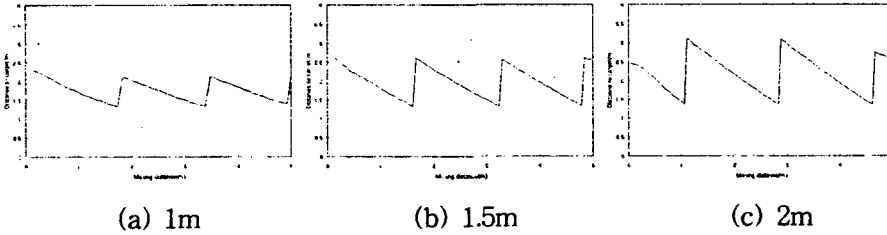


(a) 1m (b) 1.5m (c) 2m  
 Fig. 5.2.15 Performance for detecting targets while moving  
 (steel-rectangular-1°-45° )



(a) 1m (b) 1.5m (c) 2m  
 Fig. 5.2.16 Performance for detecting targets while moving  
 (steel-rectangular-2°-45° ).

그림 5.2.17과 5.2.18은 철재의 형상이 원형이고, 크기를 달리하였을 때 목표물 사이의 거리에 따른 센서 감지 성능을 나타낸 것으로, 거리에 무관하게 센서가 목표물을 감지하는 성능이 우수했다.

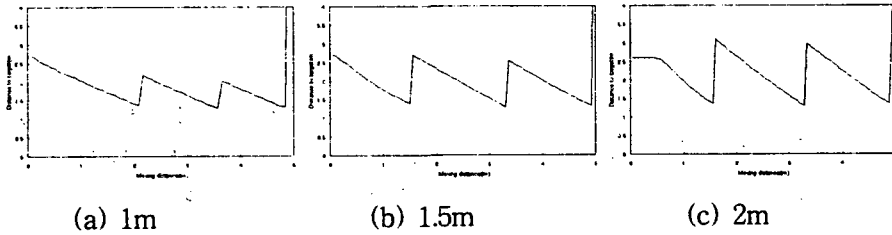


(a) 1m

(b) 1.5m

(c) 2m

Fig. 5.2.17 Performance for detecting targets while moving (steel-circular-1").



(a) 1m

(b) 1.5m

(c) 2m

Fig. 5.2.18 Performance for detecting targets while moving (steel-circular-2").

실험 결과에 의하면, 센서가 이동시 목표물의 물리적인 특성에 따른 감지 성능은 목표물의 재질이 나무보다 철재가 감지 성능이 좋았고, 목표물의 형상에 따라서는 사각보다 원형이 감지 성능이 좋았다.

## 5. 바람 및 약액에 의한 센서 감지 특성의 영향

초음파 센서가 목표물의 감지할 때 주위 환경의 영향을 많이 받는다. 센서가 목표물을 감지할 경우 풍속에 의한 영향을 측정하였다. 그림 5.2.19와 같이 측정 장치를 구성하였고, 송풍구에서 균일하게 송풍되게 분배구를 구성하였다.

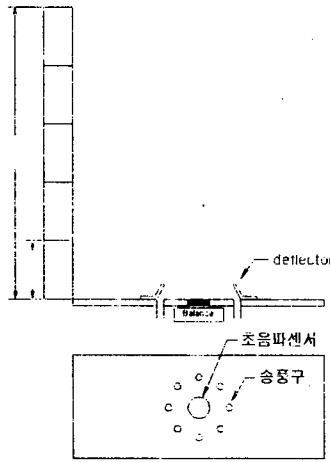


Fig. 5.2.19 Experimental device for blowing air.

실험 방법은 표 5.2.7과 같이 풍속은 밸브 열림 정도를  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{3}{4}$ , 1,  $1\frac{1}{2}$ 의 4수준으로 하였고, 바람의 방향을 바꾸어주기 위해 deflector를 설치하였다. Deflector의 각도는  $50^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $70^\circ$ ,  $80^\circ$  와 설치하지 않았을 때의 5수준으로 실험을 하였다. 그리고, 센서로부터 높이에 따른 풍속을 측정하였다.

Table 5.2.7 Experimental condition for blowing air into the path of ultrasonic wave

	Opening of outlet valve in blower	Angle of deflector( °)	Heights from sensor(cm)
Levels of different air velocity	$\frac{1}{2}$	0	10
	$\frac{3}{4}$	50	20
	1	60	30
	$1\frac{1}{2}$	70	40
		80	50

표 5.2.8에서는 송풍구에서 일정한 풍속으로 송풍하는지를 측정하였다. 그리고, 이때 송풍 압력도 측정하였다.

Table 5.2.8 Air velocity(m/s) and pressure(kg/cm<sup>2</sup>) from air outlet

Valve opening	1	2	3	4	5	6	7	8	Avg. air velocity	Pressure
½	1.4	1.9	1.9	2.2	1.7	2.1	2.2	2.2	1.95	0.01
1	3	3.5	3.5	3.8	3.5	3	3	3.3	3.32	0.035
1½	4	4.5	4.5	5	4.5	4	4	4	4.31	0.1

표 5.2.9는 밸브 열림 정도에 따른 풍속을 측정하였다. 이때, deflector를 설치하여 바람의 방향을 바꾼 경우와 높이에 따른 풍속도 측정하였다.

Table 5.2.9 Air velocity from outlet on different angle of deflector

Valve opening	Angle of Deflector				
	0°	50°	60°	70°	80°
½	3.26	3.23	3.72	1.89	2.01
¾	4.76	5.48	5.01	3.93	3.76
1	10.12	6.48	5.95	4.97	4.70
1½	12.93	6.35	6.27	5.65	5.20

(Unit : m/s)

표 5.2.10 ~ 5.2.12는 송풍시 높이에 따른 바람의 풍속을 나타낸다. Deflector를 장착하였을 경우 각도가 클수록 풍속이 증가하였고, 높이에 따라서도 증가하는 것을 알수 있었다.

Table 5.2.10 Air velocity on different heights (without deflector)

Opening	10cm	20cm	30cm	40cm	50cm	Avg.
½	0.4	0.9	0.9	0.8	0.2	0.64
¾	1	1.8	2	1.9	1.5	1.64
1	1.5	2.5	2.8	2.9	2.3	2.40
1½	1.5	3.5	3.8	3.7	3.6	3.22

(Unit : m/s)

Table 5.2.11 Air velocity on different heights (deflector=50° )

Opening	10	20	30	40	50	평균
½	1.9	0.5	0.8	0.3	0.6	0.82
¾	3.2	3.0	2.4	1.7	1.7	2.40
1	4.0	3.7	2.7	2.7	2.2	3.06
1½	4.8	5.0	4.2	3.6	3.0	4.12

(Unit : m/s)

Table 5.2.12 Air velocity on different heights (deflector=70° )

Valve opening	10	20	30	40	50	Avg.
½	1.3	1.4	1.2	0.6	0.4	0.98
¾	2.5	2.4	2.2	2	1.7	2.16
1	3.4	3.5	3	2.6	2.3	2.96
1½	4.7	4.9	4.4	3.8	3	4.16

(Unit : m/s)

송풍시 스프레이에 의해 센서에 떨어지는 물의 양을 정밀 저울을 사용하여 무게로 측정하였다. 표 5.2.13에서와 같이 deflector를 장착하지 않을 때는 센서에 물이 떨어졌으나, deflector를 장착하였을 때는 각도에 상관없이 센서에 물이 떨어지지 않았다.



Table 5.2.13 Amount of water dropped on sensor surface

Valve opening	Angle of Deflector				
	0°	50°	60°	70°	80°
1/2	19 mg	×	×	×	×
3/4	40 mg				
1	50 mg				
1 1/2	60 mg				

송풍시 센서로부터 일정거리에 있는 목표물을 정확히 감지할수 있는지를 측정하였다. 실험 방법은 표 5.2.14와 같이 센서로부터의 목표물 거리를 1m, 2m로 하여 밸브 열림 정도와 deflector의 각도에 따른 센서 감지 성능을 실험하였다. 목표물 감지 성능은 송풍하지 않았을 때의 감지 회수에 대하여 송풍시 센서 감지 회수를 비교하여 나타내었다.

Table 5.2.14. Experimental condition for the effect of air velocity on the detection performance

	Valve opening	Angle of deflector( °)	Distance to target(m)
Levels	1/2	0	1
	1	50	2
	1 1/2	70	

표 5.2.15은 송풍시 센서가 목표물을 정확히 감지할 수 있는지를 측정하였다. 송풍하지 않았을 경우 1m에서는 98.5%, 2m에서는 96.5%의 감지률을 보였다.

Table 5.2.15 Performance of detecting target while blowing air.

Valve opening	Deflector = 0°		Deflector = 50°		Deflector = 70°	
	1m	2m	1m	2m	1m	2m
1/2	60.66	85.66	0.66	82.66	0.00	98.33
3/4	4.00	84.30	10.00	83.00	3.00	95.00
1	0.00	84.00	6.00	83.66	2.00	89.66
1 1/2	0.00	82.66	7.66	68.33	8.66	67.66

(Unit : %)

## 6. 목표물의 반사면의 각도에 따른 센서 감지 특성

목표물의 반사면이 센서를 지향하는 각도에 따라 센서의 echo 신호가 목표물에 반사되어 되돌아올 때 센서의 감지 여부를 측정하였다. 그림 5.2.20은 목표물 센서로부터 일정거리에 놓고, 제자리에서 목표물을 회전시키면서 센서가 목표물을 인식하는지를 실험하였다.

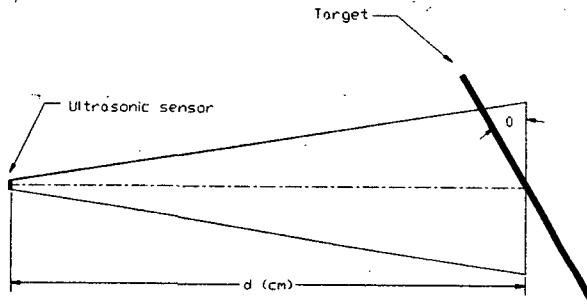


Fig. 5.2.20 Device of a detector for a reflecting surface angle.

실험 방법은 표 5.2.16과 같이 목표물의 표면 거칠기에 따른 센서 감지 특성을 측정하기 위해 목표물의 재질을 달리하였고, 센서로부터의 목표물까지의 거리에 따른 초음파 반사 각도도 측정하였다.

Table 5.2.16 Experimental condition for the effect of material on the characteristics of reflection

	Material	Distance to target(cm)
Experimental levels	wood	50
	glass	
	steel	
	sand paper	
	paper	
	Zinc-plate	

목표물의 반사면이 센서를 지향하는 각도에 따라 센서가 되돌아오는 echo 신호 감지 여부를 측정하였고, 목표물의 재질에 따른 센서의 반사 각도도 측정하였다. 표 5.2.17에서와 같이 목표물 반사면의 표면이 거칠수록 센서가 감지할 수 있는 목표물의 반사각이 커졌다. 센서로부터 목표물의 거리에서는 거리가 멀수록 같은 재질에서 반사각이 줄었다. 따라서, 빔의 중간부분이 강도가 세고, 빔의 바깥으로 갈수록 강도가 약하다는 것을 알 수 있었다.

Table 5.2.17 Deflection angle on different materials and distances

	50 cm	100 cm	150 cm
wood	23 ~ 24	21 ~ 22	13 ~ 14
glass	23 ~ 24	24	22 ~ 23
steel plate	24 ~ 25	14 ~ 15	18
Zinc-plate	20 ~ 25	15 ~ 20	26
sand paper	always detected		

센서가 감지할 수 있는 목표물의 최소 두께와 목표물의 표면적에 따른 센서 감지 폭을 측정하였다. 목표물의 표면적에 따른 센서 감지 폭 측정은 직경이 6mm인 목표물을 수직으로 하였을 때 감지할 수 있는 폭과 목표물을 센서 높이와 같은 위치에서 수평으로 이동하여 센서폭을 감지하였을 때를 측정하였다. 수평으로 이동하여 측정할 때 목표물의 끝부분에 표면적을 달리하여 센서의 폭을

측정하였다.

실험 결과 목표물의 표면에 따른 센서가 측정할 수 있는 폭 측정은 표 5.2.18과 같이 목표물을 수직으로 하여 측정된 센서의 최대 빔 각도는 17.8° 였고, 이때의 빔폭을 100%으로 하였을 때, 목표물을 수평으로 하여 목표물의 표면에 따른 센서 감지 폭을 측정한 결과 표면적이 50mm<sup>2</sup> 이하에서 센서가 감지할 수 있는 범위가 55.1%이며, 표면적이 100mm<sup>2</sup>일때는 78.2%, 200mm<sup>2</sup>일때는 87.6%, 300mm<sup>2</sup>이상에서는 99%로 나타났다. 이와 같이 표면에 따라 센서의 측정 범위가 줄어드는 이유는 초음파에서 발생하는 음파의 강도가 중심부에서 강하고, 바깥으로 갈수록 약하다는 것을 알 수 있었다.

Table 5.2.18 Overall range measured by sensor on different target area

Target area		Overall width measured by sensor(mm)	Overall range measured by sensor(° )
Vertical(6mm)		350	17.8
Horizontal (6mm)	> 50mm <sup>2</sup>	208	9.8
	100mm <sup>2</sup>	288	14.1
	200mm <sup>2</sup>	313	15.6
	300mm <sup>2</sup>	347	17.6

그리고, 목표물을 센서의 중심부에 놓을 때, 센서가 감지할 수 있는 목표물의 최소 두께를 측정하였다. 측정은 철사를 사용하였고, 실험에 의해 0.25 ~ 0.4mm 범위에서 센서가 목표물을 감지하는 것을 알 수 있었다.

## 7. 빔폭 축소 실험

본 연구에서 사용되는 초음파 센서의 빔 폭은 18.6° 이다. 센서의 앞부분에 구조물(벤츄리관)을 설치하여 빔폭을 축소할 수 있는 실험을 하였다.

그림 5.2.20과 같이 구조물의 앞·뒤폭의 직경이 같은 경우( $b=c$ ), 뒤(목표물쪽)의 직경이 큰 경우( $b<c$ )와 앞(센서쪽)의 직경이 큰 경우( $b>c$ )에 대하여 실험하였다.

그리고, 구조물의 앞·뒤폭이 같게하고, 길이(L)를 달리하여 측정하였다. 구조물이 있을 때 빔의 각도는 구조물의 끝부분부터 목표물을 감지할 수 있는 경계치까지의 각도로 표시하였다.

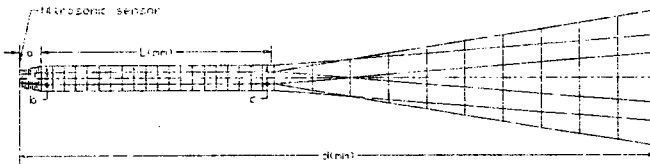


Fig. 5.2.21 Experimental device for reducing beamwidth.

표 5.2.19는 구조물의 길이가 550mm일 때, 앞·뒤폭이 같을 경우에 대하여 센서의 빔폭을 측정하였다. 구조물은 센서로부터 50mm(a) 앞에 설치하였다. 구조물이 없을 때 센서의 빔각도는 18.6° 이었고, 구조물의 직경을 달리하여 빔의 각도를 측정한 결과, 평균 빔각도는 20.75° 이고, 표준편차는 4.99° 이다.

Table 5.2.19 Change of beamwidth using different venturi tubes

a(mm)	b(mm)	c(mm)	d(mm)	beamwidth(°)
50	38	38	1000	25.6
			1300	24.0
50	60	60	1000	24.6
			1300	24.1
50	134	134	1000	29.0
			1300	19.2
			1500	15.4

표 5.2.20에서는 구조물의 뒤쪽의 직경이 큰 경우(b<c)로 평균 빔폭은 15.04° 이고, 표준편차는 5.01° 이다.

Table 5.2.20 Effect of different apertures for inlet and outlet of venturi tube (outlet > inlet)

a(mm)	b(mm)	c(mm)	d(mm)	beamwidth(°)
50	38	60	1000	12.4
			1300	8.0
50	38	76	1000	18.6
			1300	15.6
			1500	20.6

표 5.2.21에서는 구조물의 앞쪽의 직경이 큰 경우( $b > c$ )로 평균 빔폭은  $25.04^\circ$  이고, 표준편차는  $5.01^\circ$  이다.

Table 5.2.21 Effect of different apertures for inlet and outlet of venturi tube (outlet < inlet)

a(mm)	b(mm)	c(mm)	d(mm)	beamwidth(°)
50	60	38	1000	33.6
			1300	24.8
50	76	58	1000	24.2
			1300	26.8

표 5.2.22에서는 구조물의 길이(L)를 달리한 경우로 평균 빔폭은  $20.8^\circ$  이고, 표준편차는  $1.83^\circ$  였다.

Table 5.2.22 Effect of different length of venturi tube

L(mm)	a(mm)	b=c(mm)	d(mm)	beamwidth(°)
550	10	56	1000	21.7
			1300	17.7
			1500	22.0
100	10	56	1000	22.0
			1300	20.6

## 제 6 장

# 기계-유압식 동력전달장치

여 백



# 제 6 장 기계유압식 동력장치의 성능 및 주행능력

## 제 1 절 서 론

현대 사회에서 동력을 전달하는 동력전달방식은 여러 가지가 있으나 작동 속도 범위가 넓고 저속에서 높은 토크를 가지며 운전자의 어떤 조작없이 무단으로 구동되는 변속기와 같은 이상적인 동력장치의 관한 연구는 많지 않았다. 대부분의 내연기관은 출력속도가 저속이거나 아주 높은 고속인 경우 낮은 토크와 고연비가 발생하고 중속에서는 높은 토크와 저연비가 나타난다. 이러한 내연기관의 특성을 이용하여 적절한 주행을 하기 위해서는 변속기가 필요하다. 변속기는 엔진의 출력을 이용하여 기계가 적절한 주행상태를 유지할 수 있도록 한다.

고무 V 벨트와 가변 풀리를 이용한 무단변속기가 1886년 Daimler Benz사에서 고안되고 그 이후로 많은 무단변속기가 연구되고 연구사례가 많이 있어왔으나 외부부하가 많이 걸린 상태에서의 저속과 고속에서 높은 효율을 낼 수 있는 무단변속기의 연구는 거의 없다.

무단 변속기는 무단변속기구의 원리에 따라 벨크 구동방식, Traction 방식과 정유압 방식으로 구분할 수 있다. 벨트 구동방식은 고무 평벨트, 고무 V 벨트, 금속 V 벨트, 체인 등과 같은 벨트와 가변풀리를 이용하여 무단 변속을 하며 Traction 구동방식은 두 회전체의 구름 접촉에 의하여 무단변속을 한다. 정유압 방식은 가변 용량형 유압펌프와 고정 또는 가변용량형 유압모터를 조합하여 즉 유압변속기(실험에서 사용된 유압변속기는 가변용량형 유압펌프와 고정용량형 유압모터임)를 사용하여 무단 변속을 하는데 모든 동력이 유압변속기만을 통하여 전달되는 방식과 동력이 유압변속기와 유성기어 변속기 등으로 구성된 동력전달 장치에서 서로 분산되어 전달되는 기계유압식으로 나뉘어진다.

소형 ss기 자율주행을 위해 사용한 유압변속기는 무단 변속기로 변속 충격이 존재하지 않고 연속적인 변속기의 변화로 인하여 변속시의 급작스러운 차량가속도 변화 및 차량 구동력의 변화를 느낄 수 없고 운전 범위내에서 변속비를 연속적으로 변화시킬 수 있고 연속적인 변속비 범위 내에서 0의 변속비를 가지므로 동력의 단속없이 중립 상태를 유지할 수 있으므로 주행제어가 용이하다는 장점이 있어 자율 주행을 위한 동력전달에 적당하였다. 그러나 소형 ss기의 자율주행

을 위해 사용한 유압변속기(Hydrostatic Transmission)는 일반적인 경우와 같이 외부부하가 많고 저속인 경우 낮은 토크를 가지므로 효율이 낮고 적절한 주행에 문제가 있다는 단점이 있다. 기계유압식 동력전달장치의 경우 유압변속기의 장점을 그대로 이용하면서 유성기어 변속기에 의한 기계식 동력전달을 함으로 효율을 높일 수 있는 장점이 있다. 이에 기계유압식 동력전달장치를 농업기계 동력전달장치에 이용하여 저속과 고속에서 높은 토크를 내어 효율을 높이고 주행을 용이하게 할 수 있는 방법 개발이 필요하다.

따라서 기계유압식 동력전달장치의 적절한 전달동력과 효율을 측정하고 작업시 외부부하에 따라 주행속도가 어느 정도의 변화 폭을 갖는지를 측정하여 이를 유압변속기만을 사용할 때의 전달동력 및 효율과 비교하여 농업기계에 이용하기 위한 적당한 크기의 시스템을 구성하고 적절한 작업조건을 찾고자 하는 필요성이 요구되어진다.

따라서 본 장에서는 농업기계에 이용하기 위한 기계유압식 동력전달장치의 특성을 이해하고 적정 작동조건을 찾기 위하여 유성기어의 입력속도를 변화하고 동력계에 의해 외부부하의 변화에 주었을 때 기계유압식 동력전달장치의 전달동력 및 효율을 측정하여 유압변속기만을 사용하였을 때와 비교 평가하였다.

## 제 2 절 실험장치 및 측정 방법

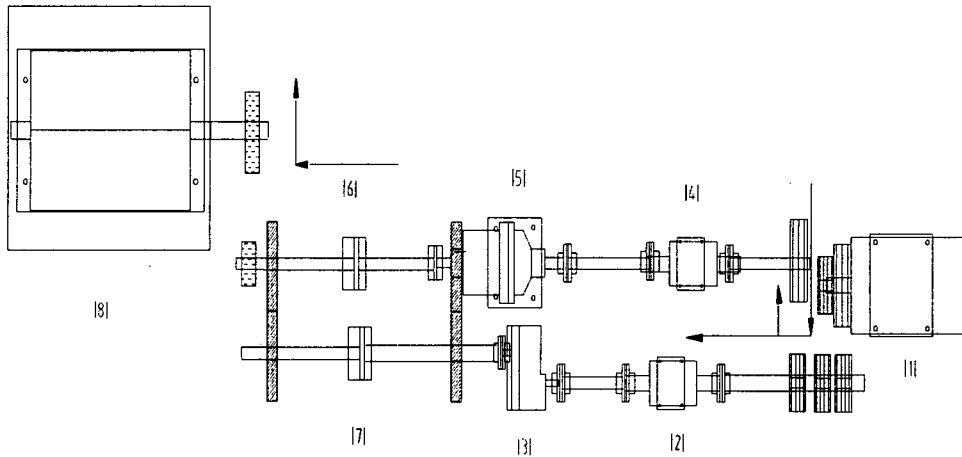
### 1. 실험 장치 구성

유압변속기를 사용한 소형 약액 방제기의 이상적인 구동은 작동 속도범위가 넓으며 저,고속에서 일정이상의 토크와 효율을 유지해야한다. 유압변속기의 구동시 저속에서 큰 부하토크가 가해진 상태에는 효율이 급격히 떨어져서 입력동력에 비해 출력동력이 급감하는 문제가 있다. 따라서 저속일 때와 부하토크가 큰 상황에서 높은 토크를 전달하고 효율을 높이기 위하여 유압변속기와 유성기어 변속기를 함께 이용할 수 있는 기계유압식 동력전달장치를 아래 Fig.6.2.1과 같이 구성하였다.

기계유압식 동력전달장치는 동력의 일부를 기계적인 변속장치인 유성기어 변속기를 통해 전달하며 유성기어의 변속을 위해 유압장치인 유압변속기의 출력을 이용하는 구조로 되어있다. 기계유압식 동력전달장치는 2가지 방법의 전동을 구성할 수 있다. 첫째는 일반적인 경우로 유압변속기만을 이용하여 전동하는 경우이며 둘째는 부하토크가 크고 저속인 경우 동력은 유성기어 변속기를 통해서 바

궤축에 전달되며 변속은 유성기어 변속기의 ring 기어를 유압변속기로 구동시켜 CVT(Condition Variable Transmission)의 기능을 하는 방법이다.

다음 그림 6.2.1의 모식도와 같이 유압변속기만을 이용하여 동력을 전달하는 경우 유성기어 변속기 출력 축에 있는 전자클러치를 분리시키고 유압변속기 출력 축에 전자클러치를 연결하여 동력이 전달되도록 하였고 유성기어를 이용하여 동력을 전달하는 경우 유압변속기 출력 축의 전자클러치를 분리시키고 유성기어 출력 축에 전자클러치를 연결하여 동력이 전달되도록 하였다.



- (1):모터, (2)(4):토크변환기, (3):유압변속기, (5):유성기어 변속기,  
 (6)(7):전자클러치, (8):동력계

Fig.6.2.1 기계유압식 동력전달장치 구성도

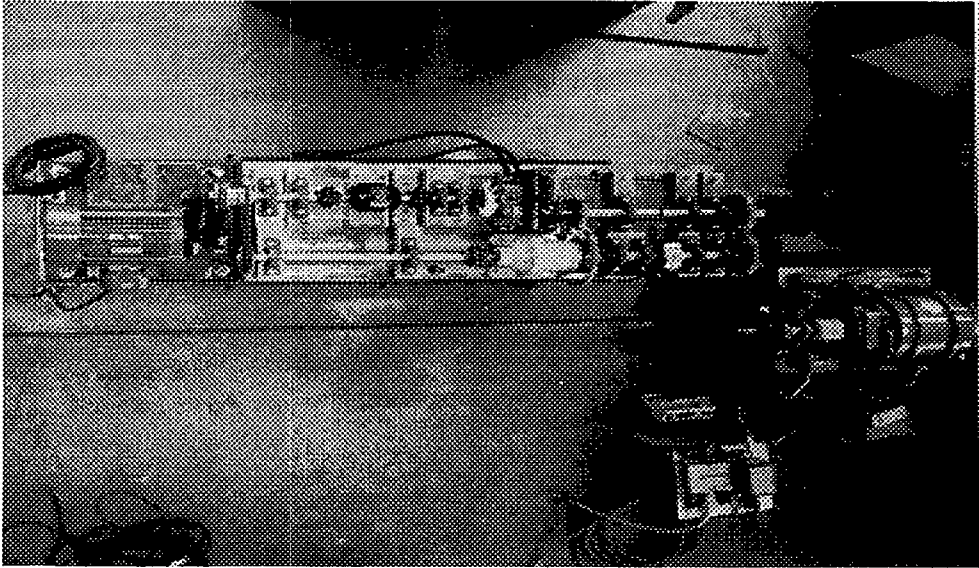


Fig.6.2.2 기계유압식 동력전달장치의 구성도

위의 그림과 같은 기계유압식 동력전달장치에서 유성기어 변속기를 이용하여 동력을 전달할 때 입출력동력을 측정하는 방법은 다음과 같다. 우선 유압변속기 입력속도를 2800rpm으로 하기 위해 폴리 조합을 이용하여 증속시켜 증속된 2800rpm 회전축은 토크변환기와 커플링으로 연결하였으며 토크변환기의 다른 끝단은 유압변속기의 입력축과 커플링으로 연결되어 있어 유압변속기의 입력토크와 입력회전수를 측정하여 유압변속기의 입력동력을 구하도록 구성하였다. 전달된 입력동력으로 유압변속기의 사판을 조정하여 유압변속기 출력 회전수 및 토크를 변화시킬 수 있도록 하였다. 유성기어 입력동력은 유압변속기의 입력동력과 독립적으로 전달되어야 한다. 따라서 모터에 유압변속기로 전달하는 폴리외에 또 하나의 폴리를 설치하여 동력을 유성기어의 sun 기어축에 전달하였다. 이때 폴리 설치공간을 확보하기 위해 증속된 2800rpm 회전축에 직경이 7"와 4.5"인 폴리를 일체로 하여 내부에 베어링을 설치한 아이들 폴리를 설치하여 모터에서 동력이

유성기어의 sun 기어축에 전달될 때 유압변속기 입력 축과 무관하게 유성기어 변속기 입력 축에 동력이 전달되도록 하였다. 모터의 4.5" 풀리와 7"-4.5" 조합의 아이들 풀리에 있는 7" 풀리를 v 벨트로 연결하여 감속시키고 7"-4.5" 아이들 풀리의 4.5" 풀리와 유성기어 입력축의 풀리를 v 벨트로 연결하여 유성기어 변속기 축에 동력을 전달하였다. 유성기어 입력 축의 풀리는 유성기어 입력속도를 변화할 수 있도록 6", 7" 8" 풀리를 이용하여 유성기어에 동력을 전달하도록 하였다. 유성기어 입력토크와 입력속도를 측정하여 입력동력을 구하기 위해 유성기어 입력 축에 토크변환기를 설치하였다. 이를 통해 유성기어 입력 축에 동력이 전달되도록 하였다.

유성기어 입력으로 들어온 동력은 유성기어의 sun 기어에 전달되고 유압변속기에서 나온 동력은 ring 기어에 전달되어 유성기어 내부의 기어비에 의해 arm 을 통해 동력이 출력된다. 출력속도는 변화가 가능하며 방법은 유압변속기의 출력속도를 변화시켜 유성기어 변속기의 ring 기어에 전달되도록 하여 arm 속도인 출력속도를 변화하였다. 유압변속기의 출력축과 유성기어의 ring 기어는 기어를 이용한 방법과 풀리를 이용하여 벨트를 이용한 방법 등 두가지 방법을 이용하여 동력을 전달하였다.

기어를 사용한 경우의 기어비는 2:1이고 풀리를 사용한 경우의 풀리비는 8:6 이었다.

유성기어 변속기를 이용하여 동력을 전달할 경우 유압변속기 출력 축을 통해 외부부하와 연결되는 전자클러치는 분리가 되고 유성기어 출력 축의 전자클러치는 연결이 되어 동력이 유성기어 변속기를 통과하여 전달된다. 타이밍 풀리를 이용하여 2:1로 감속시켜 동력계에 전달하여 동력계에서 부하토크를 단계별로 가할 때 외부저항에 따른 유성기어의 출력속도, 출력토크, 출력동력을 측정하였다.

유압변속기만을 이용하여 동력을 전달하는 경우는 유압변속기의 출력 축의 전자클러치를 연결하고 유성기어 변속기 출력 축의 전자클러치를 분리하여 유압변속기의 출력 축은 1:1의 기어비를 가지는 기어로 부하토크 전달축(동력계와 연결되는 축)에 전달되고 부하토크 전달 축과 동력계 축은 타이밍 풀리를 이용하여 2:1로 감속 연결되어 부하토크에 따른 출력속도, 출력토크, 출력동력을 측정하였다.

기계유압식 동력전달장치에서는 유압변속기의 출력속도가 역회전이 되어 유성기어의 ring 기어에 동력이 전달될 때 동력이 유성기어의 sun 기어를 통해 역류가 되는 경우가 발생한다.

## 2. 실험에 필요한 실험장치

### 가. HST 성능실험

#### 1)모터

입력동력을 넓은 범위에서 주기 위해 소요동력 15hp, 정격속도 1750rpm인 모터를 사용하였다.

#### 2)토크 변환기

일정한 저항을 유압변속기와 유성기어의 출력 측에 주었을 때 어느 정도의 입력토크와 입력속도가 필요한지를 측정하여 입력동력을 구하기 위해 토크변환기를 설치하였다. 유압변속기의 입력측의 토크변환기는 50 kg-m의 정격용량과 8000rpm의 최고 회전수를 갖는 Minerba사의 것을 선택하였고 유성기어 입력측의 토크변환기는 10kg-m의 정격용량을 가지는 것을 사용하였다. 이 토크변환기를 통해 기계유압식 동력장치의 입력토크와 입력속도를 측정하는데 이 값들은 토크변환기를 거쳐 voltage로 입력된다. 유압변속기의 토크변환기에서 v로 나온 입력토크와 입력속도는 실험에 의해 구하여진 데이터를 성적서와 비교하여 구한 식(1)과 식(2)에 의해 입력토크는 kg-m로 입력속도는 rpm으로 변환이 되고 유성기어 입력측의 토크변환기를 통해 나온 입력토크는 성적서에 의한 식(3)에 의해 유성기어 입력토크를 kg-m로 변환하였다.

$$\text{유압변속기} \quad \text{Torque(kg-m)} = 9.999464 * V \quad - \text{식(1)}$$

$$\text{Speed(rpm)} = 516.796 * V - 5.852 \quad - \text{식(2)}$$

$$\text{유성기어 변속기} \quad \text{Torque(kg-m)} = 1.764 * V \quad - \text{식(3)}$$

#### 3)디지털 스트레인 증폭기

기계유압식 동력장치의 토크변환기에서 나오는 데이터 값들은 그 값이 매우 작기 때문에 증폭을 시키기 위해 사용하였다. 디지털 스트레인 증폭기(3140, Yokokawa.co.Japan)는 반송파형 스트레인 증폭기를 사용하였다. 입력토크를 측정하기 위하여 출력전압은 5V로 하였고 Strain 범위는  $5000 * 10^6$ 로 했으며 Lawpass filter의 Band limit 설정은 100Hz으로 하고 최대감도는  $0.5 \text{ V}/10 * 10^6$ 으로 하였다.

#### 4)F.V Converter

토크변환기를 통하여 나온 입력속도 데이터 값을 V로 전환하여 자료수집장치에

입력하기 위해 사용되어진다.

#### 5)자료수집장치

디지털 스트레인 증폭기에서 나온 데이터 값들을 수집하기 위하여 자료수집장치(Daqbook/100)를 사용하여 데이터 값들을 정리하였다. 자료수집장치의 분해능은 12bit이며 Range설정은 -5V~5V로 설정하였다.

#### 6)유압변속기

유압변속기(HST)는 정격출력이 3600rpm이고 2.7hp인 DAIKUN사의 제품인 BDU-10L DMF 선정하였다. 최고 출력토크는 210kgf-cm이고 최고 사용압력은 150kgf/cm<sup>2</sup>이다. 이 제품을 선정한 이유는 본인의 실험에 이용되는 약액 방제기에 응용하기 위해 선정하였다. 약액 방제기는 엔진 출력이 3hp이고 정격속도는 1800rpm이다.

#### 7)유성기어 변속기

유성기어는 시스템에 맞게 제작을 하였으며 유성기어 내의 기어비는 sun gear=28, arm gear=34, ring gear=62 이다. 유성기어 sun 부분을 유성기어 입력으로 하였으며 ring 부분을 유압변속기에 의해 입력으로 속도를 조정할 수 있도록 하고 arm을 동력계와 연결하여 출력측으로 사용하였다.

유성기어의 기어구성과 기어비는 아래 Fig.6.2.3과 같다.

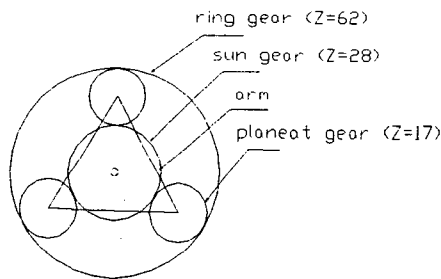


Fig.6.2.3 유성기어 기어구성과 기어비

#### 8)동력계(Dynamometer)

기계유압식 동력전달장치에 일정한 저항 토크를 주고 기계유압식 동력전달장치의 출력토크, 출력속도를 측정하여 출력동력을 구하기 위해 설치하였다. 동력계는 Vibro-Meter사 제품으로 최대 토크 600Nm이고 24Kw의 용량을 가진 Powder 동력계를 선정하여 사용하였다.

### 3. 측정장비의 측정 방법

#### 가. 토크 변환기와 동력계에서의 입출력동력 측정 방법

##### 1) 토크변환기에서의 동력 측정 방법

토크변환기에서는 동력이 전달될 때 기계유압식 동력전달장치의 입력동력이 얼마나 소요되는지 측정하기 위해 입력속도 및 입력토크의 측정하며 그 방법은 다음과 같다.

유성기어 변속기의 입력축과 유압변속기의 입력축의 토크변환기에서 나온 입력토크 값은 디지털 스트레인 증폭기에 의해 증폭된 후 터미널 스쿠르보드를 통하여 자료수집장치에 들어가고 이 데이터 값은 자료수집장치의 소프트웨어에 의해 컴퓨터에서 V로 입력이 된다. 그리고 토크변환기를 통해 나온 입력속도는 F.V converter를 통해 터미널 스쿠르보드에 연결하여 자료수집장치에 들어가고 이 데이터 값은 컴퓨터에 의해 입력된다.

토크변환기에서의 데이터 입력의 모식도는 Fig.3.2.2와 같다.

##### 2) 동력계에서의 동력 측정 방법

동력계에서는 기계유압식 동력장치의 출력동력, 출력토크, 출력회전수의 측정을 하기 위해 사용하며 그 방법은 다음과 같다.

우선 T.S.P라는 프로그램에 의해 저항 토크를 단계적으로 줄 수 있으며 저항토크에 따라 회전속도와 토크를 얻을 수 있는데 이때 저항토크의 변화에 따라 동력계의 회전속도가 변하게 된다. 저항토크는 6Nm씩 증가한다. 주어진 저항토크와 변화된 회전속도를 통해 얻어진 동력은 저항토크에 대해 유압변속기와 유성기어 변속기의 출력축에서 전달하는 출력동력이 된다. 따라서 이 출력동력을 통해 저항에 따른 기계유압식 동력전달장치의 출력동력을 알 수 있다.

동력계의 작동원리를 설명할 수 있는 모식도는 Fig.3.3.3과 같다.



기의 ring 기어의 속도가 변화할 때 arm 속도가 감속하는 경우이다.

아래 표.6.3.2~7은 유성기어 변속기 입력속도가 3단계로 변화할 때 유압변속기의 사판각을 ring 기어가 정회전 하도록 하여 유성기어 변속기의 sun 기어, ring 기어, arm의 속도와 이를 이용한 유성기어 변속기의 e value를 구한 결과와 유성기어 변속기의 ring 기어가 역회전하였을 때의 유성기어 변속기의 각 부분의 속도와 e value를 구한 결과값이다

정회전일 때의 ring 기어의 속도가 증가함에 따라 10rpm 내외로 유성기어 변속기의 입력속도는 유압변속기의 사판각도가 증가하여 감소하는 경향이 있었다.

arm 속도는 유성기어 변속기의 입력폴리별로 유압변속기 사판각도의 증가에 따라 같이 증가함을 알 수 있다. 또한 e value는 -0.45에서 약간의 오차를 보이거나 각각의 유성기어 변속기 입력폴리에 대해 대체로 -0.45를 나타내고 있다.

e value가 오차를 보이는 이유는 유성기어 변속기의 입력 토크와 sun 기어, ring 기어 입력 토크가 작은 값의 변화가 있어도 출력 회전수가 변화하여 토크에 민감하게 출력 회전수가 반응하기 때문이다.

유압변속기의 사판 방향이 역회전일 때에도 비슷한 경향이었으며 sun 기어 속도 즉 유성기어 변속기의 입력속도는 정회전일 때와 같이 유압변속기의 사판각도가 증가하여 ring 기어의 속도가 증가함에 따라 감소하였다.

유성기어 변속기의 입력회전속도별로 arm 속도는 유압변속기 사판각도의 증가에 따라 감소하다가 유압변속기 사판각도 5도를 기점으로 하여 arm의 회전 방향이 반대로 됨을 알 수 있다. arm 회전방향이 반대가 되는 이유는 sun 기어의 입력 방향은 항상 일정하여 같은 방향으로 돌고 있는데 유압변속기에서 전달되어 회전하는 ring 기어의 회전 방향이 정회전일 때와 반대가 되어 arm의 회전방향을 반대로 바꾸기 때문이다. 또한 e value는 -0.45에서 약간의 오차를 보이거나 정회전일 때보다 더 안정적인 입력토크를 가지고 있어 출력속도의 변화가 심하지 않아 대체로 -0.45를 나타내고 있다.

### 제 3 절 실험결과

#### 1. 유성기어의 속도비

##### 가. 재료 및 방법

##### 1) 실험 방법

Fig.6.2.1과 같은 실험 장치를 이용하여 유성기어 변속기의 속도비를 측정하였다. 모터의 동력은 풀리비를 이용하여 변속되어 유성기어 변속기의 입력축에 전달되어 sun 기어를 구동한다. 유성기어 변속기의 입력속도는 sun 기어의 회전속도가 되며, 유압변속기의 출력속도는 감속 링기어의 속도로 동력계의 속도는 arm의 속도로 하여 유성기어 변속기의 속도비를 구할 수 있다. 그림 6.2.3과 같이 구성된 유성기어 변속기의 속도비(e value)는 -0.45이었다.

유압변속기의 입력속도는 2800rpm으로 고정하였고 유성기어 변속기 입력속도는 풀리가 6"일 때 845rpm, 7"일 때 732rpm, 8"일 때 640rpm이 된다. 또한 유압변속기의 사판각도는 0~21도 까지 홀수배로 증가시켜 각 부분의 속도를 측정하였다.

이 실험에서는 동력계를 통한 외부저항을 주지 않기 위해 동력계와 유성기어 변속기 출력 축을 연결하지 않았다.

실험 방법은 아래 표.6.3.1과 같다.

표.6.3.1 실험 방법

구 성	M+TT+HST+동력계 +유성기어+동력계
유압변속기 입력속도	2800 rpm
유성기어 변속기 입력속도	845 , 732 , 640 rpm
사판각	정.역회전 0,1,3,5,7,9,11,13,15,17,19,21(도)

##### 2) 실험 결과

유성기어 변속기의 입력속도인 sun 기어 속도를 변화하고 유압변속기에 의해 ring 기어 속도를 변화하는 동시에 출력속도인 arm 속도를 측정하여 유성기어 변속기의 e value를 구하였다. 정회전과 역회전의 정의에서 정회전은 유압변속기의 출력에 따라 유성기어 변속기의 ring 기어의 속도가 변화할 때 arm의 속도가 증속되는 것을 의미하며 역회전은 유압변속기의 출력에 따른 유성기어 변속

표.6.3.2 입력속도 845rpm이고 정회전일 때 각 부분속도와 e value

정회전사관각도 (도)	sun 기어속도	ring 기어속도	arm 기어속도	e value
0	841	0	261	-0.45
1	842	144.75	361	-0.45
3	839.5	296.75	464	-0.45
5	840	423.75	546	-0.42
7	837.5	536.25	631	-0.46
9	838	675.5	722	-0.40
11	837	772.75	797	-0.61
13	836.5	906	892	-0.25
15	836	1029.25	969	-0.45
17	834.5	1168.25	1068	-0.43
19	832.5	1267.75	1131	-0.46
21	831	1347.25	1190	-0.44

표.6.3.3 입력속도 845rpm이고 역회전일 때 각 부분속도와 e value

역회전사관각도 (도)	sun 기어속도	ring 기어속도	arm 기어속도	e value
0	844.5	0	262	-0.45
1	844.5	-125.25	172	-0.44
3	844	-251.75	88	-0.45
5	845.5	-382.5	0	-0.45
7	845	-499.5	-84	-0.45
9	844	-646.5	-186	-0.45
11	843.5	-727.25	-242	-0.45
13	842.5	-847.75	-324	-0.45
15	840.5	-1008.75	-435	-0.45
17	840.5	-1082.75	-484	-0.45
19	839.5	-1211	-575	-0.45
21	838	-1365.75	-684	-0.45

표.6.3.4 입력속도 730rpm이고 정회전일 때 각 부분속도와 e value

정회전사판각도 (도)	sun 기어속도	ring 기어속도	arm 기어속도	e value
0	729	0	224	-0.44
1	729	127	314	-0.45
3	728.5	306.75	437	-0.45
5	728	433.75	520	-0.41
7	728	590.5	629	-0.39
9	728	689	702	-0.50
11	728	805.25	782	-0.43
13	725	916.25	851	-0.52
15	724.5	1028.25	926	-0.51
17	723.5	1081	965	-0.48
19	723.5	1177.5	1040	-0.43
21	722	1325.25	1114	-0.54

표.6.3.5 입력속도 730rpm이고 역회전일 때 각 부분속도와 e value

역회전사판각도 (도)	sun 기어속도	ring 기어속도	arm 기어속도	e value
0	730.5	0	227	-0.45
1	730.5	-62.5	184	-0.45
3	730.5	-184.75	99	-0.45
5	730	-359	20	-0.53
7	730	-467.25	-95	-0.45
9	729	-620	-202	-0.45
11	729	-718.75	-269	-0.45
13	728	-819.75	-338	-0.45
15	727.5	-977.5	-452	-0.45
17	726.5	-1045	-495	-0.45
19	725.5	-1204.75	-601	-0.46
21	724.5	-1360	-710	-0.45

표.6.3.6 입력속도 640rpm이고 정회전일 때 각 부분속도와 e value

정회전사판각도 (도)	sun 기어속도	ring 기어속도	arm 기어속도	e value
0	638.5	0	196	-0.44
1	638.5	185	325	-0.45
3	638.5	342.5	431	-0.43
5	637.5	484.75	533	-0.46
7	636	600.25	612	-0.49
9	636.5	692.25	668	-0.77
11	636	827.75	767	-0.46
13	634.5	960.75	856	-0.47
15	634	1069.25	925	-0.50
17	632.5	1191.5	1022	-0.44
19	632	1265.5	1049	-0.52
21	631.5	1335.75	1118	-0.45

표.6.3.7 입력속도 640rpm이고 역회전일 때 각 부분속도와 e value

역회전사판각도 (도)	sun 기어속도	ring 기어속도	arm 기어속도	e value
0	640	0	204	-0.47
1	640	-51.4	154	-0.42
3	639.5	-178.25	72	-0.44
5	640	-310.25	26	-0.55
7	639.5	-411.75	-84	-0.45
9	638	-560.25	-191	-0.45
11	638.5	-694	-280	-0.45
13	638	-803.5	-341	-0.47
15	637	-955	-460	-0.45
17	636	-1033.5	-517	-0.45
19	635	-1161	-606	-0.45
21	633.5	-1328.75	-721	-0.45

## 2. 기계유압식 동력전달장치의 무부하 소요동력

### 가. 재료 및 방법

#### 1) 실험 장치 구성 및 실험 방법

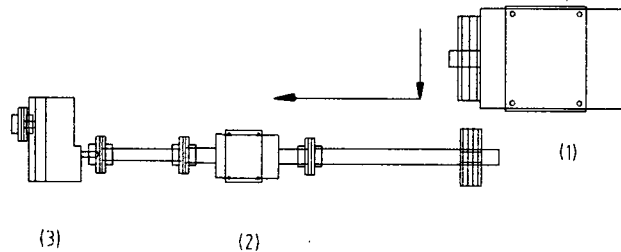
실험 장치의 구성은 Fig.6.2.1과 같이 구성하였다.

외부에서 유압변속기에 부하를 가하지 않고 유압변속기와 유성기어 변속기를 공회전 시키는데 소요되는 동력을 측정하여 각 부분의 무부하 소요동력을 구하기 위해 실험을 하였다.

#### 가) 유압변속기의 무부하 소요동력 측정 실험 방법

유압변속기의 무부하 소요동력을 측정하기 위해 실험 장치는 그림.6.3.1과 같이 구성하였으며 이것을 이용하여 유압변속기 자체의 입력동력을 측정하였다.

이 실험에서는 모터와 토크변환기, 유압변속기만을 구성하여 입력동력을 측정하였다.



(1):모터, (2):토크변환기, (3):유압변속기

Fig.6.3.1 실험 장치 구성

우선 유압변속기 자체의 무부하 소요동력을 구하기 위해 단지 유압변속기의 사판을 이용하여 유압변속기의 출력속도를 변화할 때 유압변속기까지의 무부하 소요동력과 사판각에 따른 유압변속기 출력속도를 측정할 수 있도록 하여 사판각도에 따른 유압변속기의 무부하 소요동력과 출력속도를 측정하였다. 유압변속기의 입력속도는 2800rpm으로 고정하였다.

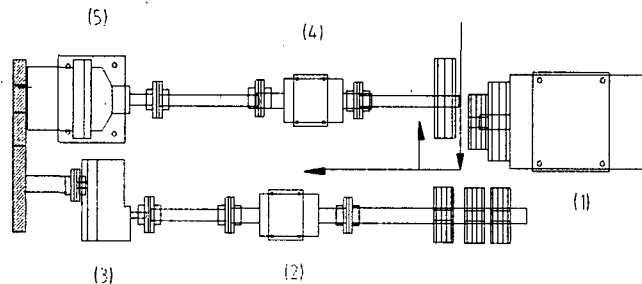
실험 방법은 아래 표.6.3.8과 같다.

표.6.3.8 실험 방법

구 성	M+TT+HST
유압변속기 입력속도	2800 rpm
유압변속기 사판각도	0,1,3,5,7,9,11,13,15,17,19,21

나) 유압변속기와 유성기어 변속기의 무부하 소요동력

유압변속기와 유성기어 변속기의 무부하 소요동력 측정을 위해 실험 장치를 그림.6.3.2와 같은 실험장치를 구성하였으며 이를 이용하여 실험을 행하였다.



모터(1):모터, (2)(3):토크변환기, (4):유압변속기, (5):유성기어 변속기

Fig.6.3.2 실험 장치 구성

유압변속기와 유성기어 변속기의 무부하 소요동력을 구하기 위해 유압변속기의 입력속도를 2800rpm으로 하고 유압변속기의 출력 축을 유성기어 변속기의 ring 기어와 기어를 이용하여 연결하고 유압변속기의 사판을 조정하여 유압변속기의 출력속도를 변화할 때 유성기어 변속기의 ring 기어속도에 따라서 변화하여 유성

기어 변속기 출력속도 즉 유성기어 변속기의 arm 속도가 변화한다. 이때의 유압 변속기와 유성기어 변속기만을 연결하였을 때 무부하 소요동력을 측정하였다.

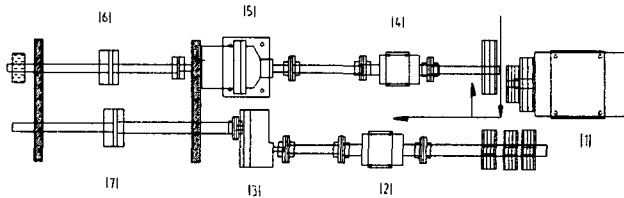
이때 유성기어 변속기의 입력축은 모터와 연결하지 않고 유성기어 변속기의 입력이 없도록 하였으며 유압변속기의 사판각은 정회전 3, 7, 13도 역회전 0, 3, 7, 13도로 하였다.

표.6.3.9 실험 방법

구 성	M+TT+HST +유성기어
유압변속기 입력속도	2800 rpm
유성기어 입력 축	동력공급 없음
유압변속기 사판각도	정,역회전 0, 3, 7, 13도

다) 동력계를 제외한 모든 기계유압식 장치의 무부하 소요동력

그림.6.3.3과 같이 기계유압식 동력전달장치의 무부하 소요동력을 측정하기 위해 실험 장치를 구성하였다. 이 실험에서는 모터와 토크변환기, 유압변속기만을 구성하여 입력동력을 측정하였다.



- (1):모터, (2)(3):토크변환기, (4):유압변속기, (5):유성기어변속기,  
(7)(8):전자클러치, (9):동력계.

Fig.6.3.3 실험 장치 구성



기계유압식 동력전달장치를 Fig.6.2.2와 같이 구성하고 동력계를 유성기어 변속기 출력축과 연결하지 않고 동력계 전까지의 무부하 소요동력을 측정하였다. 유압변속기의 입력속도는 2800rpm으로 고정하고 유압변속기의 사판을 조정하여 유압변속기의 출력속도를 변화하고 따라서 유성기어 변속기 ring 기어의 출력속도가 변화할 때 유성기어 변속기의 arm 속도를 변화한다. 이때 동력계는 연결되지 않아 외부 부하토크가 없었다. 이와 같은 상태에서 유성기어 변속기의 입력속도는 모터에서 풀리로 연결하여 640rpm, 845rpm인 경우와 모터와 연결되지 않아 유성기어 변속기의 입력이 없도록 한 경우 및 유성기어 변속기의 입력속도를 0으로 하였을 때의 입력동력을 측정하여 각 경우를 비교하였다. 이와 같이 한 이유는 유성기어 변속기 입력속도의 변화와 유압변속기의 사판각에 따라 ring 기어에 동력이 전달될 때 sun 기어 즉 유성기어 변속기의 입력속도와 유성기어 변속기의 입력의 유,무에 따른 입력동력의 차이와 arm의 속도, sun 기어의 속도를 알아보아 동력계에 의한 외부저항이 없을 때의 각각의 경우의 무부하 소요동력의 차이를 알아보기 위하여 측정하였다.

유압변속기의 사판각은 정회전 3, 7, 13도, 역회전 0, 3, 7, 13도로 하였다.

표.6.3.10 실험 방법

구 성	M+TT+HST+출력축 +유성기어+출력축
유압변속기 입력속도	2800 rpm
유성기어변속기 입력속도	0, 640, 844 rpm
유압변속기 사판각도	정,역회전 0, 3, 7, 13도

#### 나. 실험 결과

##### 1) 유압변속기의 무부하 소요동력 측정

기계유압식 동력전달장치에서 동력계의 부하에 의해 유압변속기 자체를 작동하는데 소요되는 손실동력을 구하기 위해 유압변속기의 사판을 이용하여 유압변속기의 출력속도를 변화하면서 유압변속기를 공회전 시키는데 소요되는 무부하 소요동력과 출력속도를 측정한 결과는 아래 표.6.3.11과 같다.

표.6.3.11 유압변속기만의 무부하 입력동력

사판각도	입력토크 (kgm)	입력속도 (rpm)	입력동력 (hp)	HST출력속도 (rpm)
1	0.25	2852	0.987	217
3	0.22	2852	0.890	433
5	0.26	2851	1.017	664
7	0.26	2850	1.022	936
9	0.27	2849	1.071	1210
11	0.30	2849	1.204	1317
13	0.30	2848	1.192	1564
15	0.35	2846	1.387	1911
17	0.36	2844	1.445	2159
19	0.42	2841	1.682	2548
21	0.42	2841	1.683	2794

위 표에서 보면 입력속도 2800rpm에서 유압변속기만을 작동시킬 때 모터에서 토크변환기 및 유압변속기를 공회전 시키는데 소요되는 입력동력은 0.987~1.683hp의 범위에서 유압변속기의 사판각도가 증가할수록 소요 입력동력은 증가하고 출력속도도 증가한다.

## 2) 유압변속기와 유성기어 구동시 무부하 소요동력

동력계의 부하에 따라 유압변속기의 사판각도에 따라 유성기어 변속기의 ring 기어 속도가 변하고 이에 따라 유성기어 변속기출력속도가 변할 때 유압변속기와 유성기어 변속기 자체를 작동하는데 드는 동력인 손실동력을 구하기 위해 모터에서 토크변환기, 유압변속기, 유성기어 변속기를 공회전 시키는데 소요되는 동력을 측정한 결과는 아래 표.6.3.12와 같다. 이 경우 모터에 의한 유성기어 변속기의 입력동력은 없다. 유성기어 변속기의 입력축이 있을 때를 측정한 이유는 유성기어 변속기 입력축의 무게에 따라 동력 손실이 있는지 알아보기 위하여 실시하였다.

유압변속기와 유성기어 변속기 구동시 유압변속기의 사판각을 조정하여 무부하로 출력속도를 정,역방향으로 변화할 때 소요되는 무부하 소요 입력동력은 0.5~1.8hp이고 유압변속기와 유성기어 변속기의 무부하 소요동력에서 유압변속기만의 무부하 소요동력을 제하여 구한 유성기어 변속기 손실동력은 아래 표.6.3.12와 같

다.

정회전일 때가 역회전일 때보다 무부하 입력동력이 더 소요되는 이유는 유압변속기 사판각을 측정하는 기준이 정회전 쪽으로 이동된 결과로 판단되며 유압변속기 출력속도와 입력동력의 관계로 해석이 가능하다.

표.6.3.12 유압변속기와 유성기어변속기의 무부하 소요동력

단계	입력토크 (kgm)	입력속도 (rpm)	입력동력 (hp)	HST출력속도 (rpm)	유성기어 변속기 손실동력(hp)
정회전3도	0.23	2851	0.92	448	0.03
정회전7도	0.33	2846	1.32	977	0.3
정회전13도	0.46	2838	1.81	1673	0.62
0도	0.12	2856	0.48	0	0
역회전3도	0.21	2851	0.84	-580	-0.05
역회전7도	0.26	2848	1.05	-893	0.03
역회전13도	0.40	2840	1.60	-1486	0.41

### 3) 동력계를 제외한 모든 기계유압식 장치의 무부하 소요동력

동력계의 부하토크에 따라 기계유압식 동력전달장치를 작동하는데 손실되는 동력을 구하기 위해 동력계를 제외한 기계유압식 동력전달장치를 무부하 작동시키는데 소요되는 동력을 구하였다. 실험 결과는 첫째 유성기어 변속기의 입력속도가 0rpm인 경우 둘째 유성기어 변속기의 입력측에 전동동력이 연결되지 않아 자유회전하는 경우 셋째 유성기어 변속기의 입력이 845rpm일 때와 넷째 유성기어 변속기의 입력이 640rpm일 때를 기준으로 하여 표.6.3.13~16에 표시하였다.

첫째 유성기어 변속기의 입력속도가 0rpm인 경우 입력동력은 정회전일 때 1.06~1.6hp이고 역회전일 때 0.54~0.98hp로 같은 조건인 표.6.3.12의 무부하 소요동력보다 미소한 정도의 손실동력이 줄어드는 경향이 있었다. 이러한 경향은 표.6.3.12의 결과를 보인 실험 장치에 부가적인 축이 첨가되어서 발생된 것이지만 유의적인 차이는 없었다.

표.6.3.13 유성기어 변속기의 입력속도를 0 rpm으로 고정했을 때

단계	입력토크 (kgm)	입력속도 (rpm)	입력동력 (hp)	arm gear 속도(rpm)	sun gear 속도(rpm)
정회전3도	0.27	2849	1.06	117	0
정회전7도	0.33	2845	1.30	299	0
정회전13도	0.40	2840	1.60	409	0
0도	0.11	2854	0.44	0	0
역회전3도	0.14	2853	0.54	0	0
역회전7도	0.20	2849	0.80	134	0
역회전13도	0.25	2848	0.98	235	0

표.6.3.14의 경우는 표.6.3.13의 실험조건에서 유성기어 변속기 입력축을 자유회전 시켰을 때의 경우로 sun 기어 한 축을 회전하는데 동력이 소요된 결과로 입력동력이 증대되었고 그 결과는 표.6.3.14와 같다.

표.6.3.14 유성기어 변속기 입력속도가 없을 때 무부하 소요동력

단계	입력토크 (kgm)	입력속도 (rpm)	입력동력 (hp)	arm gear 속도(rpm)	sun gear 속도(rpm)	증대된 동력 (hp)
정회전3도	0.27	2852	1.09	119	38.5	0.03
정회전7도	0.41	2844	1.63	295	120.3	0.33
정회전13도	0.59	2832	2.34	408	170.3	0.74
0도	0.16	2857	0.66	0	0	0.22
역회전3도	0.24	2854	0.94	0	0	0.40
역회전7도	0.40	2844	1.60	133	33	0.80
역회전13도	0.56	2833	2.20	234	99	1.22

유성기어 변속기의 입력속도가 845rpm이 되었을 때의 무부하 소요동력은 아래 표.6.3.15와 같다. 이때의 유압변속기의 입력동력은 정회전일 때 1.29~2.56hp이고 역회전일 때 0.68~2.23hp으로 앞의 표.6.3.14의 결과와 큰 차이가 없었다.

표.6.3.15 유성기어 변속기 입력속도 845rpm인 경우

단계	입력토크 (kgm)	입력속도 (rpm)	입력동력 (hp)	arm gear 속도(rpm)	ring gear 속도(rpm)	증대된 동력 (hp)
정회전3도	0.33	2837	1.29	426	441.3	0.23
정회전7도	0.42	2832	1.68	592	960	0.38
정회전13도	0.65	2819	2.56	818	1573	0.96
0도	0.17	2846	0.68	262	0	0.24
역회전3도	0.21	2845	0.83	155	-313.8	0.29
역회전7도	0.35	2838	1.40	38	-634.2	0.60
역회전13도	0.57	2827	2.23	274	-1575	1.25

표.6.3.15와 표.6.3.16은 유성기어 변속기의 입력동력이 있는 경우로 입력속도가 845rpm 및 640rpm인 경우에 유압변속기의 입력동력을 표시한 것이다. 두 경우 모두 표.6.3.14의 입력동력이 없는 경우의 유압변속기 입력동력과 큰 차이를 보이지 않으므로 표.6.3.14의 유압변속기 입력동력이 기계유압식 장치의 무부하 소요 동력인 것으로 판단된다.

표.6.3.16 유성기어 변속기 입력속도 640rpm인 경우

단계	입력토크 (kgm)	입력속도 (rpm)	입력동력 (hp)	arm gear 속도(rpm)	ring gear 속도(rpm)	증대된 동력 (hp)
정회전3도	0.29	2838	1.14	357	449	0.08
정회전7도	0.40	2832	1.57	542	970	0.27
정회전13도	0.65	2817	2.54	786	1655.6	0.94
0도	0.15	2846	0.60	198	0	0.16
역회전3도	0.19	2844	0.76	81	-587.5	0.22
역회전7도	0.34	2837	1.37	112	-897.8	0.57
역회전13도	0.55	2825	2.18	326	-1497	1.2

### 3. 기계유압식 장치의 부하에 따른 소요동력

#### 가. 재료 및 방법

##### 1) 실험 장치구성 및 방법

동력계 외부부하에 의한 기계유압식 동력장치의 입출력동력과 효율을 측정하기 위한 장치는 Fig.6.2.2와 같이 구성하였다.

기계유압식 장치에서 유성기어 변속기의 arm을 통해 동력을 부하측에 전달하는 효율과 입,출력동력을 측정하기 위한 실험장치 구성과 실험방법은 다음과 같다.

모터에서 토크변환기를 거쳐 유압변속기로 들어가는 입력속도는 2800rpm으로 고정하여 사용하였고 모터에서 유성기어로 들어가는 입력속도는 6", 8" 풀리를 사용하여 6"일 때 845rpm, 8"일 때 640rpm의 입력속도를 가지도록 하였다. 유압변속기와 유성기어 변속기의 입력축에 토크변환기를 설치하고 각 부분의 입력토크와 입력속도를 측정하여 기계유압식 동력장치의 입력동력을 측정하였다.

유성기어 변속기 입력으로 들어온 동력은 유성기어 변속기의 sun 기어에 전달되고 유압변속기 출력동력은 ring 기어에 전달되어 유성기어 변속기 내부의 기어비에 의해 arm을 통해 동력이 출력된다.

유압변속기의 사판각은 정, 역회전 0, 3, 7, 13도로 하였다. 유성기어 변속기의 출력축(유성기어 arm 기어)을 통해 나온 동력은 타이밍 풀리를 이용하여 2:1로 감속하여 동력계에 전달하였다. 동력계에서는 부하토크를 단계별로 12, 24, 36Nm을 가했으며 각각의 부하토크에서의 출력속도, 출력토크, 출력동력을 측정하였다.

위의 실험에서 유성기어 변속기의 ring 기어축과 유압변속기의 출력 축간의 전동방법은 2:1의 기어비를 가지는 기어로 연결한 경우와 8:6의 풀리비를 가지는 풀리를 벨트로 연결한 경우로 나누어 하였다. 이와 같이 두가지 전동을 실험한 이유는 첫째 기어인 경우에는 동력 전달시 슬립이 없어 각 부분의 무부하 소요동력을 구하는 경우 슬립에 의한 손실을 고려하지 않을 수 있기 때문이며, 둘째 풀리를 이용한 경우 기계유압식 동력전달장치를 장착한 시작기의 풀리를 이용한 벨트에 전동방식이 적용되어 시작기를 이용한 실험과 비교하기 위하여 사용하였다. 위의 실험에서 구한 유압변속기와 유성기어 변속기의 입력동력과 출력동력을 기초로 기계유압식 동력전달장치의 효율을 계산하였으며 유압변속기의 사판각과 외부부하토크의 변화가 고려되었다. 앞 절에서 연구된 각 부분의 무부하 소요동력도 효율계산에 이용되었다.

표.6.3.17 부하토크에 의한 실험 방법

구 성	M+TT+HST- +TT+유성기어변속기+동력계
유압변속기 입력속도	2800 rpm
유성기어 변속기 입력속도	6"=845rpm , 8"=640rpm
유압변속기의 사판각도	정, 역회전 0, 3, 7, 13도
부하토크	12 , 24 , 36 Nm

나. 실험 결과

1)기어전동의 이론적인 분석

유압변속기의 사판각을 조정하여 유성기어변속기의 ring 기어 회전속도를 변화하고 동력계에서 부하토크를 단계적으로 주었을 때 측정된 입출력토크와 입출력속도를 기초로 유성기어 변속기에서 arm과 sun 기어 및 ring 기어에 가해지는 힘과 토크를 구하였으며 유압변속기의 출력토크 및 효율을 구하였다.

유압변속기의 사판각을 정회전방향으로 변화하여 입력동력이 가해지는 ring 기어가 cw로 sun 기어도 cw로 회전하고 따라서 arm이 cw로 회전하며 출력동력을 전동하는 경우 유성기어 변속기내의 유성기어에 가해진 힘 분포는 Fig.6.3.4과 같다. 여기서 arm은 출력이 되고 sun 기어와 ring 기어는 입력이 되며 정회전인 경우 sun 기어와 ring 기어에서 유성기어에 가해진 가상 힘을 합쳐서 arm 축의 출력이 된다.

우선 유성기어 변속기의 ring 기어의 토크와 회전속도를 이용하여 유압변속기의 출력토크와 출력속도를 구하였고 유성기어 변속기의 입력 축에 설치한 토크변환기를 통해 측정된 입력토크와 입력속도를 이용하여 유성기어 변속기의 입력동력을 구하였다. 유성기어 변속기에서 측정된 입력토크는 유성기어 변속기의 sun 기어 토크가 되므로 sun 기어를 구동하는 힘은 토크를 반지름에 해당하는 기어 잇수 28로 나누어서 구해진다. 여기서 편의상 기어의 반지름을 기어 잇수로 가정하여 비교치로 힘을 구하였다.

$$\text{sun 힘} = \text{sun 기어 입력토크} / 28 \quad \text{식(1)}$$

다음 동력계에서 부하토크를 가했을 때 동력계에서 측정된 출력토크는 arm의 토크이므로 유성기어 변속기의 중심부에서 arm까지의 거리로 나누어 arm의 힘을 구하였다.

$$\text{arm 힘} = \text{arm 토크} / 45 \quad \text{식(2)}$$

유성기어 변속기의 중심부에서 arm 끝단까지의 거리는 sun 기어 잇수 28과 planet 기어 잇수 17을 더한 값인 45이었다. 또한 동력계 전까지의 장치를 돌려주는 유압변속기의 무부하 토크가 존재한다. 따라서 동력계를 연결하지 않았을 때 기계유압식 장치의 무부하 소요동력을 구한 값을 이용하여 무부하 토크와 무부하 동력을 계산하였다.

무부하 토크는 표.6.3.15에서 측정한 유압변속기의 입력동력과 ring 기어속도를 이용하여 표.3.3.52~56에서 출력토크를 구하고 이를 무부하 토크로 하였다.

유성기어 변속기의 ring 기어의 힘은 앞에서 구한 arm의 힘에서 sun 기어의 힘의 차를 이용하여 구하고 여기에 ring 기어까지의 거리인 ring 기어 잇수 62를 곱하여 ring 기어의 토크를 구하였다.

$$\text{ring 힘} = \text{arm 힘} - \text{sun 힘} \quad \text{식(4)}$$

$$\text{ring 토크} = \text{ring 힘} * 62 \quad \text{식(5)}$$

다음 e value 값 0.45를 이용하여 ring 기어의 속도를 구하고 유압변속기 출력축과 유성기어 변속기의 ring 기어가 2:1로 감속되므로 여기에 2를 곱하여 유압변속기의 출력속도를 구하였다.

$$-e = \frac{\text{ring기어속도} * 2 - \text{arm기어속도}}{\text{sun기어속도} - \text{arm속도}} \quad \text{식(6)}$$

본 실험 장치의 구조상 유압변속기의 출력과 유성기어 변속기의 입력이 각 전동 유닛을 구동하는 무부하 소요동력을 담당한다. 전동 유닛에는 기어와 전동축 등의 mass inertia가 존재하는데 본 연구에서는 실험적으로 해석하였다. 즉 유성기어 변속기에 외부에서 토크가 가해지며 arm에 전달되고 그림.6.3.4와 같이 유성기어 변속기의 입력축인 sun 기어와 ring 기어에 동일한 힘으로 가해진다. 유압변속기의 출력토크는 ring 기어를 통해 전달된 외부 부하토크 외에 전동 유닛을 구동하는 무부하 토크를 더하여 구해진다. 따라서 유압변속기의 출력토크와 출력속도를 가지고 표.3.3.52~56에서 입력동력을 측정하여 유압변속기 및 전체 기계 유압변속기의 효율을 구할 수 있다.

예를 들어 계산 과정을 설명하면 다음과 같다. 우선 표.6.3.19에서 동력계의 부하토크를 24Nm으로 설정하고 유압변속기의 사판각이 정회전 13도일 때 유성기어 변속기의 arm 토크를 측정하니 ( $\frac{22.38Nm}{2}$ ) 이었으며 sun 기어의 토크는 0.6kgm이었고 ring 기어의 토크는 표.3.3.54와 표.3.3.55에서 유압변속기의 입력동력이 4.8hp이고 출력속도가 1885.7rpm인 경우에 유압변속기의 출력토크를 찾은



결과 24Nm이었다. 이때 arm의 힘은 arm 토크 ( $\frac{22.38Nm}{2}$ )를 45로 나누어 0.025kg(m/잇수)을 구하였고 sun 기어의 토크 0.6kgm를 sun 기어의 잇수 28로 나누어 0.021kg(m/잇수)의 힘을 구하였다. 그리고 ring 기어의 토크를 kgm로 환산하고 이것을 ring 기어 잇수로 나누어 ring 기어의 힘 0.0395kg(m/잇수)를 구하였다.

$$\text{arm 토크} = 22.38Nm / (2 \times 9.81) = 1.14kgm$$

$$\text{arm 힘} = 1.14kgm / 45 = 0.025kg(m/잇수)$$

$$\text{sun 기어 힘} = 0.6kgm / 28 = 0.021kg(m/잇수)$$

$$\text{ring 기어 힘} = 24Nm / (9.81 \times 62) = 0.0395kg(m/잇수)$$

이때 이론상으로 arm의 힘 0.025kg(m/잇수)는 그림 6.3.4와 같이 힘 평형에 의해 ring 기어와 sun 기어에 각각 0.0125kg(m/잇수)의 힘이 분배된다. 따라서 sun의 힘에서 부하 힘을 제하면 0.0085kg(m/잇수)이고 ring 기어의 힘에서 ring 기어의 부하 힘을 제하면 0.024kg(m/잇수)이다. 이것은 ring 기어를 돌려주는데 손실된 힘이다. 이 힘을 토크로 환산하면 ring 기어의 손실된 힘 0.027kg(m/잇수)에 ring 기어 잇수 62를 곱하고 Nm로 환산하여

$$\text{ring 기어의 손실된 토크} = 0.027kg(m/잇수) \times 62 \times 9.81 = 16.4Nm$$

을 얻을 수 있다. 이는 표.6.3.19의 참고표에서 무부하 토크 12.3Nm와 비교하였을 때 다소 큰 값을 보이지만 이론적인 분석에 의해 무부하토크를 30%정도의 오차 내에서 설명이 됨을 알 수 있다.

따라서 실험을 통해 부하토크가 ( $\frac{22.38Nm}{2}$ )Nm인 경우 힘으로 환산하여 0.025kg(m/잇수)의 절반인 0.0125kg(m/잇수)은 sun 기어에서 0.0125kg(m/잇수)은 ring 기어에서 부담한다. 이때 ring 기어에서 측정된 무부하 토크인 12.3Nm를 힘으로 환산하면 0.02kg(m/잇수)이 되어 총 ring 기어의 부담 힘은

$$(0.0125 + 0.02)kg = 0.0325kg$$

이 된다.

따라서 유압변속기의 토크인  $(0.0325 \times 62 / 2) = 1.0075kgm$ 과 출력속도인 1885.7rpm을 고려하면 2.65hp의 출력동력이 되고 이 경우 표.3.3.52~표.3.3.56에서 4.47hp가 되어 유압변속기의 효율인 59.3%를 구할 수 있으며 실제 측정된 입력동력인 4.8hp와 6.8%의 오차가 있었다. 또한 기계유압식 전동장치의 전체 효율은 표.6.3.19와 같다.

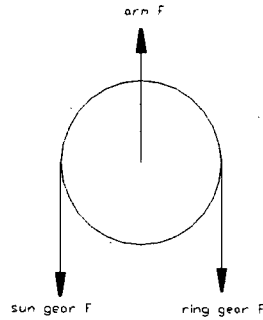


Fig.6.3.4 정회전인 경우의 유성기어 변속기의 유성기어에 가해진 힘

유압변속기의 사판각을 역회전으로 변화하였을 때 ring 기어의 회전속도는 ccw가 되어, 유성기어 변속기내에서 힘 분포는 Fig.6.3.5와 같다. 유성기어 변속기의 유성기어에 가해진 힘 분석에서 sun 기어는 cw, ring 기어는 ccw이며 ring 기어의 회전속도가 작을 경우 유성기어 변속기의 유성기어 축에 연결된 arm의 회전 방향은 sun 기어방향과 같이 cw나 ring 기어의 회전속도가 커질 경우 arm의 속도는 ccw가 된다. 따라서 힘의 방향은 그림.6.3.5와 같다.

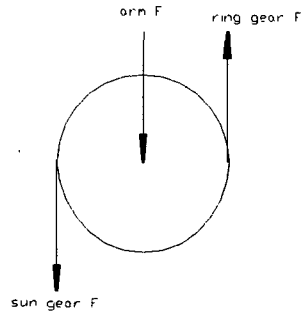


Fig.6.3.5 역회전인 경우의 유성기어 변속기의 유성기어에 가해진 힘

유성기어 변속기의 입력속도를 6", 8" 폴리로 변화하여도 계산과정은 앞에서 설명한 것과 같으며 입력동력이 이론적 계산과 유사하게 나타남을 알 수 있다.

유성기어 변속기를 이용하여 전동하는 경우 수행된 실험 조건은 다음과 같다. 유압변속기의 입력속도를 2800rpm으로 고정하고 유성기어 변속기의 입력속도를 변화하였으며 유압변속기의 사관을 조정하여 유성기어 변속기의 ring 기어를 변속하였다. 유성기어 변속기의 arm의 속도는 따라서 변화되었다. 동력계에서 외부 부하를 단계별로 주었을 때 입출력동력과 효율을 구하였다.

앞의 이론적 계산과정에서 구한 무부하 동력을 동력계 출력동력과 더하고 유압 변속기의 입력동력과 유성기어 변속기의 입력동력을 더하여 효율을 구한 결과를 표.3.3.52~56과 비교하였을 때 동력계의 부하토크가 12, 24, 36Nm일 때 정회전인 경우 효율이 역회전일 때는 유성기어 변속기의 효율이 낮았다.

유성기어 변속기의 입력속도가 845rpm인 경에 동력계 출력동력(부하동력)과 무부하 동력을 출력으로 하고 유압변속기 및 유성기어 변속기의 입력동력을 입력으로 하여 효율은 출력동력에서 유성기어 입력동력을 제한 값을 유압변속기의 입력동력으로 구동한 경우로 표.3.3.52~표.3.3.56을 참조하여 유압변속기 효율로 함께 표시하였다.

정회전인 경우 전체 효율이 유압변속기의 효율보다 높아 기계유압식의 효용가치가 높았으나 역회전인 경우 동력의 역류로 효율이 낮아졌다.

유성기어 변속기의 입력속도가 640rpm인 경우도 입력속도가 845rpm인 경우와 비슷한 경향을 보였다.

표.6.3.18 유성기어 변속기의 입력속도 845rpm이고 기어일 때 부하토크 12Nm

사관각도	유압변속기 입력동력(hp)	유성기어 입력동력(hp)	부하동력 (hp)	hst출력 동력(hp)	효율 (%)	유압변속기 효율 (%)
정회전 3도	1.64	0.45	0.34	0.48	39.15	22.56
정회전 7도	2.04	0.44	0.45	0.84	52.18	41.67
정회전13도	4.09	0.40	0.68	1.71	53.16	48.65
역회전 0도	1.03	0.44	0.19	-	-	-
역회전 3도	0.90	0.32	0.00	0.11	8.83	47.77
역회전 7도	2.47	-0.33	0.08	0.75	38.78	46.96
역회전13도	5.72	-0.37	0.33	1.31	30.62	35.14

표.6.3.19 유성기어 변속기의 입력속도 845rpm이고 기어일 때 부하토크 24Nm

사판각도	유압변속기 입력동력(hp)	유성기어 입력동력(hp)	부하동력 (hp)	hst출력 동력(hp)	효율 (%)	유압변속기 효율 (%)
정회전 3도	1.90	0.74	0.68	0.39	40.49	17.37
정회전 7도	2.70	0.75	0.96	0.81	51.44	37.78
정회전13도	4.80	0.69	1.44	1.65	56.28	50.00
역회전 0도	1.10	0.74	0.41	-	-	-
역회전 3도	1.08	0.69	0.01	0.11	6.83	52.78
역회전 7도	3.22	-0.49	0.15	0.71	31.56	41.93
역회전13도	6.62	-0.52	0.65	1.23	30.78	36.25

표.6.3.20 유성기어 변속기의 입력속도 845rpm이고 기어일 때 부하토크 36Nm

사판각도	유압변속기 입력동력(hp)	유성기어 입력동력(hp)	부하동력 (hp)	hst출력 동력(hp)	효율 (%)	유압변속기 효율 (%)
정회전 3도	2.12	0.99	0.94	0.29	39.51	11.32
정회전 7도	2.68	1.00	1.30	0.63	52.47	34.70
정회전13도	4.80	0.98	2.09	1.50	62.16	54.38
역회전 0도	1.17	0.99	0.63	-	-	-
역회전 3도	0.81	0.42	0.00	0.11	8.82	38.27
역회전 7도	2.60	-0.71	0.12	0.63	45.92	56.15
역회전13도	6.32	-0.75	0.90	1.15	36.77	44.30

표.6.3.21 유성기어 변속기의 입력속도 640rpm이고 기어일 때 부하토크 12Nm

사판각도	유압변속기 입력동력(hp)	유성기어 입력동력(hp)	부하동력 (hp)	hst출력 동력(hp)	효율 (%)	유압변속기 효율 (%)
정회전 3도	1.64	0.37	0.28	0.18	22.83	5.48
정회전 7도	2.19	0.39	0.40	0.60	38.63	27.85
정회전13도	3.31	0.36	0.66	1.90	69.87	66.46
역회전 0도	0.82	0.24	0.41	-	-	-
역회전 3도	1.71	-0.01	0.13	0.18	19.04	18.71
역회전 7도	2.82	-0.05	0.01	0.29	11.08	12.41
역회전13도	4.26	-0.11	0.15	0.76	22.27	23.94

## 2) 폴리전동의 이론적인 분석

유성기어 변속기만을 이용하여 동력을 전달하기 위해 유압변속기의 입력속도를 2800rpm으로 고정하고 유성기어의 입력속도를 6", 8" 폴리를 이용하여 유성기어 변속기의 입력속도를 변화하고 유압변속기의 사판을 이용하여 유압변속기의 출력속도를 변화하여 유성기어 변속기의 ring 기어에 8:6의 감속비를 가지는 폴리를 이용하여 동력을 전달하여 유성기어 변속기의 arm의 속도를 변화하고 동력계에서 외부부하를 단계별로 주었을 때 입출력동력과 효율을 구한 결과는 아래 표와 같다.

부하토크가 커지면 유성기어 입력토크도 따라서 커지는 현상을 볼 수 있다. 이러한 현상은 이론적인 분석에서 부하토크의 1/2을 유성기어가 부담하기 때문이며 부하토크의 증가와 비례하여 유성기어의 입력토크도 증대된다.

그러나 부하토크가 2배가 될 때 유성기어토크가 2배가 되지 않는 이유로 유니트를 구동하기 위한 무부하 토크가 존재하기 때문인 것을 알 수 있다. 기어전동과 비교하여 감속비가 적어서 동력계 부하토크 중 유압변속기가 부담해야 하는 토크가 커져서 유압변속기 입력동력이 커진 것을 알 수 있다. 효율은 기어전동과 비슷한 경향을 보였으며 전체적으로 효율이 증대되었다. 이러한 현상은 무부하 동력을 유압변속기에서 출력으로 간주했기 때문이다.

효율은 살펴보면 기어 전동일 때와 비슷한 경향을 보였다.

표.6.3.22 유성기어 변속기의 입력속도 845rpm이고 풀리일 때 부하토크 12Nm

사판각도	유압변속기 입력동력(hp)	유성기어 입력동력(hp)	부하동력 (hp)	hst출력 동력(hp)	효율 (%)	유압변속기 효율 (%)
정회전 3도	1.60	0.53	0.42	0.22	30.21	15.78
정회전 7도	2.62	0.48	0.64	0.52	59.35	37.56
정회전13도	4.71	0.48	0.97	1.00	53.37	45.97
역회전 0도	0.37	0.51	0.19	-0.11	8.64	-
역회전 3도	1.49	-0.35	0.02	0.72	10.53	30.63
역회전 7도	1.87	-0.38	0.21	1.14	27.11	31.70
역회전13도	3.66	-0.40	0.54	1.78	20.57	45.30

표.6.3.23 유성기어 변속기의 입력속도 845rpm이고 풀리일 때 부하토크 24Nm

사판각도	유압변속기 입력동력(hp)	유성기어 입력동력(hp)	부하동력 (hp)	hst출력 동력(hp)	효율 (%)	유압변속기 효율 (%)
정회전 3도	1.91	0.78	0.89	0.08	36.07	17.85
정회전 7도	3.06	0.77	1.27	0.20	66.32	52.10
정회전13도	5.37	0.62	2.10	0.03	71.95	61.64
역회전 0도	0.23	0.67	0.33	0.15	53.20	-
역회전 3도	1.62	-0.64	0.07	1.68	12.39	34.58
역회전 7도	2.73	-0.67	0.42	2.28	41.76	51.91
역회전13도	4.98	-0.68	1.14	3.71	49.65	51.53

표.6.3.24 유성기어 변속기의 입력속도 845rpm이고 폴리일 때 부하토크 36Nm

사판각도	유압변속기 입력동력(hp)	유성기어 입력동력(hp)	부하동력 (hp)	hst출력 동력(hp)	효율 (%)	유압변속기 효율 (%)
정회전 3도	2.34	0.93	1.15	-0.02	34.74	28.00
정회전 7도	3.85	0.94	1.90	-0.08	66.39	51.15
정회전13도	6.90	0.83	2.98	-0.52	78.91	65.27
역회전 0도	0.84	0.91	0.42	0.53	54.43	-
역회전 3도	2.00	-0.74	0.00	2.08	8.39	40.70
역회전 7도	3.45	-0.90	0.38	2.74	36.09	55.84
역회전13도	6.22	-0.93	1.44	4.78	51.05	64.56

유성기어 변속기의 입력속도 640rpm인 경우도 입력속도가 845rpm인 경우와 비슷한 경향을 보였다.

표.6.3.25 유성기어 변속기의 입력속도 640rpm이고 폴리일 때 부하토크 12Nm

사판각도	유압변속기 입력동력(hp)	유성기어 입력동력(hp)	부하동력 (hp)	hst출력 동력(hp)	효율 (%)	유압변속기 효율 (%)
정회전 3도	2.40	0.3	0.44	0.43	54.07	45.38
정회전 7도	3.40	0.29	0.66	0.54	66.67	58.43
정회전13도	5.64	0.28	1.03	0.89	64.36	58.19
역회전 0도	0.97	0.29	0.14	-0.09	3.78	-
역회전 3도	1.88	-0.27	0.13	0.68	29.30	39.34
역회전 7도	2.73	-0.28	0.24	0.73	50.50	52.66
역회전13도	4.21	-0.30	0.62	1.90	50.33	41.33

표.6.3.26 유성기어 변속기의 입력속도 640rpm이고 풀리일 때 부하토크 24Nm

사판각도	유압변속기 입력동력(hp)	유성기어 입력동력(hp)	부하동력 (hp)	hst출력 동력(hp)	효율 (%)	유압변속기 효율 (%)
정회전13도	2.47	0.50	0.82	0.06	30.64	28.76
정회전 7도	3.59	0.45	1.27	0.06	69.80	53.49
정회전 3도	5.96	0.45	2.03	0.13	72.23	63.08
정회전 0도	1.13	0.47	0.25	0.11	22.58	-
역회전 3도	2.02	-0.43	0.11	1.22	25.31	40.70
역회전 7도	3.09	-0.44	0.50	1.89	43.34	56.83
역회전13도	5.17	-0.47	1.26	3.41	57.09	58.76

표.6.3.27 유성기어 변속기의 입력속도 640rpm이고 풀리일 때 부하토크 36Nm

사판각도	유압변속기 입력동력(hp)	유성기어 입력동력(hp)	부하동력 (hp)	hst출력 동력(hp)	효율 (%)	유압변속기 효율 (%)
정회전 3도	2.93	0.71	1.10	-0.04	32.97	29.40
정회전 7도	4.40	0.64	1.74	-0.22	65.28	54.33
정회전13도	7.20	0.63	2.92	-0.27	81.48	66.13
역회전 0도	0.58	0.68	0.27	0.44	56.29	-
역회전 3도	2.20	-0.58	0.07	1.61	13.31	42.06
역회전 7도	3.31	-0.61	0.59	2.59	39.03	54.89
역회전13도	5.78	-0.63	1.00	4.93	46.96	62.46



#### 4. 시작기를 이용한 기계유압식 동력전달장치의 주행능력 실험

가. 재료 및 방법

##### 1) 실험 장치 구성

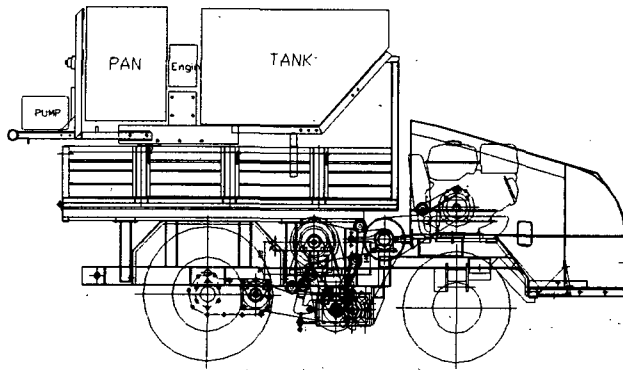


Fig.6.3.6 기계유압식 장치의 시작기 구성도

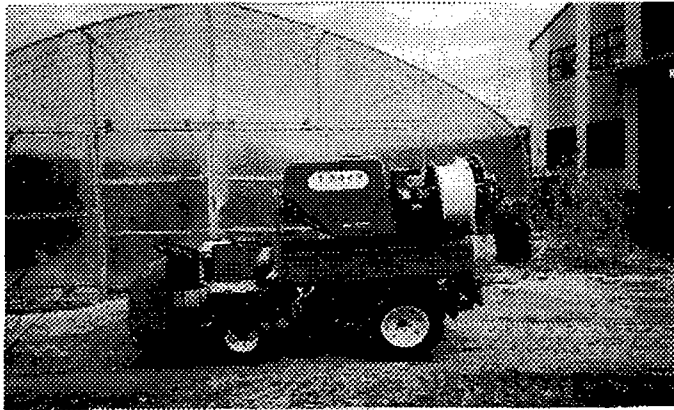


Fig.6.3.7 기계유압식 장치의 시작기

기계유압식 동력전달장치의 주행능력을 측정하기 위하여 Fig.6.3.5와 같이 유압 변속기와 유성기어 변속기를 장착한 시작기를 제작하였다.

우선, 9마력의 동력과 최고 3600rpm 가지는 엔진(Honda, GX270, 9.0)을 장착하

고 엔진에서 초오크 밸브를 조정하여 유압변속기의 입력속도가 2800rpm이 되도록 하였다. 다음 엔진에서 나온 엔진 회전수를 6"폴리에서 8"폴리로 감속하고 다시 7"로 증속하여 유압변속기 입력축에 전달되도록 하였고 유성기어 입력속도는 엔진에서 6"폴리에서 8"폴리로 감속하고 다시 4"폴리에서 8"폴리로 감속하여 유성기어 변속기의 입력축에 900rpm이 입력되도록 하였다. 일반 주행시에는 유압변속기만을 이용하여 주행하고 높은 토크를 요구하는 작업조건에서는 유성기어 변속기만을 이용하여 주행하기 위해 유압변속기와 유성기어 변속기의 출력축에 전자클러치를 장착하고 유압변속기만을 이용하여 주행할 때는 유압변속기 출력축 전자클러치를 연결하고 유성기어 변속기의 출력축의 전자클러치는 분리하여 동력이 유압변속기 출력축으로만 전달되도록 하였다. 유성기어 변속기만을 이용하여 주행할 때는 앞의 방법과 반대로 전자클러치를 연결하였다. 시작기의 주행속도는 유압변속기의 사판각을 조정하여 출력속도를 변화시켰다. 유압변속기의 출력축의 전자클러치 외형에는 7"폴리가 있고 이 폴리를 유성기어 변속기의 ring 기어의 9"폴리와 연결하여 유성기어 변속기의 arm 속도를 유압변속기의 사판을 조정하여 출력속도를 변화할수 있도록 하였다. 유압변속기와 유성기어 변속기를 통해 나온 동력은 1:1의 폴리비를 가지는 폴리를 이용하여 차동장치에 전달된다. 차동장치의 감속비는 25:1이고 차동장치에서 감속된 동력은 차륜으로 전달된다. 시작기의 동력전달체계는 앞에서 설명한 기계유압식 동력전달장치와 같다.

유압변속기의 사판각을 측정하기 위해 유압변속기의 사판레바에 각도기를 설치하여 사판각도를 알 수 있도록 하였다. 기계유압식 동력장치를 이용하는 시작기의 주행능력을 측정하기 위하여 경사도가 0~15도 까지 5도 간격으로 조정이 되는 경사프레임을 제작하였다.

## 2) 실험 방법

기계유압식 동력전달장치를 장착한 시작기의 평지와 경사지에서의 주행능력을 측정하기 위한 실험은 표6.3.28과 같이 하였다.

유압변속기의 입력속도는 엔진에서 초오크밸브와 유압변속기까지의 폴리비를 이용하여 2800rpm이 입력되도록 하였고 유성기어의 입력속도도 같은 방법을 이용하여 900rpm이 입력되도록 하였다. 다음 유성기어 변속기의 출력축 전자클러치를 연결하고 유압변속기 출력축의 전자클러치를 분리하여 유성기어 변속기를 이용하여 주행이 되도록 하였으며 유압변속기의 사판각을 0, 7, 13도가 되도록 하여 유성기어 변속기의 arm 속도를 변화하여 주행속도를 결정하였다. 시작기의 주행능력을 측정하기 위해 경사도를 0, 5, 10, 15도로 5도씩 변화하여 각 경우의

유압변속기의 입력속도, 유성기어 변속기의 입력속도 및 시작기의 바퀴속도를 측정하였다. 시작기의 바퀴속도는 차동장치에서 25:1로 감속이 된 후의 속도를 측정하는 것으로 역으로 유성기어 변속기의 출력속도를 구하였다.

시작기의 주행능력 실험을 통하여 측정된 유압변속기 입력속도와 유성기어 변속기의 입력속도 및 유성기어 변속기의 출력속도를 동력계를 이용하여 외부저항을 주었을 때 유압변속기의 출력축과 유성기어 변속기의 ring 기어가 폴리프로 연결되고 유성기어 변속기의 입력폴리가 6"로 유성기어 변속기의 입력속도가 845rpm인 경우에서 동력계를 이용하여 외부저항을 12, 24, 36Nm로 주었을 때의 입출력동력 및 효율과 비교하여 시작기의 주행능력을 평가하였다.

표.6.3.28 주행능력 실험 방법

유압변속기 입력속도	2800 rpm
유성기어 입력속도	900 rpm
유압변속기 사판각도	0, 7, 13 도
경사도	0, 5, 10, 15 도

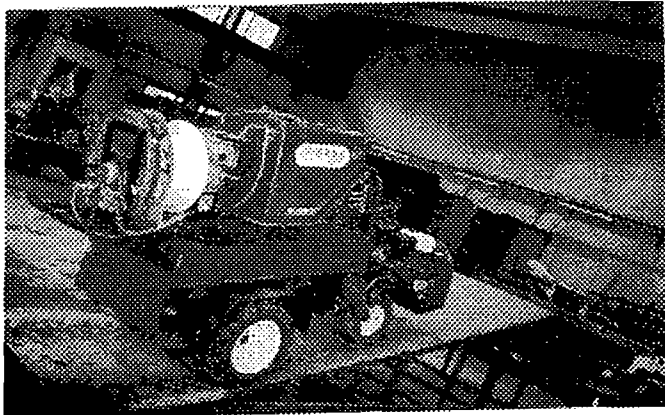


Fig.6.3.8 경사지 실험

#### 나 . 실험 결과

실험 결과 사판각의 측정에 문제가 있어 사판과 출력속도에 의한 이론적인 분

석이 불가능하였다. 특히 출력속도는 유성기어의 arm의 속도로 구동륜의 회전속도와 비례한다. 경사도에 따라 구동륜의 회전속도는 현격히 저하되어 처음 5도 경사에서는 평지에 비해 주행속도가 40.6% 저하되었으며 10도 경사에서는 57.2%, 15도 경사에서는 67.0% 정도의 주행속도가 감소되었다. 특히 경 15도에서는 유압변속기만으로는 등판이 불가능하여 유압변속기 성능을 확인할 수 있었다.

표.6.3.29 평지에서의 기계유압식 동력전달장치의 주행능력

사판각도 (도)	hst입력속도 (rpm)	유성기어입력속도 (rpm)	arm속도 (rpm)	ring기어속도 (rpm)	hst출력속도 (rpm)
0	2806	899.8	245.8	540.10	720.13
7	2703	871.8	493.3	663.63	884.84
13	2612	862.7	826.7	842.9	1123.87

표.6.3.30 경사지 5도에서의 기계유압식 동력전달장치의 주행능력

사판각도 (도)	hst입력속도 (rpm)	유성기어입력속도 (rpm)	arm속도 (rpm)	ring기어속도 (rpm)	hst출력속도 (rpm)
0	2787	885.5	304.2	565.79	754.39
7	2722	861.9	396.7	606.04	808.05
13	2664	857.5	491.7	656.31	857.08

표.6.3.31 경사지 10도에서의 기계유압식 동력전달장치의 주행능력

사판각도 (도)	hst입력속도 (rpm)	유성기어입력속도 (rpm)	arm속도 (rpm)	ring기어속도 (rpm)	hst출력속도 (rpm)
0	2775	895	225	526.5	702.01
7	2724	879.7	287.5	554.00	738.67
13	2716	878	353.8	589.69	786.25

표.6.3.32 경사지 15도에서의 기계유압식 동력전달장치의 주행능력

사판각도 (도)	hst입력속도 (rpm)	유성기어입력속도 (rpm)	arm속도 (rpm)	ring기어속도 (rpm)	hst출력속도 (rpm)
0	2767	876.5	148.3	475.99	634.65
7	2752	868.5	260.8	534.27	712.36
13	2778	878.6	272.5	545.25	727.00

## 제 7 장

# 과수의 크기 및 형상에 따른 약액살포제어

여 백

# 제 7 장 과수의 크기 및 형상에 따른 약액 살포 제어

## 제 1 절 서 론

근래에 들어 환경 문제가 중요한 사회적 이슈로 대두되고 있고 또한 농산물에 농약 잔류 허용 기준치가 강화되는 등 농약 사용으로 인해 야기될 수 있는 환경 오염 방지와 국민건강 유해 요인 제거 등의 논의가 활발히 전개되고 있는 실정이다. 이것은 농업 생산성을 높이고 고품질의 농산물을 생산하기 위해서는 필수적으로 농약을 사용해야 하는 농산업에는 상당히 불리한 요인으로서 영향을 미치게 된다. 이러한 두 가지의 상충된 요구 조건을 만족하기 위해서는 꼭 필요한 곳에 필요한 양만의 농약을 사용하는 정밀농업(site-specific description farming 또는 precision farming)의 형태로 농산업이 전환되어야 한다.

특히 과실류의 경우는 국민소득의 증가에 따른 수요증가로 인하여 재배 면적과 생산량이 증가하고 있는데, 97년도에는 사과와 배의 경우 651,000 M/T, 배의 경우는 260,200 M/T을 생산하였으며 재배면적은 각각 39,995ha 및 21,983 ha에 달했으며 이것은 계속 증가할 것으로 예측되며, 따라서 과수 재배시 사용하는 농약의 사용도 증가하게 될 것이다. 관행적으로 일반 포장이나 과수원에서의 방제 작업은 방제 대상물의 특성에 관계없이 단위면적 당 일정량의 농약을 살포하는 방식으로 수행되어져 왔는데 이러한 방식은 필연적으로 농약의 과다사용으로 인하여 주변 환경에 심각한 오염을 초래하게 되고, 과실에 잔류 농약 증가 뿐 아니라 방제작업자의 건강에도 치명적인 영향을 미치게 된다. 또한 과수원의 방제 작업은 과수 사이를 주행하며 양쪽 옆에 있는 과수에 대하여 약액을 살포하게 되는데, 작업자가 한 줄을 모두 뿌린 후 선회시 약액 살포 노즐의 밸브를 닫고 선회한 후 새로운 줄에 진입하여 다시 약액을 살포하기 위하여 밸브를 열어야 하므로 방제기의 노즐 부분의 현재 위치를 파악하기 위하여 수시로 후방을 주시하며 운전 조작을 해야 하므로 충돌 위험성 및 작업 능률의 저하로 생산성이 떨어지는 것을 피할 수 없다.

정밀 농업을 지향하고 있는 현대의 농업에서는 센서 기술을 이용하여 방제 대상물의 특성 및 위치를 정확하게 감지하여 꼭 필요한 양만의 농약을 살포하는 것이 가능해졌으며 동시에 작업자의 안전성 확보를 위한 자동화 시스템의 개발

도 가능하다고 할 수 있다. 이미 외국에서는 과수의 형태 특성을 감지하여 적절한 방제를 함으로써 약 50%의 농약절감 효과를 얻을 수 있다고 보고된 바 있다 (Giles 등,1988).

따라서, 본 연구에서는 과수원 방제기(Speed sprayer)의 약액 살포를 자동제어하기 위해서 초음파 센서를 이용하여 방제 대상인 과수까지의 거리를 측정함으로써 과수의 크기를 측정하여, 과수의 크기 및 형상에 따라 적절한 약액 살포가 이루어 질 수 있도록 약액 살포 노즐의 on/off를 제어하는 시스템을 개발하는 것을 목표로 하였다. 구체적인 목적으로는, 1) 현재 재배 중인 과수의 크기 및 형태 특성을 조사하고, 2) 현재 시판 중인 스피드 스프레이어의 약액 살포 특성을 분석하고, 3) 주행 중 일정한 거리마다 과수의 크기를 측정할 수 있는 초음파 거리 측정 장치와 노즐 작동 제어 장치를 개발하고, 4) 주어진 스피드 스프레이어에서 최적의 약액 살포 성능을 낼 수 있는 제어 알고리즘을 개발하여, 5) 과수포장에서 그 성능을 평가하는 것이다.

## 제 2 절 과수의 특성

### 1. 과수의 형태 분석

과수 크기 및 형상에 따라 약액 살포를 제어하기 위해서는 대상과수에 대한 구조적 특성을 알 필요가 있다. 즉, 지역 또는 품종 및 재배 방식의 차이에 따라 과수의 크기 및 형태는 다양할 수 있으므로 적절한 제어 효과를 얻기 위하여 과수에 대한 특성 분석을 하여 과수를 모델링 한 후 간단화하여 최적의 제어 알고리즘을 개발하여야 한다. 따라서, 본 연구에서는 대상과수인 사과, 복숭아, 배 등에 대하여 강원도 춘천시 근교의 대단위 과수 농가에서 실제 과수의 형상과 평균 높이, 폭 및 체적을 측정하여 모델화 작업을 시도하였다.

배는 많은 경우에 하우스의 골격을 이용하여 나무가지 등을 지지할 수 있도록 하여 마치 하우스 재배 방식을 채택하는 경향이 있었으며 사과의 경우도 형태 및 크기가 매우 다양하여 여러 개의 과수를 선정하여 외관을 측정 및 분석한 결과 대체적으로 3가지의 형식으로 나누어 그림 7.2.1에 보는 바와 같이 과수의 전체 형상을 모형화 하였다. 과수의 전체 형상은 그림 7.2.1(a) 와 같으나 실제로 과수 상부에는 살포 대상 과일 및 잎의 밀도가 낮아 방제 대상 높이를 조정 할



필요가 있었으며 본 연구에서는 그림 7.2.1(b) 와 같이 상부를 제외한 형상을 유효 방제의 과수형상으로 정의하였다.

전체 과수 형상과 유효방제 과수형상의 체적, 높이 및 폭을 표7.2.1에 나타내어 약액 살포시 과수의 체적에 따라 약액 살포량을 조정하기 위한 기준으로 사용할 수 있도록 하였으며, 또한 과수의 크기를 측정하기 위하여 특정 높이에서 과수 나무가지의 길이를 측정하게 되는데 이때 센서가 위치할 측정 위치 등을 결정하는 기준으로 사용할 수 있도록 하였다. 또한 실험실에서 과수체적에 따른 정확한 측정 및 이에 따른 약액 살포 제어를 하기 위한 기초 실험을 위하여 인공 과수를 제작하는데 자료로 사용될 수 있도록 하였다.

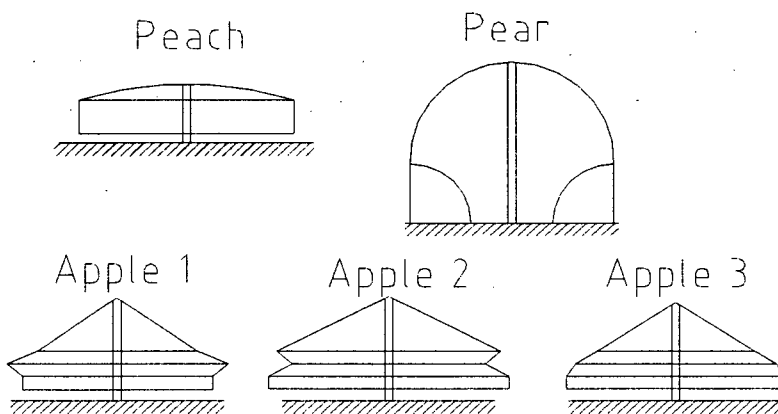
Table 7.2.1 Volume, height and width of orchard tree

(a) Overall shape of tree

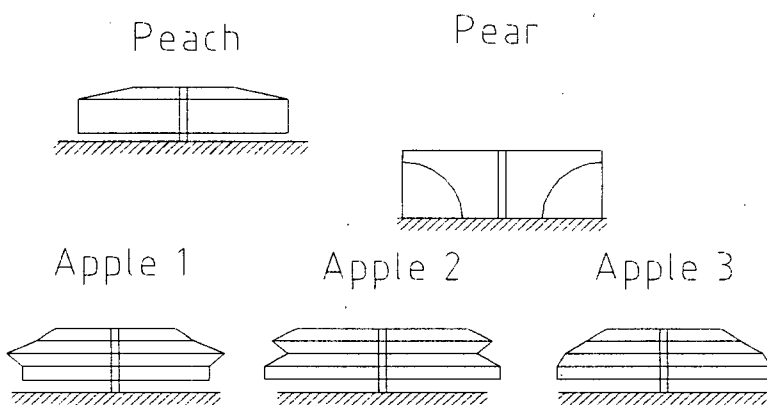
	Peach	Apple			Pear
		1	2	3	
Avg. Volume(m <sup>3</sup> )	83.19	21.74	30.71	22.28	64.18
Avg. Height(m)	2.05	4.00	4.16	3.91	4.06
Avg. Width(m)	8.20	3.52	4.21	3.79	5.80

(b) Tree shape for the effective chemical application

	Peach	Apple			Pear
		1	2	3	
Avg. Volume(m <sup>3</sup> )	56.67	19.48	26.39	20.46	46.73
Avg. Height(m)	1.15	2.50	2.50	2.50	2.91
Avg. Width(m)	8.20	3.38	4.05	3.45	5.39



(a) Shape of tree(overall)



(b) Shape of tree(effective chemical application)

Fig. 7.2.1 Model for orchard tree.

## 제 3 절 스피드 스프레이어의 특성

### 1. 일반 제원

본 연구에 사용된 스피드 스프레이어는 참여기업인 한서정공에서 생산(HSS 300WG)하는 모델로 300ℓ 급의 약액탱크 용량을 갖고 있다. 탑재된 엔진(BRIGGS & STRATTON, USA)은 정격출력 18마력, 회전수 3000rpm, 배기량 570cc 급으로 주행부 구동 뿐 아니라 약액 살포부의 축류팬과 분무 펌프까지 구동할 수 있도록 되어 있다. 트랜스미션은 전진 2단, 후진1단, 부 변속 2단으로 구성되어 있어 총 전진 4단, 후진 2단으로 작업 및 주행이 가능하며 약액 살포부의 축류팬과 분무펌프는 전자클러치에 의해 동력이 전달되거나 차단되도록 구성되어 있다.

주행장치는 차륜 형식으로 전륜에는 19x7.50-8 6PR, 후륜에는23x10.00-12 6PR의 타이어가 장착되어 있다.

### 2. 분무 장치

#### 가. 분무기

본 스피드 스프레이어에 사용된 동력 분무기(WPS-50A, 원대기계공업사)는 상용으로 사용하는 조건인 회전수 750rpm, 압력 25kgf/cm<sup>2</sup>에서 소요동력은 36마력이며 분당 토출량은 42ℓ/min 이고, 최대로 사용할 시에는 회전수 750rpm, 압력 35kgf/cm<sup>2</sup>에서 소요동력은 46마력이다.

노즐은 원판 디스크형으로 노즐구멍이 뚫린 원판과 코어 및 나사식의 덮개로 구성되어있다. 노즐의 구경은 1.0mm와 1.2mm의 두 가지로 서로 반대 방향으로 설치되어 있어 살포 요구량에 따라 작업자가 노즐구경을 원터치 방식으로 선택하여 사용할 수 있도록 되어 있으며, 노즐은 좌측에 5개, 중앙 상부에 4개, 우측에 5개로 나뉘어 3개의 분기관(manifold)을 통해 약액이 공급되도록 되어있다. 노즐의 설치각도는 하나의 노즐에서 분사되는 약액의 패턴을 조사한 후 각 노즐로부터의 약액 분사 형태를 시뮬레이션 한 후 분사 패턴이 가장 잘 오버랩 될 수 있도록 구성하였다. 그림 7.3.1에서 보는 바와 같이 노즐을 좌, 우 7개로 나누어

하부의 3개 노즐은 수평에서  $25^\circ$ , 중,상부의 노즐은 수평면과  $30^\circ$  를 유지하도록 하였다.

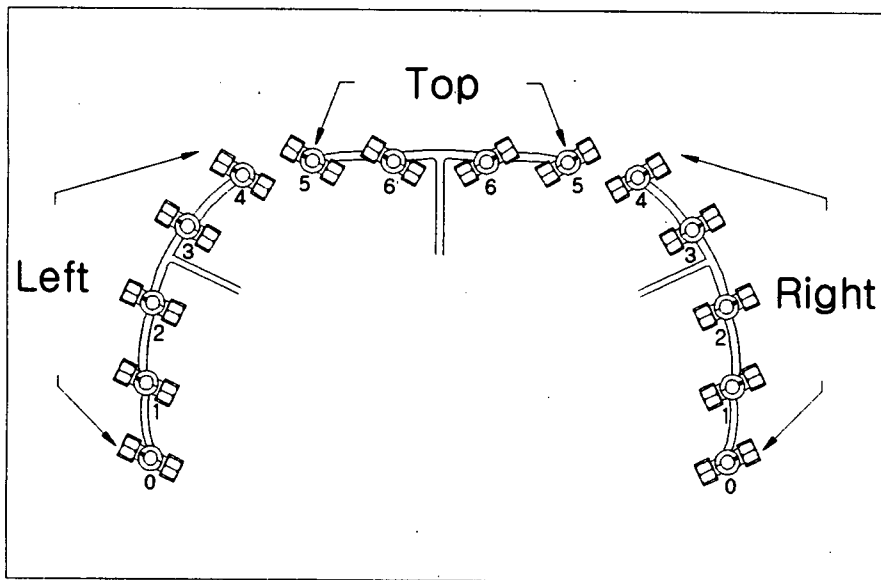


Fig. 7.3.1 Nozzle arrangement and spray pattern.

## 나. 분무 특성

분무특성을 조사하기 위하여 동력분무기의 작동 압력과 펌프 회전속도를 변화시키며 노즐 1.0, 1.2mm에 대해 분사량 및 환원량을 측정하였다. 설정한 압력은 압력 조절 밸브에 의해서 조절할 수 있는데 노즐 전체를 폐쇄하였을 때를 기준으로  $25 \text{ kgf/cm}^2$ ,  $10 \text{ kgf/cm}^2$ 으로 하였고 펌프의 회전속도는 448rpm과 670rpm의 두 수준으로 하였으며, 분사가 정상상태에 도달되었다고 판단되었을 때 일정 시간 동안의 분무량을 1000ml의 메스실린더로 측정하여 단위 분당  $\ell$ 로써 표 7.3.1 - 7.3.4에 나타내었다.

두 종류의 노즐 직경이 분무량 및 관내 압력에 미치는 영향을 분석하기 위하여 펌프 속도를 448 rpm, 작동압력을  $25 \text{ kgf/cm}^2$ 으로 고정하고 분무량 시험을 수행하였다. 표 7.3.1 과 표 7.3.2에서 보는 바와 같이 상대적으로 작동 압력이 높고 펌프 속도가 저속인 경우에 노즐 전체를 개방하였을 때 노즐 직경이 1.0mm인 경우 각 노즐의 평균 분사량이 1.59  $\ell/\text{min}$ , 표준편차는 0.0416이며 직경이 1.2mm인 경우에는 1.93  $\ell/\text{min}$ , 표준편차는 0.1384으로 나타났다.

작동 압력은 모든 노즐이 폐쇄된 경우  $25 \text{ kgf/cm}^2$  에서 모든 노즐을 한꺼번에 열었을 경우 1.0mm 노즐의 경우에는 약 40%, 1.2mm 노즐의 경우에는 약 56% 정도의 압력이 저하되었다. 주어진 노즐 직경에서는 작동압력의 증가에 따라 개별 노즐의 분사량도 약간은 증가하는 경향을 보였다.

Table 7.3.1 Amount of liquid from each nozzle on operating conditions;  
(25 kg/cm<sup>2</sup> , 448 rpm, 1.0mm)

Nozzles	Nozzle I.D. numbers								Total spray output	Total Return	Avg. Pressure (kg/cm <sup>2</sup> )
	L	0	1	2	3	4	5	6			
	R	0	1	2	3	4	5	6			
All_on	1.59	1.56	1.51	1.54	1.63	1.53	1.65	22.23	4.15	15	
	1.62	1.60	1.58	1.57	1.60	1.59	1.64				
Left-Top	1.73	1.68	1.66	1.71	1.75	1.74	1.82	15.62	10.86	19	
	-	-	-	-	-	1.77	1.77				
Top-Right	-	-	-	-	-	1.75	1.88	16.16	11.22	19	
	1.84	1.80	1.75	1.77	1.74	1.78	1.80				
Left-Right	1.72	1.70	1.68	1.80	1.75	-	-	17.43	9.52	17	
	1.77	1.73	1.74	1.76	1.78	-	-				
Left only	1.79	1.72	1.71	1.80	1.78	-	-	8.79	17.52	22	
	-	-	-	-	-	-	-				
Right only	-	-	-	-	-	-	-	9.22	17.48	21	
	1.90	1.87	1.81	1.83	1.81	-	-				
Top only	-	-	-	-	-	1.78	1.89	7.32	18.52	22	
	-	-	-	-	-	1.84	1.82				

\* "-" Not-operating nozzle

Table 7.3.2 Amount of liquid from each nozzle on operating conditions;  
 ( 25 kg/ cm<sup>2</sup> , 448 rpm, 1.2mm)

Nozzles	Nozzle numbers								Total spray output	Total Return	Avg. Pressure (kg/cm <sup>2</sup> )
	L	0	1	2	3	4	5	6			
	R	0	1	2	3	4	5	6			
All_on		1.86	2.15	1.84	1.88	2.04	1.80	2.13	26.97	0.50	11
		1.68	1.99	2.08	1.92	1.80	1.84	1.98			
Left-Top		2.08	2.43	2.06	2.08	2.12	2.01	2.38	19.51	6.38	17
		-	-	-	-	-	2.12	2.25			
Top-Right		-	-	-	-	-	2.06	2.49	20.32	6.54	17
		2.09	2.39	2.44	2.35	2.17	2.12	2.22			
Left-Right		2.07	2.41	2.07	2.05	2.10	-	-	21.66	4.66	16
		2.05	2.35	2.28	2.17	2.12	-	-			
Left only		2.27	2.64	2.20	2.20	2.42	-	-	11.73	15.02	19
		-	-	-	-	-	-	-			
Right only		-	-	-	-	-	-	-	11.86	14.52	19
		2.18	2.54	2.43	2.36	2.35	-	-			
Top only		-	-	-	-	-	2.30	2.29	9.29	17.04	20
		-	-	-	-	-	2.15	2.55			

\* "-" Not-operating nozzle

작동 압력이 분무량에 미치는 영향을 분석하기 위하여 펌프 속도를 670 rpm, 노즐 직경을 1.2mm 로 고정하고 분무량 시험을 수행하였다. 표 7.3.3과 표 7.3.4 에서 보는 바와 같이 작동압력을 증가시키면 각 노즐의 평균 분무량이 65%이상 증가하는 것으로 나타났다.

노즐 전체를 개방하였을 때 압력이 10kg/cm<sup>2</sup>인 경우 각 노즐의 평균 분사량이 1.33 l/min, 표준편차는 0.1387이며 압력이 25kg/cm<sup>2</sup>인 경우에는 2.22 l/min, 표준편차는 0.1716으로 나타났다.

Table 7.3.3 Amount of liquid from each nozzle on operating conditions:  
( 25 kg/cm<sup>2</sup> , 670 rpm, 1.2mm)

Nozzles	Nozzle numbers								Total spray output	Total Return	Avg. Pressure (kg/cm <sup>2</sup> )
	L	0	1	2	3	4	5	6			
	R	0	1	2	3	4	5	6			
All_on		2.10	2.43	2.07	2.09	2.42	2.02	2.43	31.07	6.02	17.5
		1.98	2.36	2.47	2.26	2.18	2.10	2.16			
Left-Top		2.25	2.58	2.22	2.18	2.59	2.31	2.51	21.11	15.60	20
		-	-	-	-	-	2.17	2.30			
Top-Right		-	-	-	-	-	2.23	2.57	21.11	15.88	20
		1.98	2.36	2.47	2.53	2.39	2.23	2.34			
Left-Right		2.28	2.59	2.18	2.17	2.61	-	-	23.87	13.62	20
		2.15	2.55	2.43	2.53	2.38	-	-			
Left only		2.37	2.70	2.34	2.34	2.73	-	-	12.48	24.38	24
		-	-	-	-	-	-	-			
Right only		-	-	-	-	-	-	-	12.72	24.32	24
		2.29	2.74	2.62	2.53	2.54	-	-			
Top only		-	-	-	-	-	2.39	2.71	9.98	*	24
		-	-	-	-	-	2.40	2.48			

\* "-" Not-operating nozzle



Table 7.3.4 Amount of liquid from each nozzle on operating conditions;  
(10 kg<sub>t</sub>/ cm<sup>2</sup> , 670 rpm, 1.2 mm)

Nozzles	Nozzle numbers								Total spray output	Total Return	Avg. Pressure (kg <sub>t</sub> /cm <sup>2</sup> )
	L	0	1	2	3	4	5	6			
	R	0	1	2	3	4	5	6			
All_on	1.19	1.48	1.22	1.26	1.38	1.32	1.32	18.57	24.70	4	
	1.56	1.39	1.28	1.51	1.02	1.30	1.34				
Left-Top	1.40	1.58	1.32	1.31	1.45	1.40	1.41	12.95	29.58	5.5	
	-	-	-	-	-	1.66	1.42				
Top-Right	-	-	-	-	-	1.45	1.47	13.08	29.34	5.5	
	1.68	1.5	1.36	1.41	1.12	1.68	1.48				
Left-Right	1.31	1.57	1.32	1.29	1.40	-	-	13.87	28.76	5	
	1.58	1.49	1.31	1.51	1.09	-	-				
Left only	1.50	1.70	1.44	1.42	1.56	-	-	7.62	34.90	7.5	
	-	-	-	-	-	-	-				
Right only	-	-	-	-	-	-	-	7.66	35.44	7.5	
	1.76	1.66	1.45	1.57	1.22	-	-				
Top only	-	-	-	-	-	1.59	1.60	6.61	36.52	8	
	-	-	-	-	-	1.81	1.61				

\* "-" Not-operating nozzle

이와 같은 분무량 자료는 향후 약액 살포 제어 알고리즘을 개발할 때, 기초자료로서 활용되며 가급적 작동 조건을 다양화하여 분무량 조사를 할 경우 보다 유연한 알고리즘의 개발이 가능하다고 판단하였다.

### 3. 송풍 장치

#### 가. 송풍기

송풍기는 축류식 팬으로 되어있는데 날개수는 10개이며 하나의 날개폭은 85 ~ 93mm이고 날개 길이는 175mm이며 날개의 각도는 축 방향으로 51° 이다. 또 안내날개는 10개로 구성되어 있고 날개의 폭은 62 ~ 83mm이고 길이는 181mm이며 각도는 67° 를 이루고 있다.

배출구의 총 면적은  $0.1692\text{m}^2$ 이며 그림 7.3.2는 배출구를 펼쳐 놓은 그림이다.

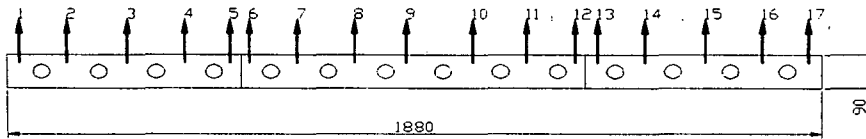


Fig. 7.3.2 Location for measuring air velocity.

송풍속도 및 송풍량 측정은 배출구 입구의 각 노즐 사이에서 측정하였으며 엔진 속도 단계별 팬의 속도는 저속에서는 1500rpm, 중속에서는 1990rpm, 고속에서는 2585rpm이었다.

Table 7.3.5 Air velocity from fan outlet

Fan speed	Low	Medium	High
Average air velocity(m/s)	11.45	14.31	21.04
Air rate( $\text{m}^3/\text{s}$ )	1.937	2.421	3.560

## 나. 송풍 특성

송풍 특성 실험은 외부 기류의 영향을 받지 않는 거대한 실내에서 이뤄졌고 팬의 속도를 3단계로 나누어 특정 위치에서의 풍속을 측정하는 방식으로 수행하였다. 송풍팬 출구로부터 1.5m, 2.5m, 3.5m 지점에 긴 막대를 설치하고 각 막대에 높이를 표시한 후 바로 옆에 풍속계(Hotwire Anemometer)를 스피드 스프레이어의 중심을 향하고 배출면 위에 일정한 방위각(  $22.5^\circ$  )을 갖도록 설치하였다.

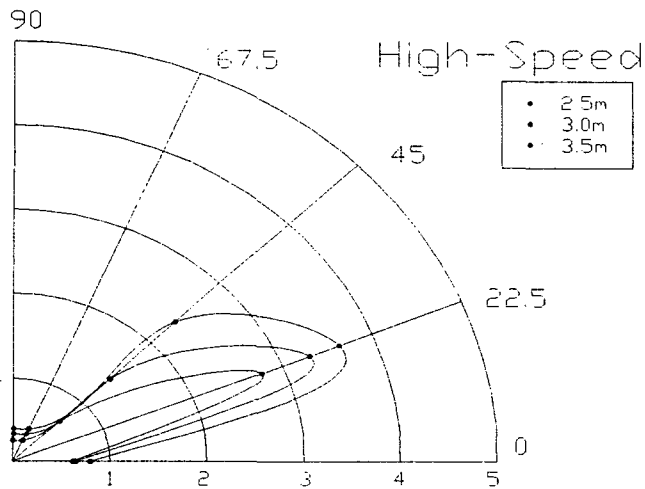


Fig. 7.3.3 Air velocity on different locations(Fan speed - high).

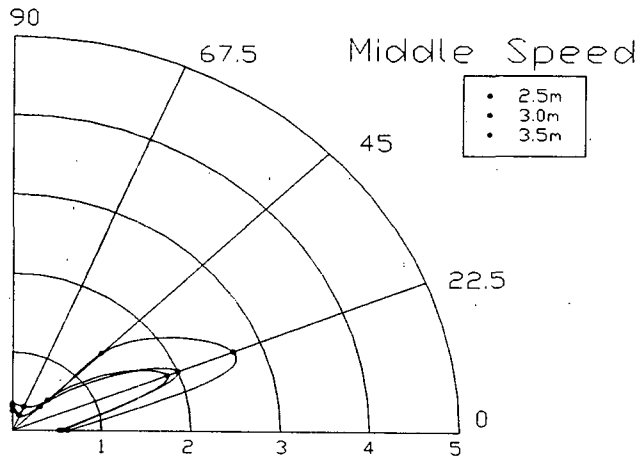


Fig. 7.3.4 Air velocity on different locations(Fan speed - medium).

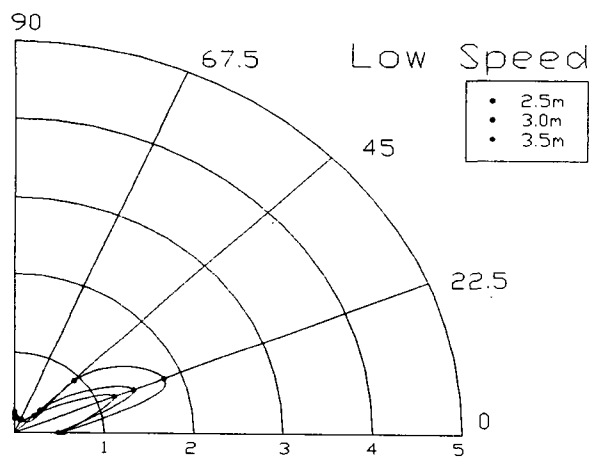


Fig. 7.3.5 Air velocity on different locations(Fan speed - low).

그림 7.3.3, 7.3.4, 7.3.5는 각 조건에서의 실험 결과이다. 측정 위치에 따라 방사 방향으로 풍속을 나타내었다. 송풍팬의 속도에 관계없이 약 20° ~ 45° 사이에서 풍속이 가장 강한 것으로 나타났으며 송풍팬 출구로부터 멀어질수록 또한 송풍팬의 속도가 작을수록 풍속은 작게 측정되었다. 전체적으로 소형 스피드 스프레이어에 비해 풍속이 낮게 측정되었다.

#### 4. 스피드 스프레이어의 개조

##### 가. 분무장치의 구성

스피드 스프레이어에서 약액 살포부의 컴퓨터 제어를 가능하도록 하기 위하여 송풍팬은 제외하고 약액 살포 시스템을 개조하였다. 기존의 약액 살포부는 300ℓ의 약액 탱크로부터 나온 약액은 펌프에 의해 고압으로 된 후 3개의 분무관으로 나뉘어져 각 노즐로 분사되며, 운전석에는 3개의 분무관을 on/off할 수 있는 수동 조작 레버가 설치되어 있다. 펌프를 지난 위치에 압력제어밸브와 압력 게이지가 있어서 스프링을 이용하여 전체 시스템의 작동 압력을 조절할 수 있도록 되어 있다.

분무량을 측정하기 위하여 분무관이 3개로 나뉘어지기 전의 위치에 호스를 절단하고 in-line 유량계를 설치하였다. 3개로 나뉘어진 분무관에 좌, 우 5개씩의 노즐과 중앙 상부에 4개의 노즐이 장착되어 있는데 이들을 솔레노이드 밸브를 이용하여 on/off 할 수 있도록 하였다. 노즐 지지대를 솔레노이드 밸브가 끼워질 수 있도록 뒤로 후퇴시켜 각 노즐에 솔레노이드 밸브를 장착하였다.

##### 나. 유량계의 특성

유량 센서(RR.25, Honsberg, Germany)는 유체의 흐름에 의해 돌아가는 터빈 휠로 구성되어있는데 회전속도는 단위시간당 유체의 체적에 비례한다. 센서 외부의 LED는 센서내부의 휠의 움직임을 나타내어 작동 여부를 알려주는 장점이 있다. 이 센서는 간단히 유량을 측정할 수 있고 매우 다양한 연결 시스템인

모듈구조를 가지고 있으며 연결부분은 회전하는 구멍으로 되어있고 다양한 유체에 대한 다양한 재료가 사용 가능하다. 작동전원은 5 ~ 30V이고 소비 전류는 10mA이며 작동 최고 온도는 60° 이고 최고 작동 압력은 16bar이다.

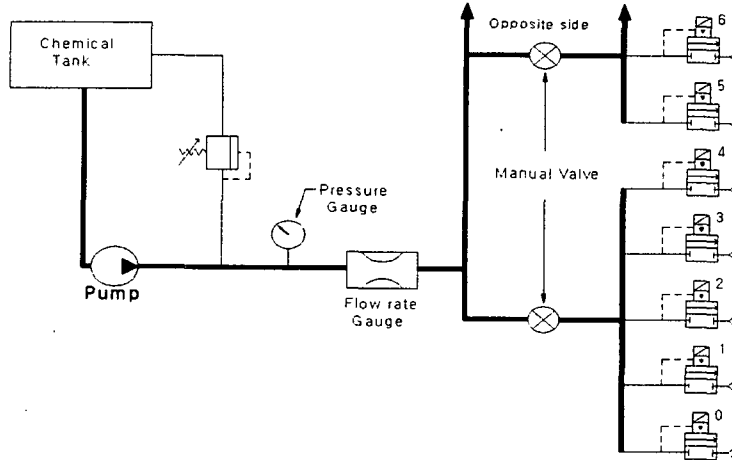


Fig. 7.3.6 Spray system with solenoid valves.

#### 다. 약액살포 제어 장치

##### 1) Solenoid valve의 특성

본 연구에서 사용한 솔레노이드 밸브(PM133IN, Parker, Italy)는 normally closed 방식이고 pilot 에 의해 작동되는 것으로서 오리피스 직경이 13mm, 연결 부위는 3/8"이며 작동압력은 10 kgf/cm<sup>2</sup> 이다. 이 밸브는 D.C. 12V 코일(ZB12 IMQ, parker, Italy)에 의해서 작동하도록 되어 있다.

##### 2) Relay 보드

각 노즐에 장착된 솔레노이드 밸브를 작동시키기 위하여 Relay 보드

(PCLD-785B, Advantech, Taiwan)를 사용하였는데, 이것은 24개의 SPDT Relay로 구성되어 있으며, LED로 relay의 작동 여부를 파악 할 수 있으며 최대 사용 전압은 125V이고 전류는 2A이며 작동시간은 최대 8ms이다. 이 Relay 보드는 리본 케이블을 통하여 PC에 장착된 Digital input/output card(PCL-731, Advantech, Taiwan)에 연결되어 있다. 이 카드의 기본주소는 0x30C로서 왼쪽 편의 노즐 제어용 솔레노이드 밸브는 Port A에 오른쪽 편의 노즐 제어용 솔레노이드 밸브는 Port B에 연결되어 있다. 이것은 control word register인 0x30F 번지에 0x80 이란 제어어를 출력하여 모두 출력포트로 초기화한 후, 각 Port에 적절한 수치를 출력하여 릴레이보드의 7개의 bit에 연결된 솔레노이드 밸브를 독립적으로 작동시킬 수 있도록 하였다. 각 Port의 7개의 bit에 연결된 솔레노이드 밸브는 그림 7.3.6에서와 같으며 제어의 편의성을 위하여 그림 7.3.6에서와 같이 하부 3개 노즐을 Bot, 중부 2개 노즐을 Mid, 상부 2개 노즐을 Top 등의 그룹으로 작동 될 수 있도록 하였다. 본 솔레노이드 밸브는 b 접점을 갖고 있으므로 해당하는 bit에 논리신호 0을 출력하면 솔레노이드 밸브가 열리고 논리신호 1을 출력하면 밸브가 닫히게 된다. 표 7.3.6에 나타난 바와 같이, 각 노즐의 솔레노이드 밸브는 Port의 7개 비트 디지털 신호에 의해 구동되도록 설계되어 있다.

Table 7.3.6 Control words for activating nozzles

Number in bit	Nozzle combination	Remark
1111 1000	Bot nozzle only	0x f8
1110 0111	Mid nozzle only	0x e7
1001 1111	Top nozzle only	0x 9f
1110 0000	Bot-Mid	0x e0
1000 0111	Mid-Top	0x 87
1000 0000	all_on	0x 80
1111 1111	all_off	0x ff

## 제 4 절 과수 크기 및 형상 측정장치

스피드 스프레이어에서 약액 살포를 과수의 형태에 따라 제어하기 위해서는 먼저 과수의 크기 및 형상에 대한 데이터를 연속적으로 정확하게 측정할 수 있는 장치를 개발하여야 한다. 따라서, 본 연구에서는 초음파 센서를 사용하여 과수 열의 중심으로부터 과수까지의 거리를 측정하여 과수의 형태를 측정하는 방식을 채택하였다.

본 연구에서 개발된 과수의 크기 및 형상 측정장치는 6개의 초음파 거리 측정장치, 초음파 센서 구동장치, 주행거리/속도 측정장치, 데이터 입출력 인터페이스 카드와 메모리가 내장된 산업용 컴퓨터로 구성되어 있다.

### 1. 초음파 센서의 특성

과수의 크기 및 형상 측정장치 개발에 사용한 초음파 센서는 미국 Polaroid사의 Electrostatic Transducer와 6500 series 구동모듈로서, 4.5V ~ 6V 전원으로 작동되며, 모든 신호는 TTL과 호환되므로 인터페이스 회로의 구성이 용이하다는 장점이 있다. 구동 모듈은 여러 개의 반사체로부터 순차적으로 초음파 신호를 받을 수 있는 multiple-echo 모드와 가장 가까이에 위치한 반사체로부터의 신호만을 받아 들여 거리를 결정하는 single-echo 모드의 두 가지 모드로 작동되는데, 본 연구에서는 single - echo 모드를 사용하여 거리를 측정할 수 있도록 구성하였으며, 하나의 초음파 변환기를 사용하여 초음파 발신 및 수신작용을 교대로 할 수 있도록 되어 있다.

작동원리는 외부로부터의 Trigger신호가 구동모듈에 입력되면 49.9 Khz 주기를 갖는 16개 펄스의 초음파를 발사하며, 어떤 물체로부터 반사되어 돌아오는 초음파를 수신하여 발사시점과 수신시점간의 시간 차, 즉 초음파가 목표물까지 왕복하는데 걸리는 시간이므로 거리를 구할 수 있게 한다. 초음파가 발사될 때 초음파 변환기는 발신기로서 역할을 하며, 발신이 완료되면 수신기 모드로 변환하게 되어 있다. 그러나, 발사직후의 초기 수신 모드에서는 초음파 변환기가 발사할 때의 진동을 수신된 초음파로 잘못 간주할 수 있기 때문에 초음파 신호 발사후에 최소한 2.38msec 동안은 반사 신호를 수신하지 못하도록 되어 있다. 즉, 이 시간은 초음파가 약 40cm의 거리를 왕복하는데 걸리는 시간이므로 본 거리 측정



장치의 최소 측정거리는 약 40cm로 제한된다. 한편, 구동모듈은 외부로부터의 Trigger신호가 상위 수준(high)에 있는 동안만 수신 모드로 작동하게 되어 있으므로 Trigger로 사용하는 신호의 상위 수준 유지 시간을 조절하면 측정 가능한 최대 거리를 구할 수 있다. 만일 이 시간을 50 msec로 한다면, 이것은 초음파가 약 8.5m를 왕복하는 거리로 최대 측정 거리가 된다.

따라서, 구동모듈은 Trigger 신호를 받으면 초음파를 발사하고, 어떤 목표물에 반사되어 돌아오는 초음파 반사파를 수신하면 Echo 신호를 출력하므로 구동모듈에 Trigger 신호를 보낸 시점과 구동모듈로부터의 Echo 신호가 나오는 시점을 외부의 인터페이스회로에서 측정하면 거리를 구할 수 있게 되어 있다.

## 2. 거리 측정 장치

### 가. 초음파 센서 구동 신호의 생성

본 연구에서의 파수 크기 및 형상 측정장치는 좌우 방향으로 3곳의 높이에 모두 6개의 초음파 센서를 사용하며, 외부에서 Init신호를 발생시켜 두 개를 하나의 조로 하여 3조의 초음파 센서를 순차적으로 작동하게 하였다.

6MHz의 오실레이터로부터 주파수 분주기를 거쳐 6Hz의 펄스를 만든 후 3개의 단안정 multi-vibrator를 직렬로 사용하여 주기가 150msec 이고 50msec동안만 상위 수준을 유지하는 신호(33% duty cycle) 3개를 만들어 50 msec의 위상차를 갖도록 하여 3조의 초음파 센서를 순차적으로 구동하기 위한 Init 신호로 사용하였다. Init 신호가 상위 수준에 있을 때만 초음파 센서가 실제로 구동을 하게 되므로 하나의 초음파 센서는 50ms동안만 작동을 하게 된다. 그림 7.4.1은 본 연구에서 개발한 초음파 구동용 인터페이스 회로도이다.

### 나. 거리 결정 인터페이스 회로의 기본원리 및 특징

Polaroid 사의 초음파 변환기와 구동모듈을 이용하여 목표물까지의 거리를 결정하기 위한 인터페이스 회로도 직접 개발하였다. 본 인터페이스 회로의 특징은 컴퓨터의 부하를 최소화하고 또한 컴퓨터 시스템의 유연성을 확보하기 위하여,

각 초음파 센서의 거리 측정은 컴퓨터와는 독립적으로 구동되도록 거리 측정 시스템을 구성하였다. 각 초음파 센서의 구동모듈로 입력되는 Init신호와 구동모듈로부터 출력되는 Echo신호를 입력받아, Init신호로 Enable되는 8 bit 카운터는 기지의 주파수를 갖는 클럭 펄스로 카운트하고 Echo 신호에 의해 카운트가 정지되면 그때의 카운터 값을 인터페이스 회로의 출력단인 랫치에 띄워 놓아 제어 프로그램이 필요로 할 때 병렬입력장치(8255)를 통하여 컴퓨터에 입력될 수 있도록 하였다. 이 카운터의 값은 해당 초음파 센서로의 Init신호에 따라서 계속 업데이트되므로, 프로그램은 필요시 언제나 가장 최근의 거리 데이터를 참조할 수 있게 된다.

# 파 오 손 면

#### 다. 인터페이스 회로의 설계

앞에서 언급한 초음파 센서 구동 모듈에 입력되는 Init 신호는 동시에 거리 측정 인터페이스 회로도 입력된다. 그림 7.4.2에서 보는 바와 같이 반전된 Echo 신호를 Init 신호와 AND 시키게 되면 상위 수준이 초음파 발신과 수신간의 시간 차이의 크기를 갖는 신호가 얻어지며, 이 신호를 이용하여 4bit 카운터인 4520 칩 두 개를 연속으로 사용하여 8bit로 구성된 카운터를 작동시킬 수 있다. 따라서 카운터는 주어진 시간 동안 기지의 주파수의 클락 펄스를 카운트함으로써 그 시간을 측정할 수 있다. 한편, Init 신호가 상위 수준에서 하위 수준으로 떨어질 때 단안정 multi-vibrator로 매우 짧은 펄스를 만들어 4508 래치에 strobe-high 신호를 주어 카운터 값이 래치로 출력되게 하였고 또 다른 단안정 multi-vibrator를 이용하여 짧은 펄스를 만들어 4520 카운터를 리셋 시켰다. 즉, 카운터 값이 래치로 출력되어 보호된 후 카운터를 리셋 시켜서 다음 주기의 초음파 센서 작동을 준비하게 되므로 새로운 주기에서 다시 측정된 카운터 값이 래치에 전달될 때까지는 현재의 거리 데이터를 유지하게 된다. 4520의 리셋 신호와 4508의 enable 신호의 펄스 폭은 1ms로 4520의 최소 리셋 펄스 폭은 250ns이고 4508의 최소 enable 펄스 폭은 200ns이므로 이들을 작동하기에 충분한 시간이었으며 인터페이스 회로의 출력단의 데이터가 150msec마다 업데이트될 때에 카운터로부터 래치로 데이터 전송일 일어나는 1msec를 제외하고는 항상 안정적인 거리 데이터를 유지하게 된다.

Init 신호와 Echo 신호의 시간차를 측정하기 위하여 카운터에 입력되는 클락 펄스는 5 KHz를 사용하였다. 이것은 8bit 카운터가 읽을 수 있는 최대값 255이므로 끝까지 카운트한다고 해도 이 카운터는 약 51ms 동안 작동하고 리셋되므로, 본 연구에서와 같이 하나의 초음파 센서를 구동하는 시간이 50 msec이므로 Echo 신호가 들어오지 않는 경우에도 4520 카운터는 50ms 동안만 enable 되기 때문에 절대로 카운터가 overflow 되는 경우는 생기지 않도록 하기 위해서였다.

그림 7.4.3은 개발한 거리 측정 인터페이스 회로도이며, 그림 7.4.4는 인터페이스 카드의 외관도로 두 개의 초음파 센서를 구동할 수 있도록 하나의 기판에 제작하였다.

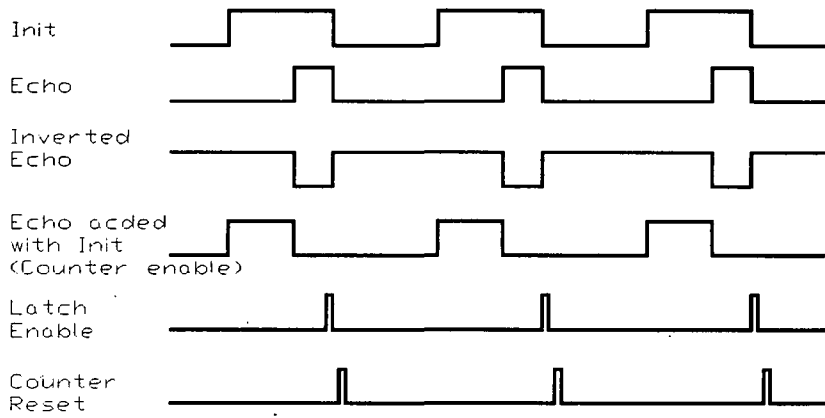


Fig. 7.4.2 Timing diagrams of counter and latch to determine distance to target.



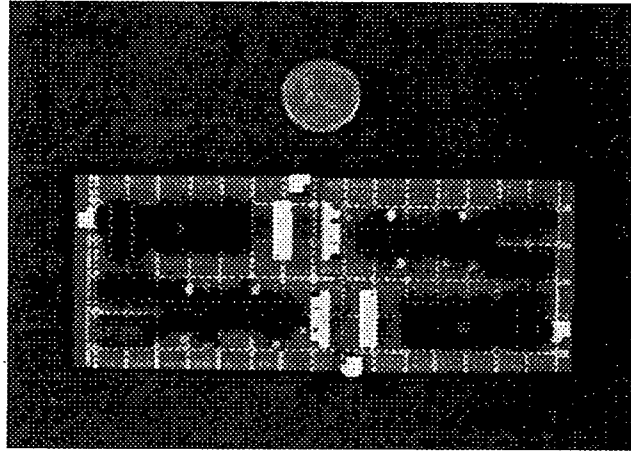


Fig. 7.4.4 Dual interface card unit of ultrasonic ranging system.

### 3. 주행거리/속도 측정 장치

#### 가. 기본원리 및 특징

초음파 거리 측정장치를 사용하여 과수원의 중심선으로부터 과수까지의 거리를 측정하여 과수의 형태를 파악하기 위해서는 스피드 스프레이어의 주행속도에 관계없이 진행 방향에 따라 항상 일정한 거리를 주행할 때마다 과수까지의 거리를 측정해야만 작업속도가 달라지는 경우에도 항상 동일한 과수의 형태를 구할 수 있다. 따라서, 일정한 진행거리마다 초음파 거리 데이터를 얻기 위하여 스피드스프레이어의 주행거리를 측정하는 인터페이스 회로를 개발하였다. 초음파 거리 측정장치에서와 같이 주행거리 측정은 컴퓨터와는 독립적으로 구동 할 수 있도록 하였다. 주행속도는 본 연구에서의 본래 목적인 약액 살포 제어와는 아무 관련이 없으며 다만 연구를 진행하면서 정확한 스피드 스프레이어의 주행속도를 측정하고 또한 시스템의 성능을 분석하기 위한 목적으로 부가적으로 개발하였다.

주행거리 측정장치는 스피드 스프레이어의 후륜에 로타리엔코더(10 pulse/rev, Autonics, KOREA)를 장착하여 후륜 원주의 1/10에 해당하는 거리를 진행할 때

마다 나오는 로타리엔코더의 펄스신호를 2진 카운터에 입력하도록 되어있다. 따라서, 카운터의 값을 읽어 현재의 주행거리를 구할 수 있었다. 주행거리 측정장치의 분해능은 후륜 원주의 1/10에 해당하는 거리이다. 한편, 2진 카운터의 최하위 bit를 거쳐 나온 신호를 입력받아 그 시간차, 즉 로타리엔코더로부터의 출력 펄스간 간격을 기지의 주파수를 갖는 클락 펄스로 카운트하면 후륜 원주의 1/10에 해당하는 거리를 진행하는 시간을 구할 수 있으므로 주행속도를 계산할 수 있다.

초음파 거리측정장치에서와 같은 방법으로 주행속도는 인터페이스 회로의 출력단에 래치되어 있으며, 주행거리 데이터는 2진 카운터에서 계속 누적되므로 8255를 통하여 컴퓨터로 입력될 수 있어서 제어 프로그램은 필요시 언제나 가장 최근의 주행거리 및 속도 데이터를 참조할 수 있다. 본 연구에서는 주행거리를 결정하는 12bit 2진 카운터에서 8bit까지 만을 사용하므로 255까지만 카운트한 후 9번째 bit의 신호가 들어오면 리셋되도록 하였다.

#### 나. 주행속도 인터페이스 회로의 작동원리

후륜에 장착된 로타리엔코더로부터 발생하는 펄스는 12bit 2진 카운터로 입력되어, 최하위 bit에서 출력될 때는 그 주파수가 반으로 줄어, 그림 7.4.5의 작동시간선도에서 보는 바와 같이 반전되어 주행속도 측정 인터페이스 회로로 입력된다. 이 신호를 이용하여 기지의 클락 펄스를 카운트 할 수 있도록 카운터를 작동시킨다. 초음파 거리 측정장치에서와 유사한 방법으로 카운트를 종료하는 신호를 이용하여 래치에 strobe-high 신호를 보냄으로써 카운터 데이터를 출력하고 또한 strobe-high 신호가 상위수준에서 하위수준으로 떨어지는 신호를 이용하여 카운터를 리셋시킨다.



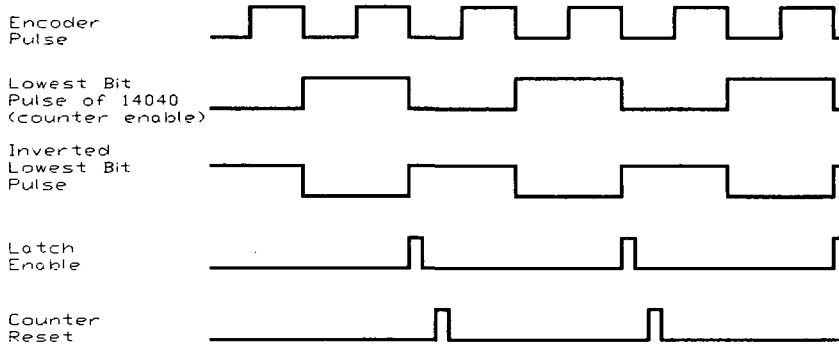


Fig. 7.4.5. Timing diagrams of counter and latch to determine travel speed.

주행속도 측정을 위하여 카운터에 입력되는 클락 펄스는 500Hz이었다. 스피드 스프레이어의 후륜의 원주가 180cm이고 로타리엔코더가 1회전당 10개의 펄스를 출력할 수 있으므로, 스피드 스프레이어의 최소 작업속도가 2 km/h라 했을 때, 로타리엔코더는 초당 3개의 펄스를 12bit 2진 카운터에 보내게 되고 이 카운터의 최하위 bit 출력에서는 초당 1.5개의 펄스를 주행속도를 결정하는 카운터의 enable 신호로 들어가게 되며, enable 시간은 약 330ms로써 주행속도가 2km/h 이상만 된다면, 즉 enable 시간이 550ms이상만 넘지 않으면 500Hz의 클락 펄스로 카운터는 overflow되지 않는다. 로타리엔코더 펄스가 하강할 때 4508의 strobe에 high 신호를 넣어 4520의 데이터를 받아들여 래치 하게 하였고 그후에 4520이 리셋되도록 구성하였다. 4520이 리셋되거나 작동하는 동안은 데이터 래치인 4508은 disable 상태이기에 4508의 출력 단자에는 항상 스피드 스프레이어의 주행속도 데이터가 존재할 수 있게 하였다. 그림 7.4.6은 개발한 주행거리 및 속도를 측정하는 인터페이스의 회로도이며, 그림 7.4.7은 외관의 모습이다.

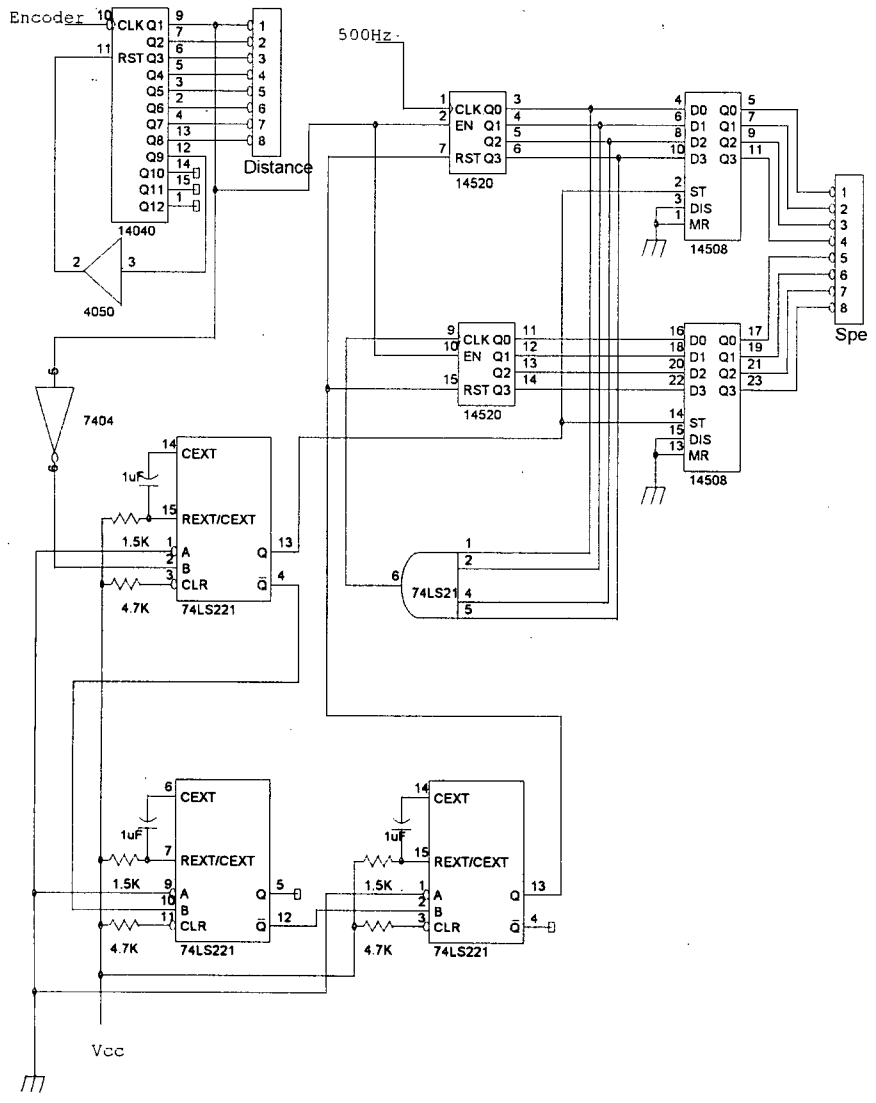


Fig. 7.4.6 Interface circuit for displacement/speed measuring system.

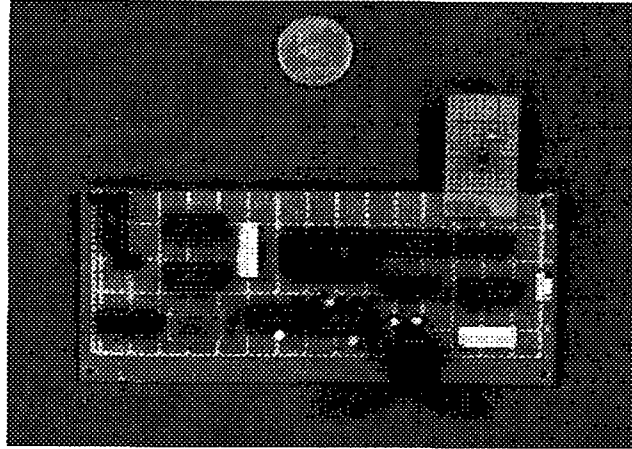


Fig. 7.4.7 Interface card unit for displacement/speed measuring system.

#### 4. Single board computer 와 입출력 장치

초음파센서를 이용한 과수의 크기 및 형상 측정장치를 구성하는 6개의 초음파 센서로부터의 8 bit 거리 데이터와 주행거리 및 속도에 대한 2개의 8 bit 데이터 등 모두 8개의 8 bit 데이터는 3개의 8255칩에서 8개의 입력 포트를 통해 컴퓨터에 입력된다.

사용한 컴퓨터는 100Mhz 펜티엄 프로세서가 장착된 CPU 카드(PCA-6153, Advantech, Taiwan)와 6-slot Node IPC Chassis (IPC-6806S, Advantech), 별도의 외부 입출력 장치 없이 제어 프로그램을 EPROM에 구워 실행시킬 수 있는 Memory card로 구성된 단일 보드 컴퓨터이다. 5V, 12V의 전원으로 구동이 가능하여 스피드 스프레이어의 축전지 전원과 DC-DC converter를 사용하여 시스템을 구동할 수 있게 하였다. 입·출력포트로서 8255의 mode 0을 이용하는 48bit 디지털 I/O card (PCL-731, Advantech) 두개를 단일 보드 컴퓨터에 장착하여, 초음파 거리 측정 데이터 입력을 위하여 8bit port 6개를 할당하고 또한 주행거리 데이터 입력을 위해 8bit port 1개를 할당하며 주행속도 데이터 입력을 위해 8bit port 1개를 할당하여, 데이터를 입력 할 수 있도록 하였다.

## 5. 성능 평가

개발된 과수의 크기 및 형상 측정장치의 각 부분별로 Calibration을 수행한 후 이상적인 조건인 실험실에서의 인공과수에 대한 측정장치의 성능을 평가하였고 최종적으로 실제 과수 포장에서 성능을 평가하였다.

### 가. Calibration

#### 1) 초음파 거리 측정 장치

실험실에서 제작한 초음파 거리 측정장치를 사용하여 초음파 센서 6개를 calibration 하기 위해서 초음파 센서로부터 발사되는 초음파의 진행 방향에 대하여 수직 방향으로 이상적인 타겟을 설치한 후 초음파 거리 측정장치 출력단의 8 bit 데이터를 읽을 수 있도록 시스템을 구성하였다. 초음파 센서로부터 타겟까지의 거리를 50cm부터 350cm 까지 50cm 간격마다 거리 데이터를 획득하였다. (그림 7.4.8) 사용한 타겟은 높이 200cm, 폭 30cm의 합판을 잘라 만들었으며, 거리를 결정하기 위한 카운트되는 클락 펄스는 5 KHz 이었다.

각각의 초음파 센서에서 측정된 카운터의 디지털 값을 아래와 같은 선형 모델에 적용하였을 때, 변환계수 및 오프셋을 표 7.4.1에 나타내었다.

$$Y = \alpha x + \beta$$

여기서, Y = Range, cm

x = Digital counter output, count

$\alpha$  = Conversion constant, cm/count

$\beta$  = Offset, cm

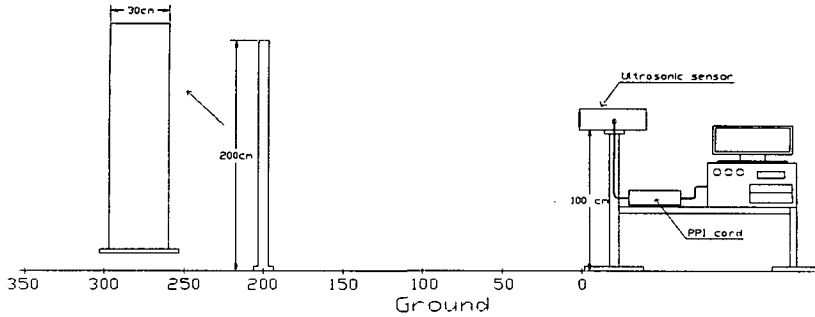


Fig. 7.4.8 Calibration of ultrasonic ranging system.

Table 7.4.1. Calibration results from calibration of ranging units with linear regression

Unit	$\alpha$	$\beta$ (cm/count)	$r^2$
Top Left	3.3992	54.6750	0.9999
Middle Left	3.4591	60.6890	0.9999
Bottom Left	3.4600	58.4080	0.9999
Top Right	3.4767	61.1280	0.9998
Middle Right	3.4741	60.3540	0.9997
Bottom Right	3.4650	58.4790	0.9999

각각의 초음파 센서에 대하여 독립적인 변환식을 사용하는 것보다는 전체적으로 하나의 측도 설정이 바람직하므로 각 센서에 대한 계수들의 평균값으로서 변환 계수와 오프셋을 구하여 측정 데이터를 거리로 변환하는데 사용하였다. 측도 설정을 통하여 구한 변환계수 3.46cm/count는 초음파의 속도(343m/sec @ 20° C)와 거리 측정 장치의 클럭 펄스의 주기 5 Khz로부터 구한 이론적인 변환값 3.43cm/count와 비교하였을 때 약 0.6%의 오차를 나타내었다.

## 2) 주행 거리/속도 측정 장치

개발된 스피드 스프레이어의 주행거리 및 속도측정장치의 성능 평가 및

calibration을 위하여 DC 모터에 연결된 로타리엔코더로부터의 출력 신호를 인터페이스 회로에 입력하여 그 출력단의 8 bit 데이터를 읽을 수 있도록 실험장치를 구성하였다. 속도를 결정하기 위한 클럭 펄스의 주기는 500Hz 였다. DC 모터의 속도를 변화시켜 주행속도 2, 4, 6 km/h에 해당하는 펄스가 로타리 엔코더로부터 출력될 수 있도록 하여 calibration을 수행하였다.

주행속도 변화에 따른 주행거리/속도 측정장치의 디지털 출력 값은 표 7.4.2에 나타내었다. 디지털 펄스 수를 주행속도로 변환하는 측도 설정식은

$$Y = \alpha x + \beta$$

여기서, Y = Travel speed, km/hr

x = Digital counter output, count

$\alpha$  = Conversion constant, (km/hr)/count

$\beta$  = Offset, km/hr

로 나타내었을 때, 변환계수는 -0.0334(km/h)/count 이며 오프셋은 7.3596 km/h 로 구해졌으며 이때 R<sup>2</sup> 값은 0.9206이었다.

Table 7.4.2 Digital outputs of speed measurement system

Speed	Theoretical value(count)	Measurement(counts)	
		Mean	Std. deviation
2 km/h	165	165.3	0.456
4 km/h	84	82.0	0.139
6 km/h	56	54.9	0.297

이론적인 변환값은 주행거리/속도측정 장치에서 500 Hz의 클럭 펄스를 사용하였을 때 변환계수 -0.034(km/h)/count 이며 오프셋은 7.4583 km/h 이었다.

#### 나. 인공과수에서의 성능 평가

##### 1) 인공과수의 제원

인공과수는 직경 6cm의 파이프 관을 이용하여 높이 2.8m의 지지대를 만들고 상

단부의 평균 직경이 40cm, 중단부는 100cm, 하단부는 160cm 정도가 되도록 프레임틀을 만든 후 부직포 등을 감아 원추형으로 만들어 하단부가 지면으로부터 50cm위에 있게 하였다.

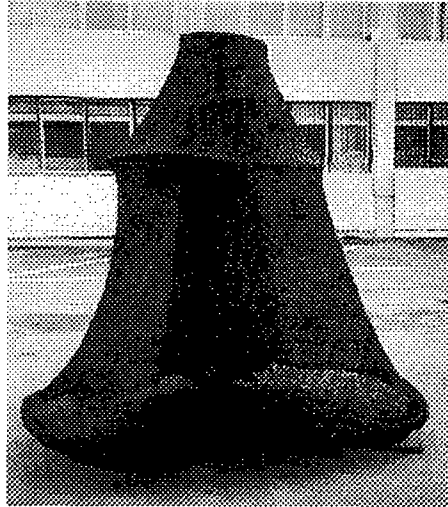


Fig. 7.4.9 Appearance of artificial tree

## 2) 실험 방법

그림 7.4.10와 같이 인공 과수의 중심이 좌측 센서로부터 3m 위치에 세워 두고 스피드 스프레이어의 속도를 저속 1단(3 km/h)으로 고정시킨 후 좌측의 센서 3개가 과수까지의 거리를 읽을 수 있도록 하였다. 주행거리/속도 측정장치를 위해 스피드 스프레이어의 후륜에 장착한 로타리엔코더는 1회전에 20개의 펄스를 출력하는 것으로써 초음파 센서가 과수까지의 거리를 읽는 주기는 진행거리를 따라 8.5cm 이었다. Bottom sensor의 위치는 지면으로부터 115cm에 설치하였고 Middle sensor와 Top sensor는 60cm 간격으로 설치하였다. 3 회 반복 실험을 할 때 바닥에 표시를 하여 운전자가 동일한 곳을 주행할 수 있도록 하였다. 스피드 스프레이어의 진행 방향을 따라 매 8.5cm 마다 3개의 센서 높이에서 중심선으로부터 인공과수까지의 거리를 측정하여 초음파 측정장치에 의한 측정치와 비교하였다.

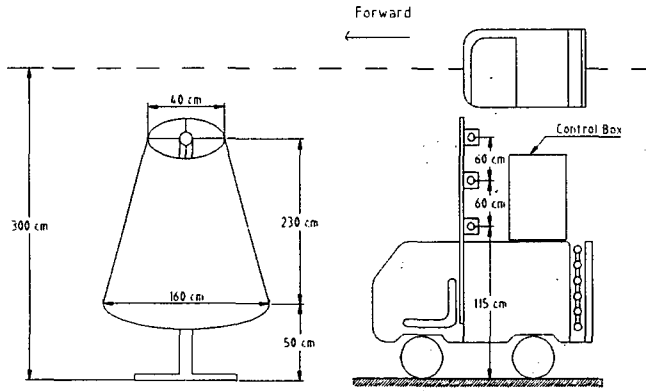


Fig. 7.4.10 Measurement of profile of artificial tree with ultrasonic sensors on speed sprayer.

### 3)결과 및 고찰

인공 과수에 대하여 과수의 크기 및 형상을 측정된 결과는 그림 7.4.11 에 나타내었다. 일반적으로 방제기의 진행 방향에 대하여 인공 과수의 폭(Width)은 약간 넓게 측정되어지며 진행방향에 대하여 직각으로 초음파 센서 쪽으로 돌출된 정도(Extension), 즉 과수의 크기도 약간 큰 것으로 측정되었다.

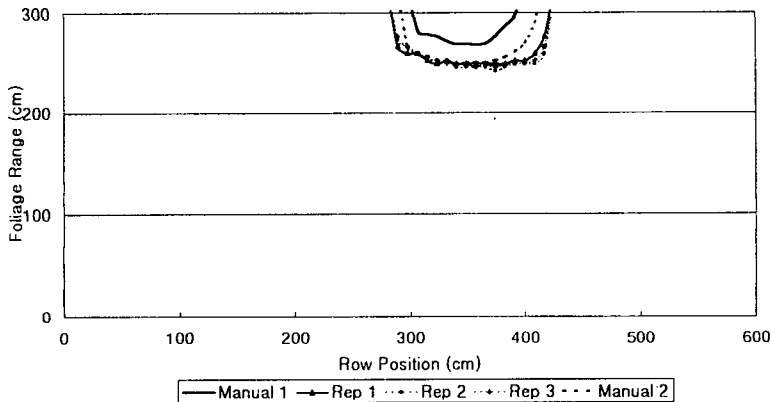
초음파 센서의 특성상 초음파는 약  $\pm 9^\circ$  의 원추 형태로 방사되고 또한 반사 수신을 수신하므로, 원추 영역 내에 있는 물체에서 가장 먼저 반사되는 신호를 진행방향의 현재 위치에서 목표물까지의 수직거리라고 간주한다. 따라서, 초음파 센서가 진행방향의 연직 방향에 대하여 아직 과수의 시작점에 도달하지 않았더라도 초음파의 빔 폭은, 예를 들어 250cm 떨어진 거리에서의 빔 폭은  $\pm 40$ cm이므로 빔 폭 내에 이미 시작점이 감지 될 수 있기 때문에, 그리고 이미 과수의 끝점을 빠져나간 이후에도 초음파의 빔 폭 범위에 과수의 끝점이 감지되고 있기 때문에 과수의 폭이 실제보다 넓은 것으로 측정된다.

센서 쪽으로 돌출된 정도(과수의 가지 크기)에서의 오차는 대체적으로 과수

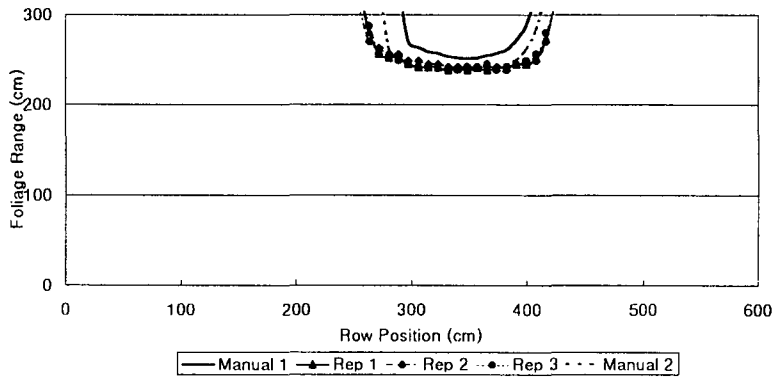


의 반사 특성이 일정치 못함에 따른 오차일 수 있으며 또한 초음파 센서는 초음파의 빔 폭 범위내에서 가장 가까운 부분까지의 거리를 읽게 되므로 이는 각 센서의 높이에서 수평 방향에서의 거리와 다를 수 있다. 특히 인공 과수의 경우 과수의 형상이 거의 원추형으로서 해당하는 높이의 초음파 센서가 읽은 거리는 사실은 그 센서의 설치 위치보다 아래쪽 부분을 측정했기 때문에 수동으로 측정된 것에 비하여 과수의 크기가 큰 것으로 나타났다고 판단된다. 초음파 센서의 특성을 알고 있으므로 초음파 센서가 인공과수를 측정할 때 실제로 읽혀지는 부분까지의 거리를 계산으로 구할 수 있어서 그림 7.4.11에 manual measurement 2 라고 표시하였는데 초음파 거리 측정장치에 의해 구한 측정치와 거의 차이가 없는 것을 볼 수 있다.

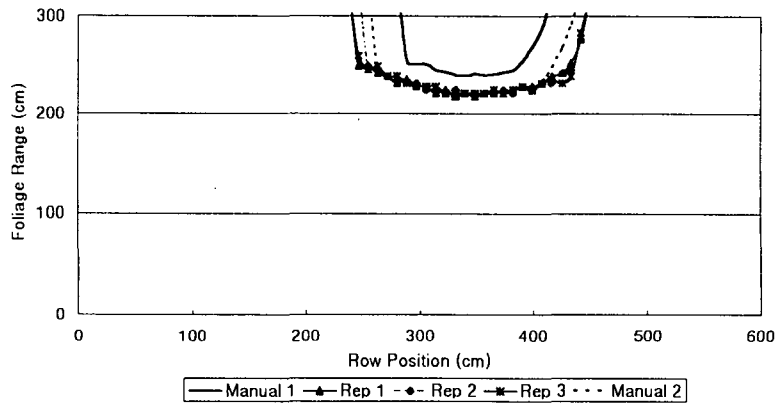
측정의 정확도를 구하기 위하여 스피드 스프레이어의 진행 방향에 따라 각 위치에서 초음파 거리 측정장치에 의한 측정치와 수동으로 구한 측정치에 대한 오차를 구하여 그 평균과 표준편차를 표 7.4.3에 나타내었다. 평균적으로 3 - 5%의 오차로 과수까지의 거리를 측정하는 것으로 나타났다. 한편, 과수의 폭에 대한 정확도는 초음파거리측정장치에서 읽혀진 과수 폭과 실제의 과수폭에 대한 오차로서 나타내었는데 약 70%의 오차를 보이는 것으로 나타났는데, 이것은 초음파 센서의 빔 폭이  $\pm 9^\circ$  이고 오차를 계산할 때 기준이 되는 실제 과수의 폭이 1m 정도일 때 나올 수 있는 크기이다.



(a) Top sensor



(b) Middle sensor



(c) Bottom sensor

Fig. 7.4.11 Tree profile on 3 elevations (Artificial tree).

측정 장치의 정밀도는 동일한 조건에서 2회 반복 실험하여 진행 방향에 따라서 동일한 위치에서의 두 데이터 셀을 SAS의 Correlation Analysis를 이용하여 상관관계를 구하여 표 7.4.4에 나타내었다. 반복간의 상관계수는 0.98 - 0.99로 매우 높은 것으로 나타나 측정장치의 반복성은 매우 우수한 것으로 판단되었다.

Table 7.4.3 Measurement accuracy of ranging system (artificial tree)

Sensor		Error(%)			
		Mean	Std. dev.	Max	Min
Top	Extension	3.3	6.21	21.95	6.9
	Width	68.0	6.37	80.0	60.0
Middle	Extension	3.9	7.14	27.5	4.70
	Width	71.7	7.46	75.0	58.3
Bottom	Extension	5.4	8.57	28.4	7.3
	Width	67.2	3.91	71.43	64.3

$$* \text{ Error} = \frac{(\text{System measurement} - \text{True measurement})}{\text{True measurement}}$$

Table 7.4.4 Precision of ranging system (artificial tree)

Sensor Location	Mean diff. (cm)	Std. dev. (cm)	Correlation Coefficient
Top Left	2.36	7.4799	0.9988
Middle Left	3.43	9.1633	0.9823
Bottom Left	2.52	7.3878	0.9962

#### 다. 포장 성능 평가

##### 1) 과수원의 특성

실제 과수에 대한 성능실험은 강원대학교 부속 농장과 강원도 농촌진흥원 과

수포장에서 수행되었는데 대상 과수는 배나무이며 강원대학교 부속농장은 10년 생 신고 품종으로 조간거리는 약 6m, 주간거리는 약 4m로 과수의 평균 높이는 약 3m이고 폭은 최고370cm~최소225cm이다. 특히 전체 실험 구간 20m에 약 6 그루의 과수가 있는데 특히 세 번째 과수는 그 크기가 매우 작아 최고 높이가 1.7m에 불과하였다. 농촌진흥원 포장에는 5년생 화산 품종으로 조간거리는 약 8m, 주간거리는 약 6m이며 평균 높이는 약 2.8m이고 폭은 최고 275cm~최소 240cm 정도였다. 실험 구간 20m에는 3 그루의 과수가 있었다.

## 2) 실험 방법

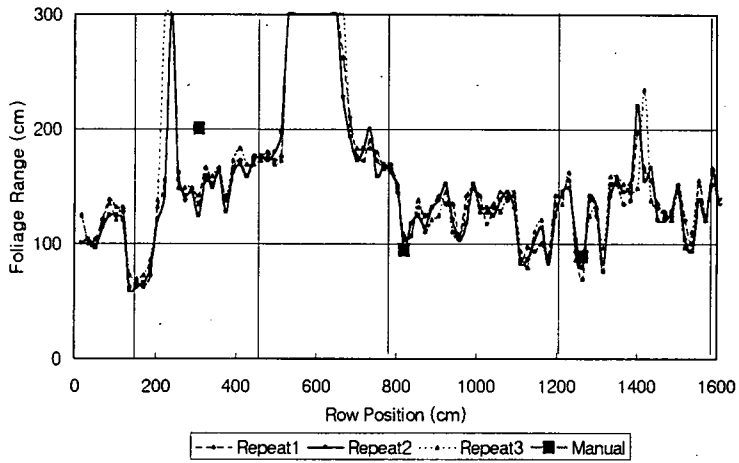
실제 과수 포장에서 초음파 거리측정장치의 성능 평가는 스피드 스프레이어의 주행속도를 3 km/h로 고정하고 대상 과수의 중심선으로부터 3m 떨어진 곳에 시작점과 표식선을 설치하여 운전자가 항상 동일한 경로를 운전할 수 있도록 하였으며 출발점도 항상 일정하게 하였다. 주행거리/속도를 측정하기 위하여 스피드 스프레이어의 후륜에 장착한 로타리엔코더(10 pulse/rev)를 사용하여 진행거리 약 17cm마다 과수까지의 거리 데이터를 수집하게 하였다. 실험은 3회 반복하였으며 진행 방향에 대하여 좌측에 있는 과수에 대한 거리 데이터만을 측정하였다.

과수의 실제 크기는 3 개의 초음파 센서가 설치된 높이에서 가장 길게 가지가 뻗힌 부분까지의 거리, 과수의 최대 폭 등을 수동으로 측정하여 초음파 거리 측정장치에 의한 측정치와 비교하였다.

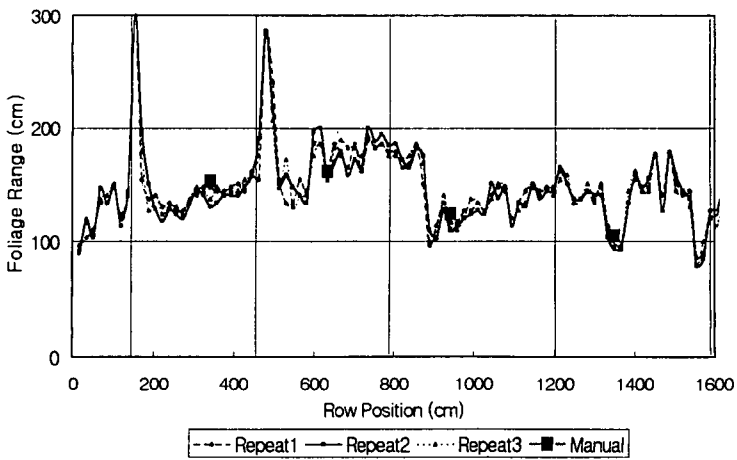
## 3) 결과 및 고찰

그림 7.4.12은 강원대학교 부속농장에서 실시한 실험에서 얻어진 과수의 profile이다. 과수의 크기에 대한 실제 측정치를 이용하여 초음파 거리 측정장치에 의해 측정된 데이터에서 수직선으로 과수를 구분하여 나타내었다. 그림 7.4.12의 (a)에서는 세번째 나무의 Top sensor 부분에는 나무가 없음을 알 수 있었으며, 초음파 센서의 빔 폭 특성 때문에 과수와 과수의 구분이 명확하게 나타나지 않았다. 또한 인공과수에서와 같이 과수의 가지 크기를 대체적으로 과대 평가하는 것으로 나타났다. 이것은 초음파 센서가 해당 위치에서 수평선상에 위치한 가지를 감지한 것이 아니고 초음파 빔 폭 범위 내에서 그것보다 위 또는 아래 부분에 더 돌출되어 있는 가지를 감지하였기 때문으로 판단되었다. 그림 7.4.12의

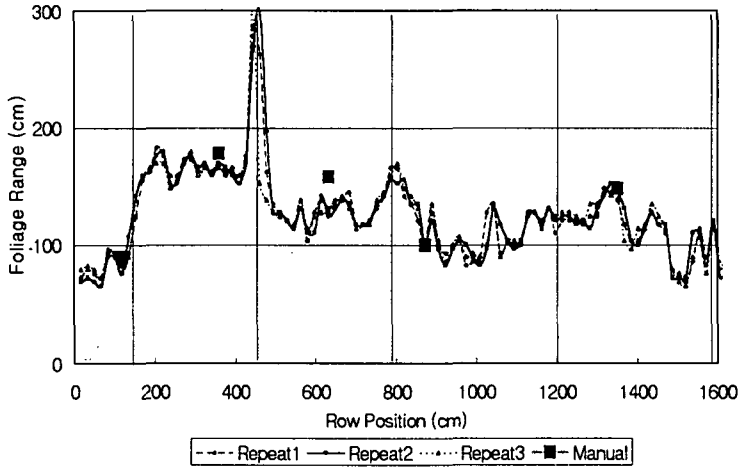
(b)에서 보는 바와 같이 Middle 센서는 대체로 실제 과수의 최대치와 초음파 거리측정장치에 의해 측정된 최대치가 일치하는 것으로 나타났다.



(a) Top sensor



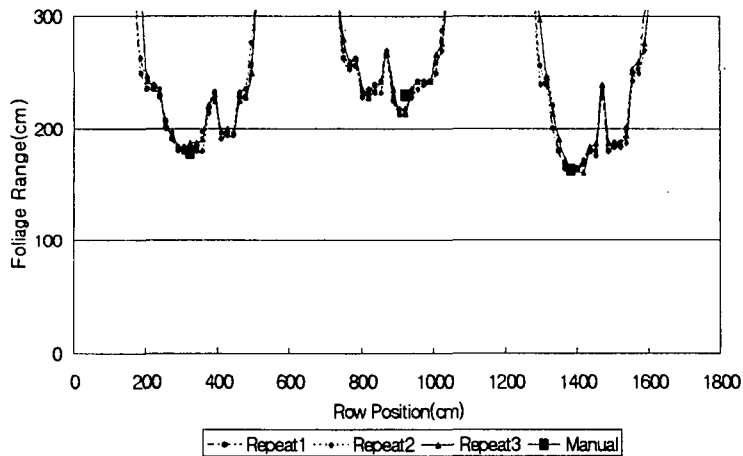
(b) Middle sensor



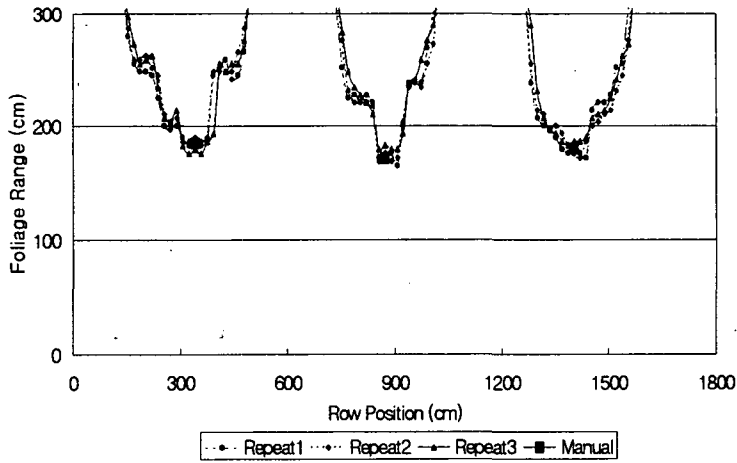
(c) Bottom sensor

Fig. 7.4.12 Tree profile measured on 3 elevations (K.N.U. Exp. Farm).

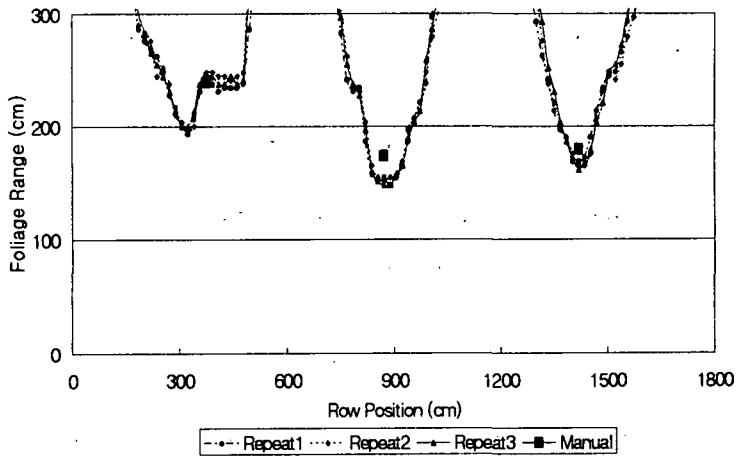
그림 7.4.13는 강원도 농촌진흥원 과수포장에서 시행된 실험에서 얻어진 과수의 profile이다. 이 포장은 주간 거리가 6m에 이르고 과수의 폭 또한 작아 과수와 과수 사이가 확실하게 구분되었다.



(a) Top sensor



(b) Middle sensor



(c) Bottom sensor

Fig. 7.4.13 Tree profile measured on 3 elevations (K-R.D.A. Orchard).

초음파 거리 측정장치의 정확도를 분석하기 위하여 실제 과수의 크기와 측정 장치에 의해 측정된 데이터를 비교하였다. 인공과수와 달리 과수의 가지가 일정 하진 않게 뻗어 있었기 때문에 여기서는 초음파 센서가 위치한 곳에서 중심선에

서 과수까지 측정된 거리의 최대값과 과수의 폭을 이용하여 실제값과 측정치간의 오차에 대한 평균과 표준편차로 정확도를 나타내었다. 표 7.4.5 와 표 7.4.6은 강원대학교 부속농장과 강원도 농촌진흥원 과수포장의 과수에 대한 측정 정확도를 나타낸 것으로 강원대 농장에서는 약 10%, 진흥원 포장에서는 약 2% 정도의 오차로 비교적 정확하게 과수까지의 거리를 측정 할 수 있다고 판단 할 수 있었다.

측정장치의 정밀도는 동일한 속도로 2회 반복 실험하여 구한 두 개의 데이터셀의 상관관계를 구하는 방식으로 나타냈으며 표 7.4.7 과 표 7.4.8에 결과를 나타내었다. 반복간의 상관계수는 평균 0.95이상이므로 매우 높은 것으로 나타났다.

Table 7.4.5 Measurement accuracy of ultrasonic ranging system  
(K.N.U.- Exp. Farm)

	Error(%)			
	Mean	Std.dev	Max	Min
Extension	10.25	10.83	22.58	0.01
Width	17.52	15.16	58.71	1.40

$$* \text{ Error} = \frac{(\text{System measurement} - \text{True measurement})}{\text{True measurement}}$$

Table 7.4.6 Measurement accuracy of ultrasonic ranging system  
(K-R.D.A. Orchard)

	Error(%)			
	Mean	Std.dev	Max	Min
Extension	2.16	5.62	14.72	0.76
Width	11.46	5.07	20.33	5.71



Table 7.4.7 Precision of ultrasonic ranging system (K.N.U.-Exp. Farm)

Sensor Location	Mean diff. (cm)	Std.dev. (cm)	Correlation Coefficient
Top Left	13.1922	26.0176	0.9088
Middle Left	7.0132	6.3855	0.9681
Bottom Left	7.2751	12.5015	0.9645

Table 7.4.8 Precision of ultrasonic ranging system (K-R.D.A. Orchard)

Sensor Location	Mean diff. (cm)	Std.dev. (cm)	Correlation Coefficient
Top Left	3.5297	7.7481	0.9744
Middle Left	5.0514	8.1049	0.9850
Bottom Left	3.8678	6.2264	0.9917

## 제 5 절 약액 살포 제어 알고리즘 개발

### 1. 약액 살포 실험

#### 가. 서언

앞 절에서 언급한 과수의 크기나 형태를 측정할 수 있는 TRV 측정장치와 약액 살포부 제어장치를 총합하여 적정 성능을 낼 수 있는 제어장치를 완성하기 위하여 제어 알고리즘을 개발하여야 한다.

제어 알고리즘 개발의 선행 단계로서 주어진 스피드 스프레이어의 약액 살포 양과 패턴을 조사하여야 한다. 일반적으로 스피드 스프레이어의 약액 살포 성능

을 정량적으로 감지하기 위하여 추적물질을 용해시켜 살포한 후 타겟에 묻은 추적물질의 양을 측정하는 방법(Salyani and Hoffmann, 1996; Law and Lane, 1981), 형광물질이 함유된 용액을 살포하여 도포율을 측정하는 방법(Sistler et al., 1982)과 물이 묻으면 색깔이 변하는 감수지를 사용하여 도포율에 따라 색깔의 변화정도를 측정하는 방법(Giles et al., 1988) 등 여러 가지가 사용되고 있다. 본 연구에서는 감수지(Ciba-geigy, USA)를 사용하여 살포 성능을 정량적으로 나타내려고 시도하였으나 예비 실험 결과 대부분의 경우 감수지가 완전히 포화되어 살포량 차이를 변별할 수 없었다. 따라서, Salyani and Hoffmann(1996)과 유사한 방법으로 종이 타월을 여러 겹 겹쳐서 타겟으로 사용하여 타겟에 묻은 물의 양을 측정하는 방식으로 살포 성능을 나타내었다.

약액 살포 실험은 외부 기류의 영향을 받지 않도록 벽이 있고 또한 송풍팬에 의해 발생하는 기류가 벽에 의해 영향을 받지 않을 정도로 넓은 공간의 실험실에서 일정한 위치에 타겟을 설치한 후 수행하였다.

## 나. 실험 방법

Lab 실험은 폭과 길이가 약 20m, 높이가 9m 정도이고 콘크리트 바닥인 강원대학교 농업기계공학과 공작실에서 수행하였다. 약 10m 정도의 주행로를 확보한 후 약액 살포 노즐의 우측 반쪽만을 사용하였다. 길이가 약 3.1m 이고 직경이 15mm 인 강봉 3개를 주행 중심선으로부터 1.5m, 2.5m, 3.5m 떨어져 설치한 후 각 봉의 1m, 1.5m, 2m, 2.5m, 3m 위치에 5개의 종이 타월(paper towel)로 만든 타겟을 설치하였다(그림 7.5.1). 스피드 스프레이어가 주행하면서 약액을 살포하게 되므로 3.5m 또는 2.5m의 위치에 설치한 타겟이 앞에 있는 강봉에 의해 방해되지 않도록 3개의 강봉을 진행방향에 따라 1m 정도씩 간격을 두고 설치하였다.

과수원에서 방제 작업시 작업자는 과수의 잎의 무성한 정도 등에 따라 분무기의 압력과 주행속도를 결정하고 나면 방제작업을 완료할 때까지 동일 조건을 유지하게 된다. 따라서, 본 연구에서는 제3절의 분무 특성 실험에서와 같은 실험 조건에서 약액 살포 성능 실험을 수행하였다. 약액 살포부의 작동 압력은 노즐을 모두 잠근 상태에서  $10\text{kgf/cm}^2$ 가 유지되는 경우와 작동 압력이 살포 패턴에 미치는 영향을 조사하기 위하여 노즐을 모두 연 상태에서  $10\text{kgf/cm}^2$ 이 유지되는 경우(모두 닫힌 상태에서 약  $25\text{kgf/cm}^2$ )의 두 수준으로 설정하였다. 노즐 직경은 1.0mm와 1.2mm의 두 수준이었으며, 스피드 스프레이어의 속도는 3 km/h로

고정하였다. 향후 제어 알고리즘을 적용할 때 노즐을 하나 하나씩 개별적으로 제어하기보다는 상, 중, 하부 등의 그룹으로 나누어 제어하는 것이 효율적일 것으로 판단되어 상부에 2개 노즐, 중부에 2개 노즐, 하부에 3개 노즐을 부여한 후, 노즐을 전체 다 작동하는 경우(All\_on), 상부만 작동하는 경우(Top only), 중부만 작동하는 경우(Mid only), 하부만 작동하는 경우(Bot only), 상부와 중부가 동시에 작동하는 경우(Top-Mid), 중부와 하부가 동시에 작동하는 경우(Mid-Bot)로 나누어, 즉, 각 실험 조건에서 6개의 노즐 조합에 대한 살포 실험을 수행하였다.

사용한 타겟은 가로5cm, 세로 8cm의 여러 겹의 종이 타월을 고정할 수 있도록 만든 비닐 케이스 속에 집어넣어 지지대에 고정시켰으며 살포 실험을 하기 전에 각 타겟의 무게를 측정해 놓고 살포실험 후에 건조되지 않도록 즉시 비닐 팩에 밀봉하여 보관한 후 실험실에서 젖은 종이 타월의 무게를 측정하여 실험전의 무게를 뺀 순수한 물의 무게만으로 단위면적 당 분무되는 양을 계산하였다.

각 처리 별로 3회 반복하였으며, 반복간에 실험 순서를 임의화 하였다.

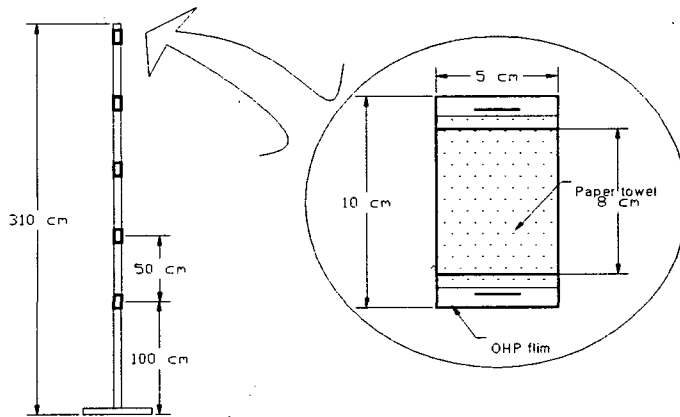
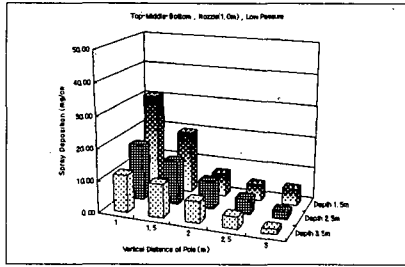


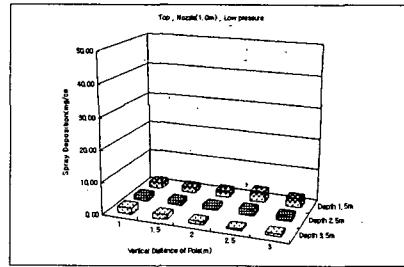
Fig. 7.5.1 Target supporting pole and paper towel as a target.

#### 다. 결과 및 고찰

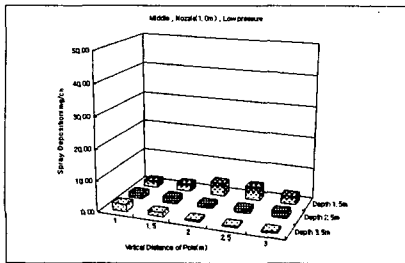
밸브를 모든 잠근 상태에서 압력을  $10\text{kg}/\text{cm}^2$ 으로 고정시키고 노즐 직경



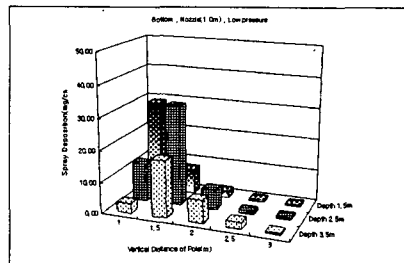
(a) All\_on



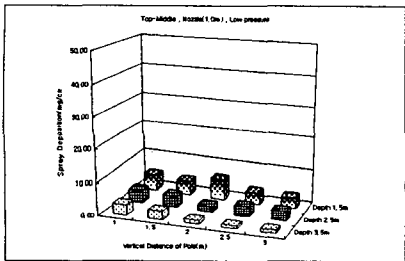
(b) Top only



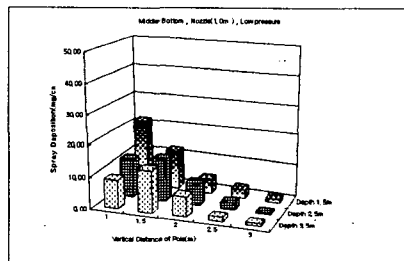
(c) Mid only



(d) Bot only



(e) Top-Mid

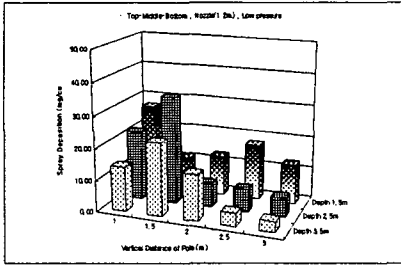


(f) Mid-Bot

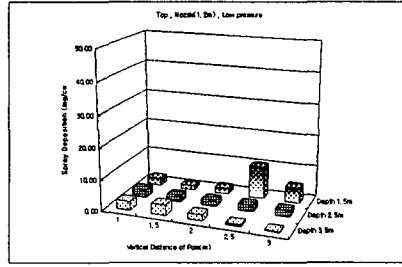
Fig. 7.5.2 Spray deposition profiles (nozzle 1.0mm, low pressure).

1.0mm와 1.2mm에 대한 살포 실험 결과를 그림 7.5.2 와 그림 7.5.3에 나타내었다. 모든 노즐을 다 여는 경우 살포 노즐로부터 멀리 떨어질수록, 타겟의 높이가 높을수록 약액이 적게 부착되는 것으로 나타났다. 또한 상부 노즐만 작동시킨 경우에 상대적으로 현저히 적은 양이 부착되는 것을 알 수 있었으며 중부의 노즐만을 작동시키는 경우에도 유사한 현상을 나타내었다. 상부와 중부를 동시에 작동하는 경우에는 노즐 직경이 1.2mm 인 경우에만 송풍팬에 가까이 위치한 1.5m 지점의 상부에만 어느 정도의 살포 효과가 나타나는 것으로 보인다.

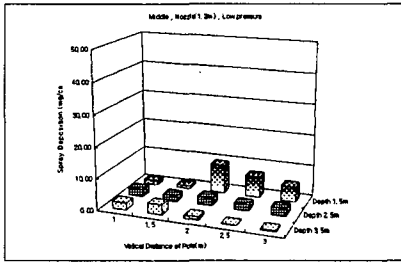
각 처리간 및 작동하는 노즐 조합간의 유의성을 검정하기 위하여 통계 분석을 수행하였다.



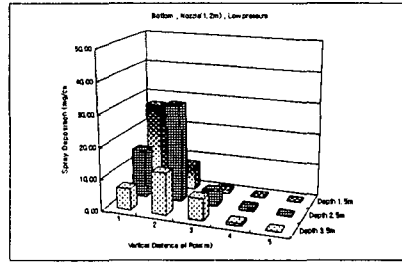
(a) All\_on



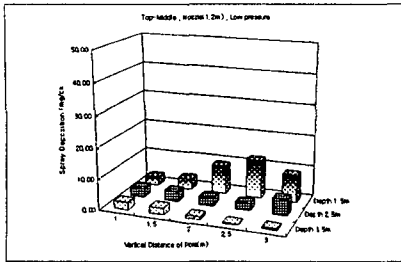
(b) Top only



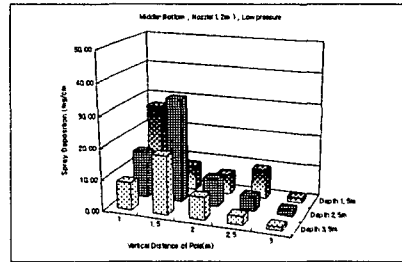
(c) Mid only



(d) Bot only



(e) Top-Mid



(f) Mid-Bot

Fig. 7.5.3 Spray deposition profiles (nozzle 1.2mm, low pressure).

15개의 타겟에 대하여 각 노즐 조합에서의 평균 부착량을 구하여

SAS(Statistical Analysis System)의 Duncun's Multiple Range Test 결과를 표 7.5.1에 나타내었다.

Table 7.5.1 Spray deposition test results(1.0mm nozzle, low pressure)

Distance to target	Height of target	Nozzle combinations					
		All_on	T-M	M-B	T	M	B
1.5m	1.0m	30.6 a	4.8 b	21.8 a	1.8 b	1.8 b	29.1 a
	1.5m	19.6 a	4.2 cd	12.0 b	1.7 d	2.4 cd	8.0 bc
	2.0m	7.3 a	6.2 a	4.3 b	2.0 c	4.2 b	2.1 c
	2.5m	5.1 a	3.6 bc	2.7 c	3.3 bc	4.4 ab	0.7 d
	3.0m	5.0 a	3.5 b	1.1 d	2.7 c	2.8 c	0.6 d
2.5m	1.0m	17.6 a	3.7 bc	11.8 ab	1.6 c	1.8 c	12.2 ab
	1.5m	13.6 b	3.6 c	13.2 b	1.3 c	1.8 c	31.8 a
	2.0m	8.6 a	2.0 b	6.8 a	1.4 b	1.3 b	6.5 a
	2.5m	4.7 b	3.5 ab	2.5 ab	1.9 b	1.3 b	1.1 b
	3.0m	2.3 b	3.3 a	0.6 d	1.5 bcd	1.8 bc	0.7 cd
3.5m	1.0m	11.5 a	3.4 b	9.1 a	2.0 b	2.3 b	3.2 b
	1.5m	10.2 b	2.9 c	13.5 ab	1.4 c	1.3 c	18.1 a
	2.0m	6.6 a	1.4 b	7.2 a	0.9 b	0.5 b	7.3 a
	2.5m	3.8 a	1.1 bcd	1.8 bc	0.5 cd	0.4 d	2.1 b
	3.0m	1.6 a	1.2 ab	0.9 ab	0.8 ab	0.3 b	0.5 b

\* Letters denotes significant differences ( $\alpha=0.05$ )

3.5m 떨어진 거리에서 노즐 조합 Top와 Mid 및 Top-Mid간에는 유의성이 없는 것으로 나타났으며 위치가 높은 곳의 타겟은 모든 조합간 거의 유의성이 없는 것으로 나타났다. 2.5m 거리에서도 가장 높은 위치의 타겟을 제외하고 노즐 조합 Top와 Mid 및 Top-Mid간에는 유의성이 없는 것으로 나타났다. 1.5m 거리에서의 각 노즐 조합간 유의성에서도 유사한 경향을 나타내었다. 각각의 노즐 직경에 대하여 위치 및 높이에 대한 전체 평균으로 Duncun's Multiple Range Test 결과 노즐 1.0mm와 1.2mm 간에는 차이가 있는 것으로 나타나 1.2mm 경우가 약액 부착율이 높은 것을 알 수 있었다. 각각의 노즐 직경 조건에서 각 노즐 조합간 부착량과 높이에 따른 부착량에서의 유의성을 분석한 결과를 표 7.5.2와 표 7.5.3에 나타내었다.

Table 7.5.2 Spray deposition test results between nozzle combinations

Nozzle Size	Nozzle combination			Nozzle Size	Nozzle combination		
1.0mm	All_on	9.85	a	1.2mm	All_on	14.42	a
	Bot	8.26	b		Mid-Bot	10.30	b
	Mid-Bot	7.26	b		Bot	7.56	c
	Top-Mid	3.22	c		Top-Mid	3.97	d
	Mid	1.89	d		Mid	2.75	e
	Top	1.65	d		Top	2.67	e

\* Letters denotes significant differences ( $\alpha=0.05$ )

Table 7.5.3 Spray deposition test results between heights of targets

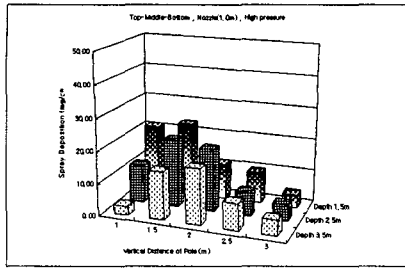
Nozzle Size	Height of target			Nozzle Size	Height of target		
1.0mm	1m	9.44	a	1.2mm	1.5m	11.17	a
	1.5m	8.92	a		1m	10.15	b
	2m	4.25	b		2m	5.60	c
	2.5m	2.45	c		2.5m	4.70	d
	3m	1.72	c		3m	3.11	e

\* Letters denotes significant differences ( $\alpha=0.05$ )

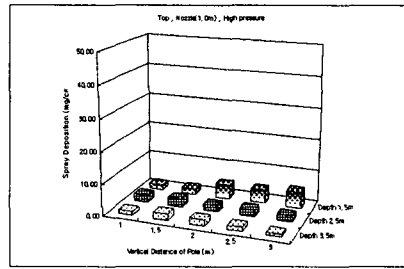


표 7.5.2에서 보는 바와 같이 노즐 직경 1.0mm에서는 Bot 와 Mid-Bot, Mid 와 Top 사이에 약액의 부착량 차이가 없는 것으로 나타났다. 노즐 직경 1.2mm에서는 Mid 와 Top 사이에서는 차이가 없었다. 모든 경우에 있어서 All-On의 경우가 가장 부착량이 많았으며 Mid-Bot, Bot 의 순으로 나타났다. 표 7.5.3의 높이별에서는 노즐 직경이 1.0mm의 경우 높이 1m와 1.5m, 2.5m와 3m에서는 차이가 없는 것으로 나타났지만 노즐이 1.2mm에서는 각 높이별 살포량에 차이가 있는 것으로 나타났다. 또한 대체적으로 타겟의 위치가 낮을수록 많은 량이 부착되었음을 알 수 있었다.

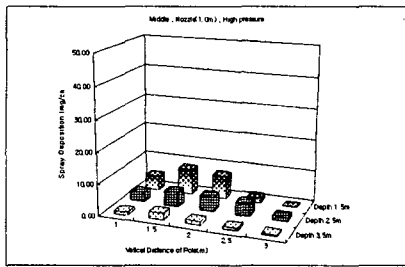
동일한 조건에서 약액 살포장치의 작동압력을 노즐을 모두 열었을 때  $10\text{kg}/\text{cm}^2$ 를 유지하도록 압력조절밸브를 조정하고 두 종류의 노즐에 대한 약액 부착을 실험 결과를 그림 7.5.4 와 그림 7.5.5에 나타내었다. 작동 압력이 증가하면 전체적으로 약액 부착율이 증가하는 것으로 나타났다.



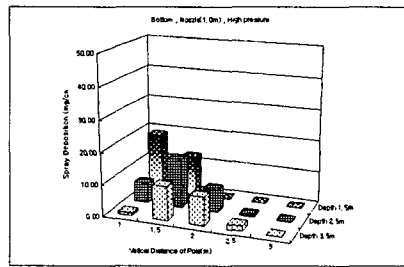
(a) All\_on



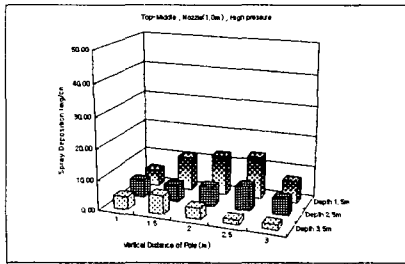
(b) Top only



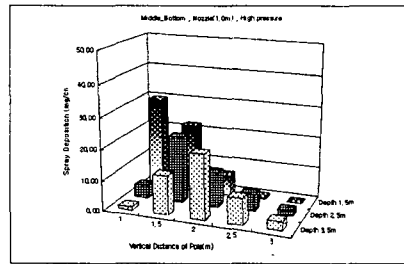
(c) Mid only



(d) Bot only

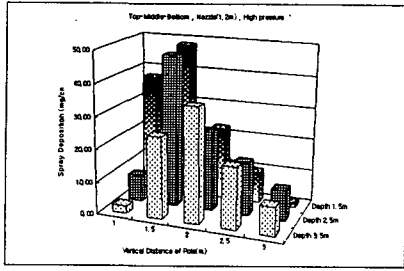


(e) Top-Mid

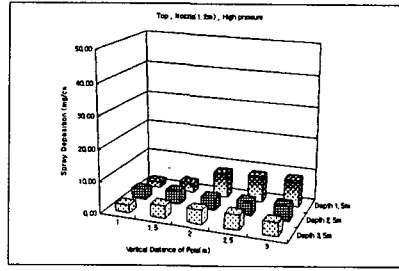


(f) Mid-Bot

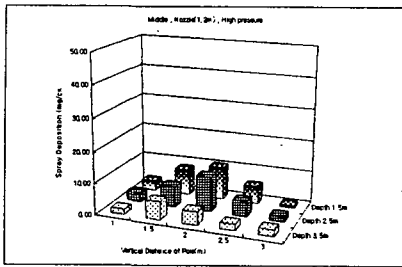
Fig. 7.5.4 Spray deposition profiles (nozzle 1.0mm, high pressure).



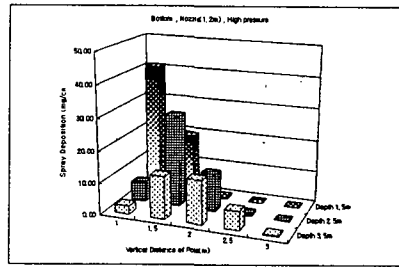
(a) All\_on



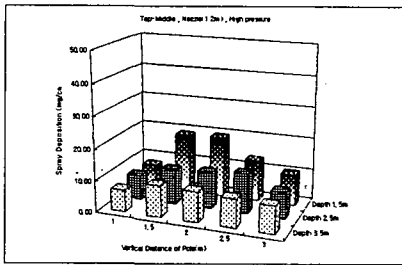
(b) Top only



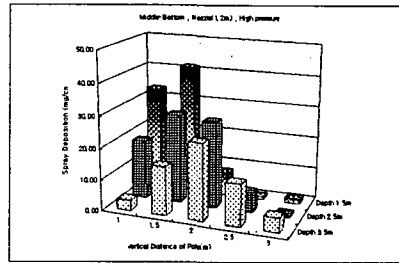
(c) Mid only



(d) Bot only



(e) Top-Mid



(f) Mid-Bot

Fig. 7.5.5 Spray deposition profiles (nozzle 1.2mm, high pressure).

앞과 같은 방법으로 Duncan's Multiple Range Test를 수행한 결과 각 노즐 1.0mm와 1.2mm에는 차이가 있었으며 앞서의 결과와 비교한 결과 압력의 차이도 있는 것으로 나타났다. 각 노즐의 작동 노즐 조합간 그리고 높이별 부착량에

대한 유의성을 조사한 결과 높이별 유의성은 앞의 실험 1.2mm와 같은 경향으로 나왔으며 각 노즐의 작동 노즐조합간 유의성은 다음 표 7.5.4와 같다.

Table 7.5.4 Spray deposition test results between nozzle combinations

Nozzle Size	Nozzle combination			Nozzle Size	Nozzle combination		
1.0mm	All_on	12.11	a	1.2mm	All_on	21.03	a
	Mid-Bot	9.97	b		Mid-Bot	15.10	b
	Top-Mid	6.57	c		Top-Mid	11.00	c
	Bot	5.33	d		Bot	9.65	c
	Mid	3.02	e		Mid	4.77	d
	Top	2.35	e		Top	4.64	d

\* Letters denotes significant differences ( $\alpha=0.05$ )

작동압력이 증가된 경우에도 두 종류의 노즐에서 모두 Mid과 Top 만을 작동 시키는 경우에는 유의차가 없었으며, 1.2mm에서는 Top-Mid과 Bot간에도 차이가 없는 것으로 나왔다.

지금까지의 Duncan's Multiple Range Test 결과를 종합해 볼 때, 충분한 부착률을 확보하기 위해서는 약액 살포장치의 작동압력을 증가시킬 필요가 있으며 노즐도 1.2mm로 큰 것을 선택하는 것이 바람직하다고 판단할 수 있었다. 또한 작동하는 노즐조합의 경우에도 너무 세분화할 필요 없이 노즐을 전부 여는 경우 (All\_On), 중·하부만 여는 경우(Mid-Bot)와 하부만을 여는 경우(Bot) 등 3가지로 구분하는 것이 적절할 것으로 판단하였다.

## 2. 제어 알고리즘

### 가. 기본 개념

약액살포 제어의 기본 개념은 방제 대상이 되는 과수의 높이에 맞추어 해당

위치까지 도달 가능한 약액 살포부의 노즐을 작동하는 방식으로, 앞 절의 초음파 거리 측정장치에서 측정된 각 위치별 나무의 크기(가지의 뻗힘 정도)에 따라 작동해야 할 노즐 조합을 선정하고, 초음파 센서는 차체의 중간에 그리고 노즐부는 후미에 설치되어 있어 거리 측정 위치와 노즐부의 위치가 다르므로 노즐부가 거리를 측정했던 위치에 도달할 때까지 기다렸다가 정확한 위치에서 약액을 살포 하도록 하는 것이다.

그림 7.5.6에서 보는 바와 같이 과수를 높이에 따라 상, 중, 하부로 3등분하고 그림 7.5.7에서와 같이 약액 살포부 노즐의 분사 방향을 분석하여 전체 살포 구간을 역시 3등분하여 각각의 노즐 살포부와 과수의 각 부위를 1 : 1 대응하도록 하였다. 앞 절에서 언급된 바와 같이 과수의 표본 조사 결과와 예비 실험을 통하여 과수의 효과적인 방제 구역을 지상으로부터 0.75m부터 3.25m까지로 설정한 후 가능한 한 균등하게 3 등분한 결과로서 하부는 0.75m부터 1.58m, 중부는 1.58m부터 2.41m까지, 상부는 2.42m부터 3.25m까지로 하였다. 또한 과수의 각 부위에서의 크기는 가지의 뻗힘 정도로 나타내었는데 그림 7.5.6에서 보는 바와 같이 큼(L), 중간(M), 작음(S)으로 3등분하고 거의 없음(Z)을 포함하여 4가지의 경우에 대하여 얼마만한 약액이 살포되는 것이 적절한 지를 구하였다.

제어 알고리즘은 크게 두 부분으로 나눌 수 있는데, 계측 및 제어 시스템을 초기화하고 각종 변수들을 정의, 나무까지의 거리 측정, 주행 거리 측정, 작동할 노즐 조합 선정 등 총괄적으로 알고리즘의 흐름을 제어하는 부분과 측정된 나무까지의 정확한 거리 데이터에 근거한 적정 노즐 조합을 선정하는 부분이다.

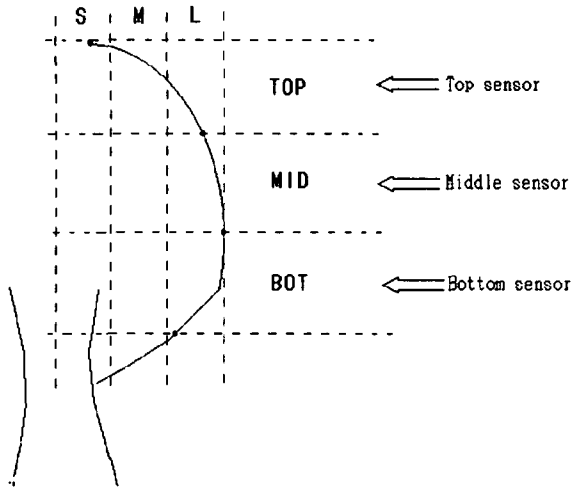


Fig. 7.5.6 Canopy sections used for describing tree profile.

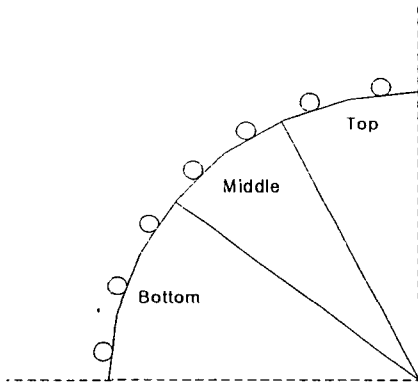


Fig. 7.5.7 Sections of nozzle arrangement on speed sprayer.

## 나. Knowledge-Based Fuzzy System

이와 같은 개념을 실현하기 위하여 지식기반 퍼지 시스템을 제어 알고리즘에 적용하였다. 지식기반 퍼지제어 시스템은 나무의 크기가 입력되면 전문가가 작성한 제어규칙에 따라 해당하는 노즐 조합을 선택하여 약액을 살포하도록 하는 방식이다. 제어 규칙은 앞 항에서의 스피드 스프레이어 부착을 실험 결과로부터 구할 수 있었다. 즉, 각각의 노즐 조합에서 과수의 상부, 중부, 하부에 해당하는 부분에서의 부착율을 구하면 과수의 해당 부위의 크기에 따라 최적의 부착율을 나타내는 노즐 조합을 선택할 수 있다. 이미 언급한 바와 같이 스피드 스프레이어에서의 부착율은 분무장치의 작동압력, 노즐의 직경, 사용하는 축류팬의 회전수 등 스피드 스프레이어의 작동 조건에 따라 변하기 때문에 주어진 작업 조건에 맞추어 서로 다른 제어 규칙을 사용해야만 한다. 본 항에서는 하나의 주어진 조건에서 제어 규칙을 구하는 방법을 개발함으로써 추후에 조건 변화에 따른 제어 규칙은 부착율 데이터만 구해지면 신속하고 쉽게 만들 수 있도록 하였다.

제어 규칙을 만들기 위해 사용한 노즐 조합은 하부 노즐만 작동하는 경우(Bot), 중부 노즐만 작동하는 경우(Mid), 상부 노즐만 작동하는 경우(Top), 상부와 중부만 동시에 작동하는 경우(Top-Mid), 중부와 하부만 작동하는 경우(Mid-Bot), 세 부분 모두 작동하는 경우(Top-Mid-Bot 또는 All\_On)와 모두 작동하지 않는 경우(All\_Off)로 모두 7가지의 조합이다. 따라서, 각각의 노즐 조합으로 뿌려진 부착율을 분석하면 주어진 과수의 크기에 따라 작동해야 할 노즐 조합을 선정할 수 있다.

본 항에서는 분무장치의 전체 작동 압력을 노즐을 모두 닫았을 때  $10 \text{ kg/cm}^2$ 의 압력이 유지되는 상태에서, 노즐 직경이 1.0mm, 송풍팬의 속도는 중속, 주행속도는 저속 1단(3km/h)인 경우에 대하여 제어 규칙을 작성하였다.

### 1) 노즐 조합에 따른 과수의 부위별 약액 부착율

앞 항에서 구한 스피드 스프레이어의 중심으로부터 과수 줄기부 방향으로 1.5m, 2.5m, 3.5m 의 거리에 설치한 타겟 지지대에 1.0m부터 3.0m의 높이까지 0.5m 간격으로 설치한 paper towel 타겟에 대한 약액 부착량 데이터를 이용하여 해당하는 높이의 과수에 살포되는 전체 부착량은 각 지지대의 거리에서의 부착

량의 합으로 나타낼 수 있었다. 그러나 과수의 높이는 상, 중, 하의 세 부분으로만 구분하므로 다섯 군데의 점 데이터로부터 상, 중, 하로 구분된 지역 데이터로 변환해야만 한다. 스피드 스프레이어에서 주어진 작동 조건마다 약액 부착량이 달라지게 되므로 절대량으로서 나타내기보다는 상대적인 분포로 나타내는 것이 바람직할 것으로 판단되어, 먼저 지지대의 각 높이에서의 절대 부착량을 백분율로 표시한 후 이것을 다시 상, 중, 하의 지역 분포 백분율로 나타내었다.

표 7.5.5는 주어진 작동 조건에서 Top 노즐만 작동하는 경우에 과수의 각 높이에서의 약액 부착량을 백분율로 나타낸 것이며, 각 높이에서 상·하 0.25m의 구간에서는 살포 백분율이 일정하다고 가정하여, 그림 7.5.8에서와 같이, 이미 설정한 과수의 상, 중, 하부 3 구간에 대한 평균을 구하는 방식으로 각 부분의 분포 비율을 다음과 같은 방식으로 구할 수 있었다.

$$\text{하부 도포비율} = 0.5x(\text{TDR}@1.0\text{m})/0.5 + 0.33x(\text{TDR}@1.5\text{m})/0.5$$

$$\begin{aligned} \text{중부 도포비율} &= 0.17x(\text{TDR}@1.5\text{m})/0.5 + 0.5x(\text{TDR}@2.0\text{m})/0.5 \\ &+ 0.16x(\text{TDR}@2.5\text{m})/0.5 \end{aligned}$$

$$\text{상부 도포비율} = 0.34x(\text{TDR}@2.5\text{m})/0.5 + 0.5x(\text{TDR}@3.0\text{m})/0.5$$

이와 같은 방법으로, 모든 경우의 노즐 조합에 대하여 과수의 상, 중, 하부에서의 약액 부착 분포율을 계산할 수 있었으며 그 결과를 정리하여 표 7.5.6에 나타내었다.

한편, 약액 분포율을 구하였으므로 어떤 노즐 조합이 작동할 때, 이미 제 3절에서 구한 각 노즐별 분무량 데이터를 사용하면 과수의 세 부분에 살포되는 약액의 양을 절대화하여 나타낼 수 있다(표 7.5.7).



Table 7.5.5 Net spray deposition and spatial distribution(Top only).

Height of target.(H)	Distance from SS centerline, (D)			Total Distribution Ratio, (TDR)
	1.5m	2.5m	3.5m	
1.0m	1.83	1.58	2	21.8 %
1.5m	1.67	1.33	1.42	17.9 %
2.0m	2	1.42	0.92	17.5 %
2.5m	3.25	1.92	0.5	22.9 %
3.0m	2.67	1.5	0.75	19.9 %

Unit : mg/cm<sup>2</sup>

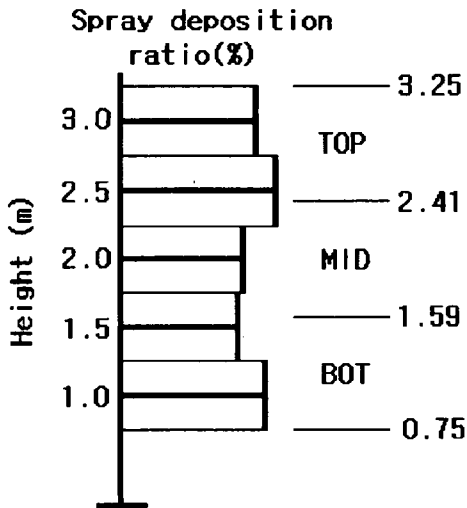


Fig. 7.5.8 Concept of calculating the distribution ratio of spray output

Table 7.5.6 Distribution ratio of spray deposition on each section of tree canopy

Nozzle combination	Ratio of sprayed output on each section of tree canopy(%)			Total output (ℓ/min)
	Bottom	Middle	Top	
Top	33.9	30.9	35.5	4.9
Mid	33.7	34.6	31.6	5.0
Bot	66.8	29.7	3.5	7.3
Top-Mid	39.1	32.8	28.1	9.7
Mid-Bot	62.5	30.8	6.8	12.5
Top-Mid-Bot	59.7	28.1	12.2	16.0

Table 7.5.7 True spray output for each sections of tree canopy on different nozzle combinations

Sections of tree canopy	Spray output from each nozzle combination(ℓ/min)					
	T (2)	M (2)	B (3)	T-M (4)	M-B (5)	T-M-B (7)
BOT	1.65	1.69	4.88	3.79	7.81	9.55
MID	1.51	1.73	2.17	3.18	3.85	4.50
TOP	1.74	1.58	0.26	2.73	0.85	1.95

\* numbers in the parenthesis indicates the number of nozzles activated

2) 과수 각 부위의 크기에 따른 약액 살포량의 결정

상, 중, 하로 구분하여 과수의 어떤 부분에서의 canopy 크기에 따라 작동해야 할 적절한 노즐 조합을 선정하기 위하여 표 7.5.7의 계산 결과를 이용하였다. 예를 들어, 과수의 하부 구간에서 canopy의 크기를 큼, 중간, 적음 등의 세 가지 경우를 고려할 때 canopy가 큰 경우에는 T-M-B 노즐조합이나 M-B 노즐조합을 작동시킬 때 약액 부착율이 최대가 될 수 있으므로, 이러한 경우 요구되는 적정 약액 살포량으로서 T-M-B 노즐조합이나 M-B 노즐조합에서의 약액 살포량의 평균을 취하여 사용하는 것이 바람직할 것으로 판단하였다. 즉, 각 부분에서의 6 가지 노즐조합의 살포량을 크기 순으로 나열한 후 2개씩의 평균을 각 부분의 canopy 크기에 따라 살포되어야 할 약액의 양으로 결정할 수 있었다(표 7.5.8).

Table 7.5.8 Spray output for the optimum application at the given condition

Magnitude of tree extension	Amount of chemical to be sprayed on each part of tree( l/min)		
	BOT	MID	TOP
L	8.68	4.18	2.39
M	4.34	2.7	1.66
S	1.67	1.62	0.56
Z	0	-	0

3) 과수의 각 부분의 가지 크기에 따라 작동해야 할 노즐조합의 선정

한편, 표 7.5.9는 과수 canopy의 각 부분 크기에 따라 작동해야 할 노즐 조합을 나타낸 것으로 표 7.5.7을 이용하여 구하였다.

Table 7.5.9 Nozzle combinations to be activated on the different size of tree canopy

Magnitude of tree extension	Nozzle combinations to be operated on each sections of tree canopy		
	BOT	MID	TOP
L	T-M-B	T-M-B	T-M-B
	M-B	M-B	T-M
M	T-M	T-M	T
	B	B	M
S	T	T	M-B
	M	M	B
Z	T	-	B

#### 4) 제어 규칙의 설정

과수의 크기에 따라 약액 살포량을 제어하기 위한 제어 규칙을 만들기 위하여 먼저 과수 canopy의 상, 중, 하부의 크기를 큼, 중간, 작음, 없음 등의 4가지 경우로 나타낼 수 있으므로  $4 \times 4 \times 4 = 64$ 개의 과수 형상의 조합을 얻을 수 있다. 그러나, 일반적으로 과수에서 중부의 크기가 상부와 하부에 비교하여 더 작은 경우는 거의 없으므로 전체의 64개 과수 형상 조합에서 그럴 경우는 제외하고 총 42개의 경우에 대하여 제어 규칙을 만들었다.

먼저 과수 canopy의 각 부분에 대한 크기가 결정되면 표 7.5.8로부터 각 부분에 살포되어야 할 양을 결정할 수 있다. 예를 들어 Bottom 부위가 크고(L), Middle 부분은 중간정도(M)이고, Top 부분이 작다(S)라고 한다면 각각 8.68 l/min, 2.7 l/min, 0.56 l/min만큼의 약액을 살포하는 것이 적절한 살포량이 된다. 그러나, 과수 canopy의 크기가 어떤 조합을 갖든지 작동하는 노즐 조합은 단 한 가지이므로 과수 canopy의 어떤 부분을 기준으로 하여 작동시킬 노즐 조합을 결정하느냐에 따라서 특정 부분에 과다하게 또는 과소하게 약액이 살포될 수 있다. 따라서, 과수 canopy의 각 부분에서 먼저 특정 부위(Bottom 부분)의 크기에 따라 표 7.5.9에서 결정된 바대로 작동할 노즐조합 두 가지를 선정하고 Bottom, Middle, Top 부분에 대하여 각 노즐조합에서 실제로 살포되는 양을 구하여, 표 7.5.8을 이용하여 구한 적정 살포량과 비교하면 하나의 노즐조합을 선택하였을

때의 과다 또는 과소 살포되는 양을 계산할 수 있다. 같은 방식으로 Middle 부분을 기준으로 하였을 때와 Top 부분을 기준으로 하였을 때에도 표 7.5.10에 나타낸 바와 같이 과다 및 과소 살포량을 계산할 수 있다. 따라서, 특정 부위에 과다하거나 과소하지 않게 살포할 수 있는 노즐 조합을 선택할 수 있다. 표 7.5.11은 앞에서의 계산 결과를 나타낸 것이다.

Table 7.5.10 Spray deposition required in given tree size and true spray deposition when selecting different nozzle combinations

			Canopy sections of tree		
			BOT	MID	TOP
Magnitude of tree extension			L	M	S
Spray deposition required for given tree canopy			8.68	2.7	0.56
Reference section for calculation	BOT	T-M-B	9.55	4.50	1.95
		M-B	7.81	3.85	0.85
	MID	T-M	3.79	3.18	2.73
		B	4.88	2.17	0.26
	TOP	M-B	7.81	3.85	0.85
		B	4.88	2.17	0.26

Table 7.5.11 Difference between the required and the true spray deposition on different nozzle combinations

Nozzle combinations	Canopy sections of tree			Total
	BOT	MID	TOP	
T-M-B	+0.87	+1.8	+1.39	+4.06
M-B	-0.87	+1.15	+0.29	+0.57
T-M	-4.89	+0.48	+2.17	-2.24
B	-3.8	-0.53	-0.3	-4.63
M-B				
B				

\* plus indicates the over-sprayed and minus indicates the under-sprayed

T-M-B 노즐 조합으로 살포하였을 경우 과다하게 살포되는 경향이 있고 B 노즐 조합의 경우는 전체적으로 과소하게 살포되는 것으로 나타났다. 즉, 과다한 것은 농약의 손실 및 환경오염과 직결되는 문제를 야기하게 되고 과소하면 방제 효과를 얻을 수 없을 것이다. M-B의 경우 대체적으로 목표량에 근사하나 Bottom 부분의 경우에 약간 적게 살포되는 경향이 나타났다. 전체 과수의 크기 조합 42가지 경우에 대하여 이와 같은 방식으로 분석한 결과 부분적으로는 목표량과 실제 살포량과의 차이가 - 1.0 이내의 범위내에 들면 약간은 과소하게 살포한다 하더라도 적절한 노즐 조합으로 선택할 수 있을 것으로 판단하였다. 따라서, 이 경우에는 M-B 노즐 조합이 최적의 선택이라고 결정할 수 있었다. 표 7.5.12는 과수의 크기에 따라 결정된 최적 노즐 조합을 나타낸 것으로 제어규칙 (Rule Base)으로 사용할 수 있다.

이와 같은 방식으로 사용할 노즐의 직경 및 분무관 작동 압력에 따라 각각의 제어 규칙을 생성할 수 있다.

Table 7.5.12 Fuzzy rules

Magnitude of tree extension			Nozzle combination	Magnitude of tree extension			Nozzle combination
bot	mid	top		bot	mid	top	
L	L	L	T-M-B	S	M	L	T-M
L	L	M	T-M-B	S	M	M	T-M
L	L	S	T-M-B	S	M	S	M
L	L	Z	M-B	S	M	Z	M
L	M	M	T-M-B	S	S	L	M
L	M	S	M-B	S	S	M	M
L	M	Z	M-B	S	S	S	T
L	S	S	M-B	S	S	Z	T
L	S	Z	M-B	Z	L	L	T-M
M	L	L	T-M-B	Z	L	M	M-B*
M	L	M	T-M-B	Z	L	S	M-B*
M	L	S	T-M	Z	L	Z	M-B*
M	L	Z	T-M	Z	M	L	T-M
M	M	L	T-M-B	Z	M	M	T-M
M	M	M	T-M	Z	M	S	B
M	M	S	B	Z	M	Z	B
M	M	Z	B	Z	S	M	T
M	S	S	B	Z	S	S	T
M	S	Z	B	Z	S	Z	OFF
S	L	M	M-B*	Z	Z	Z	OFF
S	L	S	M-B*				
S	L	Z	M-B				

\* indicates too excessive over-sprayed

### 5) 입출력 변수

제어 알고리즘의 입력변수는 과수 canopy의 상부, 중부, 하부에서의 과수 크기인데 그림 7.5.9에서 보는 바와 같이 4개의 언어변수로서 나타내었다. 각 부분은 동일한 멤버쉽 함수를 사용하였다.

출력변수로는 선택할 노즐 조합을 나타내는데 single-tone 방식을 사용하여 6가지의 노즐조합과 all\_off하는 경우에 대하여 7개의 언어변수를 이용하여 그림 7.5.10에 나타내었다.

총 제어규칙 수는 42개로서 표 7.5.12에서와 같으며, 규칙의 형태는

If [bot : terms] and [mid : terms] and [top : terms],  
Then [out : nozzle combination].

를 취하며 조건부에 3개의 퍼지 변수와 결론부에 1개의 퍼지변수를 갖도록 하였다.

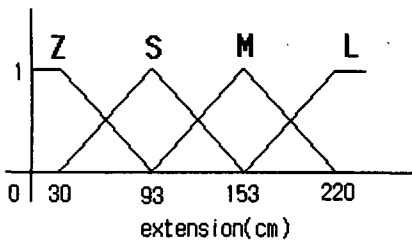


Fig. 7.5.9 Membership function for the magnitude of tree canopy.



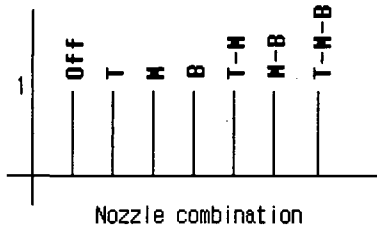


Fig. 7.5.10 Membership function for selecting nozzle combination.

퍼지 추론으로서 Aggregation operator로는 Minimum, Implication operator로는 Algebraic Product, Accumulation operator로는 Maximum을 사용하였다. 비퍼지화는 Center of Gravity 방법을 사용한 후 정수화하여 최종적인 노즐 조합을 결정하였다.

#### 다. 퍼지 제어 알고리즘에 대한 시뮬레이션

강원대학교 부속 농장의 과수원에서 획득한 과수의 특성 데이터를 이용하여 퍼지 제어 알고리즘으로 시뮬레이션을 수행하였다. 입력 데이터는 그림 7.5.11에서 보는 바와 같이 과수의 크기이며, 시뮬레이션을 수행한 결과 각 제어구간에서 선정된 노즐조합들의 작동 빈도수를 표 7.5.13에 나타내었다.

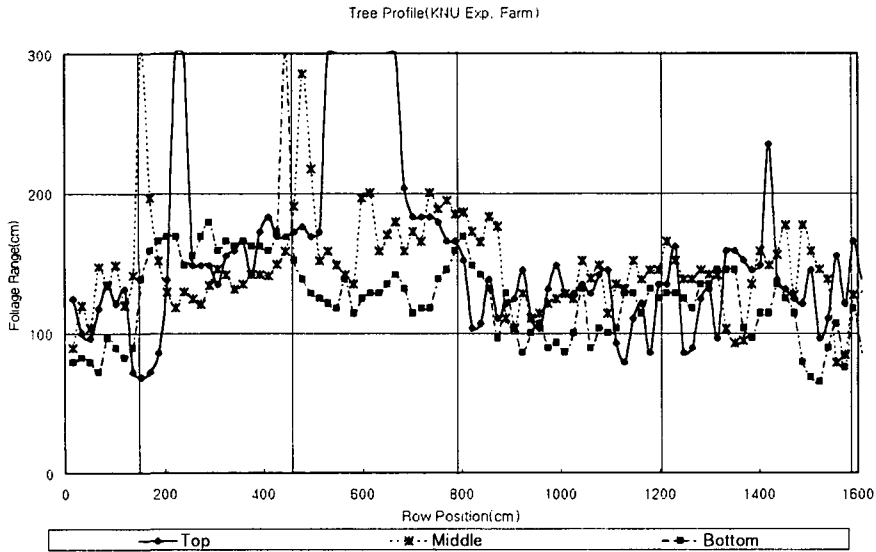


Fig. 7.5.11 Measured tree profile in KNU experimental farm.

Table 7.5.13 Simulation result

	T-M-B (All_On)	M-B	T-M	T	M	B	All_Off
Number of occurrence	27	36	20	0	1	9	2

제어 방식을 사용하지 않고 방제 작업을 하는 경우, 즉 Top-Mid-Bot 의 노즐 조합에서 주어진 거리만큼 주행할 때와 제어가 적용되었을 때의 경우를 비교해보면 약액 살포량을 약 25% 절약할 수 있는 것으로 나타났다.

### 3. 제어 알고리즘의 수정

본 연구에서 개발한 과수원 방제기의 실용화 측면을 고려하여 측정 및 제어 시스템은 가능하면 간단하게 구성해야만 생산 단가를 줄일 수 있고, 고장도 줄일

수 있어 유지, 보수도 용이할 것이다.

따라서, 현재의 노즐부를 변경 없이 사용한다고 하였을 때 각각의 노즐을 on-off할 수 있는 솔레노이드 밸브의 설치를 최소화하기 위하여 7가지의 작동 가능한 노즐 조합을 T-M-B, M-B, B, All-Off 의 4가지로 단순화하였다. 그림 7.5.12에서 보는 바와 같이 솔레노이드 밸브를 설치하여 개수를 최소화하였으며, 각 노즐조합을 자동시키기 위한 제어어는 표 7.5.14와 같다.

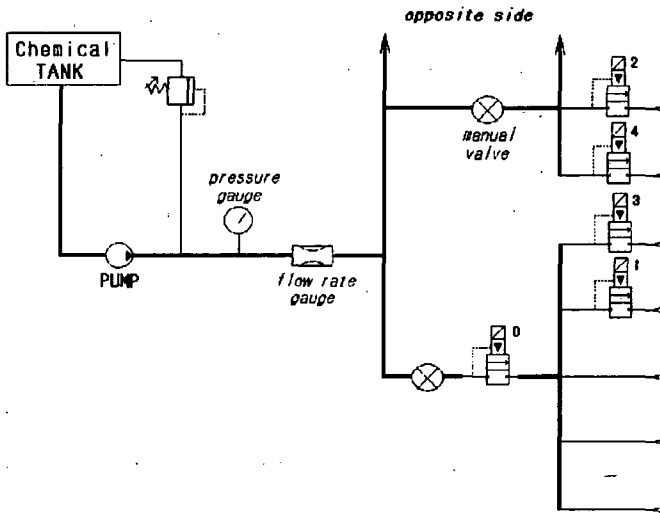


Fig. 7.5.12 Proposed spray control system.

Table 7.5.14 Control words for activating nozzles

Number in bit	Nozzle combination	Remark
1111 1110	Bot nozzle only	0x fe
1111 0100	Mid-Bot nozzle	0x f4
1110 0000	All_On	0x e0
1111 1111	All_Off	0x ff

#### 4. 제어 프로그램의 작성

제어 알고리즘은 크게 두 부분으로 전체적인 시스템을 제어하는 부분과 작동 노즐조합을 선정하는 부분으로 구성되어 있다.

프로그램이 실행되기 전에 거리/속도 측정장치의 외부에 설치된 리셀키를 눌러 카운터를 초기화하여야 한다. 전체적인 시스템을 제어하는 부분은 먼저 초음파 거리 데이터를 읽어 들일 6개의 8255 포트와 거리 및 속도 데이터를 읽어 들일 2개의 8255 포트를 입력포트로 설정하고 솔레노이드 밸브를 작동하는 릴레이 보드를 제어하기 위한 1개의 8255 포트를 출력포트로서 초기화한 후, 릴레이 보드로 모든 노즐을 off 시키는 신호를 출력한다. 시스템의 초기화를 완료하면 프로그램은 거리/속도 측정장치로부터의 거리 데이터를 의미하는 신호가 들어올 때까지, 즉 스피드 스프레이어가 진행하여 차륜 원주 길이의 1/10에 해당하는 거리에 도달하여 구동륜에 장착된 로타리엔코더(10 pulse/rev, Autonics, Korea)로부터 펄스가 출력되어 카운터 값이 하나 증가할 때까지 루프를 돌게 되며, 카운터 값이 증가하는 순간 6개의 초음파 거리 측정 장치의 랫치에 저장되어 있는 데이터를 읽어 들이고, 작동할 노즐조합 데이터를 릴레이 보드로 출력한다. 입력된 거리 데이터들은 파수의 canopy 크기로 변환되어 작동 노즐조합을 선정하는 부분으로 입력되어 퍼지 알고리즘에 의해 작동할 노즐조합을 결정하여 그 결과를 스택에 저장하여 나중에 릴레이 보드로 출력할 수 있도록 한다. 이것은 초음파 센서에 의해 파수의 크기를 측정하는 부분은 스피드 스프레이어의 앞부분에 있고 약액 살포 노즐부는 뒷부분에 있으므로 현재 읽은 거리 데이터로부터 선정한 작동할 노즐조합이 즉시 출력되어서는 안되고, 스피드 스프레이어가 더 진행하여 거리를 측정했던 시점에 노즐부가 도달되었을 때 노즐을 제어해야하기 때문이다. 스택의 갯수는 센서부와 노즐부의 간격과 구동륜의 로타리엔코더 펄스 하나가 나타내는 진행거리 등에 의해서 결정된다. 주행거리 및 속도 데이터, 파수까지의 거리 데이터 및 릴레이보드로의 출력 데이터 등을 파일에 기록한다. 출력데이터를 저장하고 있는 스택 값을 업데이트한 후, 프로그램은 처음으로 돌아가 주행거리 데이터를 나타내는 카운터의 값이 증가되는 지를 감시한다.

미리 설정해 놓은 카운터 값에 다다르면, 데이터 기록용 파일을 닫고 릴레이 보드로 모든 노즐을 off시키는 신호를 출력한 후 프로그램은 종료한다. 여기서 사용한 카운터는 8 bit이므로 255개의 펄스를 받은 후 다시 0으로 리셀되므로 연속해서 사용할 수 있도록 roll-over 루틴을 추가하였다.

따라서, 본 연구에서 개발된 시스템은 주행 방향에 대해 일정 거리마다 파수

데이터를 받고 노즐을 제어하는 방식이므로 스피드 스프레이어의 주행속도에 관계없이 약액 살포를 제어할 수 있다는 것이 큰 장점이라고 할 수 있겠다.

제어 알고리즘은 C 언어를 이용하여 프로그래밍 하였으며, 그림 7.5.13은 전체적인 시스템을 제어하는 프로그램의 흐름도이다.

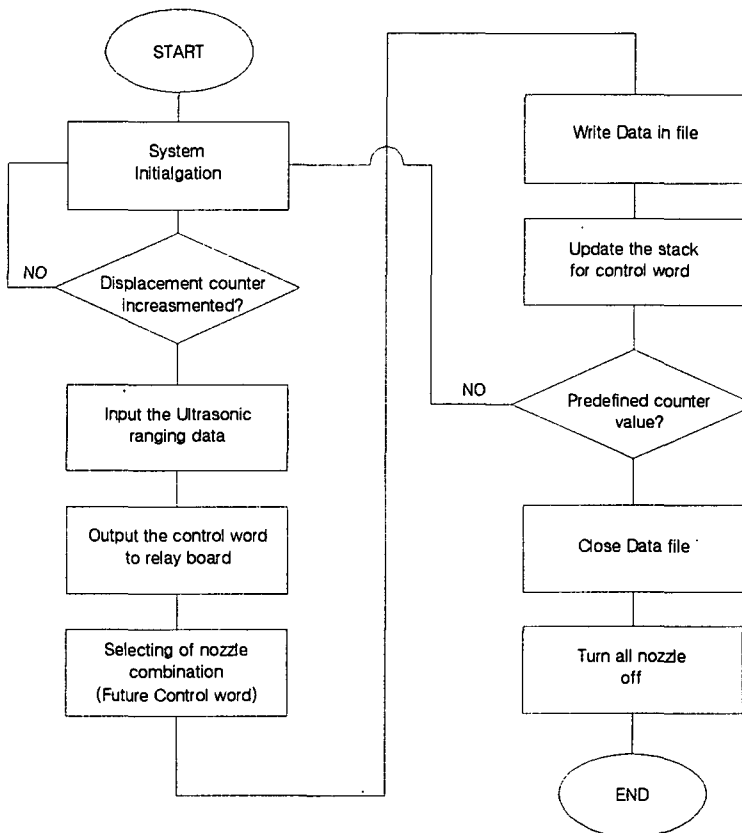


Fig. 7.5.13 Flowchart for overall system control.

## 제 6 절 성능 평가

### 1. 서언

과수의 TRV를 측정할 수 있는 시스템과 제어 알고리즘이 완성되었으므로 실제 과수원에서 성능 평가를 실시하였다. 성능 평가 지표로는 기존의 스피드 스프레이어에 의한 관행 작업시의 약액 도포율과 제어 알고리즘이 적용된 스피드 스프레이어에 의한 약액 도포율의 차이 여부와 각각의 방법으로 작업하였을 때의 농약 사용량의 비교로써 나타내었다.

실험 대상 과수원은 강원대학교 부속농장의 과수원과 강원도 농촌 진흥원 과수 포장을 선정하여 과일 수확이 모두 끝나고 난 후 9월 중순경에 포장 실험을 수행하였다. 본 연구에서 개발된 TRV 측정 시스템과 약액 살포제어 장치가 적용되기 위해서는 우선적으로 과수원의 노면이 균일해야하며 또한 스피드 스프레이어에는 초음파 센서를 장착한 높이 3m 가량의 지지대가 장착되어 있으므로 주행 공간이 충분히 확보된 포장이어야 한다. 특히 본 약액살포 제어 시스템은 과수와 과수 사이의 공간이 충분할 때 관행적인 방법에 비하여 효과를 명확하게 볼 수 있으므로 실험 대상 과수원을 선정할 때 이 점을 고려하였다. 밀식 재배를 하는 과수 농가의 경우는 과수 열 사이에서의 빈 공간은 거의 없어 관행적인 방법과 큰 차이가 없을 것으로 판단되나 스피드 스프레이어가 한 줄을 모두 뿌리고 그 다음 줄로 들어가기 위하여 선회할 때 약액 살포를 자동으로 차단해 주고 새로운 줄로 진입하여 다시 작동하게 할 수 있으므로 많은 양의 농약 절감과 운전자의 안전성을 확보해 줄 수 있을 것으로 판단하여 실험 대상에서 제외하였다.

### 2. 재료 및 방법

#### 가. 실험 대상 과수의 특성

##### 1) 강원대학교 부속농장 과수원

실험용 배나무는 10년생 신고 품종으로 진행 방향 기준으로 폭은 약 6m, 재식 간격은 약 4m로 되어 있고 높이는 평균 3m이며 폭은 최고 370cm에서 최소

225cm이다. 나무와 나무사이가 명확이 구분되지 않으나 중간에 최고높이가 1.7m 정도인 키가 작은 과수가 있다.

## 2) 강원도 농촌진흥원 과수 포장

실험 대상인 배나무는 5년생 화산 품종으로서 강원대학교 부속농장의 과수보다는 크기가 작은 편으로 조간거리는 약 8m, 재식 간격은 약 6m이며 평균 높이는 약 2.8m이고 폭은 최고 275cm에서 최소240cm이다. 과수와 과수의 경계가 뚜렷하다는 것이 이 과수원의 특징이기도 하다.

### 나. User-Define Parameters 설정

과수 나무까지의 거리를 측정하여 과수의 크기를 결정하기 위해서는 조간 거리에 대한 사용자 정의 상수를 설정해야 한다. 조간 거리를 6m로 하였을 때, 초음파 센서가 조간 거리의 중간에 위치하고 있으므로 양쪽 방향에 대하여 3m 이상의 거리로 측정되는 데이터는 그 다음 열에 있는 과수로부터의 반사에 의한 것이므로 고려 대상에서 제외하고, 최대 거리 3m에서 초음파에서 과수 가지까지의 거리 측정치를 뺀 값을 과수 가지의 크기로 간주하였다.

### 다. 실험 조건

성능 평가 실험은 강원대학교 부속농장과 강원도 농촌진흥청 과수포장에서 이루어 졌으며, 스피드 스프레이어의 주행속도는 저속 1단인 3km/h로 고정시키고 노즐은 직경 1.2mm로 하였으며 분무관내의 작동압력은 노즐을 모두 연 경우 10kg/cm<sup>2</sup>으로 설정하였다. paper-towel 타겟은 그림 7.6.1에서와 같이 지지대 #1, #4, #7은 과수 열간 중심선에서 1.5m 거리에서 나뭇잎에 가리지 않게 세우고 지지대 #2, #5, #8은 중심선에서 2.5m 거리에, 지지대 #3, #6번은 중심선으로부터 3m 떨어진 거리에 세우고, Lab 실험에서와 같이 지지대의 높이 1m부터 3m까지 0.5m 간격으로 paper-towel 타겟을 장착한 후, 관행적인 약액살포와 제어 알고리즘이 적용된 약액살포 방법에 의한 약액 부착을 비교실험을 수행하였다. 각 실험 조건에서 실험 순서는 임의화 하였으며 3 반복을 하여 평균으로 약액 부착을 나타내었다.

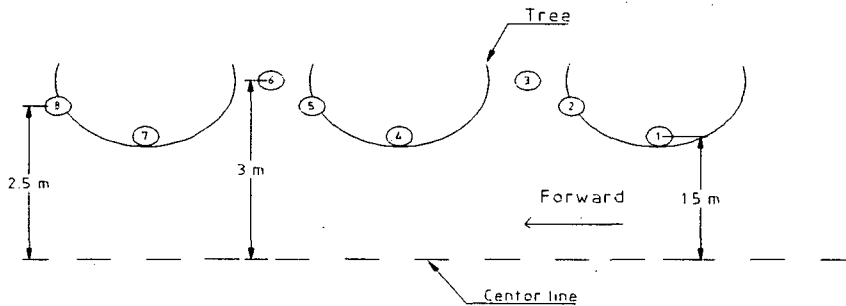


Fig. 7.6.1 Location of target poles in orchard.

### 3. 결과 및 고찰

#### 가. 강원대학교 부속농장 실험

강원대학교 부속 농장 과수원에서 수행된 실험에서 TRV 측정장치에 의해 측정된 과수의 프로파일을 그림 7.6.2에 나타내었다. 지지대 #4와 #5가 설치된 위치에서는 Top 센서에서 측정되는 데이터가 3.0m 이므로 그 위치에는 과수 가지가 없다는 것을 의미한다. Middle 센서와 Bottom 센서에 의해 측정된 데이터는 개별 과수의 구분이 명확하지 않다. 이것은 측정 대상 과수들 사이의 공간이 충분하지 않아 초음파 거리측정장치를 사용할 때는 과수들이 마치 연속적으로 붙어 있는 것처럼 관측되었기 때문으로 판단된다.

관행적인 방법으로 약액 살포를 하였을 경우 부착율 실험 결과를 그림 7.6.3에 나타내었으며 제어 알고리즘이 적용된 방법에 의한 약액 부착율 실험 결과는 그림 7.6.4에 나타내었다.



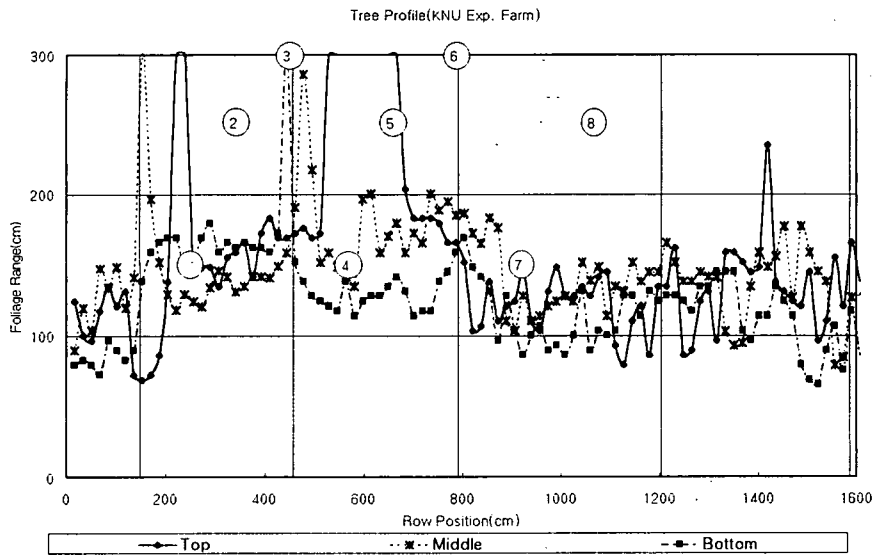
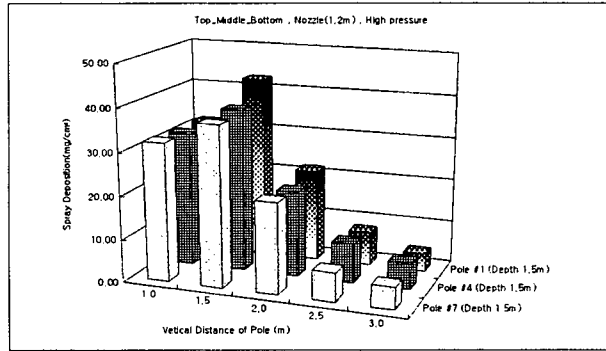
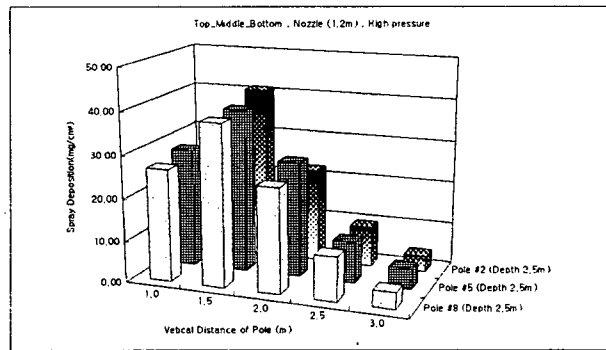


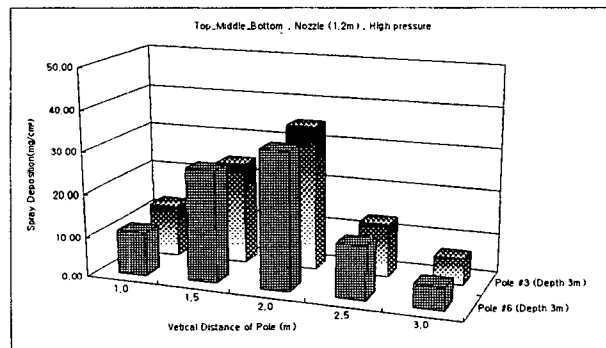
Fig. 7.6.2. Measured tree profile in KNU experimental farm.



(a) Deposition on target heights at Pole #1, #4, #7

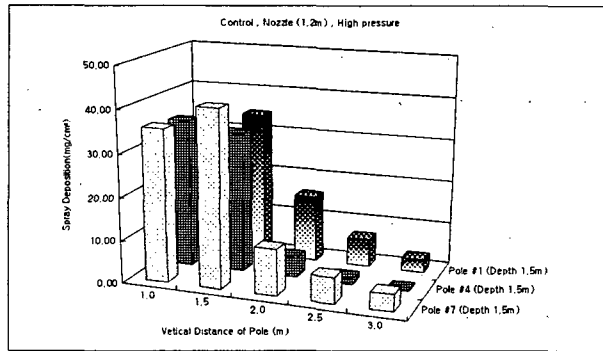


(b) Deposition on target heights at Pole #2, #5, #8

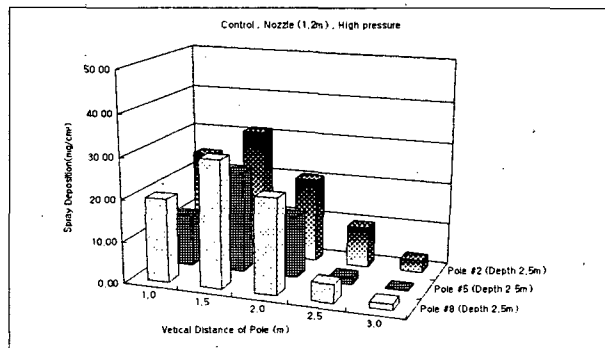


(c) Deposition on target heights at Pole #3, #6

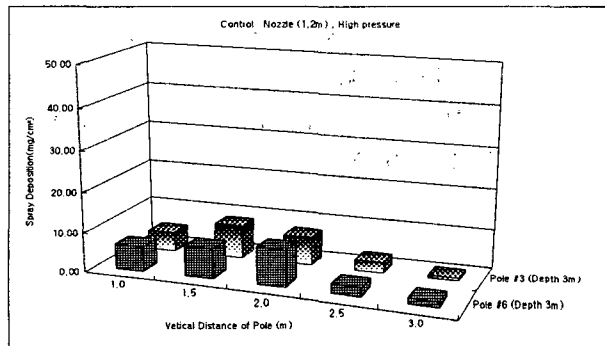
Fig. 7.6.3 Spray deposition results on different poles without control algorithm(KNU Exp. Farm).



(a) Deposition on target heights at Pole #1, #4, #7



(b) Deposition on target heights at Pole #2, #5, #8



(c) Deposition on target heights at Pole #3, #6

Fig. 7.6.4 Spray deposition results on different poles with control algorithm(KNU-Exp. Farm).

그림 7.6.3과 그림 7.6.4은 각각의 지지대의 타겟들에 대한 약액 부착율을 1:1로 대응하여 비교할 수 있는데, 지지대 #4의 경우는 높이 2.0m 이상의 Top 부분에서는 약액 부착율이 현저히 적었음을 볼 수 있다. 지지대 #5에서도 높이 2.5m 이상에서 약액 부착율이 급격히 저하되는 것으로 측정되었다. 이것은 지지대 #4와 #5가 위치한 곳의 과수는 Top 부분이 거의 없는 상태이기 때문으로 판단할 수 있다. 지지대 #3과 #6의 경우에도 관행적인 방법과 제어 알고리즘이 적용된 방법 사이의 약액 부착율 차이가 명확하게 나타났다. 이 부분은 실제로 과수와 과수 사이의 빈 공간으로서 그림 7.6.2에서는 인접한 과수가 붙어 있는 것 같지만 과수의 가지 크기는 경계선 부분에서 아주 작은 것으로 측정되었으므로 약액 살포가 줄어들었기 때문이다.

위 두 수준의 약액 살포 방법에 대하여 각 타겟에서의 약액 부착율 간의 상관관계를 규명하기 위하여 Duncan's Multiple Range Test를 수행하였다. Table 7.6.1에서 보는 바와 같이 과수와 과수 사이에 위치한 지지대 #3, #6에서의 부착율은 서로 유의성이 있는 것으로 나타났으며 과수의 키가 작은 부분의 지지대 #4, #5에서는 2m이상에서 차이가 있었으며 나머지 pole #1, #2, #7, #8에서는 서로 차이가 없는 것으로 나타났다. 따라서, 제어 알고리즘이 적용된 약액살포 방법이 적용 가능한 시스템으로 판단할 수 있었다.

약액 절감율을 구하기 위하여 약액 살포 실험시 제어 프로그램에 의해 기록된 제어 알고리즘에 따른 노즐조합의 선정에 대한 데이터를 분석하고, 관행적인 약액살포 방법에서의 모든 노즐이 작동하는 경우에 3절의 분무량 데이터를 참조하여 각 경우에 절대 분사량을 계산하였다. 대상 구간은 과수 3 그룹에 대한 약 16m 로서 전체 95개의 제어데이터에서 노즐을 모두 작동하는 구간이 64개, Mid-Bot을 작동하는 구간이 18개, Bot 만을 작동하는 구간이 11개, 모든 노즐을 잠근 경우가 2개로서 관행적인 방법에서 95개 전체에 대하여 노즐을 모두 작동시키는 경우와 비교하면 약 13%의 약액을 절약할 수 있는 것으로 나타났다.

Table 7.6.1 Duncan's Multiple Range Test results for spray deposition on two control levels(KNU Exp. Farm)

Pole #	Height(m)	Average Deposition(mg/cm <sup>2</sup> )		Duncan Group	
		No Control	Control	No Control	Control
1 (Depth 1.5m)	1	31.56	30.56	A	A
	1.5	42.66	34.50	A	A
	2	21.56	15.68	A	A
	2.5	7.93	6.68	A	A
	3	4.17	3.08	A	A
2 (Depth 2.5m)	1	25.08	24.50	A	A
	1.5	40.93	31.08	A	A
	2	22.18	20.33	A	A
	2.5	9.68	9.58	A	A
	3	3.83	2.92	A	A
3 (Depth 3m)	1	12.50	4.92	A	B
	1.5	24.25	8.43	A	B
	2	34.83	7.25	A	B
	2.5	13.33	2.75	A	B
	3	6.50	0.67	A	B
4 (Depth 1.5m)	1	34.75	31.43	A	A
	1.5	37.58	32.75	A	A
	2	19.83	4.67	A	B
	2.5	9.08	1.33	A	B
	3	6.00	0.17	A	B
5 (Depth 2.5m)	1	28.08	12.25	A	A
	1.5	38.58	24.08	A	A
	2	27.25	14.68	A	A
	2.5	9.83	1.50	A	B
	3	4.92	0.17	A	B
6 (Depth 3m)	1	11.00	6.33	A	A
	1.5	26.83	7.75	A	B
	2	32.92	9.33	A	B
	2.5	13.17	2.17	A	B
	3	5.17	1.08	A	B
7 (Depth 1.5m)	1	35.58	32.16	A	A
	1.5	41.18	37.18	A	A
	2	21.00	10.75	A	B
	2.5	6.75	6.00	A	A
	3	5.08	3.83	A	A
8 (Depth 2.5m)	1	26.50	19.93	A	A
	1.5	38.25	30.33	A	A
	2	24.75	22.68	A	A
	2.5	10.50	4.42	A	B
	3	3.83	1.50	A	A

## 2) 강원도 농촌진흥원 과수포장시험

강원도 농촌진흥원 과수포장에서 수행한 실험에서 TRV 측정장치에 의해 측정된 과수의 프로파일은 그림 7.6.5에 나타내었다. 타겟 지지대 #4와 #5가 위치한 부분의 과수는 전체적으로 크기가 작은 편이며 특히 Top 높이는 나무의 크기가 다른 부분에 비해 상대적으로 매우 작은 것을 알 수 있다. 또한 인접한 과수 사이의 공간이 충분히 넓었으므로 초음파 센서의 특성상 센서의 빔폭이 큼에도 불구하고 과수 사이의 공간을 매우 잘 인식할 수 있었다.

관행적인 방법으로 약액 살포를 하였을 경우 부착율 실험 결과를 그림 7.6.6에 나타내었으며 제어 알고리즘이 적용된 방법에 의한 약액 부착율 실험 결과는 그림 7.6.7에 나타내었다.

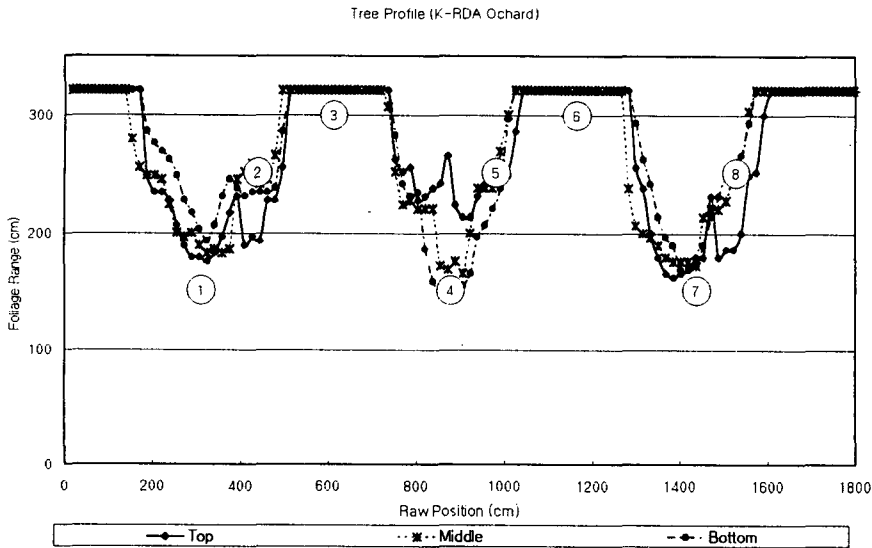
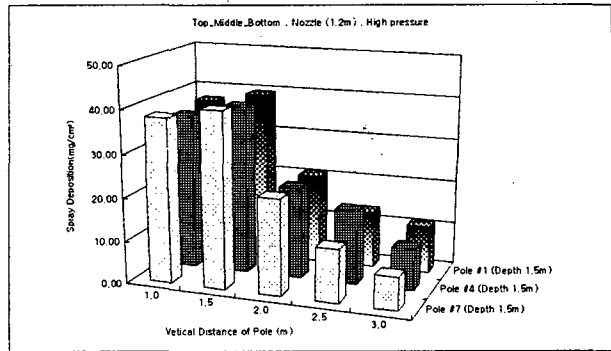
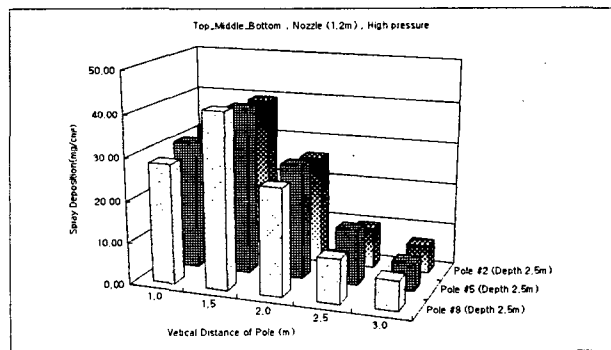


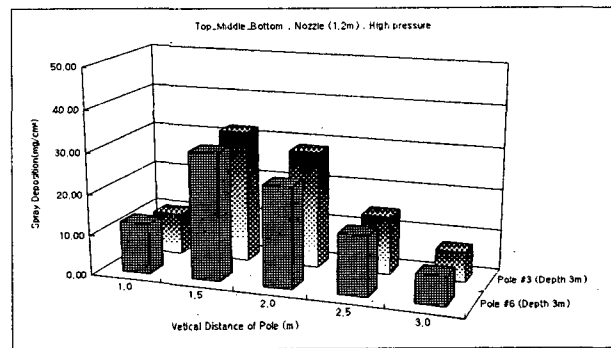
Fig. 7.6.5 Measured tree profile in K-RDA orchard.



(a) Deposition on target heights at Pole #1, #4, #7

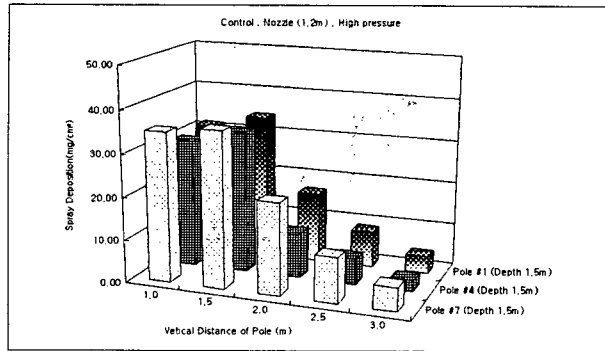


(b) Deposition on target heights at Pole #2, #5, #8

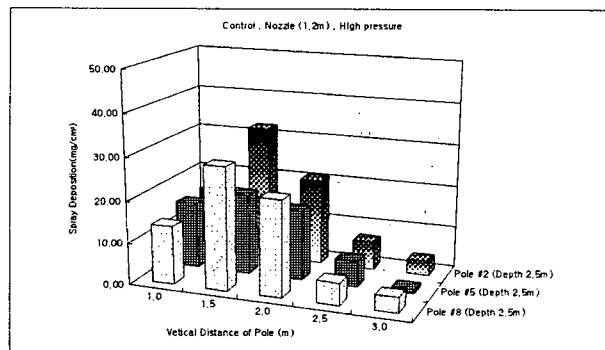


(c) Deposition on target heights at Pole #3, #6

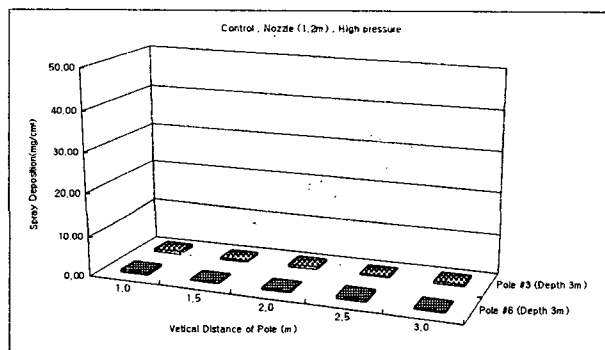
Fig. 7.6.6 Spray deposition results on different poles without control algorithm(K-RDA orchard).



(a) Deposition on target heights at Pole #1, #4, #7



(b) Deposition on target heights at Pole #2, #5, #8



(c) Deposition on target heights at Pole #3, #6

Fig. 7.6.7 Spray deposition results on different poles with control algorithm(K-RDA orchard).



강원대학교 부속 농장실험에서와 마찬가지로 제어 알고리즘이 적용된 경우가 대체로 약액 부착량이 적은 것으로 나타났으며, 특히 지지대 #4, #5가 있는 지점에서 과수는 Top부분의 가지의 뻗힘 길이가 약 70cm 정도로 매우 작았기 때문에 제어 알고리즘을 적용한 경우에 높은 위치의 타겟에서의 약액 부착량이 적은 것으로 나타났으며, 지지대 #3 과 #6 은 공간이 넓은 과수 사이에 있는 것이므로 제어 알고리즘이 적용된 경우에는 약액 부착량이 거의 없어 제어의 효과를 명확하게 보여 주었다.

Table 7.6.2는 두 수준의 약액 살포 방법에 대하여 각 타겟에서의 약액 부착율 간의 상관관계를 규명하기 위한 Duncan's Multiple Range Test의 결과이다. 과수와 과수 사이에 위치한 지지대 #3, #6에서의 부착율은 서로 유의성이 있는 것으로 나타났으며 과수의 키가 작은 부분의 지지대 #4, #5에서는 1.5 - 2m이상에서 차이가 있었으며 나머지 pole #1, #2, #7, #8에서는 서로 차이가 없는 것으로 나타났다. 따라서, 제어 알고리즘이 적용된 약액 살포 방법이 적용 가능한 시스템으로 판단할 수 있었다.

앞에서와 같은 방법으로 약액 절감율을 구한 결과, 대상 구간은 과수 3 그룹에 대한 총 18.5m 이며, 전체 108개의 제어데이터에서 노즐을 모두 작동하는 구간이 19개, Mid-Bot을 작동하는 구간이 6개, Bot 만을 작동하는 구간이 4개로서 관행적인 방법에서 108개 전체에 대하여 노즐을 모두 작동시키는 경우와 비교하면 약 77%의 약액을 절약할 수 있는 것으로 나타났다.

Table 7.6.2 Duncan's Multiple Range Test results for spray deposition on two control levels(K-RDA orchard)

Pole #	Height(m)	Average Deposition(mg/cm <sup>2</sup> )		Duncan Group	
		No Control	Control	No Control	Control
1 (Depth 1.5m)	1	37.25	31.18	A	A
	1.5	39.50	34.08	A	A
	2	20.92	16.50	A	B
	2.5	13.17	8.58	A	A
	3	11.08	4.00	A	B
2 (Depth 2.5m)	1	31.75	15.75	A	B
	1.5	39.42	32.17	A	B
	2	25.93	20.58	A	A
	2.5	9.68	6.75	A	A
	3	6.68	3.50	A	A
3 (Depth 3m)	1	10.25	0.75	A	B
	1.5	32.18	0.43	A	B
	2	28.58	0.75	A	B
	2.5	14.43	0.42	A	B
	3	7.42	0.58	A	B
4 (Depth 1.5m)	1	36.08	30.18	A	A
	1.5	39.00	33.33	A	A
	2	21.25	10.58	A	B
	2.5	17.18	6.08	A	B
	3	9.75	2.68	A	A
5 (Depth 2.5m)	1	30.58	15.93	A	A
	1.5	39.93	19.25	A	B
	2	27.25	16.75	A	B
	2.5	13.08	6.08	A	B
	3	6.58	0.92	A	B
6 (Depth 3m)	1	12.50	0.67	A	B
	1.5	31.18	0.25	A	B
	2	24.75	0.42	A	B
	2.5	14.83	0.68	A	B
	3	7.08	0.33	A	B
7 (Depth 1.5m)	1	38.08	35.08	A	A
	1.5	36.43	32.32	A	A
	2	22.33	21.43	A	A
	2.5	12.42	10.50	A	A
	3	7.58	5.42	A	A
8 (Depth 2.5m)	1	28.43	13.93	A	B
	1.5	41.68	29.00	A	A
	2	25.43	22.93	A	A
	2.5	10.25	5.25	A	A
	3	6.92	3.67	A	A

## 제 7 절 결 론

과수의 크기 및 형상에 따라 최적의 약액살포 제어가 가능한 시스템을 개발하여, 기존의 스피드 스프레이어를 개조하여 장착하고 과수 포장에서 약액살포 성능을 평가하였다. 본 연구에서 개발한 제어 시스템은 스피드 스프레이어에 부착한 지지대에 높이별로 3곳에서 양쪽 방향을 감지할 수 있도록 초음파 센서 6개를 장착하고, 주행하면서 일정한 거리마다 스피드스프레이어의 중심으로부터 과수까지의 거리를 측정된 데이터를 읽어 들일 수 있도록 Trigger 신호를 낼 수 있는 주행거리 측정 시스템, 과수의 크기 및 형상을 계산하여 작동시킬 노즐 조합을 결정하는 제어 알고리즘과 노즐을 on/off 하는 솔레노이드 밸브를 제어하는 장치와, 컴퓨터 Motherboard, 메모리 카드와 몇 개의 입출력 인터페이스 카드만이 내장된 소형 산업용 컴퓨터로 구성되어 있다. 본 제어장치의 특징은 과수의 크기가 일정한 거리마다 측정되어 약액살포 노즐을 제어하므로 스피드 스프레이어의 작업속도와는 무관하게 제어장치가 작동한다는 것이다.

과수의 크기 및 형상을 측정하는 장치는 초음파 센서를 이용하여 과수 가지까지의 거리를 측정하는 방식으로서 50msec 마다 8 bit의 크기로 거리 데이터를 업데이트하여 출력함으로써 제어장치가 필요로 하는 시점에서 언제든지 가장 최근의 데이터를 가져올 수 있도록 컴퓨터와는 독립적인 장치로 개발하였다. 주행거리/속도 측정 장치는 구동륜에 장착된 로타리엔코더로부터의 펄스 신호를 카운트하여 주행거리와 주행속도를 8 bit 데이터로 출력해 줌으로써 제어 프로그램으로 하여금 스피드 스프레이어가 일정한 거리를 주행하였음을 인식하게 하여 전체적인 제어 시스템의 흐름을 통제할 수 있도록 하였다. 이러한 인터페이스 회로들은 본 연구에서 자체 개발한 것으로서 측도 설정과 인공과수에 대한 과수 크기 및 형상 측정 실험 및 과수 포장에서 실제 과수에 대한 성능 평가를 수행하였다. 진흥원 포장에서는 대체적으로 95%의 정확도를 갖으며 98%의 정밀도를 나타내는 것으로 나타났다. 시스템의 제어 주기는 주행거리로 약 17cm 이었다.

약액살포 제어장치는 노즐에 장착된 솔레노이드 밸브를 on/off할 수 있는 릴레이보드에 신호를 출력하여 제어하였으며, 총 14개의 노즐을 좌우로 나누어 하부의 3개, 중부의 2개, 상부의 2개를 한 조로 하여 모두 3조의 노즐을 서로 독립적으로 작동시킬 수 있도록 하였다. 예비 실험결과, 상부노즐만을 작동시키는 경우는 의미가 없었으며 제어를 최대한 간단화하기 위하여 3조의 노즐을 모두 작동시키는 경우, 중부와 하부 노즐을 작동하는 경우, 하부 노즐만을 작동하는 경우와 모두 잠그는 경우로 한정하였다.

약액살포 제어 알고리즘을 개발하기 위하여 기존의 스피드 스프레이어를 사용하여 약액 부착율 측정 실험을 수행하였다. 측정 결과를 이용하여 과수의 크기를 상부, 중부, 하부로 나누어 각 부분에 살포되어야 할 양을 결정하고 각 부분에서의 canopy의 크기를 큼, 중간, 작음, 없음 등의 퍼지 변수를 사용하여 각각의 과수 canopy 크기에서 어떤 노즐조합이 적합한 지를 선정하는 전문가 지식 기반 퍼지 제어 알고리즘을 개발하였다.

위에서 개발된 하드웨어 및 소프트웨어를 총합하여 강원대학교 부속농장과 강원도 농촌진흥원 과수 포장에서 시스템의 성능을 평가하였는데, 두 포장 모두에서 관행적인 방제 방법과 본 연구에서 개발된 제어 장치를 이용한 방제 방법 간에 약액 부착율 차이는 거의 없었으며 비교적 과수의 크기가 커서 과수와 과수 사이의 공간이 적었던 강원대학교 부속농장에서는 약 13%의 농약 절감을 한 것으로 나타났고, 주간 간격이 매우 커서 과수와 과수 사이의 공간이 충분히 넓었던 농촌진흥원 과수 포장에서는 약 77%의 약액을 감소한 것으로 나타났다.

따라서, 본 연구에서 개발한 제어장치는 유목(幼木)의 과수원에서는 그 효과가 매우 클 것으로 판단되며 성목(成木)의 과수원에서도 한 줄을 다 뿌리고 다시 다음 줄로 들어가기 위하여 선회할 때 운전자가 약액살포 노즐의 on/off에 신경 쓰지 않아도 되므로 작업 안전성을 확보할 수 있을 뿐 아니라 실수로 노즐을 잠그지 못한 경우에 생길 수 있는 허공으로의 농약살포로 야기되는 농약 손실과 환경 오염을 방지해 줄 것으로 판단된다.

향후 연구 방향으로는 초음파의 빔폭을 예리하게 하여 보다 정교하게 과수의 크기를 측정할 수 있는 시스템의 개발이 필요하며 또한 스피드 스프레이어의 자체 진동과 노면으로부터의 진동에 의해 발생하는 잘못된 거리정보를 제거할 수 있도록 시스템이 개선되어야 하고, 특히 실용성 있는 상품화를 위해서는 좌, 우 하나씩 최소의 초음파 센서와 컴퓨터가 아닌 마이크로프로세서 급의 소형 제어기를 사용하여 과수의 존재 유무에 따라 약액살포 노즐을 제어하는 시스템의 개발 등을 들 수 있다.

## 제 8 절 병발생정도에 따른 약액살포 제어

### 1. 서언

일반적으로 과수원에서의 방제는 병해충의 피해가 나타나기 전에 예방 차원의 방제가 대 부분으로 일반 방제작업을 수행하면서 병 발생정도를 실시간으로 측정하여 약액 살포를 조절해야 하는 필요는 거의 없다고 할 수 있겠다. 간혹 해충의 경우에는 발생한 것을 확인한 후 방제를 하게 되나 이 경우에도 발생정도를 실시간으로 측정하여 특히 해충 등이 많은 부분에 대하여 집중적인 약액 살포를 하기 위해서는 최소한 기계시각과 같은 별도의 측정장치가 필요하게 되므로 실용성 측면에서 바람직하다고 할 수 없겠다.

따라서, 본 연구에서는 과수에서 발생하는 병해충에 대하여 주로 발생 부위가 어느 곳인지를 조사 연구하여 특정 부위에 약액살포를 해야 할 필요가 있을 때 작동시켜야 할 노즐 조합을 선정하기 위한 기초 자료로 활용하였다.

### 2. 과수품종에 따른 병충해

사과, 배, 복숭아, 포도 등 주요 과일에 대하여 잎, 가지, 줄기 등 부위 별로 병해 및 충해를 구분하여 나타내었다.

#### 가. 사과

##### 1) 잎에 생기는 병해

☆붉은별무늬병 - 선선한 봄에 많이 발생. 비온 후에 2회 방제. ☆점무늬병 - 봄, 가을로 수시로 방제. ☆갈색무늬병(갈반병) - 장마후에 많이 생긴. 장마중이라도 날짜에 맞춰서 방제.
---

2) 과일에 생기는 병해

☆겹무늬병 - 6월하순에서 7월중 많이 발생.  
☆탄저병 - 6월부터 생김.

3) 줄기 및 가지에 생기는 병해

☆부란병 - 봄, 가을에 주로 생김.  
병에 걸렸을때 액제를 병 발생 부위에 직접 도포.  
☆검가지마름병 - 5월 ~ 6월에 많이 발생. 방제약은 없음.  
병 발생시 발생부위 절단 소각

4) 과수에 생기는 충해

☆점박이 응애 - 고온기에 많이 발생. 봄부터 기계유제로 5회 이상 방제. 한 종류의 농약을 연속 사용하면 안되고 같은 농약을 3회 이상 방제하면 안됨. 진딧물 종류와 같이 인력으로 세심하게 방제.  
☆복숭아심식나방 - 6월 하순 발생.  
☆사과굴나방 - 잎속에 연중 계속 발생하며 누에 치기전에 방제.

나. 배

1) 잎에 생기는 병해

☆붉은별무늬병 - 선선한 봄에 많이 발생. 비온 후에 2회 방제.  
☆흑반병 - 잎, 과일, 가지 모두에서 발생. 봄, 가을로 수시로 발생  
☆배갈반병 - 행수(과수품종)에 발생

2) 과일에 생기는 병해

☆탄저병 - 6월부터 생김.

3) 과수에 생기는 충해

☆배나무이 - 방제 농약 없음. 잎맥 주위에 알을 낳고 부화하면 흡즙하여 과실 및 잎을 부실하게 한다.

☆점박이 응애 - 고온기에 많이 발생. 봄부터 기계유제로 5회 이상 방제. 한 종류의 농약을 연속 사용하면 안되고 같은 농약을 3회 이상 방제하면 안된다. 진딧물 종류와 같이 인력으로 세심하게 방제.

☆황분충 - 봉지속으로 충이 들어가 과실을 상하게한다.

다. 복숭아

1) 잎에 생기는 병해

☆잎오갈병 - 선선한 봄에 많이 발생. 3월 전정후 전엽기전에 2~3회 방제.

2) 과일에 생기는 병해

☆세균성구멍병 - 봄, 가을로 발생. 마이신 종류로 방제.

☆회성병 - 초여름에 많이 발생.

3) 과수에 생기는 충해

☆심식나방 - 6월 하순 발생.

☆복숭아굴나방 - 연중 지속적으로 방제.

## 라. 포도

### 1) 과일에 생기는 병해

☆탄저병 - 연중 10회 정도 방제.

### 2) 과수에 생기는 충해

☆풍뎅이 - 잎이 피기 시작할 때부터 약 1주일 간격으로 방제.

상기된 병,충해는 각 과수별로 심하거나 자주 발생하는 것들로서 관행적으로는 병충해가 어느 일부에 생기더라도 예방 차원에서 과수전체에 방제하며 일반적인 병충해들은 한가지의 농약으로 충분히 방제가 가능하다고 한다.

## 3. 약액 살포제어 알고리즘

일반적으로 과수에서 잎이나 과일 등은 과수 전체에 대하여 고르게 분포되어 있다고 할 수 있다. 따라서, 5절에서 개발된 약액살포제어 알고리즘을 따라 약액 살포를 하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.

그러나, 과수의 줄기 부분 등은 스피드 스프레이어의 약액살포로부터 가장 먼 곳에 위치해 있으므로 5절의 약액살포 실험결과에서 타겟까지의 거리가 3.5m 지점에서 가급적 도포율이 높은 노즐조합을 선택하여야 한다.

표 7.8.1에서 보는 바와 같이 작동압력이 노즐을 모두 잠갔을 때  $10\text{kg}/\text{cm}^2$ 이고 1.0mm 직경의 노즐을 사용하였을 경우, T, M 및 T-M 노즐조합의 경우는 상대적으로 도포량이 너무 적으므로 과수의 크기 및 형상에 따라 5절의 약액살포 알고리즘에서 이 노즐조합이 선정된다하더라도 All\_On, M-B 및 B 등의 다른 조합으로 대체되어야 한다.

또한 표 7.8.2에서 보는 바와 같이, 동일 압력 조건에서 노즐의 직경을 달리해 주면 All\_On의 경우 도포율이 급증하는 것을 볼 수 있으며, 표 7.8.3과 표 7.8.4에서 보는 바와 같이 작동 압력을 증가시키면 같은 크기의 노즐에서 도포율을 증



가시킬 수 있다. 특히 줄기의 하부에 집중적으로 병충해가 발생하는 경우는 직경 1.2 mm 짜리로 All\_On의 노즐조합을 사용하는 것이 바람직하며 줄기 전체에 대하여 병충해가 비교적 균일하게 발생하는 경우에는 직경 1.0mm 노즐을 사용하면 All\_On, M-B, 및 B 간에 비교적 균등하게 도포율을 나타내므로 어느 노즐조합을 사용해도 차이가 없는 것으로 나타났다.

Table 7.8.1 Spray deposition on targets located at tree trunk side  
(nozzle : 1.0mm, pressure : 10 kgf/cm<sup>2</sup> at all\_nozzle\_off)

Height of target	T-M-B	T-M	M-B	T	M	B
1.0 m	11.5	3.4	9.1	2.0	2.3	3.2
1.5 m	10.2	2.9	13.5	1.4	1.3	18.1
2.0 m	6.6	1.4	7.2	0.9	0.5	7.3
2.5 m	3.8	1.1	1.8	0.5	0.4	2.1
3.0 m	1.6	1.2	0.9	0.8	0.3	0.5
total	33.7	10	32.5	5.6	4.8	31.2

(Unit : mg/cm<sup>2</sup>)

Table 7.8.2 Spray deposition on targets located at tree trunk side  
(nozzle : 1.2mm, pressure : 10 kgf/cm<sup>2</sup> at all\_nozzle\_off)

Height of target	T-M-B	T-M	M-B	T	M	B
1.0 m	14.1	2.3	8.8	2.8	2.2	6.7
1.5 m	22.9	2.2	18.7	3.3	3.2	13.0
2.0 m	14.5	1.0	7.1	1.8	0.9	6.7
2.5 m	4.2	0.3	2.8	0.5	0.2	0.8
3.0 m	3.3	0.5	1.2	0.2	0.3	0.1
total	59	6.3	38.6	8.6	6.8	27.3

(Unit : mg/cm<sup>2</sup>)

Table 7.8.3 Spray deposition on targets located at tree trunk side  
(nozzle : 1.0mm, pressure : 10 kgf/cm<sup>2</sup> at all\_nozzle\_on)

Height of target	T-M-B	T-M	M-B	T	M	B
1.0 m	2.7	4.3	1.2	1.3	0.9	0.8
1.5 m	14.8	6.3	12.8	2.1	2.2	10.8
2.0 m	17.2	3.8	20.9	1.9	1.3	9.1
2.5 m	8.3	1.7	8.7	1.3	0.8	1.7
3.0 m	5.0	1.7	2.8	0.8	0.3	0.0
total	48	17.8	46.4	7.4	5.5	22.4

(Unit : mg/cm<sup>2</sup>)

Table 7.8.4 Spray deposition on targets located at tree trunk side  
(nozzle : 1.2mm, pressure : 10 kgf/cm<sup>2</sup> at all\_nozzle\_on)

Height of target	T-M-B	T-M	M-B	T	M	B
1.0 m	2.3	6.8	3.3	2.3	1.6	2.6
1.5 m	25.1	9.9	15.6	3.8	5.9	13.5
2.0 m	35.3	9.6	24.3	4.3	4.3	14.0
2.5 m	18.9	8.9	13.3	4.7	2.1	6.0
3.0 m	8.7	8.4	4.5	4.1	2.1	0.2
total	90.3	43.6	61	19.2	16	36.3

(Unit : mg/cm<sup>2</sup>)

# 참 고 문 헌

# 여 백

## 참고문헌

- Beachley N. H. 1983. The hydrostatic transmission . ME 545 Notes
- Chande P. K. and P. C. Sharma. 1984. "A Fully Compensated Digital Ultrasonic Sensor for Distance Measurement", IEEE Trans. on Instrumentation and Measurement, Vol, IM-33, No.2.
- Cleary M. E. and J. D. Crisman. 1998. "Algorithmic Navigation to Train Deictic Mobile Robot Operators", Proceedings of the 1998 IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, pp.1256-1261, May.
- Damon R. A. and W. R. Harvey. 1987. "Experimental Design, Anova and Regression", HARPER & Row.
- Derksen R. C. and R. L. Gray. 1995. "Deposition and Air Speed Pattern of Air-Carrier Apple Orchard Sprayers", Trans. of the ASAE, Vol.38(1), pp.5-11.
- Esposito, A., "Fluid Power with Applications", Prentice-Hall, 1980.
- Giles D. K., M. J. Delwiche and R. B. Dodd, 1987. "Control of Orchard Spraying Based on Electronic Sensing of Target Characteristics", Trans. of the ASAE, Vol.30(6), pp.1624-1636.
- Giles D. K., M. J. Delwiche and R. B. Dodd. 1988. "Electronic Measurement of Tree Canopy Volume", Trans. of the ASAE, Vol.31(1), pp.264-272.
- Giralt G., R. Chatila, and R. Alami. 1993. "Remote Intervention, Robot Autonomy, And Teleprogramming : Generic Concepts And Real-Word Application Cases", Proceedings of the 1993 IEEE /RSJ Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems, pp.314-320, July 26-30.

Goodridge S. G. and R. C. Luo. 1994. "Fuzzy Behavior Fusion for Reactive Control of an Autonomous Mobile Robot: MARGE", IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation. pp,1622-1627, May 8-13.

Goodwin, A.B., "Fluid Power System", Macmillan Press Ltd. ,1976.

Ishiguro H., K. Ueda, and S. Tsuji. 1993. "Omnidirectional Visual Information for Navigating a Mobile Robot", IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation. pp.799-804, May 2-6.

Kugelmann D. 1994. "Autonomous Robotic Handling Applying Sensor Systems and 3D Simulation", IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation. pp.196-201, May 8-13.

Lennevi J. and Jan-Ove Palmberg. 1996. "The significance for Control Design of the Engin and Power Transmission Coupling in Hydrostatic Drive trains".

Lennevi J. 1996. <http://hydra.ikp.liu.se/~jerle/wwwpaper/wwwlic/node1.html>.

Lim J. H. and D. W. Cho. 1992. "Physically Based Sensor Modeling for a Sonar Map in a Specular Environment", Proceedings of the 1992 IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, pp.1714-1719, May.

Lin C.-T. and C. S. George Lee. 1996. "Neural Fuzzy Systems", P-H, USA, pp.142-177.

Lumelsky V and S. Tiwari. 1994. "An Algorithm for Maze Searching with Azimuth Input", IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation. pp.111-116, May 8-13.

Lynnworth, L. C. 1975. "Industrial application of ultrasound -a review II. Measurements, tests and process control using low - intensity ultrasound",

IEEE Trans. Sonics and Ultrasound, vol. SU-22, no.2, pp.71~101

MacKenzie P. and G. Dudek. 1994. "Precise Positioning Using Model-Based Maps", IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation. pp.1615-1621, May 8-13.

Maistrelli, R., "Prueely Hydrostatic High Ratio Transmission", SAE paper 790042, 1979.

Mandow A., J.M. Go'mez-de-Gabriel, J.L .Mart'inez, V.F. Muñoz, A. Ollero, and A. Garci'a-Cerezo. 1996. "The Autonomous Mobile Robot AURORA for Greenhouse Operation", IEEE Robotics & Automation Magazine, pp.18-28.

Mile'si-Bellier Ch., Ch. Laugier and B. Faverjon. 1993. "A Kinematic Simulator for Motion Planning of a Mobile Robot on a Terrain", Proceedings of the 1993 IEEE/RSJ Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems, pp.339-344, July 26-30.

Mueller, M., "Hydrostatic Transmission and Controls for Wheeled Vehicles", SAE paper 841099, 1984.

Pinches M. J. and John G. Ashby. 1989. "Power Hydraulics". Prentice Hall, p.p163-179

Russell, W. and Henke, P.E., "Fluid Power System and Circuits", Hydraulics & Pneumatics Magazine, 1983.

Salyani M. and W. C. Hoffmann. 1996. "Air and Spray Distribution from an Air- Carrier Sprayer", Applied Engineering in Agriculture of ASAE, Vol12(5), pp.539-545.

Shirley P.A. 1989, "An Introduction to Ultrasonic Sensing", SENSORS, November.

Stroemple, P.J. and Stricklin, C. 1985. "An Automotive Style Hydrostatic Transmission Control", SAE paper 851505.

Thrun S. 1998. "Finding Landmarks for Mobile Robot Navigation", Proceedings of the 1998 IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, pp.958-963, May.

Turnbull, D.E. 1976. "Fluid Power Engineering", Newnes-Butterworths.

Vaganay J., M.J. Aldon and A. Fouriner. 1993. "Mobile Robot Attitude Estimation by Fusion of Inertial Data", IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation. pp.277-282, May.

Vetter A. A. 1996. "Quantitative Evaluation of DGPS Guidance for Ground-Based Agricultural Applications", Applied Engineering in Agriculture, Vol. 11(3): pp.459-464.

Ward K. and A. Zelinsky. 1998. "Acquiring Mobile Robot Behaviors by Learning Trajectory Velocities with Multiple FAM Matrices", Proceedings of the 1998 IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, pp.668-673, May.

Whitcomb L. L. and D. R. Yoerger. 1993. "A New Distributed Real-Time Control System for the JASON Underwater Robot" Proceedings of the 1993 IEEE/RSJ Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems, pp.368-374, July 26-30.

YATA T., L. KLEEMAN and S. YUTA. 1998. "Wall Following Using Angle Information Measured by a Single Ultrasonic Transducer", Proceedings of the 1998 IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, pp.1590-1596, May.

\_\_\_\_\_ . DONGIL V-BELT MANUAL. Dongil Rubber Belt Co. Ltd.

강희석. 1987. "폐회로 유압변속기의 설계", 서울대학교 공학석사 학위논문



문.

김상헌 등. 1996. 벨트클러치 전동 방식의 농업용 소형 스키드 스티어 로더. 한국 농업기계학회지 21(2):137.

노광모. 1996. "농용트랙터의 자동조향을 위한 퍼지제어와 적응제어의 비교", "한국농업기계학회지" 21(3), pp.283-292.

도용태, 김태호, 유석환. 1997. "초음파 거리 센서의 계측오차 감소를 위한 연구", 전자공학학회지, Vol.34(11). pp1219~1227.

민병권 외. 1993. "자율이동로봇의 위치불확실성을 고려한 초음파 지도작성", 대한기계학회, 93년도 춘계학회대회논문집 (I), pp.262-266.

장익주 외. 1995 "무인스피드스프레어의 개발 (I)", 한국농업기계학회지, 20(3); pp.226-235.

정오진. 1996. "유압기계식 무단 변속장치의 동특성 해석 및 제어에 관한 연구", 서울대학교 공학박사 학위논문.

정창주. 1992. "농업기계학", 향문사.

조성인 외. 1996. "기계시각과 퍼지논리를 이용한 스피드스프레어의 자율주행 (I)", 한국농업기계학회지, 21(2) pp.167-174.

조성인 외, 1996. "DGPS와 퍼지제어를 이용한 스피드스프레어의 자율주행 (II)", 한국농업기계학회지, 22(4) pp.487-496.

조성호, 1998, "SAS 연습과 활용", 성안당

허재범. 1989. "폐회로 유압변속기의 성능향상을 위한 연구", 서울대학교 공학석사 학위논문.

참고표.6.3.18 유성기어 변속기의 입력속도 845rpm이고 기어일 때 부하토크 12Nm

사판각도 (도)	hst입력 토크	hst입력 동력	유성기어 입력토크	출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	무부하토크 (Nm)	arm 토크 (kgm)	arm F (kg)	sun F (kg)	rng F (kg)	ring 토크 (kgm)	hst 출력토크 (Nm)	hst 속도 (rpm)
역회전3도	0.23	0.90	0.28	10.00	0.07	0.00	2	0.51	0.011	0.010	0.003	0.186	1.620	756.65
역회전7도	0.63	2.47	-0.28	10.21	56.41	0.08	9.7	0.52	0.012	-0.010	0.032	1.984	15.945	1085.08
역회전13도	1.48	5.72	-0.32	10.25	226.89	0.33	8.9	0.52	0.012	-0.011	0.039	2.418	20.189	2063.31
정회전0도	0.26	1.03	0.38	10.33	129.23	0.19		0.53	0.012	0.013		0	3.559	5.83
정회전3도	0.42	1.64	0.38	10.18	232.16	0.34	11.3	0.52	0.012	0.014	0.022	1.364	9.876	-593.60
정회전7도	0.52	2.04	0.38	10.29	310.19	0.45	11.3	0.52	0.012	0.014	0.023	1.426	10.444	-1047.78
정회전13도	1.05	4.09	0.35	10.33	464.19	0.68	12.3	0.53	0.012	0.012	0.021	1.302	9.214	-1946.67

참고표.6.3.19 유성기어 변속기의 입력속도 845rpm이고 기어일 때 부하토크 24Nm

사판각도 (도)	hst입력 토크	hst입력 동력	유성기어 입력토크	출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	무부하토크 (Nm)	arm 토크 (kgm)	arm F (kg)	sun F (kg)	rng F (kg)	ring 토크 (kgm)	hst 출력토크 (Nm)	hst 속도 (rpm)
역회전3도	0.27	1.08	0.59	22.30	4.39	0.01	2	1.14	0.025	0.021	0.005	0.31	4.642	779.15
역회전7도	0.82	3.22	-0.42	22.15	46.91	0.15	9.7	1.13	0.025	-0.015	0.045	2.79	19.741	1029.77
역회전13도	1.72	6.62	-0.45	22.34	205.34	0.65	8.9	1.14	0.025	-0.016	0.046	2.852	20.282	1936.61
정회전0도	0.28	1.10	0.63	22.27	128.26	0.41		1.13	0.025	0.023		0	7.669	9.87
정회전3도	0.48	1.90	0.64	22.34	212.83	0.68	11.3	1.14	0.025	0.023	0.020	1.24	4.468	-482.80
정회전7도	0.69	2.70	0.65	22.19	303.39	0.96	11.3	1.13	0.025	0.023	0.036	2.232	14.254	-1011.29
정회전13도	1.24	4.80	0.60	22.38	452.70	1.44	12.3	1.14	0.025	0.021	0.040	2.449	16.315	-1885.69

참고표.6.3.20 유성기어 변속기의 입력속도 845rpm이고 기어일 때 부하토크 36Nm

사판각도 (도)	hst입력 토크	hst입력 동력	유성기어 입력토크	출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	무부하토크 (Nm)	arm 토크 (kgm)	arm F (kg)	sun F (kg)	rng F (kg)	ring 토크 (kgm)	hst 출력토크 (Nm)	hst 속도 (rpm)
역회전3도	0.20	0.81	0.36	13.55	0.72	0.00	2	0.69	0.015	0.013	0.005	0.31	1.628	761.41
역회전7도	0.66	2.60	-0.60	34.36	25.42	0.12	9.7	1.75	0.039	-0.021	0.037	2.294	10.671	908.40
역회전13도	1.64	6.32	-0.65	34.41	183.17	0.90	8.9	1.75	0.039	-0.023	0.052	3.224	19.774	1810.74
정회전0도	0.30	1.17	0.85	34.45	128.26	0.63		1.76	0.039	0.030		0	11.867	7.53
정회전3도	0.54	2.12	0.86	34.41	190.79	0.94	11.3	1.75	0.039	0.031	0.017	1.054	1.514	-358.58
정회전7도	0.68	2.68	0.86	34.53	263.38	1.30	11.3	1.76	0.039	0.031	0.046	2.852	16.084	-782.94
정회전13도	1.24	4.80	0.86	34.71	422.33	2.09	12.3	1.77	0.039	0.031	0.039	2.418	11.766	-1714.13

참고표.6.3.21 유성기어 변속기의 입력속도 640rpm이고 기어일 때 부하토크 12Nm

사판각도 (도)	hst입력 토크	hst입력 동력	유성기어 입력토크	출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	무부하토크 (Nm)	arm 토크 (kgm)	arm F (kg)	sun F (kg)	rng F (kg)	ring 토크 (kgm)	hst 출력토크 (Nm)	hst 속도 (rpm)
역회전3도	0.43	1.71	-0.11	10.33	87.63	0.13	2.3	0.53	0.012	-0.004	0.015	0.93	5.564	1081.29
역회전7도	0.71	2.82	-0.16	10.33	5.01	0.01	6.7	0.53	0.012	-0.006	0.057	3.534	31.110	601.03
역회전13도	1.09	4.26	-0.20	10.33	101.86	0.15	9.2	0.53	0.012	-0.007	0.032	1.984	15.904	1158.21
정회전0도	0.21	0.82	0.27	10.10	287.08	0.41		0.51	0.011	0.010	0.002	0	2.320	-1091.75
정회전3도	0.41	1.64	0.42	10.16	194.43	0.28	4.51	0.52	0.012	0.015	0.022	1.364	9.883	-557.02
정회전7도	0.55	2.19	0.44	10.18	278.65	0.40	8	0.52	0.012	0.016	0.023	1.426	10.484	-1046.99
정회전13도	0.85	3.31	0.41	10.29	447.07	0.66	13.2	0.52	0.012	0.015	0.020	1.24	8.619	-2026.46

참고표.6.3.22 유성기어 변속기의 입력속도 845rpm이고 풀리일 때 부하토크 12Nm

사판각도 (도)	hst입력 토크	hst입력 동력	유성기어 입력토크	출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	무부하토크 (Nm)	arm 토크 (kgm)	arm F (kg)	sun F (kg)	rng F (kg)	ring 토크 (kgm)	hst 출력토크 (Nm)	hst 속도 (rpm)
정회전3도	0.41	1.60	0.46	10.25	286.62	0.42	2	0.52	0.012	0.016	0.005	0.310	0.491	-352.47
정회전7도	0.67	2.62	0.42	10.41	430.99	0.64	9.7	0.53	0.012	0.015	0.040	2.455	20.500	-911.91
정회전13도	1.22	4.71	0.42	10.21	669.63	0.97	8.9	0.52	0.012	0.015	0.028	1.736	13.512	-1841.25
정회전0도	0.09	0.37	0.44	10.20	129.65	0.19		0.52	0.012	0.016	0.000	0.000	3.512	252.95
역회전3도	0.38	1.49	-0.30	10.21	15.98	0.02	11.3	0.52	0.012	-0.011	0.001	0.052	3.008	821.07
역회전7도	0.48	1.87	-0.32	10.21	146.68	0.21	11.3	0.52	0.012	-0.011	0.014	0.868	4.997	1322.73
역회전13도	0.94	3.66	-0.34	10.29	369.01	0.54	12.3	0.52	0.012	-0.012	0.014	0.868	4.970	2175.58

참고표.6.3.23 유성기어 변속기의 입력속도 845rpm이고 풀리일 때 부하토크 24Nm

사판각도 (도)	hst입력 토크	hst입력 동력	유성기어 입력토크	출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	무부하토크 (Nm)	arm 토크 (kgm)	arm F (kg)	sun F (kg)	rng F (kg)	ring 토크 (kgm)	hst 출력토크 (Nm)	hst 속도 (rpm)
정회전3도	0.49	1.91	0.67	22.40	279.72	0.89	2	1.14	0.025	0.024	0.005	0.310	4.675	-328.91
정회전7도	0.78	3.06	0.67	22.17	403.03	1.27	9.7	1.13	0.025	0.024	0.047	2.914	20.951	-808.56
정회전13도	1.40	5.37	0.54	22.01	671.65	2.10	8.9	1.12	0.025	0.019	0.042	2.604	17.963	-1855.15
정회전0도	0.06	0.23	0.57	22.30	104.65	0.33		1.14	0.025	0.020	0.000	0.000	7.683	351.00
역회전3도	0.41	1.62	-0.54	22.13	22.30	0.07	11.3	1.13	0.025	-0.019	0.017	1.054	2.718	845.42
역회전7도	0.70	2.73	-0.57	22.07	135.16	0.42	11.3	1.12	0.025	-0.020	0.030	1.860	10.645	1278.11
역회전13도	1.28	4.98	-0.59	22.44	357.88	1.14	12.3	1.14	0.025	-0.021	0.031	1.922	11.125	2129.31

참고표.6.3.24 유성기어 변속기의 입력속도 845rpm이고 풀리얼 때 부하토크 36Nm

사판각도 (도)	hst입력 토크	hst입력 동력	유성기어 입력토크	출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	무부하토크 (Nm)	arm 토크 (kgm)	arm F (kg)	sun F (kg)	rng F (kg)	ring 토크 (kgm)	hst 출력토크 (Nm)	hst 속도 (rpm)
정회전3도	0.60	2.34	0.81	34.20	237.01	1.15	2	1.74	0.039	0.029	0.005	0.310	8.739	-166.70
정회전7도	0.99	3.85	0.81	34.43	387.27	1.90	9.7	1.76	0.039	0.029	0.062	3.844	25.849	-750.85
정회전13도	1.82	6.90	0.74	34.57	604.69	2.98	8.9	1.76	0.039	0.026	0.064	3.968	27.019	-1604.09
정회전0도	0.21	0.84	0.78	34.18	85.87	0.42		1.74	0.039	0.028	0.000	0.000	11.773	422.72
역회전3도	0.51	2.00	-0.63	33.85	0.29	0.00	11.3	1.73	0.038	-0.022	0.028	1.736	5.372	760.73
역회전7도	0.88	3.45	-0.78	34.34	77.44	0.38	11.3	1.75	0.039	-0.028	0.048	2.976	17.368	1043.26
역회전13도	1.61	6.22	-0.80	34.10	295.80	1.44	12.3	1.74	0.039	-0.028	0.052	3.224	19.881	1889.52

참고표.6.3.25 유성기어 변속기의 입력속도 640rpm이고 풀리얼 때 부하토크 12Nm

사판각도 (도)	hst입력 토크	hst입력 동력	유성기어 입력토크	출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	무부하토크 (Nm)	arm 토크 (kgm)	arm F (kg)	sun F (kg)	rng F (kg)	ring 토크 (kgm)	hst 출력토크 (Nm)	hst 속도 (rpm)
정회전3도	0.61	2.40	0.36	10.16	303.39	0.44	2.3	0.52	0.012	0.013	0.047	2.914	25.088	-603.61
정회전7도	0.87	3.40	0.33	10.53	440.43	0.66	6.7	0.54	0.012	0.012	0.041	2.542	21.311	-1134.26
정회전13도	1.46	5.64	0.33	10.33	701.56	1.03	9.2	0.53	0.012	0.012	0.036	2.232	18.337	-2147.30
정회전0도	0.24	0.97	0.33	9.86	96.78	0.14		0.50	0.011	0.012	0.000	0.000	3.397	196.70
역회전3도	0.47	1.88	-0.30	10.39	88.25	0.13	4.51	0.53	0.012	-0.011	0.021	1.302	9.194	910.44
역회전7도	0.69	2.73	-0.32	9.18	181.22	0.24	8	0.47	0.010	-0.011	0.031	1.922	15.693	1268.12
역회전13도	1.07	4.21	-0.34	10.18	430.11	0.62	13.2	0.52	0.012	-0.012	0.018	1.116	7.443	2223.87

참고표.6.3.26 유성기어 변속기의 입력속도 640rpm이고 풀리일 때 부하토크 24Nm

사판각도 (도)	hst입력 토크	hst입력동력	유성기어 입력토크	출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	무부하토크 (Nm)	arm 토크 (kgm)	arm F (kg)	sun F (kg)	rng F (kg)	ring 토크 (kgm)	hst 출력토크 (Nm)	hst 속도 (rpm)
정회전3도	0.63	2.47	0.57	22.44	258.04	0.82	2.3	1.14	0.025	0.020	0.005	0.310	4.689	-428.89
정회전7도	0.92	3.59	0.51	22.42	387.24	1.24	6.7	1.14	0.025	0.018	0.054	3.348	25.121	-930.54
정회전13도	1.55	5.96	0.52	22.23	642.64	2.03	9.2	1.13	0.025	0.019	0.047	2.914	20.931	-1924.63
정회전0도	0.28	1.13	0.53	22.25	79.52	0.25		1.13	0.025	0.019	0.000	0.000	7.663	262.52
역회전3도	0.51	2.02	-0.48	22.48	35.81	0.11	4.51	1.15	0.025	-0.017	0.028	1.736	9.287	708.35
역회전7도	0.79	3.09	-0.50	22.34	158.46	0.50	8	1.14	0.025	-0.018	0.035	2.170	13.592	1179.72
역회전13도	1.33	5.17	-0.54	22.21	397.82	1.26	13.2	1.13	0.025	-0.019	0.036	2.232	14.247	2096.71

참고표.6.3.27 유성기어 변속기의 입력속도 640rpm이고 풀리일 때 부하토크 36Nm

사판각도 (도)	hst입력 토크	hst입력 동력	유성기어 입력토크	출력토크 (Nm)	출력속도 (rpm)	출력동력 (hp)	무부하토크 (Nm)	arm 토크 (kgm)	arm F (kg)	sun F (kg)	rng F (kg)	ring 토크 (kgm)	hst 출력토크 (Nm)	hst 속도 (rpm)
정회전3도	0.75	2.93	0.81	34.28	224.90	1.10	2.3	1.75	0.039	0.029	0.005	0.310	8.766	-302.79
정회전7도	1.13	4.40	0.74	34.75	351.53	1.74	6.7	1.77	0.039	0.026	0.061	3.782	25.133	-795.15
정회전13도	1.90	7.20	0.74	34.24	598.31	2.92	9.2	1.75	0.039	0.027	0.066	4.092	28.349	-1758.40
정회전0도	0.15	0.58	0.77	33.95	55.31	0.27		1.73	0.038	0.027	0.000	0.000	11.692	355.39
역회전3도	0.56	2.20	-0.65	33.73	13.31	0.07	4.51	1.72	0.038	-0.023	0.032	1.984	7.845	621.23
역회전7도	0.84	3.31	-0.70	34.30	120.57	0.59	8	1.75	0.039	-0.025	0.045	2.790	15.557	1032.59
역회전13도	1.49	5.78	-0.72	34.61	346.71	1.71	13.2	1.76	0.039	-0.026	0.045	2.790	15.449	1898.24