

최 종  
연구보고서

GOVP1200209660

634,982-19  
L2/36

# 원목운반용 미니포워더 개발

Development of the Mini Forwarder  
for Logging Operation

주 관 연 구 기 관

임업연구원

농 립 부



## 최 종 보 고 서

1999년도 농림특정연구사업에 의하여 완료한 원목운반용 미니포워더 개발에  
관한 연구의 최종보고서를 별첨과 같이 제출합니다.

첨부 : 1. 최종보고서 10 부

2. 최종보고서 디스켓 1매

2001. 11. .

주관연구기관 : 임업연구원

총괄연구책임자 : 김 재 원 (인)

주관연구기관장 : 임업연구원장 (직인)

**농림부장관 귀하**

# 제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 “원목운반용 미니포워더 개발” 과제 (세부과제 “기본차량 개발”, “원  
치 및 로그그래플 개발”)의 최종보고서로 제출합니다.

2001 . 11. .

주관연구기관명 : 임업연구원

총괄연구책임자 : 김 재 원

책임 연구원 : 강 건 우

선임 연구원 : 이 준 우

연구 원 : 박 문 섭

연구 원 : 송 태 영

연구 원 : 조 구 현

연구 원 : 박 현 기

협동연구기관명 : 광림특장차

협동연구책임자 : 김 현 욱

선임 연구원 : 정 호 영

연구 원 : 김 동 욱

연구 원 : 박 윤 수

참 여 기 업 : 대양기계

협동연구책임자 : 조 성 구

선임 연구원 : 김 유 종

연구 원 : 강 형 구

# 요 약 문

## I. 제 목

원목 운반용 미니포워더 개발

## II. 연구개발의 목적 및 중요성

전국토의 65% 이상을 점유하고 있는 산림은 그 동안 국토녹화 사업으로 산림이 어느 정도 조성되어 있는 상태이나 인건비 상승과 가용노동력이 부족한 현시점에서 전체산림의 80% 이상을 점유하고 있는 30년생 이하의 산림에 대한 관리사업이 충분히 이루어지지 못하고 있는 실정에 있다.

현재 우리나라의 임업기계화 분야는 극히 저조한 실정이고 임업기계 제작업체도 빈약하여 기계화의 수준이 담보상태에 있는 실정이다. 산림내에서 원목의 운반작업은 그래플이 부착된 소형굴삭기와 노후된 4륜구동 트럭(일명 GMC 트럭)으로 운반하는 것이 대부분이며, 일부 경운기 엔진을 탑재한 농림용 작업차(일명 영림차)로 운반하는 방법을 이용하고 있으나, 원목의 상차작업이 힘들고 안전성이 결여되어 있으므로 산지주행성이 우수한 산림전용 기본차량에 윈치와 로그 그래플이 탑재되어 최소의 인력으로 집재 및 상차작업이 가능한 미니포워더류의 개발이 시급한 처지에 있다.

우리나라와 같이 소규모 작업지가 대부분인 경우 이동이 신속하고 벌채된 원목을 윈치와 크레인으로 집재, 집석하여 임도와 단거리에 위치한 집재장까지 운반이 간편한 다목적 장비가 필요하다. 임도시설이 부족한 현실을 고려하여 노폭이 2m 정도로 환경피해가 적은 저규격 작업로(作業路)를 이용한 집재시스템에 적용가능한 산림전용 원목운반 전용차량(미니포워더)을 이용함으로써 임업의 생산성 향상을 도모할 필요가 있다.

### Ⅲ. 연구개발 내용 및 범위

#### 1. 미니포워더 설계 및 제작

개발대상 미니포워더의 규격은 저규격 작업로를 원활히 주행할 수 있도록 전장 5m 내외, 전폭 1.6m 내외, 적재용량 약 2.5m<sup>3</sup>(2톤)의 원목을 적재할 수 있도록 최소화하였다. 차륜의 접지압은 지면이 연약한 작업로 및 험지에서의 주행이 가능하도록 6륜 전륜구동식으로 설계하였다.

탑재엔진은 목표중량과 주행속도 범위, 주행조건인 경사지 등판능력 등 성능을 고려하여 국내에서 산업용으로 활용되는 60마력급 디젤엔진을 채택하였다. 기계식 구동 시스템에서 문제가 되는 낮은 디퍼렌셜 케이스의 높이로 인한 작업로에서의 차체 침하로 인한 주행 불가능 현상을 방지하기 위하여 디퍼렌셜 케이스가 필요없어 최저지상고가 35cm 이상 확보될 수 있는 유압구동(HST)방식을 채택하였다. 최대속도는 작업로에서의 안전성을 고려하여 최대 10km로 설정하였고, 작업로 경사도와 적재용량, 노면상태에 따라 임의로 속도 조절이 가능하도록 가변용량 유압펌프를 적용하였다.

유압식 구동시스템은 뒷바퀴 축을 보기(bogie)식으로 적용하였다. 이 보기식 차축은 좌우측 차륜이 독립적으로 움직이므로 차체의 상하요동을 일반 고정차축에 비하여 1/2로 줄여서 보다 안정된 주행이 가능한 장점이 있다.

유압식 구동시스템의 구성은 2개의 가변용량 액시얼 피스톤펌프와 6개의 구동바퀴에 연결된 고정용적 유압모터는 각 3개의 유압모터가 병렬로 연결되어 있고, 뒷차축 4개의 차륜은 좌우 각각 2개씩 직렬로 연결되어 험지와 연약지에서의 주행성을 고려하였다.

유압모터의 회전토크를 구동력으로 전달하기 위하여 구동륜의 허브(hub)에 장치된 5:1의 유성기어 감속장치를 통하여 충분한 구동력을 전달하도록 하였으며 가변펌프의 사판각도에 따라 0에서 최대속도까지 무단변속이 가능하다. 또한 원활한 회전과 험지, 연약지반, 장애물 통과성능을 향상시키기 위하여

플로우 디바이더에 의한 차동잠금장치를 적용하여 선택적으로 적용이 가능하도록 설계제작하였다.

이러한 설계사양에 따라 기본차량의 시제품을 제작하여 성능시험을 실시하여 구동계통과 얻어진 문제점에 대하여 보완 제작하였다.

## 2. 원치 및 로그그래플 설계 · 제작

기본차량에 탑재할 작업장비로 집재용 유압식 원치와 소형크레인을 설계하여 시제품을 제작하였다. 탑재된 소형크레인은 현재 국내에 상용화된 제품이 없는 2톤·m급으로 붐장치는 임내에 산재된 원목을 차량에 적재하는 작업이 가능하도록 2단 관절, 1단 신축식으로 제작하였으며, 크레인의 베이스는 차량 지지대와 모듈식으로 제작하였다. 크레인의 선회는 실린더에 의한 회전방법을 적용하였으며 회전 각도는 360°이다.

자체중량을 최소화하고 넓은 작업반경과 원목 적재작업이 용이하도록 설계하였으며, 조종방식은 컨트롤 레버 조작방식이며, 작업중 안전성을 확보하기 위하여 과하중을 방지할 수 있는 안전 릴리프 밸브 장치를 설치하였다.

크레인의 붐 끝에 설치하여 하부에 부착된 그래플을 회전시키는 로테이터는 최대허용하중 3,000kg이고 360도 전선회가 가능한 제품을 적용하였으며, 원목을 집는 집게형의 그래플은 소경목을 취급하기 적합한 그래플 단면적이 약 0.14㎡인 소형으로 설계제작 하였다.

개발되는 미니포워더의 전면에 부착하여 크레인이 도달하지 못하는 임내와 사면에 산재된 원목을 견인하거나 습지 등에 빠졌을 경우 딜출이 가능하도록 집재용 유압원치를 설계제작 하였다. 원치의 작업능력은 최대 견인력 2톤, 견인속도 분당 30~40m, 최대집재거리 60m로서 집재로 또는 임도상에서 차량이 진입하지 못하는 작업지에 위치한 원목을 차량이 주행가능한 도로상으로 끌어 모을 수 있다.

### 3. 미니포워더 주행안정성 시험

개발된 미니포워더의 주행안정성을 평가하기 위하여 주행안정성 분석을 모델링에 의한 시뮬레이션 기법으로 실시하였다. 이러한 안정성 분석은 다물체 동역학 해석 프로그램인 Working Model 2D와 VisualNastran Desktop를 이용하여 수행하였다. 동적 거동을 해석하는데 필요한 포워더의 형상(geometry)과 각 구성부의 무게, 무게 중심, 질량 관성 모멘트는 3D CAD 모델러(modeler)인 Solid Edge 8.0을 이용하여 모델링하고 예측하였다.

2차원 장애물 통과 시뮬레이션은 평지와, 경사지에서 목재 적재의 여부에 따라 포워더가 장애물을 통과할 때 차륜과 무게 중심의 동적 거동을 예측하여 안정성이 상실되는 차륜의 지면 이탈현상을 분석하였다.

시뮬레이션 결과 포워더의 전륜은 장애물을 통과할 때 목재의 하중전이에 의하여 지면 반력이 감소되어 쉽게 지면과 분리되는 현상을 나타냈으나, 후륜부의 보기차륜은 장애물을 통과할 때 보기 프레임의 요동운동에 의하여 안정성을 향상시키는 것으로 나타났다. 장애물을 통과할 때 보기차륜이 전륜보다 진동을 50 % 이상 감소되는 것으로 나타나 보기차륜은 장애물이 있는 경사지에서도 포워더의 진동을 감소시켜 주행의 안정성을 향상시키는 것으로 판단된다.

3차원 횡전도 시뮬레이션에서는 포워더가 등고선 방향으로 주행하며 경사 위쪽의 장애물을 통과할 때 목재의 적재 여부, 주행속도, 장애물의 크기, 지면 경사각에 따라 횡전도 현상을 분석하였다. 또한 보기차륜을 장착한 시작품 포워더와 단순 고정차축 6륜구동 포워더의 횡전도 현상을 비교 분석하였다.

횡전도 시뮬레이션 결과에 의하면 목재를 적재하고 경사지를 주행하는 보기차륜 시작품 포워더는 공차상태보다 주행속도를 20 % 이상 감속해야할 것으로 나타났다. 장애물이 높고 접근각이 작을수록 횡전도는 쉽게 일어났으며 지면 경사도가 20° 이상일 때는 횡전도의 위험성이 급격히 증가하는 것으로



나타났다.

목재를 적재한 상태에서도 보기차륜을 장비한 시작품 포워더는 경사도 20° 미만의 지면에서 높이가 비교적 낮은 10 cm 이하의 장애물을 통과할 때 규정 속도 이내에서는 횡전도가 일어나지 않았다. 반면, 고정차축을 적용한 6륜포워더는 공차상태에서도 비교적 낮은 경사도인 10° 에서 횡전도가 일어났으며, 장애물의 높이가 높으면 낮은 지면 경사도에서도 쉽게 횡전도가 일어났다. 예측 결과 보기차륜을 장착한 시작품 포워더는 단순 6륜구동 고정차축 포워더에 비하여 같은 경사지에서, 횡전도에 대한 안정성이 2배 이상 우수하였다.

따라서 20도 미만의 경사지에서 보기차륜을 장치한 시작품 포워더는 10cm 이하의 장애물을 통과할 경우 안정성이 확보되어 주행에 지장이 없는 것으로 판단된다.

#### 4. 적용성 시험 및 작업방법 개발

미니포워더 작업방법, 적정 작업인원, 작업요령 등에 대하여 정리하고 현장에서 적용시험 및 성능시험을 실시하였다. 각 기능장비별 능률조사를 실시하여 국내에 도입된 유사장비와 비교 검토하였다. 그 결과 크레인에 의한 수집 및 적재운반작업의 능률은 집재로 주행거리 200m, 임내주행 50m의 경우 1일 약 15m<sup>3</sup>이었다.

또한, 전방에 부착된 유압식 윈치의 작업방법과 능률 등을 조사하고 윈치의 견인력, 견인속도 등 성능시험을 실시하였다. 윈치에 의한 집재작업 능률은 2인1조 작업으로 40m 이내 작업시 1일 16m<sup>3</sup>의 능률을 나타내었다.

### IV. 연구개발결과 및 활용에 대한 건의

우리나라의 임업기계화를 위한 완·중경사지의 차량형 집재장비를 국산화함으로써 집·운재장비의 자체 개발 기술을 확보하여 현재 인력작업 및 프라

스틱수라, 소형원치 위주의 작업시스템을 인력을 최소화 할 수 있는 1인작업에 의한 운반집재 시스템으로 전환함으로써 임목수확작업의 생산성을 획기적으로 향상시킬 수 있다.

우리나라 실정에 맞는 임업기계의 자체 설계능력과 제작기술의 확보로 현재 수입에 의존하는 임업기계류의 국산화를 촉진함과 동시에, 현재 막대한 물량의 간벌작업 물량을 개발된 생력화 작업장비를 이용하여 작업비의 절감과 생산성 향상을 도모하여 임업의 수익성 개선효과를 볼 수 있다.

본 장비를 이용한 작업시스템의 보급으로 노동력 부족에 직면한 산림작업을 생력화하여 앞으로 예측되는 인력부족 현상에 대처할 수 있으며, 작업이 간편하고 작업강도가 낮은 개발기종의 보급으로 현재 질적으로 낮아지고 노령화된 산림작업 노동력의 활용도를 높여 작업인력을 효율적으로 활용할 수 있을 것이다.

예상되는 활용분야로는 간벌 작업지에서의 벌채된 원목의 집재 및 중량물의 상차작업 및 운반집재작업, 조림용 묘목 및 산림토목 공사용 자재류의 운반작업에 활용할 수 있다.

또한, 국내에서 생산되는 집재용 차량이므로 장비의 유지관리 및 사후서비스가 가능하며, 생산비용이 기존의 외국장비에 비해 저렴하여 소규모 주문생산 방식에 의한 기업화가 가능할 것이다.

## S U M M A R Y

The objective of this study was to develop the small forwarder for small scale thinning operation. Stability evaluation on steep terrain with simulation and field evaluation in thinning operation site were carried out.

To develop the mini-forwarder, the dimension and technical specification were setup for small scale logging operations in Korea. To adapt for working conditions in Korea, the dimension of mini forwarder was determined to 5m overall length to pass through the narrow skidding trails.

The prototype of mini forwarder equips six wheel driving system which are driven by Hydrostatic-transmission(HST) and bogie arm to facilitate driving capability on rough terrains.

It has tandem variable displacement axial piston pump, which provides two separate hydraulic circuits to attain the differential functions. Six fixed displacement radial motors are installed on hub of each wheel, among which front wheel motors have displacement of 75cm<sup>3</sup>/rev and rear wheel motors have 150cm<sup>3</sup>/rev respectively.

As a differential locking system in certain conditions to prevent the spinning out of wheel, flow divider was installed for regulating the revolution of each wheel.

As attached working accessories on mini forwarder, hydraulic skidding winch and small crane with log grapple were designed and built as prototype. Skidding winch has 2 ton of maximum pulling power and 30~40 m/min. of speed. Winching capacity of winch drum has 60m in length

of  $\varnothing 10\text{mm}$  wire rope.

Designed small crane has lifting capacity of 2 ton · m which can lift maximum 400kg with 5m extended boom length. The crane is mounted on the frame of mini forwarder between driver seat and load platform.

To evaluate the stability of prototype forwarder on steep skidding road, the stability analysis with simulation of modeled prototype forwarder was executed.

The stability analysis was performed by using the multibody dynamic analysis programs, such as Working Model 2D and VisualNastran Desktop. Physical properties of the forwarder such as mass, center of mass and moment of inertia were determined by using 3D CAD modeler, Solid Edge 8.0.

The analysis involved 2D simulation of the forwarder traversing over the obstacles and 3D simulation of its sideways overturning. The 2D simulation on the level and slope roads showed when the forwarder loses the stability and the wheels leaves off the ground under the given obstacle with and without wood loaded.

By the 3D simulation, sideways overturning of the forwarder was predicted when it travels across the slope land and traverses over the uphill side obstacles. The prediction was changing the load condition, traveling velocity, size of the obstacles, and the slope angle respectively. The stability comparison between bogie wheeled and six wheel ordinary fixed axle forwarders showed that bogie wheel performed better stability in the slope.

The safety limit given in this work may be of useful and provide drivers with information that how safe they are under the various slope, and traveling conditions, which may not be possible to obtain it under the same actual conditions.

Field evaluation for actual work performance with prototype mini forwarder were executed in thinning operation sites, in connection with improvement of various parts of prototype. Driving capability on skidding road showed the maximum driving speed of 10km on favorable surfaces, and average driving speed of 4~6km on forest road with full load of 2 tons.

The average cycle time of forwarding on operation site with 400m transporting distance was 48.4 min., loading with crane of scattered logs on skidding trails.

The predicted forwarding performance of mini forwarder was 18m' per day on the condition of 200m skidding road length and passing through 50m skidding trails in forests.

The developed mini forwarder could be utilized for thinning operation in Korea to overcome shortage of labor force and to facilitate the thinning operations for small dimensioned.

# CONTENTS

Chapter 1	Introduction .....	15
Chapter 2	Development of the Mini Forwarder .....	19
Section 1	Background of Development .....	21
Section 2	Design and Development of Mini Forwarder .....	23
1.	Decision of Design Specification .....	23
2.	Calculation Basis of Design Specification .....	26
3.	Manufacture of Prototype Mini Forwarder .....	38
Section 3	Performance Improvement of Mini Forwarder .....	48
1.	Improvement of Driving Capability .....	49
2.	Improvement of Differential Locking System .....	49
Chapter 3	Development of Winch and Small Log Crane .....	52
Section 1	Development of Crane .....	53
1.	Compare of Other Commercial Crane Models .....	53
2.	Decision of Design Specification .....	56
Section 2	Development of Hydraulic Winch .....	60
1.	Decision of Design Specification .....	60
2.	Calculation Basis of Winch Capacity .....	61
Section 3	Performance Improvement of Prototype .....	63
1.	Log Crane and Grapple .....	63
2.	Hydraulic Skidding Winch .....	70
Chapter 4	Test of Driving Stability with Mini Forwarder .....	71
Section 1	Basic Structure of Mini Forwarder .....	72
Section 2	Decision of 3D Modelling and Physical Property .....	73
1.	3D Modelling of Mini Forwarder .....	73

2. Test of Physical Property .....	84
Section 3 Stability Analysis of Mini Forwarder Using a Multibody Dynamics Program .....	95
1. Simulation of Obstacle Crossing .....	95
2. Review of Obstacle Crossing Capability .....	103
3. Simulation of Sideways Overturning of Forwarder .....	114
4. Review of Sideways Overturning Capability .....	124
Chapter 5 Field Test of Operation Performance and Efficiency .....	132
Section 1 Test of Driving Capability .....	132
1. Method of Measurement .....	132
2. Data .....	134
Section 2 Operation System of Logging Machinery .....	138
1. Necessity of Mechanization .....	138
2. Selection of Optimum Forestry Machine .....	140
3. Consideration of Selection of Optimum Logging Equipment .....	145
Section 3 Field Test of Manufactured Mini Forwarder .....	148
1. Loading and Transport Operation .....	149
2. Skidding Operations with Winch .....	152
Section 4 Working Safety .....	154
Chapter 6 Conclusions .....	158
<input type="checkbox"/> References .....	163
<input type="checkbox"/> Appendix (Drawing of the Prototype Mini Forwarder) .....	166

# 목 차

제 1 장 서 론 .....	15
제 2 장 원목운반용 미니포워더 개발 .....	19
제 1 절 기본차량 개발 배경 .....	21
제 2 절 미니포워더 설계 및 제작 .....	23
1. 목표사양 검토 .....	23
2. 기본차량의 설계제원 산출 .....	26
3. 기본차량 제작 .....	38
제 3 절 기본차량 보완제작 .....	48
1. 주행성능 보완 .....	49
2. 차동 및 연약지 탈출 성능 보완 .....	49
제 3 장 원치 및 로그 그래플 설계 및 제작 .....	52
제 1 절 크레인 및 로그 그래플 개발 .....	53
1. 기존 제품의 비교분석 .....	53
2. 목표사양 확정 .....	56
제 2 절 유압 원치개발 .....	60
1. 목표사양 .....	60
2. 설계제원 산출 .....	61
제 3 절 시작품 성능보완 .....	63
1. 원목 집게용 크레인 성능 보완 .....	63
2. 원치의 성능 보완 .....	70
제 4 장 미니포워더 주행안정성 시험 .....	71
제 1 절 포워더의 기본 구조 .....	72
제 2 절 포워더의 3D 모델링과 물리적 속성 결정 .....	73
1. 포워더의 3D 모델링 .....	73



2. 포워더의 물리적 속성 검증 .....	84
제 3 절 다물체 동력학 해석 프로그램을 이용한 포워더의 안정성 예측 .....	95
1. 장애물 통과 2D 시뮬레이션 .....	95
2. 장애물 통과 시뮬레이션의 결과 및 고찰 .....	103
3. 포워더의 횡전도 시뮬레이션 .....	114
4. 횡전도 시뮬레이션의 결과 및 고찰 .....	124
제 5 장 현지적용성 시험 .....	132
제 1 절 시작품 성능시험 .....	132
1. 측정방법 .....	132
2. 측정데이터 .....	134
제 2 절 임업기계화 작업시스템 .....	138
1. 임업기계화의 필요성 .....	138
2. 적정 임업기계 선정 .....	140
3. 임업기계 선정시 고려해야 할 사항 .....	145
제 3 절 현지적용성 시험 .....	148
1. 크레인에 의한 상하차 및 운반작업 .....	149
2. 윈치에 의한 집재작업 .....	152
제 4 절 미니포워더 사용시 주의사항 .....	154
제 6 장 결론 및 고찰 .....	158
참 고 문 헌 .....	163
부    록 .....	166
1. 기본차량 설계도면 .....	166
2. 크레인 및 윈치 설계도면 .....	170

## 제 1 장 서 론

산업화와 도시화에 따라 노동인구는 급격히 감소되고 노동의 질적인 면에서도 저하된 상태에 있다. 우리 나라의 산림작업에 투입되는 작업원은 농촌으로부터 얻을 수 밖에 없는데 농촌인구의 감소에 따라 산림작업원도 자연적으로 영향을 받고 있으며 이를 대처할 수 있는 방안으로 임업기계화는 피할 수 없는 상황에 이르게 되었다.

1970년대 초반 농가인구는 전국민의 45%를 차지하고 있었으나 급속한 산업화로 인하여 이농현상이 일어나서 1998년에는 10%로 감소하였고 2001년에는 8%대로 감소되고 있다. 이러한 농가인구의 감소뿐만 아니라 노동의 질적인 면에서도 급속히 고령화가 진행되고 있으며, 또한 남성들에 비해 상대적으로 부녀자들이 많은 상태에 있어 임업의 노동력 확보는 아주 어려운 상태이다.

아직도 우리나라의 산림작업은 인력 위주의 작업으로서 기계작업에 비해 많은 수의 작업원을 요구하고 있으며, 목재생산에 소요되는 비용 가운데 인건비의 비중이 높아지고 있다. 그 동안 목재의 가격은 1985년도에 m<sup>3</sup>당 59천원이었던 것이 1998년에는 109천원으로 약 1.8배 증가한데 비하여 정부의 노임단가는 1984년 1일당 5천원에서 1997년 38천원으로 7.2배가 증가하였다. 이와 같이 임금은 크게 증가하였지만 생산성의 향상이 이에 못미쳐 국내외 가격경쟁에서 뒤떨어지는 결과를 초래하였다.

세계적인 관점에서 세계 목재자원의 감소로 해외로부터의 목재도입 여건은 더욱 악화될 전망이다. 또한 지금까지 원목 수출국가인 동남아시아나 남아메리카 등에서도 자국의 산림을 보호하기 위해서 많은 제재를 가할 것으로 전망된다. 이에 따라 국내에서 수요에 따른 목재의 공급을 충족시키기 위해서는 국산재의 생산을 높일 수밖에 없을 것이다.

국내 원목생산량은 표 1-1에서 보는 바와 같이 1998년도 1,428천 m<sup>3</sup>로 목재

자급율이 7.3% 수준이지만 2030년에는 목재자급율이 22.4%, 2050년에는 30%로 증가될 것으로 예측된다. 앞으로 목재자급율을 높이기 위해서는 간벌 등 육림작업을 더욱 철저히 실행하고, 국내에서 요구하는 우량 대경제의 생산을 위해 필요한 산림사업을 하여야 하며, 그렇게 하기 위해서는 현재보다 생산성을 높일 수 있는 방법으로서 임업기계화의 필요성이 강조되고 있는 시점이다.

표 1-1. 2000년대 우리나라 목재수요와 자급율 전망

구 분	1998	2010	2020	2030	2040	2050
총목재수요량(천 m <sup>3</sup> )	19,537	29,733	35,859	41,818	46,102	49,493
국산재공급량(천 m <sup>3</sup> )	1,428	2,833	6,030	9,352	11,178	14,848
목재자급율(%)	7.3	9.5	16.8	22.4	24.2	30.0

지금까지 인력에 의한 산림작업은 중노동으로 작업조건이 불리할 뿐만 아니라 생산성도 임업기계화가 진행된 스웨덴이나 일본에 비해서 아주 저조한 실정으로 노동생산성은 독일, 스웨덴 등에 비해 1/5 수준에 불과하다. 간벌작업의 1인당 평균생산성은 벌채와 조재, 집재작업을 포함하여 약 1.5m<sup>3</sup>/일·인에 불과하지만 기계에 의한 임목수확작업은 인력작업에 비해 2.5~7.0배의 증대를 기대할 수 있다. 그리고 1970년대부터 조성된 산림을 생산성 있는 경제림으로 가꾸기 위해서는 간벌작업 등에 많은 인력이 소요되기 때문에 임업기계화를 통해 소요노동력을 절감하여야 할 것이다.

집재작업은 산림작업 가운데 단위 생산당 노동력 투입이 가장 많은 뿐만 아니라 무거운 중량물인 원목을 취급하는 작업이기 때문에 인력에 의한 작업은 제한되어 있고, 기계화에 의한 방법이 아니면 거의 불가능한 실정이다.

본 연구의 목적은 전량 수입에 의존하여 사용하고 있는 원목 집재장비의 국산화를 통하여 간벌재 생산의 효율성 증대와 임업생산성을 향상시키고자 실시되었다. 또한 임업기계의 국산화를 위한 기술력을 확보하여 금후 필요한

임업기계의 개발에 활용하고자 한다.

그러나 임목수확작업의 기계화는 기술적인 숙련도를 많이 요구하는 작업으로 난이도가 높고, 사고 확률이 매우 높은 작업이다. 우리 나라와 같이 대부분의 산림이 경사가 심하고 지표의 형태가 균일하지 않은 지형조건하에서는 남부 유럽지역, 즉, 스위스, 오스트리아의 산악지에서 사용되는 타워야더 등의 개선집재 시스템이 보다 효율적이고 환경친화적인 작업시스템이지만, 최근 임도밀도가 증가하는 추세에 있고 다양한 집재시스템의 도입이 추진되고 있으므로 개선집재용 기계와 더불어 인력을 최소화할 수 있는 작업시스템의 도입이 필요하다.

또한, 2차대전 이후 사용되고 있는 GMC트럭에 의한 운재작업으로 인해 산지 훼손이 커다란 환경문제가 되고 있으므로, GMC트럭을 대체할 수 있는 기종의 발굴이 시급한 실정이다. GMC트럭으로 대체할 수 있는 4륜구동형 트럭들이 민간차원에서 불법적으로 개조되어 사용되고 있으나, 안전사고의 위험성이 높으므로 이를 대체할 수 있는 기종의 개발 보급이 시급한 실정이다. 이와 같은 현실을 볼 때 차륜형 집재장비인 포워더의 사용은 인력을 최소화할 수 있어 선진 임업국에서는 이러한 기종이 급속도로 보급 사용되고 있다. 이와 같은 포워더는 차륜형뿐만 아니라 임지내에서의 주행성능 향상을 위해서 케도형 또는 반케도형이 사용되거나 하베스터와 포워더의 두 가지 기능을 한 대의 차량으로 수행할 수 있도록 하는 하워더(Harwarder) 또는 포베스터(Forvester)라는 새로운 개념의 신장비가 개발 사용되고 있는 추세이다.

따라서, 본 연구사업에서도 우리 나라의 지형조건에 적합하고 숲 가꾸기 사업의 산물인 소경 간벌재의 수집 및 운반작업을 위한 국산 포워더의 개발로 임목수확작업의 개선을 모색하고 또한, 생산성을 향상하여 임업의 경영수지를 개선하고자 하였다.

본 시험 개발장비는 차량의 임내 또는 작업로 주행성, 크레인에 의한 상차 작업 및 차량의 진입이 불가능한 지역의 임목집재를 위한 원치의 3가지 기능

이 갖추어진 소형의 포워더 개발을 목표로 하였다. 본 차량을 개발함으로써 얻을 수 있는 기대효과는 GMC트럭의 무분별한 임내투입으로 인한 산지훼손을 줄일 수 있고, 부족한 노동력 문제를 해결하며 또한 임업 기계화를 촉진하여 전량 외국에서 수입하고 있는 임업기계의 국산화를 통하여 산주들의 경영의욕을 고취시켜서 임업경영의 수익성을 향상시키는데 있다.

## 제 2 장 원목운반용 미니포워더 개발

### 개발내용 요약

#### ○ 1차년도 개발 내용

- 개발품명 : 원목 운반용 미니 포워더
- 적재중량 : 2.0 톤
- 구동방식
  - 타이어 휠 구동방식, 6륜 전륜구동, 전륜은 조향과 동시에 구동
  - 전, 후륜 : 유압구동방식으로 상시 구동토록 함
  - 브레이크 장치 : 각 차륜에 설치된 유압식 브레이크
- 타이어 및 휠 : 전륜 10-16.5 리그타입, 8 PLY 장비용 타이어
- 조향장치 : 유압식 파워스티어링에 의한 애커만 조향방식
- 변속장치 : HST 시스템으로 전진, 중립, 후진 (저·고속)
- 최저지상고 : 임내 장애물을 통과할 수 있도록 25cm 이상 확보
- 탑재 엔진출력 : 60 마력 산업용 디젤엔진
- 등판능력 : 30 ° 이상 (콘크리트노면)
- 새시형태 : 상자식 프레임 및 적재프랫폼 탑재
- 최소회전 반경 : 5.0m 이하
- 적재공간 : 길이 2.8m×폭 1.6m

#### ○ 2차년도 개발 내용

- 집적용 굴절식 크레인
  - 크레인 용량 : 2 ton · m, 원목 200~500kg 정도의 원목쌓기작업 가능
  - 인양능력 : 400 kg/ 5m
  - 붐형식 : 2단 관절 1단 신축식
  - 유압신축 붐 길이 : 0.8m

- 컬럼(COLUMN) 높이 : 1,095 mm
- 붐회전 방법 : 실린더(RACK과 PINION) 방식
- 회전력 : 459 kg · m
- 차량지지대 : H형, 유압작동식 1조(크레인 베이스와 일체식)
- 작동압력 : 160 bar
- 선회반경 : 360 °
- 최대 작업반경 : 4m 이상
- 유압 소요유량 : 20 ~ 40 l /분(엔진에 직결된 유압 펌프로 작동)
- 크레인 중량 : 아웃트리거, 그레플 포함 약 800 kg 이내

#### 로테이터(ROTATOR)

- 회전각도 : 360 ° 무한 회전식
- 최대 허용 하중 : 3,000 kg
- 회전력 : 60 kg · m 내외
- 작동압력 : 200 bar
- 중 량 : 16 kg

#### 그레플

- 그레플 단면적 : 약 0.14~0.16 m<sup>2</sup> (집계의 양끝이 닿을 때의 면적)
- 작동방식 : 유압 실린더 작동식
- 작동압력 : 200 bar
- 중 량 : 90kg 이내

#### 유압원치

- 유압원치 견인력 : 2.0 톤 (Bare drum)
- 드럼용량 : 직경 10mm × 80m
- 견인속도 : 30~40m/min (Full Drum)
- 작동방식 : 기계식 맞물림 크러치(레버 작동식) 및 감속기

## 제 1 절 기본차량 개발 배경

현재 우리나라의 임업에서는 과거 30년 전부터 실시한 치산녹화 사업으로 조성된 유령림의 육림과정에서 대량으로 발생하는 소경재 생산의 촉진과 이를 이용하는 기술 및 시장개발이 당면한 주요과제라고 할 수 있다. 현재 소경재 생산과 이용이 정체되고 있는 이유 가운데 가장 큰 요인이 높은 생산비용과 낮은 노동생산성이다. 노동생산성이 낮은 이유는 근본적으로 인력위주의 생산작업 시스템으로 극히 단순한 임업기계가 활용되고 있고 작업기술이 확립되어 있지 않기 때문이다. 따라서 원목생산비를 절감하여 생산된 소경목의 활용도를 증진시키기 위하여 이러한 소경목 간벌작업시 이루어지는 집재작업에 적합한 국산 임업기계의 개발과 이를 보급 활용하여 생산비용을 절감하여야 한다.

우리나라에 있어서 임업기계화는 트랙터 등의 농업용 기계를 임업용으로 활용하거나, 전문적인 임업기계의 도입이나 개발 등을 통하여 이루어질 수 있다. 현재 국내에서는 일부 간단한 원치시스템 이외의 전문적인 임업기계는 전량 외국 장비를 도입하고 있는 실정이다. 이러한 외국산 장비는 가격이 비싸므로 일부분은 국내의 실정에 적합하지 않은 부분도 있어 개량의 여지가 있으며 보수 및 유지관리 측면에서도 많은 문제점을 지니고 있다.

이러한 장비를 국산화하기 위해서는 국내 임업기계 전문 생산업체를 육성하여 국산화 대상기종의 선정 및 개발비의 투입, 개발한 국산 임업기계의 시장확보와 수요창출 등을 통하여 이를 수 있다.

임내를 주행하는 기계에 의한 집재작업은 경사지인 산림내를 주행할 수 있는 장비가 개발되어야 하나 국내외적으로 아직 40% 이상의 경사지를 자유로이 주행할 수 있는 장비가 아직 개발되어 있지 않은 실정이다.

따라서 본 연구에서는 국내의 산림지형 조건에 부합되는 소형의 미니포워더를 개발·보급하여 임업의 생산성 향상을 도모하고자 하였다. 또한 현재의



임업현황을 고려하여 보다 저렴하여 보급이 용이하고 사용이 편리한 저가의 임업기계를 개발하는데 그 목적이 있다.

특히, 포워더는 주로 하베스터에 의해 벌도·조재된 원목을 차체에 탑재한 그레플 크레인으로 상차하여 집재로나 완경사지의 임내에서 임도변의 토장까지 집재·운반할 수 있는 고성능 임업기계를 말한다. 포워더가 지닌 특징은 우선 차체의 최저 지상고가 높아 그루터기와 같은 장애물이 있거나 지형이 균일하지 않은 곳에서도 주행할 수 있는 높은 주행성능과 1회에 대량의 원목을 운반할 수 있는 탁월한 적재운반능력에 있다.

포워더에는 적재작업이 용이하도록 작업범위가 5m 이상이 되고 운전석에 앉은 상태에서 조작할 수 있는 굴절식 그레플을 탑재하고 있다. 포워더의 주행방식에 따라 차륜형, 궤도형 및 두 가지를 절충한 반궤도형으로 나누기도 한다.

이러한 포워더는 임내차 주행성능과 임지에 대한 피해를 줄이기 위하여 장애물 및 경사도에 대해 보정이 가능한 수평보정장치와 가변식 운거장치, 탠덤보기식 차체, 유압구동식 등 각종 첨단기술이 채택되고 있다. 또한, 일반 포워더 차체에 대용량의 그레플을 탑재하여 전목 또는 전간재를 싣고 운반할 수 있는 기종도 있다.

포워더에 의한 집재는 지형조건이 임내를 주행할 수 있는 조건이어야 하며 작업로 및 집재로가 충분히 구비되어야 가능하지만 임내 주행시에는 포워더의 주행으로 인한 잔존임분의 토양다짐이나 잔뿌리의 절단 등 임목생장 장애가 발생할 수도 있으므로 주의를 필요로 한다.

이와 같은 포워더에 대한 개발 개념을 가지고 우리 지형에 적합한 소형의 탠덤보기식 차축을 채용한 미니포워더의 개발을 실행하였다.

## 제 2 절 미니포워더 설계 및 제작

### 1. 목표사양 검토

미니포워더는 구미 각국의 임업국가에서는 오래 전부터 집재 및 운반작업에 사용되어 그 생산성이 입증된 바 있으나, 국내에서는 1995년도에 2대의 차륜형 미니포워더가 일본에서 도입되어 일부 국유림에 이용되고 있는 실정이다. 또한 민간에서는 2차대전 당시 제작되었던 GMC트럭을 이용하거나 폐차용 부품으로 제작한 자재운반용 차량을 원목의 소운반 등 임목수확작업에 활용하고 있는 실정으로 그림 2-1은 선진 임업국에서 대형 포워더를 이용하여 원목을 상차하는 광경을 나타내고 있다.



그림 2-1. 차륜형 포워더(PONSSE) 작업광경

목표에 맞는 장비를 개발, 제작하기 위하여 먼저 외국에서 개발되어 사용되는 기존제품에 대한 사양을 검토하였다. 원목 운반용 포워더는 그 종류가 다양하고 또한 기능적인 면에서도 많은 차이를 가지고 있다. 자세한 내역은 표 2-1과 같으며, 대부분의 기종들이 그림 2-1의 작업광경에서 보는 바와 같이 개발대상 기종에 비하여 중·대형장비들이 사용되고 있다. 이것은 유럽의 경우 산지 경사가 완만하고 원목의 규격이 크기 때문이다. 표 2-1에 의하면

## 제 2 절 미니포워더 설계 및 제작

### 1. 목표사양 검토

미니포워더는 구미 각국의 임업국가에서는 오래 전부터 집재 및 운반작업에 사용되어 그 생산성이 입증된 바 있으나, 국내에서는 1995년도에 2대의 차륜형 미니포워더가 일본에서 도입되어 일부 국유림에 이용되고 있는 실정이다. 또한 민간에서는 2차대전 당시 제작되었던 GMC트럭을 이용하거나 폐차용 부품으로 제작한 자재운반용 차량을 원목의 소운반 등 임목수확작업에 활용하고 있는 실정으로 그림 2-1은 선진 임업국에서 대형 포워더를 이용하여 원목을 상차하는 광경을 나타내고 있다.

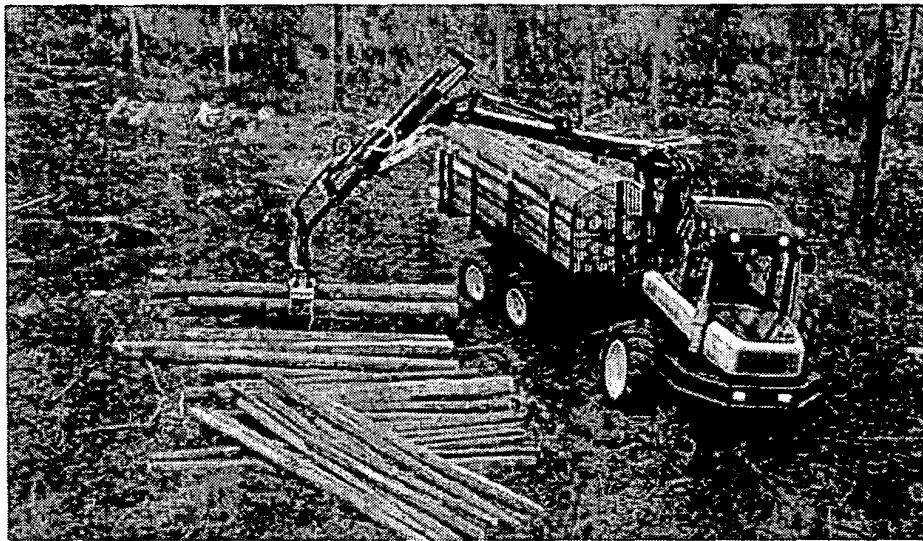


그림 2-1. 차륜형 포워더(PONSSE) 작업광경

목표에 맞는 장비를 개발, 제작하기 위하여 먼저 외국에서 개발되어 사용되는 기존제품에 대한 사양을 검토하였다. 원목 운반용 포워더는 그 종류가 다양하고 또한 기능적인 면에서도 많은 차이를 가지고 있다. 자세한 내역은 표 2-1과 같으며, 대부분의 기종들이 그림 2-1의 작업광경에서 보는 바와 같이 개발대상 기종에 비하여 중·대형장비들이 사용되고 있다. 이것은 유럽의 경우 산지 경사가 완만하고 원목의 규격이 크기 때문이다. 표 2-1에 의하면

포워더를 제작하는 회사는 독일의 DASSER사를 비롯하여 20여 업체에 이르며 크기, 종류, 모델 등이 다양하다. 차륜의 수도 6개~10개 정도이며, 적재능력은 10~15톤 정도이다. 따라서 본 개발품은 우리나라 입지조건에 적합하도록 소형으로 사양을 검토하여 차체의 길이 4,800mm, 폭 1,630mm, 적재함 높이 800~900mm의 크기로 목표 사양을 검토하였다. 또한 입도 및 작업로에서의 주행과 회전을 고려하여 최소회전반경은 5m 내외로 설계사양을 정하여 작업의 효율성 향상을 도모하였다. 그리고 적재함의 길이는 2,700mm로 우리나라에서 생산되는 목재의 길이가 대부분 3.6m, 2.7m 및 1.8m 이므로 이러한 원목을 적재하기에 적합한 규격이다.

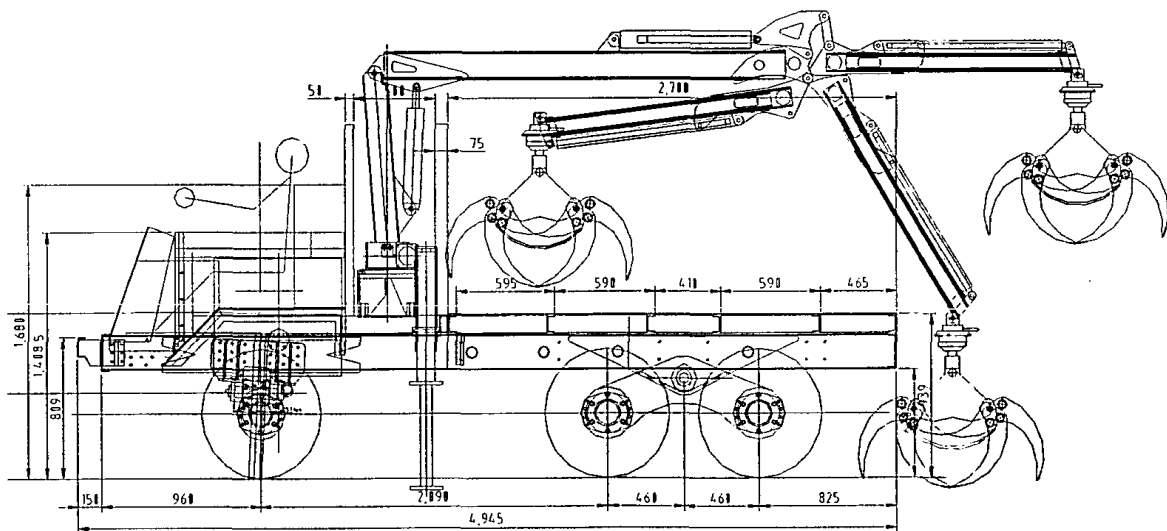


그림 2-2. 개발된 미니포워더의 부분별 치수

표 2-1. 원목운반용 포워더 종류 및 특성

제작회사	모델	길이/폭/높이 (mm)	최대 속도 (km/h)	엔진 출력 (kW)	차륜 (개)	적재 능력 (kg)	주행 장치	그래플 인양능력 (kNm)
DASSER	TS 06.8	7400/1850/3300	20	60	8	6,500	HST- 기계식	45.6
DASSER	TS 10.8	9000/2450/3350	20	91	8	11,400	HST- 기계식	91.0
DASSER	TS 14.8	9500/2550/3650	20	115	8	14,500	HST- 기계식	99.0
FARMI	575	8645/2220/2900	20	75	4	8,900	HST- 기계식	50.0
FMA	Erzgebirge	7600/2150/2800	20	47	6	7,000	HST- 기계식	41.0
FORCAR	FC 100	8200/2500/3400	40	84	6	10,000	HDT- 기계식	56.0
FORCAR	FC 150	7600/2500/3370	40	113	6	10,500	HST- 기계식	94.0
GREMO	950	7960/2600/3370	20	70	8	10,665	HST- 기계식	56.0
HEMEK	700, 750	8630/2815/3720	20	147	6	13,500	HST- 기계식	77.0
HEMEK	800	8930/2815/3720	20	147	6	13,900	HST- 기계식	77.0
LOGSET	504F	9500/2550/3650	20	84	8	11,000	HST- 기계식	35.0
LOGSET	6-F	9370/2630/3910	25	136	8	13,750	HST- 기계식	99.0
NOKKA	24WD	7570/1960/2950	20	83	8	8,400	HST- 기계식	36.0
PONSSE	S10 Caribou	8140/2650/3470	20	91	8	11,950	HST- 기계식	83.0
VALMET	820	7887/2500/3800	20	80	8	9,300	HST- 기계식	63.3
ROTTNE	Solid F9	8180/2480/3520	20	88	8	9,800	HST- 기계식	60.0
UTC	F 1060	7850/2500/3150	20	86	6	10,000	HST- 기계식	72.0
SKOGSJAN- CAIEHILLAR	1088XLC	9220/2690/3680	20	122	8	16,000	HST- 기계식	99.0
STEFAN	Mini	7200/2300/3450	20	75	8	9,200	HST- 기계식	52.0
TBM	80	7350/2230/3750	20	64	8	10,140	HST- 기계식	45.6
TIMBCO	TF815C	9250/2870/3580	20	147	8	18,400	HST- 기계식	186.0
TIMBERJACK	810 B	9150/2600/3850	20	82	6	11,560	HST- 기계식	64.0

## 2. 기본차량의 설계제원 산출

### 가. 적용엔진

임업기계용 엔진은 자동차용 보다 부하가 크게 걸리므로 내구성을 고려하여 엔진회전수를 낮추어 사용되고 있는 것이 일반적이다. 본 개발대상 장비인 미니포워더에 탑재되는 엔진은 기아자동차의 산업용 엔진으로 최대 출력은 60마력(Max 토크 18.7kg·m/1800rpm)이고, 성능곡선은 그림 2-3과 같다.

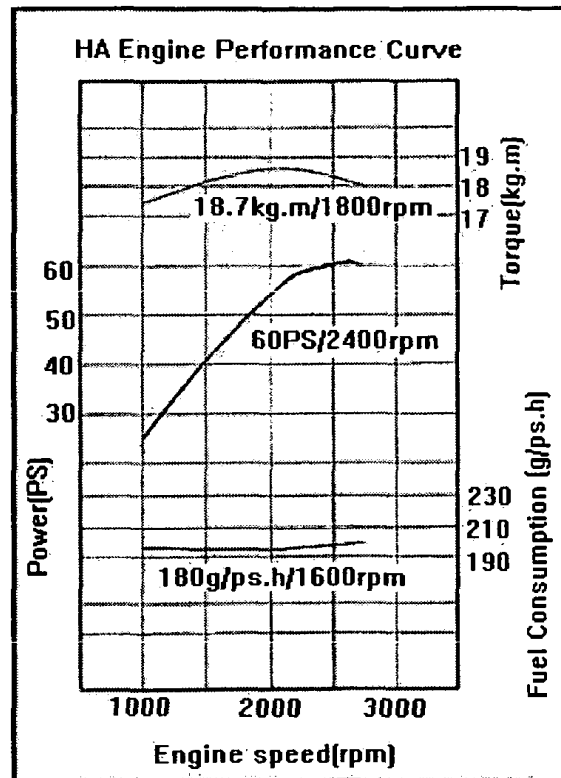


그림 2-3. 엔진의 성능곡선

그 외, 미니포워더에 장착된 엔진의 특성은 와류실형식의 예연소실 형식을 갖추고 있으며, 내마모성이 강한 부품을 사용하여 내구성이 높고 중저속에서 토크가 높아 산업용으로 적합하다. 본 엔진의 주용도는 지게차, 굴삭기, 로더 등의 산업장비에 이용되고 있으며 자세한 내역은 표 2-2와 같다.

표 2-2. 탑재엔진의 규격

구 분	제 원
Model Description	KIA (HA-H)
Eng. Type	Diesel, 4 Cycle
Arrang. and No. of Cylinder	Inline, 4
NO. of Valve (Cyl.)	2
Valve Type	O.H.V
Comb. Chamber Type	IDI(Swirl Chamber)
Displacement (cc)	2977
Bore × Stroke (mm)	95 × 105
Compression Ratio	21.0
Dimensions(L×W×H, mm)	737×600×673
Dry Weight(kg)	250
Cooling Method	Water Cooled
Max. Power(ps/rpm)	60/2400
Max. Torque(kg · m/rpm)	18.7/1800
Rotation(Viewed by Fan)	Clockwise
Electrical Voltage	12V

나. 유압펌프 및 모터의 선정

먼저 본 개발 장비에 탑재될 유압펌프와 모터를 선정하기 위하여 바퀴의 추진력과 각 6개의 차륜에 따른 구동토크, 각 유압 모터의 토크, 최대 작동 압력 등 각각의 제한 인자와 요소에 대한 값을 아래와 같이 구하였다. 계산을 위한 기본조건은 표 2-3과 같다. 설계시 공차중량은 3톤으로 설계하였으나, 여기에 크레인이 장착되는 관계로 실차중량은 이보다 약 1톤 정도가 늘어났으며, 적재되는 원목을 2톤으로 제한한다고 가정하였을 때, 차량의 총중량은 약 6톤이 된다. 또한 초기 설계시 제안되었던 플러싱밸브를 제거하였고, 플로우 디바이더 밸브는 2개의 전·후륜구동 분배용으로 교체하였다.

표 2-3. 미니포워더 주행능력 계산을 위한 기본자료

기본 조건	기본 설계	실차 설계
하중 : 차량공차중량 적재중량 총중량	3,000kg 2,000kg 5,000kg	3,985kg 2,000kg 5,985kg
등판각도	Max 30°	←
구동방식	6륜 全輪구동	←
차륜수	6 개	←
적용 타이어 직경	10×16.5×8ply (75cm)	←
엔진 출력	45kW/2400rpm	←
차량속도	25km/h	10km/h
Hyd. pump	(70cc) 420bar single 가변용량 pump	(45cc+45cc) 400bar Tandem 가변용량 pump
Hyd. Motor	75cc/rev × 6조	75cc/rev × 2조 (Front) 150cc/rev × 4조 (Rear)
마찰저항	$\mu = 0.1$	$\mu = 0.3$ (구름저항계수)
hyd. circuit	<p>single + 6 Motor parallel series 저속 고속</p>	<p>Tandem + 6Motor</p>
Flushing Valve	설치(15 l/M)	삭제
2속제어	있음	기능해제
Flow Divider	저속시 좌·우구동 분배용, 1개	전·후륜구동 분배용, 2개



가장 험한 지형으로 설정한 경사지 20°를 포워더가 주행할 때 구동륜에 작용하는 하중전이를 고려하여 각각 전륜과 후륜의 작용하중을 구한다. 이를 적용하여 경사지에서의 전·후륜의 토양추진력을 구하고, 그에 상응하는 적합한 유압펌프 및 전·후륜의 유압모터를 선정한다.

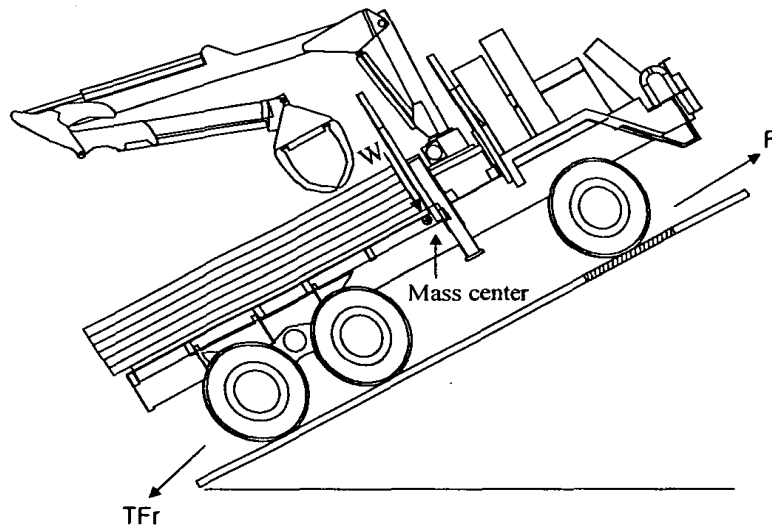


그림. 2-4 포워더 설계제원 계산을 위한 기본도

적재시 포워더의 무게와 무게중심점, 축거, 차량 무게중심의 높이, 차량무게중심과 전륜·후륜간의 수평거리 등의 인자와 각 차륜에 작용하는 지면반력과의 힘의 평형관계식을 이용하여 최대경사지 20°에서 일정한 속도로 주행하는 포워더 전·후륜에 작용하는 하중을 각각 결정하면,

$$\begin{aligned}
 \text{전륜부에 작용하는 하중} &= \frac{W(L_1 \cos \theta - h \sin \theta)}{L \cdot \cos \theta} \\
 &= \frac{5985(1.01 \times \cos 20 - 1.16 \times \sin 20)}{2.6 \times \cos 20} \\
 &= 1,358 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

$$\text{텐덤보기 차륜부에 작용하는 하중} = \frac{W(L_2 \cos \theta + h \sin \theta)}{L \cdot \cos \theta}$$

$$= \frac{5985 (1.59 \times \cos 20 + 1.16 \times \sin 20)}{2.6 \times \cos 20}$$

$$= 4,627 \text{ kgf}$$

여기서,  $W$  = 적재 포워더의 전체무게

$L$  = 축거

$\theta$  = 등판경사(degree)

$h$  = 포워더 무게중심의 높이

$L_1$  = 포워더 무게중심과 후륜축간의 거리

$L_2$  = 포워더 무게중심과 전륜축간의 거리

이다. 전륜부 및 탠덤보기 차륜부는 운전석을 기준으로 각각 전륜의 좌·우측 차륜과 탠덤보기 차륜의 좌·우측 차륜을 의미한다.

#### (1) 전·후륜의 토양추진력

포워더가 경사진 지면을 주행할 때 구동륜에 작용하는 힘은 구동토크, 토양추진력, 구름저항, 지면반력과 구동륜에 작용하는 차체하중, 경사저항 등이 있다. 이러한 힘이 작용하고 있는 구동륜의 자유체선도는 그림2-5와 같다.

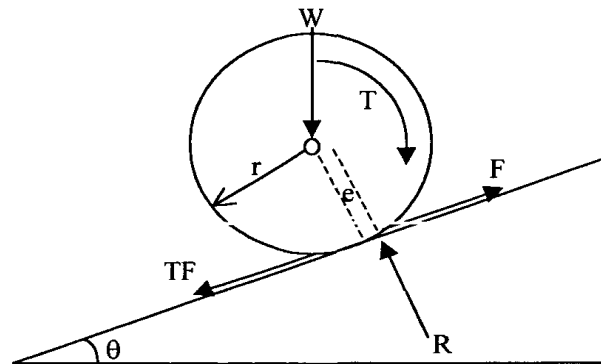


그림 2-5. 구동륜의 자유체선도

그림 2-5에서 나타난 힘을 힘의 평형조건으로 정리하면,

$$T - F \cdot r - R \cdot e + TF \cdot r = 0$$

$$F = TF + W \cdot \sin \theta$$

여기서,  $W$  = 차량의 하중

$T$  = 구동토크

$R$  = 지면반력

$F$  = 토양추진력

$r$  = 구동륜반경

$TF$  = 구름저항

$W \cdot \sin \theta$  = 경사저항

$e$  = 편심거리

가 성립한다. 동적구름상태에서 구름저항에 대한 토크  $TF \cdot r$ 와  $R \cdot e$ 은 같으므로 구동토크  $T = F \cdot r$ 이 된다. 또한 토양추진력  $F$ 는 구름저항과 경사저항의 합이 된다.

구름저항  $TF$ 는 바퀴가 평탄한 노면을 일정한 속도로 굴러갈 때 발생하는 저항을 말하는 것으로 타이어의 접지 부분의 변형으로 발생하는 저항과 노면이 변형하기 때문에 발생하는 저항으로 나뉘는데 바퀴에 가해지는 하중과 노면의 상태 및 주행속도에 따라 달라진다. 편의상 저속으로 주행하는 포워더의 구름저항은 속도에 영향을 받지 않고 하중에 비례하여 구름저항계수와 차량하중의 곱으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$TF = \mu \cdot W \cos \theta$$

구름저항계수  $\mu$ 는 노면의 종류에 따라 달라지며 모래땅이나 연약한 토질에서는 변형 저항도 합쳐져 저항이 아주 커진다. 여기서 차륜형 포워더가 주행하는 임도의 상태는 상당히 열악하다는 가정 하에 구름저항계수 값을 고려하고자하며 그 값은 표 2-4에서와 같이 모래가 섞인 점토질 도로의 상태를 나타내는  $\mu = 0.3$ 으로 가정한다.

표 2-4. 여러 가지 노면상태에 따른 구름저항계수

노면의 상태	차 륵 형	계 도 형
양호한 아스팔트 포장도로	0.04	0.05
양호한 콘크리트 포장도로	0.07	0.07
양호한 블록 포장도로	0.10	0.07
잘 보수된 평탄한 포장도로	0.10	0.08
보수가 잘 안된 돌이 많은 도로	0.12	0.10
자갈을 새로 깐 도로	0.2~0.3	0.1~0.12
모래 또는 돌이 섞인 도로	0.2~0.3	0.1~0.15
완만한 모래 땅 점토질 도로	0.3~0.4	0.10

따라서, 앞서 구한 차륜에 작용하는 하중과 경사지 주행시 발생하는 경사저항, 구름저항을 고려하여 각 차륜의 토양추진력을 구하면 다음과 같다.

<전륜의 토양추진력>

$$\begin{aligned}
 F &= W(\sin \theta + \mu \cos \theta) \\
 &= (1358)(9.81)[\sin 20^\circ + (0.3)\cos 20^\circ] \\
 &= \mathbf{8,311 \text{ N}}
 \end{aligned}$$

여기서,  $W = 1358 \text{ kg}$  (적재상태에서의 전륜부의 하중)

$\theta = 20^\circ$  (최대 지면 경사각)

$\mu = 0.3$  (구름저항계수)

<후륜의 토양추진력>

$$\begin{aligned}
 F &= W(\sin \theta + \mu \cos \theta) \\
 &= (4627)(9.81)[\sin 20^\circ + (0.3)\cos 20^\circ] \\
 &= \mathbf{28,843 \text{ N}}
 \end{aligned}$$

여기서,  $W = 4627 \text{ kg}$  (적재상태에서의 후륜부의 하중)

$\theta = 20^\circ$  (최대 지면 경사각)

$\mu = 0.3$  (구름저항계수)

(2) 차륜 1개당 소요되는 구동 토크 (Torque per each wheel)

차륜에 작용하는 구동토크를 구하기 위해 위의 식 중  $T = F \cdot r$ 를 이용한

다. 포워더의 구동륜은 6륜으로 구성되어있으나, 표2-3에서와 같이 텐덤보기 차륜의 유압 구동방식이 직렬로 연결되어있으므로 보기차륜 한쌍의 구동륜을 1개의 구동륜으로 간주한다. 따라서 전체 구동륜은 4륜으로 표현될 수 있으며, 이 때 전륜 및 후륜에 소요되는 구동토크를 각각 계산하면,

< 전륜 1개당 소요되는 구동토크 >

$$\begin{aligned} T_f &= \frac{\text{전륜추진력} \times \text{휠의 반지름}}{\text{바퀴수}} = \frac{F \times (D/2)}{n} \\ &= \frac{(8,311) \times (0.75/2)}{2} \\ &= 1,558 \text{ Nm} \quad \left( \begin{array}{l} D=0.75m : \text{타이어 직경} \\ n=2 : \text{타이어 수} \end{array} \right) \end{aligned}$$

< 보기후륜에 소요되는 구동토크 >

$$\begin{aligned} T_r &= \frac{\text{후륜부 추진력} \times \text{휠의 반지름}}{\text{바퀴수}} = \frac{F \times (D/2)}{n} \\ &= \frac{(28,320) \times (0.75/2)}{2} \\ &= 5,310 \text{ Nm} \quad \left( \begin{array}{l} D=0.75m : \text{타이어 직경} \\ n=2 : \text{타이어 수} \end{array} \right) \end{aligned}$$

이다.

(3) 유압모터 1개당 소요 토크(Torque per each motor)

구동륜에 작용하는 구동토크를 참고로 차륜을 구동하기 위한 유압모터의 소요토크를 산출하면 다음과 같다.

< 전륜 유압모터 1개당 소요되는 토크 >

$$T_{mf} = \frac{\text{전륜 휠에 걸리는 토오크}}{\text{감속비율} \times \text{전달효율}} = \frac{T_w}{Rr \cdot \eta} = \frac{(1,558)}{(5 \times 0.95)} = 328 \text{ Nm}$$

< 후륜 보기 유압모터부에서 소요되는 토크 >

$$T_{mr} = \frac{\text{후륜 휠에 걸리는 토오크}}{\text{감속비율} \times \text{전달효율}} = \frac{T_w}{Rr \cdot \eta} = \frac{(5,310)}{(5 \times 0.95)} = 1118 \text{ Nm}$$

여기서, 유압모터부는 보기차륜의 전·후륜 각각의 유압모터를 포함한다.

(4) 유압모터의 최대작동압력 (Maximum working pressure)

유압모터의 토크효율곡선을 이용하여 토크효율을 구하고 모터의 토출체적, 토크를 이용하여 전·후륜 모터의 최대작동압력을 구하면,

< 전륜 유압모터의 최대작동압력 >

$$\begin{aligned} Pf\text{-max}(\text{전륜유압모터 최대작동압}) &= \frac{\text{계수} \times \text{전륜모터토크}}{\text{회전당체적} \times \text{토크효율}} \\ &= \frac{(2\pi \times 100) \times Tm}{(9.81) \times Vm \cdot \eta} \\ &= \frac{62.8 \times 328}{75 \times (0.95)} = 295 \text{ bar} \end{aligned}$$

< 후륜 보기 유압모터부의 최대작동압력 >

$$\begin{aligned} Pr\text{-max}(\text{후륜 유압모터부 최대작동압}) &= \frac{\text{계수} \times \text{후륜모터부 토크}}{\text{회전당체적} \times \text{토크효율}} \\ &= \frac{(2\pi \times 100) \times Tm}{(9.81) \times Vm \cdot \eta} \\ &= \frac{62.8 \times 1118}{150 \times (0.95)} = 492 \text{ bar} \end{aligned}$$

이다. 이 때 보기차륜 유압모터부에는 492 bar의 압력이 소요되는데, 유압 모터부에 작용하는 최대 허용압은 보기차륜 전·후륜 모터의 구동륜에 작용하는 하중편차에 의해 자동으로 분배되어 각각의 모터의 최대허용압력 325 bar 이하로 작용하게 된다. 따라서 유압모터는 큰 무리 없이 충분한 동력을 낼 수 있다.

(5) 유압 펌프에서 최대 토출량(Maximum flow generated by pump)

$$\begin{aligned} Qp\text{-max} &= \frac{\text{회전수} \times \text{펌프도출량} \times \text{응적효율}}{1000} = \frac{n \times Vp \times \eta}{1000} \\ &= \frac{2400 \times (45 + 45) \times 0.85}{1000} = 183.6 \text{ l/min} \end{aligned}$$

따라서, 각각의 펌프는 전륜모터 1개, 후륜 보기차륜에 직렬로 연결된 모터 2개를 구동하는 별도의 유압회로를 가지므로 각 유압모터에 공급되는 유량 Qm은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Q_m = \frac{\text{전체 토출량}}{\text{펌프에 연결된 라인수}} = \frac{183.6}{2} = 91.8 \text{ } \ell/\text{min}$$

(6) 유압모터의 최대 회전속도

각 라인은 1 : 2 비율의 Flow Divider에 의해 전륜과 후륜으로 분할되므로, 전륜모터  $Q_{m\text{-front}} = 30.6 \text{ } \ell/\text{min}$ , 후륜모터  $Q_{m\text{-rear}} = 61.2 \text{ } \ell/\text{min}$ 으로 유량을 계산할 수 있다.

따라서, 각 모터의 최대 회전속도는 다음과 같이 약 388rpm이 된다.

$$\begin{aligned} \text{전륜모터 회전속도 } R_{m\text{-front}} &= \frac{\text{앞측공급유량} \times 1000 \times \text{용적효율}}{\text{전륜모터체적}} \\ &= \frac{30.6 \times 1000 \times 0.95}{75} = 387.6 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{후륜모터 회전속도 } R_{m\text{-rear}} &= \frac{\text{뒷측공급유량} \times 1000 \times \text{용적효율}}{\text{후륜모터체적}} \\ &= \frac{61.2 \times 1000 \times 0.95}{150} = 387.6 \text{ rpm} \end{aligned}$$

(7) 포워더의 최고주행속도(km/hr)

유압펌프가 최대토출량을 공급할 때의 모터 회전속도를 이용하여 포워더의 최고주행속도  $V_{\text{max}}$ 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} V_{\text{max}} &= \text{모터최대 회전속도} \times \frac{\pi \times \text{휠직경} \times 60}{1000 \times \text{감속비}} \\ &= R_{\text{max}} \times \frac{\pi \times D \times 60}{1000 \times R_r} \\ &= 387.6 \times \frac{\pi \times 0.75 \times 60}{1000 \times 5} = 10.95 \text{ km/hr} \end{aligned}$$

(8) 최대부하상태에서의 포워더 속도

유압펌프가 최대의 유압동력을 발휘하기 위해 필요한 엔진의 소요출력 (Power-max.)은 다음과 같다.

$$\text{Power-max} = \frac{\text{최대토출압} \times \text{토출유량}}{612 \times \text{펌프전효율}} = \frac{400 \times 183.6}{612 \times 0.80} = 150 \text{ KW}$$

그러나 기본차량에는 45kW의 엔진을 사용하고 있으므로 이때에 펌프의 최대 부하시 펌프 토출량은 엔진출력에 의해 제한된다. 따라서 최대 펌프토출량  $Q_{max}$ 는 다음과 같다.

$$Q_{max} = \frac{\text{엔진출력} \times 612 \times \text{펌프전효율}}{\text{최대토출압}} = \frac{45KW \times 612 \times 0.80}{400} = 55 \text{ l/min}$$

최대부하시의 탠덤펌프의 최대토출량은 55 l/min이므로 펌프의 용적효율과 1회전당 전체 모터용량 등을 고려하여 모터의 회전수(rpm)  $N$ 을 구하면

$$\begin{aligned} N &= \frac{\text{토출유량} \times \text{체적효율} \times 1000}{1 \text{회전당전체모터용량}} \\ &= \frac{55 \times 0.95 \times 1000}{(75 \times 2) + (150 \times 2)} \\ &= 116 \text{ rpm} \end{aligned}$$

이다. 모터의 회전수를 감속비 5, 구동륜의 반경 0.375 m를 적용하여 포워드 의 시간당 차량속도  $V_{min}$ 을 구하면,

$$\begin{aligned} V_{min} &= r \cdot \omega = (0.375 \times 10^{-3}) \times \left( \frac{116}{5} \times 2\pi \times 60 \right) \\ &= 2.9 \text{ km/hr} \end{aligned}$$

가 된다.

#### (9) 브레이크의 제동성능

전·후륜 최대추진력의 합 36,014 N을 기준으로 할 때, 각 Motor에 걸리는 토크( $T_m$ )는 2,250 Nm로 계산되었다. 따라서 채택한 WR6 GearBox의 최대 허용 Brake Torque가 3,000Nm이므로 브레이크의 제동력은 양호한 것으로 판단된다.

지금까지 포워더가 20° 경사지와 같은 험한 지형을 주행하기 위한 조건의



계산 내용을 검토한 결과 유압모터와 펌프는 다음과 같이 선정하였다. 전륜 유압모터의 경우 이태리의 SAI사의 RADIAL PISTON MOTOR GM05-75 (75cc/rev)를 선정하였다. 후륜 유압모터의 경우 포워더가 경사지 주행시 하중전이에 의하여 후륜에 많은 하중이 작용하므로 충분한 구동력을 확보하기 위해 모터의 용량을 두 배로 늘려 동일한 외관치수를 가진 동사 RADIAL PISTON MOTOR GM05-150(150cc/rev)을 선택하였다. 기어박스(GEARBOX)는 WR6 으로 선정하여 제동력을 충분히 확보하였으며, 유압펌프는 이태리 HP사의 Tandem형 VARIABLE DISPLACEMENT AXIAL-PISTON PUMP M4PV45 (45cc/rev) 2개를 적용하여 포워더의 험지주행능력을 극대화하고 원활한 주행이 가능하도록 하였다. 각 사에서 제시한 단품들의 제원은 표 2-5, 2-6 및 2-7과 같다.

표 2-5. 선정된 유압펌프 제원(HP Hydraulik Axial piston pump M4PV45-45)

항 목 (Item)		단 위(Unit)	제 원 (Specification)
펌프용적 (Displacement)	main pump	cm <sup>3</sup> /rev	45
	charge pump		13
최대압력 (Max. pressure)	main cont.	bar	250
	main peak		400
	charge pump		30
회전속도 (Speed)	max-min	rpm	3,800 - 500
최대토출유량 (Flow rate at n <sub>max</sub> )	main pump	ℓ /min	233
	charge pump		76
Max. Oil temperature	-	°C	80
Max. housing pressure	-	bar	1.5
Filtration	-	μm	10
관성모멘트 (Moment inertia)	-	kg · m <sup>2</sup>	0.013
중량 (Weight)	-	kg	25+25

표 2-6. 유압모터 제원 (Sai radial piston motor GM05-75 & 150)

항 목 (Item)	단 위 (Unit)	제원 (Specification)	
		GM05-75	GM05-150
모터용적 (Displacement)	cm <sup>3</sup> /rev	74	150
피스톤 직경(Piston Ø)	mm	28	40
샤프트 행정 (Shaft stroke)	mm	24	24
압력당 토오크비(Spec. torque)	Nm/bar	1.18	2.40
정격압력 (Pressure rating)	bar	250	250
최대압력 (Peak pressure)	bar	425	325
정격회전속도 (Cont. speed)	rpm	700	650
최대속도 (Max. speed)	rpm	1000	900
최대 출력(Peak power)	kW (HP)	33(45)	33(45)

표 2-7. 기어박스 제원 (Sai WR6 Planetary reduction gear)

항 목 (Item)	단 위 (Unit)	제원 (Specification)
최대 정격토오크 (Max. continuous torque)	Nm	3,000
최대 토오크 (Peak torque)	Nm	4,200
감속비 (Reduction ratio)	-	5 : 1
브레이크 토오크 (Max. braking torque)	Nm	3,000
브레이크 작동압력 (Brake pilot pressure)	min.-max. bar	12 - 60
중량 (Weight)	kg	42

### 3. 기본차량 제작

위의 기본적인 설계 계산치를 이용하여 유압 펌프와 유압 모터를 선정 한 후 기본차량을 제작하였다. 적용된 유압모터와 유압 펌프의 모양은 그림 2-6, 2-7과 같다.



그림 2-6. 유압 모터

유압 모터는 6개의 각 구동륜에 부착되어 모두 6개가 필요하며 또한 이들은 보기식 요동(搖動)암에 장치된 후차축 프레임에 결합되어 있으며, 유압 모터에 결합된 유성기어 감속기어박스에 허브가 부착되어 있으며 기어박스 내부에 유압식 브레이크가 장착되어 있다.

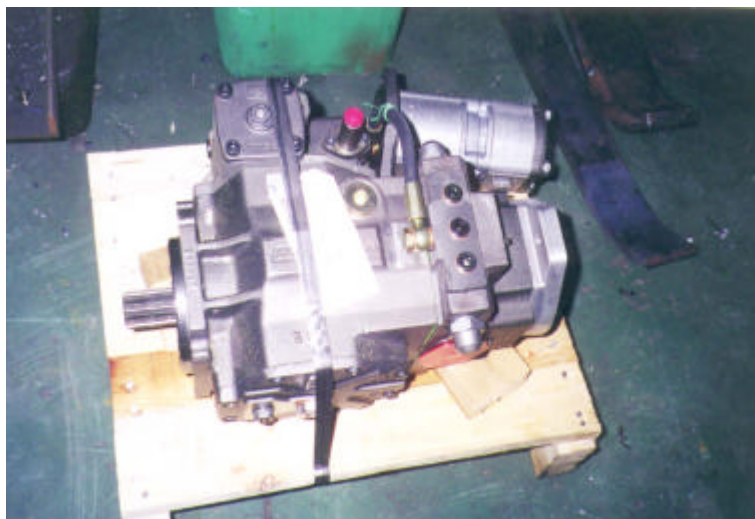


그림 2-7. 적용된 가변 용량 유압 펌프

이러한 구동용 유압모터에 유량을 공급하는 가변용적형 메인 유압펌프 1개



그림 2-6. 유압 모터

유압 모터는 6개의 각 구동륜에 부착되어 모두 6개가 필요하며 또한 이들은 보기식 요동(搖動)암에 장치된 후차축 프레임에 결합되어 있으며, 유압 모터에 결합된 유성기어 감속기어박스에 허브가 부착되어 있으며 기어박스 내부에 유압식 브레이크가 장착되어 있다.

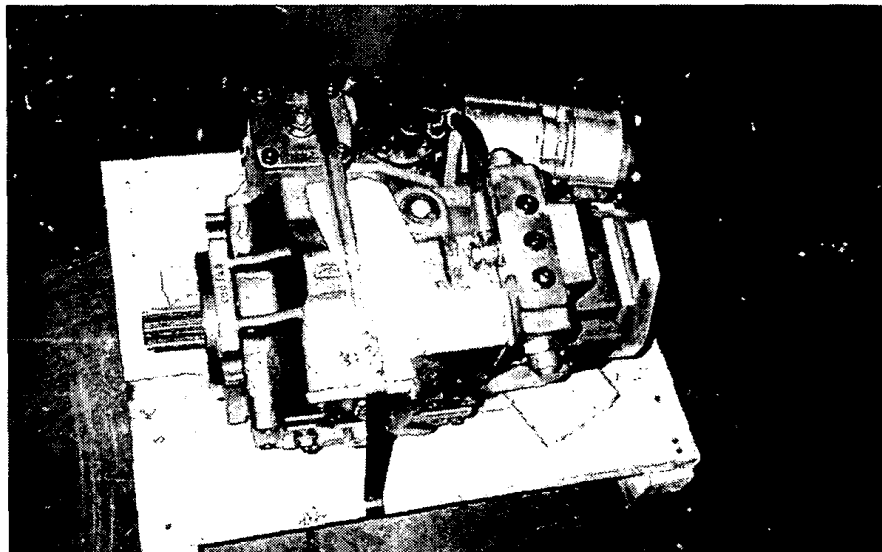


그림 2-7. 적용된 가변 용량 유압 펌프

이러한 구동용 유압모터에 유량을 공급하는 가변용적형 메인 유압펌프 1개

와 여기에 각종 콘트롤을 위한 charge pump, 그리고 조향과 작업기, 브레이크 등을 작동하기 위한 3개의 고정용적형 펌프를 장착하였다.

또한 유압 모터를 구동륜과 연결하기 위해서는 보기식(bogie)으로 차체 프레임에 연결된 선회축에 의하여 차륜이 부착된 요동암(Oscillation arm)이 지형에 따라 추종하도록 그림 2-8과 같이 보기 차축을 프레임에 부착하였다.

이 보기식 후차축은 대형 포워더에 많이 사용되는 구조로서 지형의 굴곡에 순응하여 고정식 차축보다 차체의 상하진동을 감소시키며 장애물을 쉽게 통과할 수 있는 장치이며, 각 차륜의 접지압을 일정하게 유지시킬 수 있는 장점이 있다(그림 2-9참조).



그림 2-8. 보기식 후차축

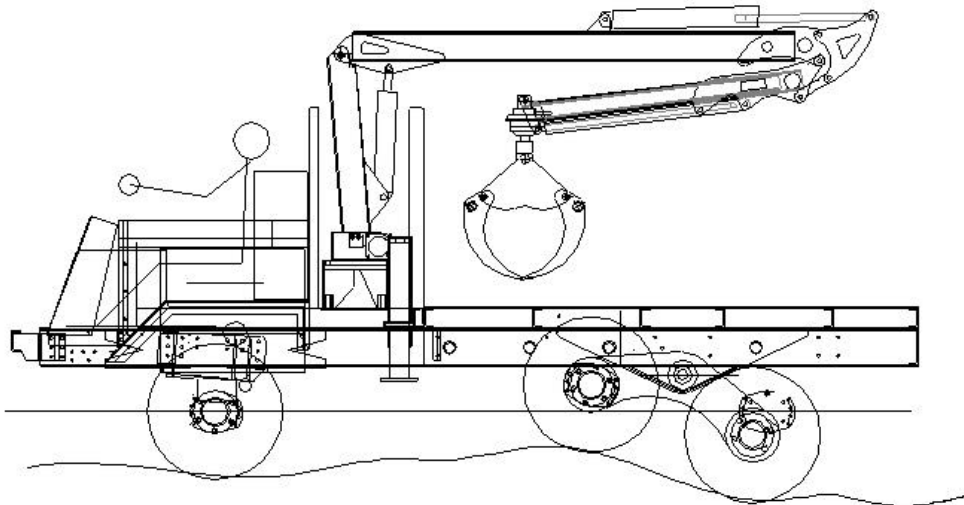


그림 2-9. 보기식 차축의 지형순응 주행모식도

그 외에 표 2-8과 같은 많은 부속품들이 필요하며 이러한 유압 부품의 확

와 여기에 각종 콘트롤을 위한 charge pump, 그리고 조향과 작업기, 브레이크 등을 작동하기 위한 3개의 고정용적형 펌프를 장착하였다.

또한 유압 모터를 구동륜과 연결하기 위해서는 보기식(bogie)으로 차체 프레임에 연결된 선회축에 의하여 차륜이 부착된 요동암(Oscillation arm)이 지형에 따라 추종하도록 그림 2-8과 같이 보기 차축을 프레임에 부착하였다.

이 보기식 후차축은 대형 포워더에 많이 사용되는 구조로서 지형의 굴곡에 순응하여 고정식 차축보다 차체의 상하진동을 감소시키며 장애물을 쉽게 통과할 수 있는 장치이며, 각 차륜의 접지압을 일정하게 유지시킬 수 있는 장점이 있다(그림 2-9참조).

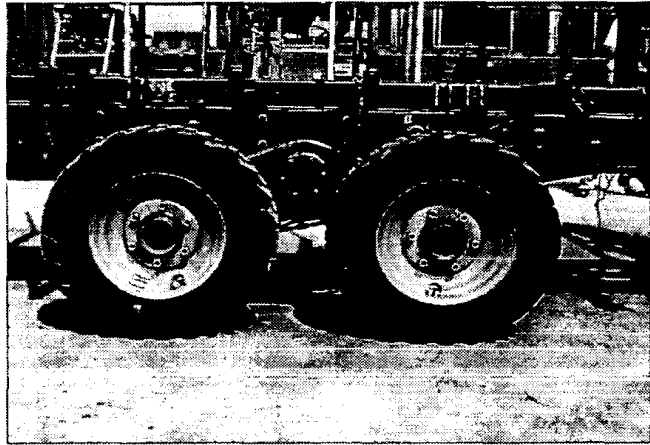


그림 2-8. 보기식 후차축

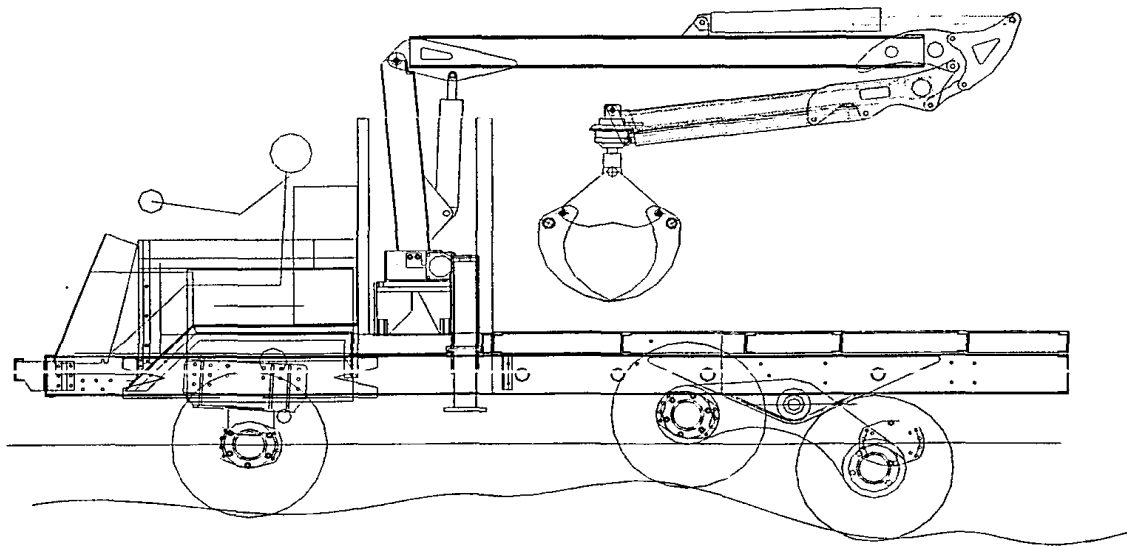


그림 2-9. 보기식 차축의 지형순응 주행모식도

그 외에 표 2-8과 같은 많은 부속품들이 필요하며 이러한 유압 부품의 확

보 후에 시작품을 제작하였으며 모든 기본차량의 제작은 대양기계에서 이루어졌다.

표 2-8. 유압 부품별 규격 (1차년도)

번호	품명	모델명	규격 (유량)	허용압력 (Bar)	비고
1	가변용량펌프	HCV-70E	0~70cc/rev	350 (450)	
2	고정용량모터	GM05-90	86cc/rev	210 (350)	차륜구동
3	비례감압밸브 블럭	B5	60 l /min	400	
4	Flushing valve	VSC20L	20 l /min	420	
5	Ball valve	DN25	22.2 l /min	414	
6	Directional control v.	D1VL	5 l /min	80	
7	차동잠금 밸브	L-300-230S	150 l /min	450	차동잠금
8	Series-Parallel 방향조절밸브	DV6	100 l /min	420	저속, 고속 전환
9	Orbit motor	HKUS	100cc/rev	100	조향
10	Break pedal	Tandem 2420		100	
11	Accumulator	BN210		210	브레이크해제
12	Gear pump	19/5/r, 13T	19cc/5cc/rev	210	작업기구동
13	Oil cooler		60 l /min	10	250kcal/hr
14	Oil filter	SE-10		10	
15	Cylinder		∅35×600	210	조향

#### 가. 프레임제작

차축의 프레임은 4.5mm 두께의 50×190mm의 사각 프레임 컬럼으로 제작하였고, 여기에 적재함 프레임을 탑재하였다.

프레임부의 전체중량은 약 450kg으로 여기에 엔진, 유압부품 등이 장착되면 약 2.5톤의 자중을 갖게 되어 당초 예상중량보다 다소 초과하였다.

포워더는 주로 산림내의 토양의 수분이 많은 지역과 노면이 견고하지 않은 작업로를 주로 주행하므로 되도록 차체가 가벼워야 하며 접지압이 낮아 차륜의 침하가 적어야 하므로 금후 상용제품의 제작시에는 차체중량의 경량화가

검토되어야 할 것이다.

### 나. 적용 타이어 및 차체구조

외국의 습지용 포워더는 저압 광폭 타이어를 사용하거나 차륜에 철제 또는 플라스틱제 벨트트랙을 설치하여 접지압을  $1\text{kgf/cm}^2$  정도로 줄이기도 한다.

본 장비에 장착된 10-16.5-8ply 타이어는 접지장을 차륜당 20cm 정도 확보할 경우 평균 접지압은 약  $1.8\text{kgf/cm}^2$  정도까지 감소시킬 수 있으며, 차후에 접지압을 더 줄이기 위해서는 보다 광폭의 저압타이어나 트랙션 벨트트랙을 적용하는 것을 검토하여야 할 것이다.

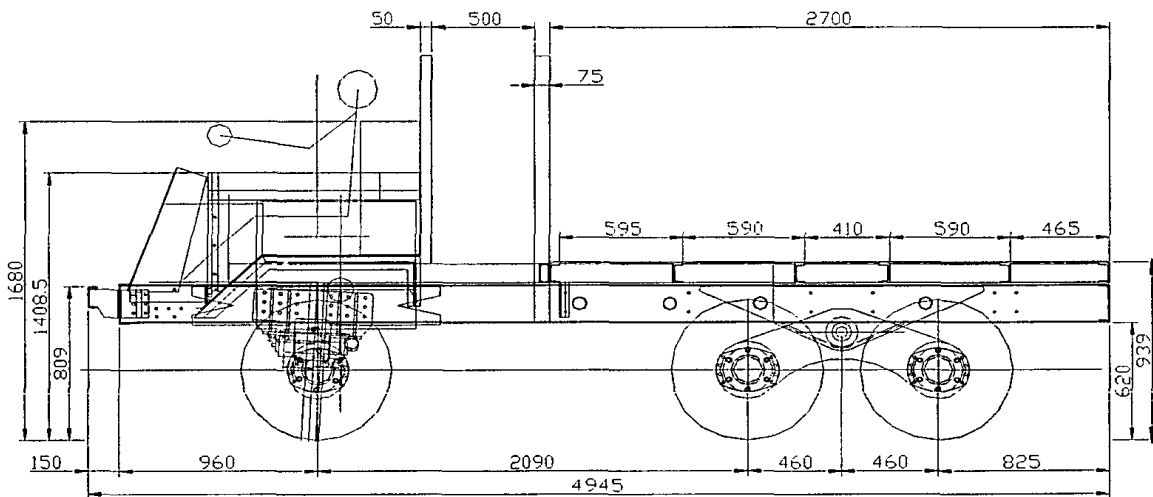


그림 2-10. 기본차량 설계치수

차체의 구조는 그림 2-10과 같이 앞부분에 운전석이 확보되어 있고 후부에 적재함이 탑재되어 원목을 실을 수 있다. 크레인 작업시 시야의 확보와 신속한 작업이 가능하도록 하기 위하여 작업원의 운전석은 캡을 설치하지 않았으며, 크레인 작업시는 운전자가 크레인을 조작할 수 있는 프레임에 올라서서 크레인 조작작업을 실시하여야 한다. 대형 포워더의 경우는 운전자의 좌석이



180도 회전하여 운전석에 앉은 채로 크레인을 조작할 수 있으며 캐빈은 작업 및 운전시야가 확보되도록 설계되어 있다.

#### 다. 기본차량의 제작

기본차량의 전면은 차체 좌측에 운전자의 안전을 확보하기 위하여 임목 등에 부딪히더라도 충격으로부터 운전원을 보호할 수 있는 보호 프레임을 설치하였다.

제작중인 기본차량의 측면광경은 그림 2-11과 같으며 운전석의 공간은 작업원이 브레이크 스톱 페달을 조작하는데 충분한 공간을 갖도록 설계되어 있으며 운전석의 뒷부분과 크레인 장착부분, 적재함 사이에는 안전 프레임이 설치되어 있다.



그림 2-11. 제작중인 기본차량의 측면 광경

기본차량의 적재함 프레임은 두께 3mm의 철제 4각 빔을 사용하여 일체형으로 제작하였기 때문에 산지에서의 적재주행시 원목의 하중을 지탱하도록 하였다.

180도 회전하여 운전석에 앉은 채로 크레인을 조작할 수 있으며 캐빈은 작업 및 운전시야가 확보되도록 설계되어 있다.

#### 다. 기본차량의 제작

기본차량의 전면은 차체 좌측에 운전자의 안전을 확보하기 위하여 임목 등에 부딪히더라도 충격으로부터 운전원을 보호할 수 있는 보호 프레임을 설치하였다.

제작중인 기본차량의 측면광경은 그림 2-11과 같으며 운전석의 공간은 작업원이 브레이크 스톱페달을 조작하는데 충분한 공간을 갖도록 설계되어 있으며 운전석의 뒷부분과 크레인 장착부분, 적재함 사이에는 안전 프레임이 설치되어 있다.

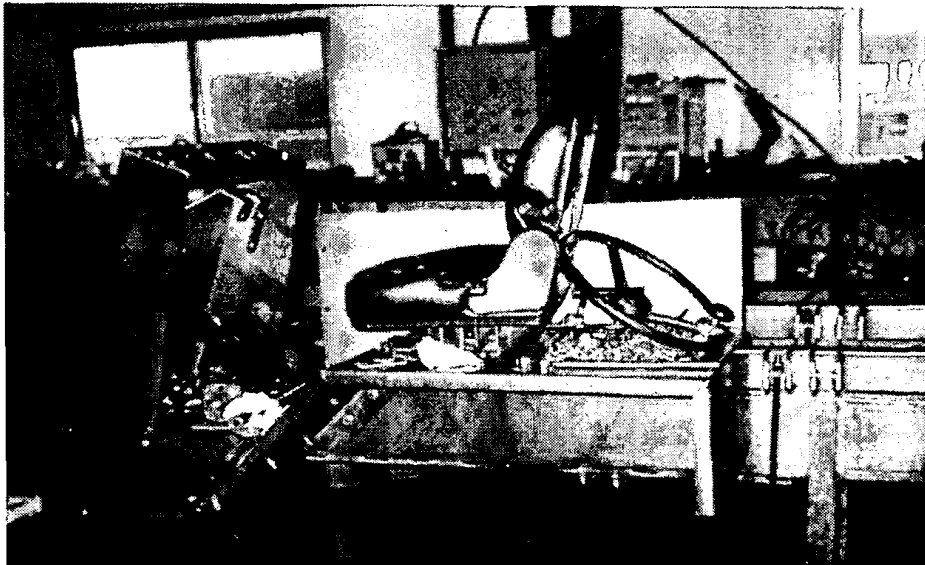


그림 2-11. 제작중인 기본차량의 측면 광경

기본차량의 적재함 프레임은 두께 3mm의 철제 4각 빔을 사용하여 일체형으로 제작하였기 때문에 산지에서의 적재주행시 원목의 하중을 지탱하도록 하였다.



그림 2-12. 기본차량의 후면 적재함 프레임

#### 라. 동력전달장치

미니 포워더의 동력전달장치는 HST(Hydro-Static Transmission)를 적용하였다. 본 시스템은 엔진에서 구동륜으로 이어지는 동력전달장치를 기계식 트랜스미션을 사용하는 대신 유압에 의한 동력전달로 차량을 구동시키는 방식이다. 예로써 굴삭기나 로더 등의 건설중장비에 많이 사용되고 있으며 스키더 로더도 대부분 이러한 방식을 채택하고있다.

하이드로 스태틱시스템의 장점으로는 구동장치를 설계할 경우 장비의 조장이 쉽고, 구동시 기동성이나 응답성이 높아 속도변환, 등판, 미세조작 작업에 유리하다. 또한 제동안전성이 뛰어나 브레이크수명이 길어 AS비용 측면에서 유리하며 높은 주행 토크를 발휘할 수 있다. 그리고 유압라인에 의한 동력전달로 엔진의 위치가 특별히 제한되지 않아 차량설계시 부품배치도 훨씬 자유롭다.

반면에 하이드로 스태틱 시스템은 엔진에 연결된 유압펌프에 의하여 회전력을 유압으로 변환시키고 다시 구동축의 기계적 회전으로 환원함으로써 기계식에 비하여 에너지효율이 낮고, 가격이 다소 높은 단점이 있다.

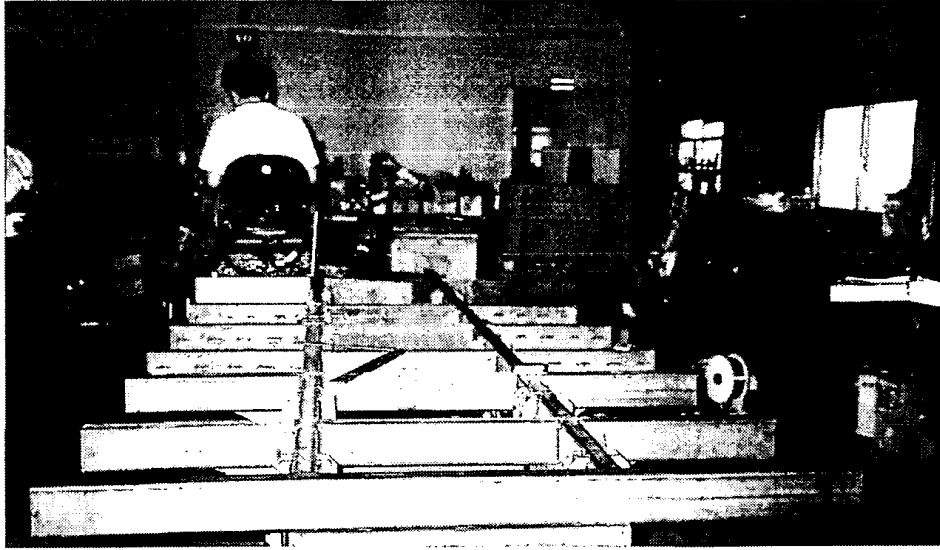


그림 2-12. 기본차량의 후면 적재함 프레임

#### 라. 동력전달장치

미니 파워더의 동력전달장치는 HST(Hydro-Static Transmission)를 적용하였다. 본 시스템은 엔진에서 구동륜으로 이어지는 동력전달장치를 기계식 트랜스미션을 사용하는 대신 유압에 의한 동력전달로 차량을 구동시키는 방식이다. 예로써 굴삭기나 로더 등의 건설중장비에 많이 사용되고 있으며 스키더 로더도 대부분 이러한 방식을 채택하고있다.

하이드로 스태틱시스템의 장점으로는 구동장치를 설계할 경우 장비의 조장이 쉽고, 구동시 기동성이나 응답성이 높아 속도변환, 등판, 미세조작 작업에 유리하다. 또한 제동안전성이 뛰어나 브레이크수명이 길어 AS비용 측면에서 유리하며 높은 주행 토크를 발휘할 수 있다. 그리고 유압라인에 의한 동력전달로 엔진의 위치가 특별히 제한되지 않아 차량설계시 부품배치도 훨씬 자유롭다.

반면에 하이드로 스태틱 시스템은 엔진에 연결된 유압펌프에 의하여 회전력을 유압으로 변환시키고 다시 구동축의 기계적 회전으로 환원함으로써 기계식에 비하여 에너지효율이 낮고, 가격이 다소 높은 단점이 있다.

## 마. 조향장치

임업기계는 굴곡이 있고 장애물이 많은 부정지를 주행하므로 여러 가지 조향장치가 적용되지만 작업기의 종류에 따라 조향기구를 분류해 보면 차륜(주행장치)의 방향을 전환시키는 것과 좌우속도를 변환시키는 것이 있다. 전자에 포함되는 것이 차체굴절식, 애커만식이고, 후자에 속하는 것으로는 클러치 브레이크식, 스키드 스티어링식, 파워턴 방식, 2중차동방식 등이 있다. 최근에는 작업의 안전성뿐만 아니라 작업지의 피해가 없는 기구가 많이 사용되는 경향이 있다.

### (1) 차체굴절방식

이 방식은 차체의 중앙부분에 액슬샤프트와 직각되게 설계된 힌지로 차체부를 수평면 방향으로 굴절시켜 조향을 하도록 하는 방식이다. 이 방식의 특징은 부정지를 안정된 상태로 주행하기 위하여 축거가 길어야 하지만, 이 방식은 선회반경을 줄일 수 있고 전후륜이 대개 같은 궤적을 지나므로 연약지 등의 주행에 유리하다. 또한, 하베스터 등을 이용할 때 작업대상 방향으로 차체의 진행방향을 위치시키기 쉬운 장점이 있다.

또한, 이 방식으로 차체를 굴절시키기 위하여 1~2개의 유압실린더를 이용하여 부정지에서의 조향은 유압방향 제어밸브 레버나 버튼식 또는 조향륜으로 조작한다.

### (2) 애커만 방식

자동차나 농업용 트랙터와 마찬가지로 전륜의 방향을 전환시키므로서 선회하는 방식이다. 이 방식은 구조가 간단하나 선회반경이 크고, 조향륜과 후륜과의 선회반경의 차이가 발생하는 단점이 있다.

### (3) 스키드 스티어링식과 클러치 브레이크식

이 방식은 선회되는 쪽의 주행장치 구동력을 클러치로 끊고 동시에 브레이크를 작동시켜 주행장치를 멈추고 다른 쪽의 궤도를 계속 주행하여 선회하는 방식이다. 소형 스키드 로더와 궤도형트랙터의 경우 이 같은 방식이 많이 이용된다.

#### (4) 파워 턴 방식

이 방식은 선회되는 쪽의 주행방향을 반대로 조작함에 따라 차체중심으로 스피ن회전(spin turn)을 할 수 있는 방식이다.

#### (5) 2중 차동방식

이 방법은 일종의 파워 턴 방식으로 조향 브레이크로 제동하면 2중 차동장치가 움직여 선회 내측의 스프라켓 회전속도가 감속되고 바깥쪽은 역으로 증속되어 선회한다. 이 방식은 선회시에도 내측의 스프라켓에 동력이 전달되어 동력의 손실이 적고 항상 양쪽에 동력이 가해져 경사지 하향 주행시에도 조향에 어려운 현상이 생기지 않는다. 또한, 임지의 표토에 토양교란 현상이 일어나지 않는 이점도 가지고 있다.

본 연구사업의 개발장비인 미니포워더의 조향방식은 애커만 조향방식으로 일반 차량과 동일하며 오비트 모터에 의한 파워식 조향장치를 이용하여 손쉽게 조향이 가능하도록 하였다.



그림 2-13. 제작완료된 후 개발품 전면 광경(1차년도)

차량의 엔진, 운전석 전반부와 적재함 후반부가 일체형으로 제작되어 일반 트럭과 같이 최소회전 반경이 약 5m에 달하므로 회전반경을 줄이기 위하여는 차체 전반부와 후반부를 관절식으로 연결하는 차체 굴절식 조향방식

#### (4) 파워 턴 방식

이 방식은 선회되는 쪽의 주행방향을 반대로 조작함에 따라 차체중심으로 스피너회전(spin turn)을 할 수 있는 방식이다.

#### (5) 2중 차동방식

이 방법은 일종의 파워 턴 방식으로 조향 브레이크로 제동하면 2중 차동장치가 움직여 선회 내측의 스프라켓 회전속도가 감속되고 바깥쪽은 역으로 증속되어 선회한다. 이 방식은 선회시에도 내측의 스프라켓에 동력이 전달되어 동력의 손실이 적고 항상 양쪽에 동력이 가해져 경사지 하향 주행시에도 조향에 어려운 현상이 생기지 않는다. 또한, 임지의 표토에 토양교란 현상이 일어나지 않는 이점도 가지고 있다.

본 연구사업의 개발장비인 미니포워더의 조향방식은 애커만 조향방식으로 일반 차량과 동일하며 오비트 모터에 의한 파워식 조향장치를 이용하여 손쉽게 조향이 가능하도록 하였다.

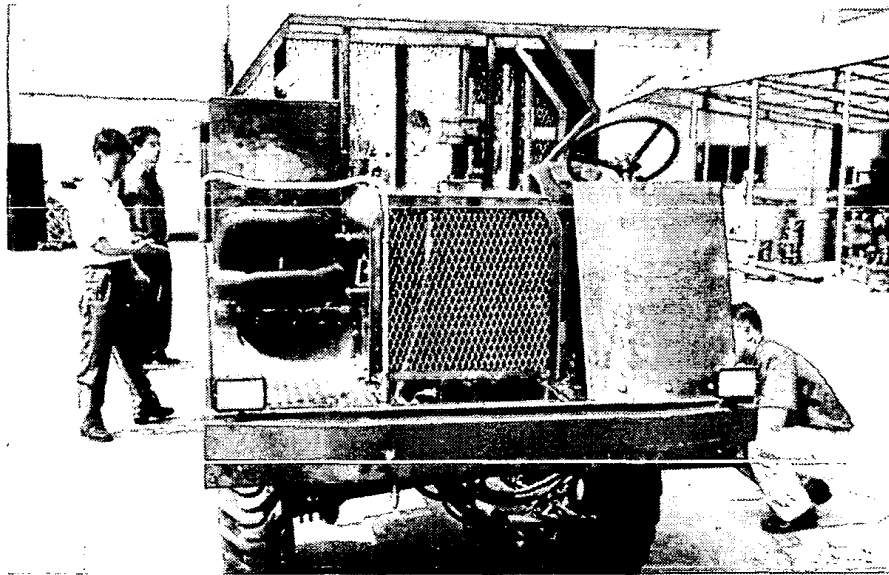


그림 2-13. 제작완료된 후 개발품 전면 광경(1차년도)

차량의 엔진, 운전석 전반부와 적재함 후반부가 일체형으로 제작되어 일반 트럭과 같이 최소회전 반경이 약 5m에 달하므로 회전반경을 줄이기 위하여는 차체 전반부와 후반부를 관절식으로 연결하는 차체 굴절식 조향방식

(articulated frame steering)을 고려할 수가 있겠다. 다만 이 경우는 애커만 방식보다 회전반경을 50% 정도 감소시킬 수 있으나, 구조가 복잡해지고 연결부에 과도한 하중이 작용하므로 충분한 강도를 갖도록 설계하여야 하며, 각부의 차체가 선회할 수 있는 선회장치(oscillation)나 좌우로 요동이 가능한 차축을 설치하여야 한다.

그림 2-13은 제작이 완료된 후에 주행성능을 테스트하기 전단계로서 현재 앞부분 차체 하부 유압호스의 보호를 위한 보호판을 설치하기 전단계이다.



그림 2-14. 기본차량 측면광경

그림 2-14 에서와 같이 차량 뒷부분에 원목을 실을 수 있는 적재함이 탑재되어 있으며 견인물의 견인과 보조 트레일러 등을 견인하기 위한 견인고리를 부착하였다.

적재함의 크기는 2,700mm(길이)×1,600mm(폭)으로 차량의 안전성 확보를 위하여 무게 중심이 낮게 위치하였으며, 원목 길이 3.6m 까지 적재할 수 있다.

기본차량은 크레인과 독립적으로 사용될 수가 있기 때문에 기본차량에 크레인 탑재공간인 약 50cm의 공간을 확보하였으며, 크레인의 설계시 이러한 공간에 메인 붐과 차량지지대(아우트리거)의 설치가 가능하고 크레인의 선회 및 작업이 가능하고 크레인 작업시 간섭이 없도록 고려하였다.



(articulated frame steering)을 고려할 수가 있겠다. 다만 이 경우는 애커만 방식보다 회전반경을 50% 정도 감소시킬 수 있으나, 구조가 복잡해지고 연결부에 과도한 하중이 작용하므로 충분한 강도를 갖도록 설계하여야 하며, 각부의 차체가 선회할 수 있는 선회장치(oscillation)나 좌우로 요동이 가능한 차축을 설치하여야 한다.

그림 2-13은 제작이 완료된 후에 주행성능을 테스트하기 전단계로서 현재 앞부분 차체 하부 유압호스의 보호를 위한 보호판을 설치하기 전단계이다.

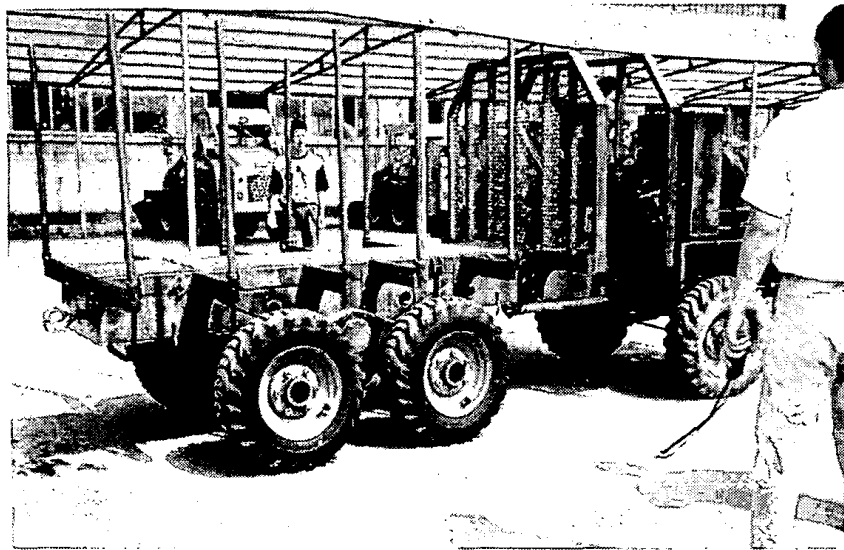


그림 2-14. 기본차량 측면광경

그림 2-14 에서와 같이 차량 뒷부분에 원목을 실을 수 있는 적재함이 탑재되어 있으며 견인물의 견인과 보조 트레일러 등을 견인하기 위한 견인고리를 부착하였다.

적재함의 크기는 2,700mm(길이)×1,600mm(폭)으로 차량의 안전성 확보를 위하여 무게 중심이 낮게 위치하였으며, 원목 길이 3.6m 까지 적재할 수 있다.

기본차량은 크레인과 독립적으로 사용될 수가 있기 때문에 기본차량에 크레인 탑재공간인 약 50cm의 공간을 확보하였으며, 크레인의 설계시 이러한 공간에 메인 붐과 차량지지대(아웃트리거)의 설치가 가능하고 크레인의 선회 및 작업이 가능하고 크레인 작업시 간섭이 없도록 고려하였다.



그림 2-15. 크레인 및 차량지지대 탑재 공간확보

### 제 3 절 기본차량 보완제작

1차년도 시작품 제작 결과 기본차량에 대한 보완사항은 먼저 주행장치에 있어서 저속과 고속의 속도조절이 부정확하고, 또한 공차 및 적재 운행시 시작기의 기본차량 속도가 10km/hr로서 당초 설계목표인 2~15km/hr에 미치지 못하여 이에 대한 보완이 필요하였다. 한편, 경사지의 등판각도는 20° 내외로서 당초 설계치에 부합되었다.

험준지 및 연약지반 탈출을 위해서는 유압구동 시스템에 차동 잠금장치를 부착하였으나 차동방지용 밸브블럭에서의 과도한 저항으로 유압압력 손실이 커서 제대로 성능을 발휘하지 못하고 유압 차륜의 후륜이 차동잠금작용이 완벽하지 못하므로 이를 보완하였다. 브레이크 성능은 당초 설계사양에서 제시한 바와 같이 공차시 3톤 이상의 브레이크 능력을 유지하였다.

시작기의 중량이 크레인을 포함하여 공차시에 4톤을 초과하여 당초 설계 목표인 3.5톤보다 무거워 경량화가 필요하여 프레임의 일부를 제거하였다. 그리고 유압의 구동으로 윤활유의 온도 상승 방지를 위해 용량이 큰 오일쿨러를 부착하여 장비와 엔진의 온도상승에 대한 보완 등 시작기의 설계를 재검

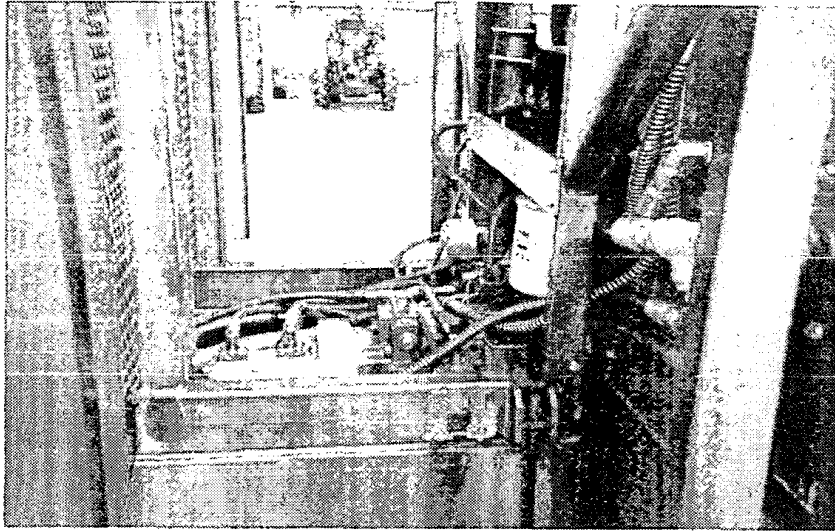


그림 2-15. 크레인 및 차량지지대 탑재 공간확보

### 제 3 절 기본차량 보완제작

1차년도 시작품 제작 결과 기본차량에 대한 보완사항은 먼저 주행장치에 있어서 저속과 고속의 속도조절이 부정확하고, 또한 공차 및 적재 운행시 시작기의 기본차량 속도가 10km/hr로서 당초 설계목표인 2~15km/hr에 미치지 못하여 이에 대한 보완이 필요하였다. 한편, 경사지의 등판각도는 20° 내외로서 당초 설계치에 부합되었다.

협준지 및 연약지반 탈출을 위해서는 유압구동 시스템에 차동 잠금장치를 부착하였으나 차동방지용 밸브블럭에서의 과도한 저항으로 유압압력 손실 커서 제대로 성능을 발휘하지 못하고 유압 차륜의 후륜이 차동잠금작용이 완벽하지 못하므로 이를 보완하였다. 브레이크 성능은 당초 설계사양에서 제시한 바와 같이 공차시 3톤 이상의 브레이크 능력을 유지하였다.

시작기의 중량이 크레인을 포함하여 공차시에 4톤을 초과하여 당초 설계 목표인 3.5톤보다 무거워 경량화가 필요하여 프레임의 일부를 제거하였다. 그리고 유압의 구동으로 윤활유의 온도 상승 방지를 위해 용량이 큰 오일쿨러를 부착하여 장비와 엔진의 온도상승에 대한 보완 등 시작기의 설계를 재검

토하여 주행계통과 차체의 일부를 보완 제작하였다.

## 1. 주행성능 보완

당초 미니포워더 기본차량 시작용품의 유압펌프는 SAMHYDRAULIK사의 가변용량 액시알 피스톤 펌프 HCV 70으로 선정하였고, 유압모터는 SAI사의 고정용량 RADIAL PISTON MOTOR GM05 시리즈 90, 감속 GEAR BOX는 WR6(감속기 1:5)로 선정하여 6륜에 설치한 모터들의 구성회로를 병렬로 구성하여 기본차량을 제작하였다. 그 결과 4개의 후륜이 서로 노면과의 접지압이 상이하여 바퀴의 슬립현상과 노면상태가 불량할 경우 구동 불균형이 발생하였다.

이를 보완하기 위하여 유압모터를 SAI사의 래디알 피스톤 모터 GM05 시리즈에서 전륜은 75cc로, 후륜은 150cc로 교체하여 장착하였다. 감속기어는 당초에 적용한 WR6를 그대로 이용하였고, 유압펌프는 HP사의 가변용량 액시알 피스톤 펌프 M4PV 45-45 탠덤으로 선정하여 교체하였다.

따라서 6륜에 설치된 모터들의 유압 구성회로는 각각의 펌프가 3개의 모터를 구동하고 3개의 모터 중에 후륜 쪽 좌우의 모터 2개를 직렬로 구성하고 전륜과는 병렬로 구성하였다. 병렬로 연결된 전륜(75)과 후륜(150)의 모터는 주행 토크에 따라 유압이 평형을 이루어 원활한 주행이 가능하였다.

## 2. 차동 및 연약지 탈출 성능 보완

차동잠금장치는 필요한 경우 전륜과 후륜이 같은 속도로 독립적으로 회전하도록 솔레노이드 밸브로 작동하는 1:2 플로우 디바이더 밸브(FLOW DIVIDER VALVE)를 설치하여 습지나 험지에서의 주행성능을 향상시켰다.

직렬로 구성된 후륜들은 두 개의 모터가 항상 동시에 구동함으로써 어느 한쪽의 바퀴가 침하하거나 장애물을 통과한 경우에도 슬립현상이 일어나지 않으며, 두 개의 모터가 동시에 연약지반에 빠질 경우에도 전륜과 다른 쪽의 후륜으로 탈출이 가능하도록 보완하였다.

플로우 디바이더 밸브를 설치하면 전륜 또는 후륜의 전체가 슬립되는 현상을 억제하여 부정지 탈출에 용이하다. 플로우 디바이더 밸브를 설치하므로써 압력강하가 발생할 수 있으므로 이것은 펌프의 설정 압력을 높여 주어 해결할 수 있고 일반도로에서는 플로우 디바이더를 경유하지 않도록 유압회로를 구성하여 필요시에만 선택적으로 적용할 수 있도록 하였다. 차량의 선회시 좌우측 바퀴는 회전수가 서로 다르므로 차동이 되어야 원활한 회전이 가능하다. 두개의 펌프에 각각 세 개씩의 모터를 연결하면 굴곡이 심한 작업로나 임도노면에서 구동은 용이하지만 선회시에는 차동이 되지 않아 부하를 받게 된다. 이를 해결하기 위하여 두 개의 유압회로를 병렬로 연결하여 좌우 차동이 되게 하고 선회시 부하가 발생하지 않도록 하며, 두 개의 펌프가 병렬로 구성된 것을 차단하면 각각의 펌프에 연결된 세 개의 모터는 차동잠금상태가 되어 부정지 탈출 혹은 급경사지 등판을 용이하게 행할 수 있다. 병렬로 연결하거나 차단하기 위하여 이번 성능개선 작업에서는 ON/OFF VALVE를 적용하였으며, 그림 2-16은 2차년도에 수정한 유압회로도이다.

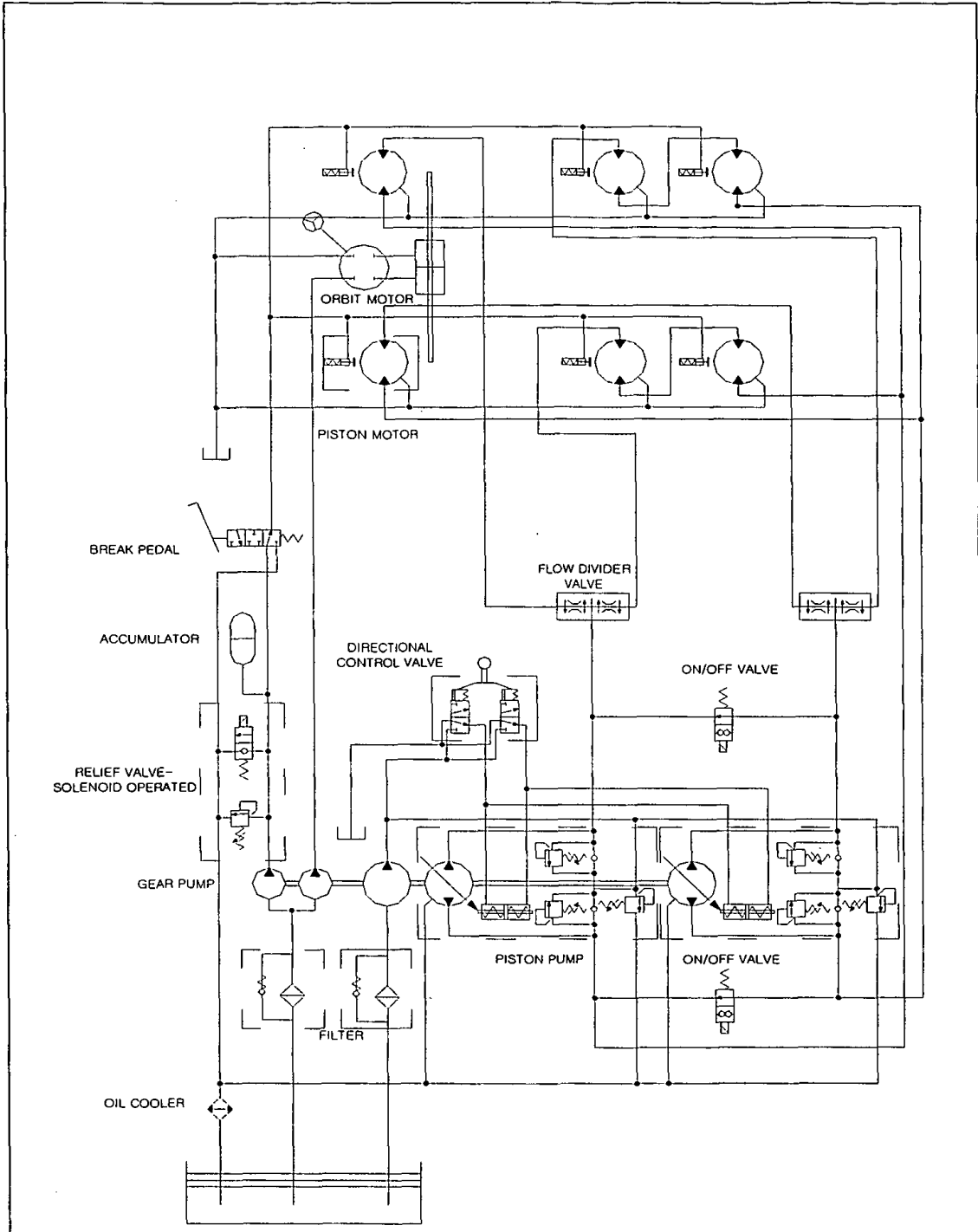


그림 2-16. 미니포워더 유압회로도

### 제 3 장 원치 및 로그 그레플 설계 및 제작

포워더의 기능은 임지에 산재되어 있는 원목을 자체에 장착된 크레인을 이용하여 적재함에 실을 수 있어야 하므로 작업생산 능력을 높이기 위해서는 크레인의 붐 회전속도가 신속하고, 간벌임지와 같이 잔존입목 또는 장애물이 많은 좁은 공간에서도 작업에 지장을 주지 않고 원목을 싣고 내릴 수 있도록 관절식 크레인이 대부분 이용되고 있다.

본 미니포워더는 이를 위하여 2단식 관절과 마지막 붐을 연장할 수 있는 1단 신축식 집적용 굴절식 크레인을 설계 탑재하였고, 본체에 탑재되는 방식은 차량지지대(out rigger)의 프레임에 탑재가 가능하도록 모듈식으로 제작하였다.

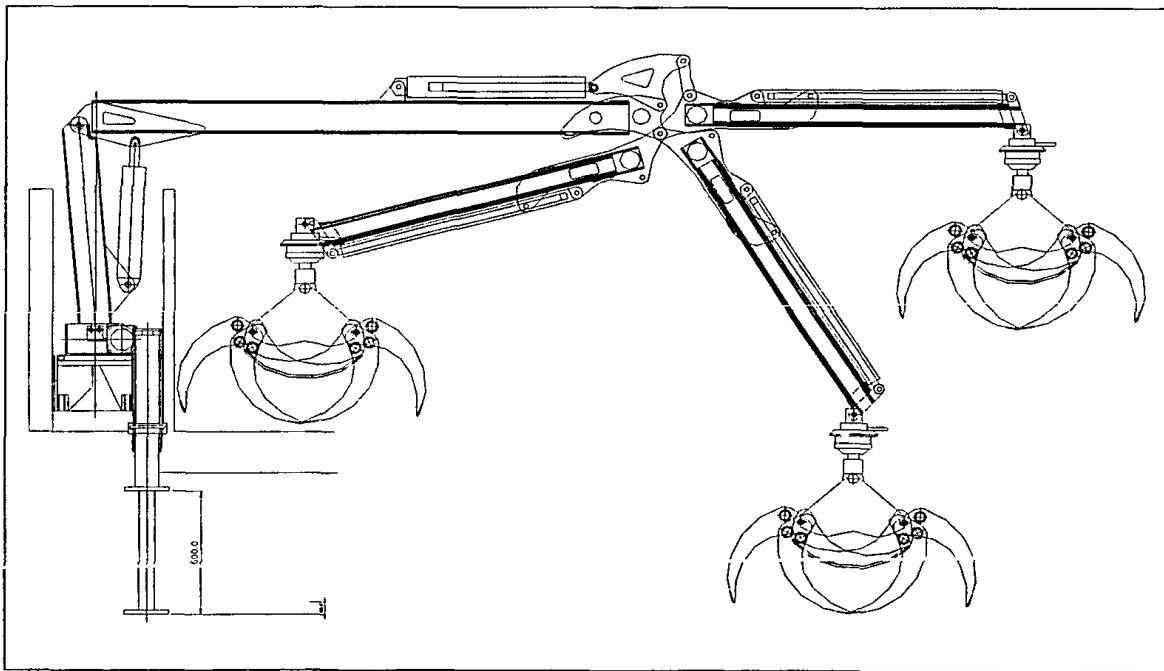


그림 3-1. 굴절식 크레인의 작동모식도

메인 붐의 회전은 실린더(랙과 피니언)에 의한 회전방법을 적용하되 회전 각도는 신속한 작업과 차체주위에 있는 원목의 상차작업이 가능하도록 360°

로 설정하였다. 크레인 용량은 2톤·m로서 원목규격이 200~500kg 정도인 원목직경 약 40cm 정도 원목의 집적작업이 가능하다. 또한 인양능력은 최대 연장거리 5m일 때, 약 400kg을 들어올릴 수 있도록 하였으며, 유압신축으로 인한 연장 붐 길이 80cm, 최대작업 반경은 4.85m 이다.

원목을 집을 수 있는 그레플 단면적은 약 0.14m<sup>2</sup>로서 크레인의 총중량은 차체를 지지하는 아웃트리거와 그레플의 무게를 포함하여 약 800kg 정도이다. 조종밸브는 별도설치가 가능하도록 제작하였고, 과하중을 방지할 수 있는 릴리프 밸브를 설치하였다.

차량이 접근할 수 없는 장소에 위치한 원목을 차체까지 끌고 올 수 있도록 유압원치를 부착하였는데, 이는 비상시 차체가 빠져서 움직일 수 없는 경우 비상 탈출용(salvage winch)으로도 사용이 가능하며 최대 견인력 2톤인 유압원치를 부착하였다. 드럼용량은 10mm 와이어로프를 약 80m 정도 감을 수 있으며, 이 때의 최대 견인속도는 분당 약 30~40m 정도로 설정하였다.

## 제 1 절 크레인 및 로그 그레플 개발

### 1. 기존 제품의 비교분석

#### 가. 크레인

크레인, 차량지지대(Outrigger), 원목 그레플, 펌프 및 콘트롤밸브, 유압탱크 등에 대하여 목표사양을 확정하고 기 제작된 외국제품에 대하여 문헌 및 카탈로그 상으로 비교 분석하였다. 비교 분석한 제품들은 스웨덴의 Cranab사와 HIAB사 등 몇 개의 회사이며, 그 내용은 표 3-1과 같다.



표 3-1. 소형 크레인의 기존제품 비교분석

Crane 형식		FMV 230	FMV 250	CRANAB 220	CRANAB 260	PATU 505
Crane 용량	ton · m	1.75	2.0	1.52	1.8	5.0/345
	m/kg	5.2/340	5.2/370	4.2/360	4.9/380	
	m/kg	4.3/390	4.0/500	4.0/380	4.0/490	
최대 뿔 길이(m)		5.2	5.2	4.2	4.9	5.0
유압신축 Stroke(m)		0.81	0.81	-	0.9	-
선회Moment(KN · m)		9.0	9.0	7.4	8.6	-
선회범위(°)		360	360	380	380	400
정격압력(MPa)		20	-	13	16	19
정격유량(ℓ/min)		20-40	20-40	20-40	20-40	20-35
Rotator 형식		GV3	GV3	GV5-300	GV5-300	-
Rotator 회전범위(°)		전선회	전선회	300°	300°	-
Grapple 형식		G140	G140	-	-	-
단면적 (m <sup>2</sup> )		0.14	0.14	0.18	0.18	-
최대폭 (mm)		970	970	1100	1100	-
최소폭 (mm)		80	80	55	55	-
중량 (kg)						
Grapple, Rotator 포함		385	-	425	-	-
Grapple, Rotator		92	92	90	90	-

표 3-1의 자료는 현재 유럽에서 사용중인 임업용 소형 Crane으로 우리나라에서 개발중인 미니포워더에 탑재하여 동일한 용도로 사용 중에 있는 동급의 Crane을 각 항목별로 비교 분석한 자료이다. 목표사양 가운데 Crane 인양 능력에서 400kg/5m를 만족시킬 수 있는 기종은 FMV 250이며, 크레인의 형식에서 2단 관절, 1단 신축은 모든 기종이 가능하며, 로그 그래플의 단면적 0.14m<sup>2</sup>을 만족시키는 장비는 G140이었다. 또한 로테이터의 경우 FMV 250의 경우 무한회전을 함으로써 작업성이 뛰어난 것으로 나타났다.

#### 나. 원목 그래플

본 개발에 적용된 원목 그래플의 사양은 원목을 잡았을 때, 단면적이 0.15 m<sup>2</sup>로 요구사양에 근접한 모델은 스웨덴 VCM사의 0.2m<sup>2</sup> 용량의 기종이었으며, 각사에서 생산되는 기존 제품을 비교 분석한 결과는 표 3-2와 같다.

표 3-2. 기존제품의 원목 그래플 비교분석

순위	구 분		0.25 (m <sup>2</sup> )	0.20 (m <sup>2</sup> )	0.40 (m <sup>2</sup> )	0.40 (m <sup>2</sup> )	0.70 (m <sup>2</sup> )	0.70 (m <sup>2</sup> )	1.10 (m <sup>2</sup> )	1.10 (m <sup>2</sup> )
1	JOW 폭 (mm)		390	330	540	580	900	836	900	1210
2	총 높이 (mm)	열렸을 때	740	515	630	950	950	-	1230	-
		반 열렸을 때	835	700	800	1108	1240	1447	1640	1510
3	JOW 열림폭 (mm)		1370	1470	1710	1610	2500	2277	3000	2320
4	사용압력 (kg/cm <sup>2</sup> )		160	190	210	160	190	200	190	200
5	JOW 열리는 시간 (sec)		1.1	1.0	2.0	2.35	2.3	2.5	2.5	-
6	JOW 닫히는 시간 (sec)		1.5	1.3	2.5	3.5	3.2	3.5	3.5	-
7	JOW로 잡을 수 있는 최소 크기(mm)		∅90	∅80	∅105	∅155	∅160	∅180	∅290	-
8	자체중량 (kg)		145	104	215	350	680	497	880	640
9	Cylinder 수 (개)		1	1	1	1	2	-	2	-
10	제조회사		스웨덴 HIAB	스웨덴 VCM	스웨덴 VCM	스웨덴 HIAB	스웨덴 VCM	스웨덴 HIAB	스웨덴 VCM	스웨덴 HIAB

다. 로테이터(Rotator)

기존에 사용되는 로테이터에 대한 기본제품을 비교 분석한 결과는 표 3-3과 같으며 인양할 수 있는 무게는 3~4톤 정도이다. 가장 많이 사용되는 로테이터는 스웨덴 인텍세이터사의 GV3로서 본 크레인 개발에도 이 기종을 선택하였다.

본 개발 장비에 적용을 검토 중에 있는 로테이터(Rotator)는 크레인(Crane)의 특징 및 사용목적을 최대한 검토하여 크레인의 작업성 및 원목 그래플의 작업을 최대한으로 보조할 수 있는 두 종류를 대상으로 하였다. 검토기준은 원목 그래플이 작업하는 최대 하중을 쉽게 운용할 수 있어야 하고 탈·부착이 쉬워야 하며, 산지 경사면에서의 작업성이 좋아야 한다. 또한, 자중이 무

거우면 탑재차량의 적재량을 감소시키고, 크레인의 작업지가 산지 경사면에 있기 때문에 경량화를 고려하였다.

표 3-3. 로테이터 비교분석

구 분	GV3	CR2
최대 하중 (kg)	3000	3000 ~ 4000
정격유량 (ℓ/min)	20	20
Torque (kg-m) (압력 150 kg/cm <sup>2</sup> 일 때)	60	126
자체중량 (kg)	16	60
최대 사용압력 (kg/cm <sup>2</sup> )	200	210
회전각도	전회전 (무한)	전회전 (무한)
제조회사	스웨덴 INDEXATOR 사	

## 2. 목표사양 확정

원목집게용 크레인은 다음 사항을 고려하여 목표사양을 확정하였다.

### 가. 회전방식

기존 사양은 FMV250 형식의 Double Rack 방식으로 추진하였으나, 현재 민수용에 사용되는 너클붐 크레인의 경우 대부분 Single Rack 방식을 채택하였고, 미니 파워더의 경우 경중량으로 사용되기 때문에 Double Rack 방식의 회전방식보다는 Single Rack 방식의 적용이 경량화를 도모할 수 있고, 현재 적용하려고 하는 Single Rack의 경우는 6톤·m급에 사용하여도 강도 및 내구성에도 무리가 없는 것으로 판명되었다. 추후, 대량 보급시에는 주물형태의 하우징을 가공형태의 하우징으로 변경하는 것이 유리하다.

### 나. 밸브(Valve)

밸브의 포트 수를 8연 밸브로 선택하여 진행하였으나, 현재 민수 및 군용

으로 사용하는 크레인의 경우 먼저 아우트리거를 안전하게 위치시키고 크레인을 작동하기 때문에 아우트리거의 밸브를 주 제어 밸브와 다른 곳에 설치하여 아우트리거 작동을 먼저 하고 크레인을 작동하도록 하기 위해 주 제어 밸브를 6연으로 하고, 아우트리거 밸브는 2연 밸브를 사용하도록 제작하였다.

#### 다. 오일탱크(Oil Tank)

오일탱크는 현재 기본차량에 사용하는 유압유를 공용하므로 차량의 중량문제 해결 및 장착공간이 협소한 관계로 크레인의 작동을 위한 별도의 탱크는 부착하지 않았다.

#### 라. 베이스(Base)

FMV250 방식과 동일한 것을 채택함으로써 안전성을 확보하였다.

#### 마. 칼럼(Column)

민수용에 적용되는 고장력강을 이용하여 굽힘이나 좌굴에 강하여 안전성을 확보하였다.

#### 바. 붐(Boom)

붐의 기복각도는 75°로 설정하여 신축식붐(Inner Boom)의 실린더 행정거리를 설정하였으며, 각 실린더는 강하고, 충분한 인양력을 내도록 설계하였다. 신축식붐과 외부붐(Outer Boom)의 연결은 연결용링크를 사용하였고 Pro/Engineer Modeling Module을 사용하여 붐의 동작시 간섭이 없고 작동에 문제가 없도록 설계하였다.

#### 사. 최대작업반경

5,044mm로 기존 제품과 거의 동일하며, 연장실린더(Extension Cylinder)를 250mm 신장시에는 5,294mm가 되므로 미니포워더 작업에 충분한 작업반경을

갖도록 하였다.

#### 아. 차량지지대(outrigger)

차량지지대의 행정거리는 600mm로 하였고, 지지대를 지상에 완전히 내렸을 경우 차체를 지상에서 60mm 들어올리도록 하였고, 아웃트리거를 빼내었을 때 잡아주는 잠금장치(Locking System)를 장착하였다.

#### 자. 원목 그레플

실린더와 연결링크 방식을 이용하여 하나의 실린더로 원목을 손쉽게 잡을 수 있도록 설계하였고, 잡을 수 있는 면적은 0.14m<sup>2</sup>로 설계하였다.

#### 차. 로테이터(Rotator)

로테이터는 유압모터를 이용하여 무한회전을 할 수 있도록 해주는 장치로, 크레인의 붐 끝단에 연결링크로 연결되고 로그그레플과 연결되어 원목을 원활하게 집을 수 있는 방향으로 회전이 쉽게 되도록 해준다. 본 개발품에 사용하는 로테이터는 최대 하중능력이 3톤까지 가능하므로, 현재 개발된 장비에 알맞은 장치이다.

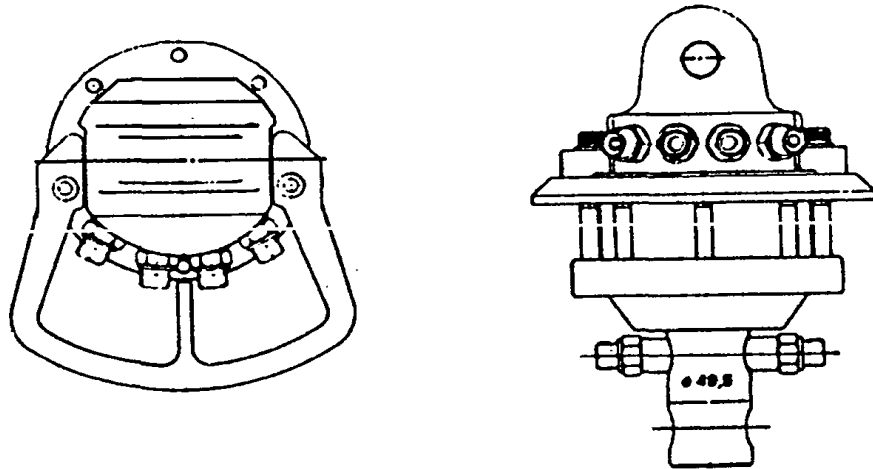


그림 3-2. 선정된 로테이터(GV3)

이상의 결과를 종합적으로 검토한 결과 원목 그레플의 개발에 필요한 목표 사양은 표 3-4와 같이 확정하였다.

표 3-4. 확정된 원목그레플 사양

구 분		단 위	제 원	
일반제원 (접었을 때)	전 폭	mm	- 이내	
	전 고	mm	- 이내	
	무 게	kg	800 이하	
	최 대 인 양 하 중	m/kg	4.0/500 이상	
세 부 제 원	형 식	-	유압 관절식	
	분 형 식	-	2단굴절, 1단신축식	
	차량주행시 크레인 형태	-	-	
	인 양 능 력	Ton · m	2.0	
	작업반경/하중능력		m/kg	2.0 / 1,000
				3.0 / 665
				4.0 / 500
				5.0 / 400
				5.2 (연장시)
	최 대 작 업 반 경	m	140 ± 10	
	정 격 압 력	kg/cm <sup>2</sup>	20 - 40	
	정 격 유 량	ℓ/min	-	
	분 상 승 속 도	m/sec	360	
회 전 각 도	도	18		
회 전 속 도	° /sec	싱글 랙과 피니언		
회 전 방 식	-	80		
오 일 탱크 용 량	ℓ	1,450 - 2,140		
아우트리거 폭(최대 - 최소)	mm			
Control V/V	주조정 밸브 스펴수	개	6	
	아우트리거 조정밸브 스펴수	개	2	
	전방원치 조정밸브	개	1	
	여유 조정밸브	개	1	
OPTION	Rotator (무한회전)	개	1	
	“Low Line” Log Grapple	개	1	
	Winch (Free Falling Type)	개	1	

## 제 2 절 유압 윈치개발

### 1. 목표사양

원거리의 원목을 견인 짐재하거나 차량이 빠졌을 때 탈출하기 위한 보조용으로 미니 포워더 전면에 드럼용량  $\varnothing 10\text{mm} \times 80\text{m}$ 의 유압 윈치를 부착하였다. 윈치의 와이어로프를 풀 때는 유압의 가동이 되지 않는 상태에서 풀리는 free pulling 시스템을 이용하였다.

윈치드럼의 배럴(B)과 플랜지(A) 각도는 와이어로프가 안전하게 감길 수 있도록 90도가 되어야 한다. 와이어로프를 드럼의 가장 아래쪽에 안전하게 감기도록 배럴 표면에 홈을 파 놓는 경우도 있다.

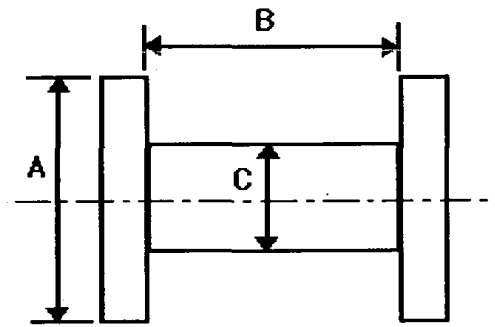


그림 3-3 윈치용 드럼의 모식도

드럼의 규격은 배어드럼 직경(C)이 90mm, 배럴 폭(B)이 238mm, 플랜지직경(A)가 230mm로 여기에 직경 10mm의 와이어로프를 감을 경우 다음과 같이 드럼에 감기는 와이어로프의 길이를 계산할 수 있다.

- 중간직경에서 와이어로프 1롤의 길이 :  $\pi \cdot \{C + (A-C)/2\}$
- 1 레이어의 와이어로프 :  $B/d$
- 레이어의 수 :  $(A-C)/2d$
- 드럼에 감기는 와이어로프 길이 :  $L = \pi \cdot \{C+(A-C)/2\} \cdot B/d \cdot (A-C)/2d$

$$L = \frac{\pi \cdot B (A+C) \cdot (A-C)}{4d^2} = \frac{\pi \cdot B}{4d^2} (A^2 - C^2)$$

위의 식에 의해 계산한 결과 와이어로프의 감김용량은 83.6m이나 플랜지의 직경은 원치의 견인작업시 안전을 고려하여 난권계수 75%를 적용하면 개발되는 원치용 드럼에 감길 수 있는 와이어로프 용량은 약 62m가 적당하다.

## 2. 설계제원 산출

원치의 견인력 및 견인속도를 목표 사양에 부합되는 설정치를 얻기 위한 원치드럼 요구 토크와 모터의 토크는 엔진 회전수, 펌프용적효율, 토크효율, 모터용량 및 펌프용량 등의 자료를 이용하여 산출이 가능하다.

### 가. Drum 요구 Torque

원치 드럼의 요구 토크와 감김 속도 등에 대한 계산식은 아래와 같다.

$$T_D = r \times W = 80 \times 2,000 / 1,000 \\ = 160 \text{ kgf} \cdot \text{m}$$

여기서,  $T_D$  = 드럼에서의 토오크(kgf · m)

$r$  = 와이어로프가 감긴 상태에서의 베어드럼과 폴드럼반경(mm)

$W$  = 인양하중(kg)

### 나. Motor 요구 Torque

$$T_M = \frac{P \cdot q_m \cdot \eta_m}{2\pi \times 100}$$

여기서,  $P$  = 모터 사용압력 (bar)

$q_m$  = 1회전당 토출유량 (cc/rev)

$\eta_m$  = 모터 기계효율

감속비 = 1 : 31

웍기어 효율 = 일반적으로 45 % 적용

웍기어 압력각 = 14.5°

마찰계수 = 0.1

리드각 = 4° 55' 40"



$$T_M' = \frac{1}{31} T_D = \frac{160}{31} \approx 5.16 \text{ (kgf} \cdot \text{m)}$$

$$T_M = \frac{5.16}{0.45} \approx 11.47 \text{ (kgf} \cdot \text{m)}$$

$$T_M = 11.47 = \frac{P \cdot q \cdot \eta_m}{2\pi \times 100}$$

$$\therefore P \cdot q_m = \frac{11.47 \times 200\pi}{0.85} \approx 8,478$$

여기서,  $\eta_m = 0.85$  (모터의 효율)

$$(i) P = 150 \text{ (kgf/cm}^2\text{)}, q_m = 56.5 \text{ (cc/rev)}$$

$$(ii) P = 175 \text{ (kgf/cm}^2\text{)}, q_m = 48.4 \text{ (cc/rev)}$$

$$(iii) P = 200 \text{ (kgf/cm}^2\text{)}, q_m = 42.4 \text{ (cc/rev)}$$

$$(iv) P = 250 \text{ (kgf/cm}^2\text{)}, q_m = 33.9 \text{ (cc/rev)}$$

일 때, 풀드럼(Full Drum)에서의 감김 속도가 분당 30~40m 나오도록 하기 위해선 원치구동용 펌프의 토출량은 다음과 같다.

$$(i) P = 150 \text{ (kgf/cm}^2\text{)}, q_m = 56.5, q_P = 60, V_m = 42.3$$

$$(ii) P = 175 \text{ (kgf/cm}^2\text{)}, q_m = 48.4, q_P = 50, V_m = 41.1$$

$$(iii) P = 200 \text{ (kgf/cm}^2\text{)}, q_m = 42.4, q_P = 40, V_m = 37.6$$

$$(iv) P = 250 \text{ (kgf/cm}^2\text{)}, q_m = 33.9, q_P = 35, V_m = 41.1$$

가 된다.

여기서,  $q_m$  = 모터의 1회전당 토출량 (cc/rev)

$q_P$  = 펌프의 1회전당 토출량 (cc/rev)

$V_m$  = Full 드럼 직경에서의 와이어로프 견인속도 (m/분)

원치 드럼의 감김속도를 Full Drum 상태의 30~40m/분이 확보되었고 충분한 견인력을 확보하기 위해서는 작동압력 200bar에서 모터의 용량은 40cc/rev, 펌프의 용량이 40cc/rev 급을 적용하여야 한다. 이 때, 감속기의 기어(원치클러치)는 맞물림 클러치로서 레버에 의하여 작동하는 방식이며, 속도의 조절은 엔진의 회전수로 조절한다.

### 제 3 절 시작품 성능보완

#### 1. 원목 집게용 크레인 성능 보완

시제품으로 개발된 원목운반 작업용 크레인의 회전속도는 360 ° 회전시 1 선회당 20초가 소요되어 작업성능을 발휘할 수 있었으며, 최대 회전각도는 370 ° 선회가 가능하였다.

표 3-6. 원치 및 로그그래플 문제점 및 대책

발생된 문제점	대 책
봄을 수평으로 유지한 후 봄을 하강시켰을 때 원목 집재가 불가.	Derrick 실린더의 Stroke를 변경시켜 원목 집재가 가능토록 수정
크레인의 자중이 예상보다 과다하게 설계됨.	크레인의 베이스부에 대한 강도검토 후 중량 감소를 위해 재 설계 및 재 제작/장착
아우트리거의 폭이 짧아 측면 작업시 전복에 대한 안정도가 부족함.	아우트리거의 폭을 연장하기 위해 베이스 구조물의 베이스빔 부분 연장.
Outrigger의 Shoe가 Rod와 용접형태로 되어있어 지면에 수직으로 접지가 되지 않음.	Outrigger의 잭실린더를 재설계하여 용접 형태가 아닌 Ball Joint 형태로 변경
차량 앞의 유압호스 보호용 덮개 필요.	유압호스 보호용 덮개를 재설계하여 재제작/장착
봄과 로테이터 연결기구와 호스와의 간섭 발생.	연결기구 검토 후 재설계 및 재제작/장착

크레인의 봄을 이용한 최대 작업범위는 4.85m에서 약 450kg의 원목을 인양할 수 있어 인양력 및 횡전도에 대한 안정성을 얻을 수 있었으나, 몇 가지 문제점이 도출되어 다음과 같은 개선방안을 마련하여 성능을 보완하였으며 그 자세한 내역은 표 3-6과 같다.

(가) 크레인 보완

미니 파워더용 크레인의 신축붐을 완전히 신장한 후, 신축붐 실린더를 직선방향으로 신축하였을 때, 원목집게용 그레플이 지면에 닿지 않아 그대로 원목을 집는 동작이 어려워 신축 붐을 약간 굴절 한 후에 원목을 집는 것이 가능하였다. 이에 대한 보완작업으로 구조물의 수정없이 그레플이 지면에 닿도록 신축붐 실린더의 고정점(Pin Point)을 40 mm 정도 짧게 수정하여 원목의 움켜잡음이 가능한 작업높이로 그림 3-5와 같이 수정하였다.

신축붐 1단의 실린더 고정점을 250mm 전방으로 이동하여 장착을 하면 신축붐 실린더를 완전히 내렸을 때 로그그레플이 작업 가능한 범위 만큼 넓어지게 된다. 따라서 산재된 원목의 상차작업을 보다 효율적으로 할 수 있다.

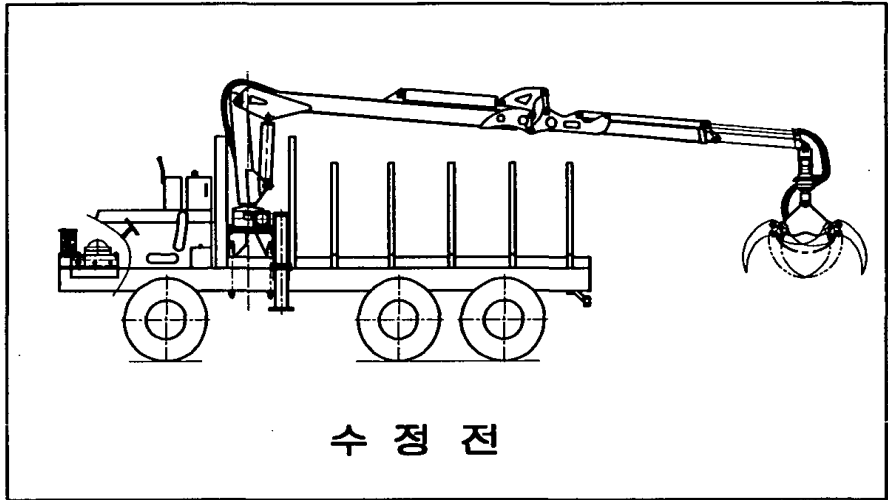


그림 3-4. 크레인 조립도 (수정전)

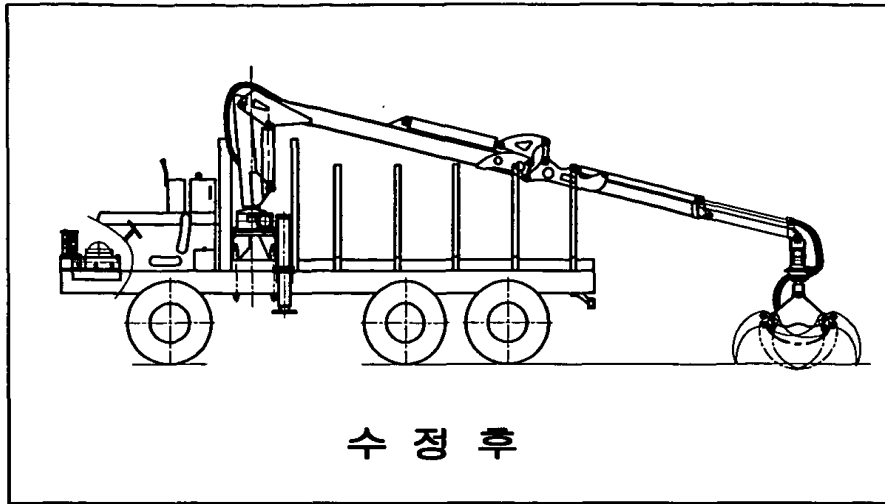


그림 3-5. 크레인 조립도 (수정 후)

(나) 장착부분(Base Ass'y) 보완

개발의 기본 모델은 FMV 250 크레인의 베이스를 응용하여 SWS50A의 25t 철판을 밑판으로 하고, 크레인 베이스에 아우트리거를 빼낼 수 있는 베이스빔을 용접하여 견고하게 하였으며, 차량의 서브 프레임과는 스테드볼트(Stud Bolt)를 8개소에 부착하여 차량에 견고하게 부착되도록 하였다.

강도적인 안전성을 고려하여 설계, 제작하였으나, 구조물의 무게가 당초 설계치보다 상회되어 구조물 및 크레인의 작동성에 대한 강도 검토를 재실시하여 구조물에 대한 최적의 설계로 구조물의 중량을 경량화함이 필요하다. 따라서, 차량 중량의 증가를 막고, 많은 양의 목재를 싣기 위해 베이스 구조물에 대해 강도는 높고, 기존 개발 구조물에 비해 중량을 감소시켜 새로이 제작하여 장착하였다.

아우트리거의 확장폭(Span)을 확장하기 위해 수정 전에는 베이스빔을 1100mm에서 수정 후, 베이스빔의 폭을 1,250mm로 150mm 확장하여 인양물을 인양한 후, 아우트리거의 지지력을 높여 전복에 대한 안전도를 증가시켰다.



거 확장폭을 150mm 연장함으로써 크레인 측면 작업시 차량 전복에 대한 안정성의 확보가 가능하나 베이스빔의 연장에 따른 중량 상승이 다소 우려되고 있다.

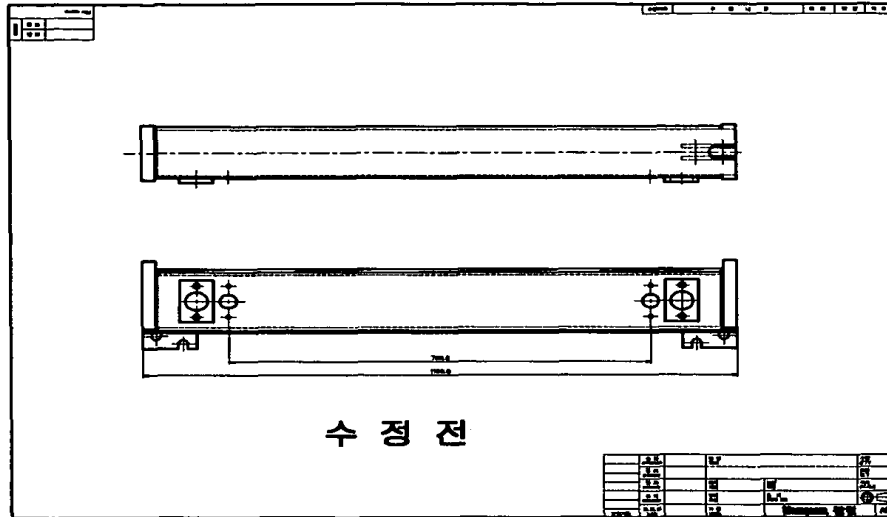


그림 3-8. 아우트리거 보완 (수정전)

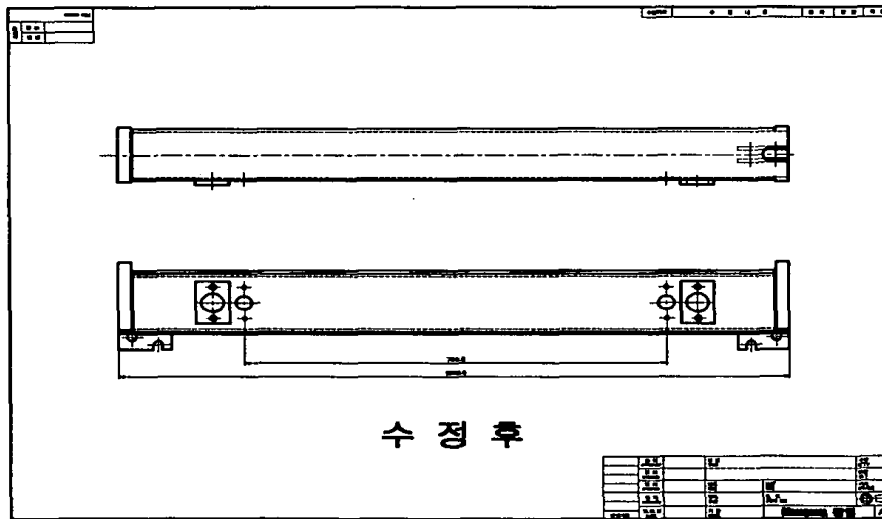


그림 3-9. 아우트리거 보완 (수정후)

(라) 아우트리거 잭실린더(Jack Cylinder) 보완

아우트리거 잭실린더의 슈(Shoe) 부위를 로드(Rod)부분과 용접 형태로 설

계·제작하여 슈가 지면에 닿을 때 슈의 한쪽 부위만 지면에 접촉됨에 따라 슈에 집중하중이 가해져 슈의 조기 변형이 예상되므로 그림3-10, 3-11과 같이 아우트리거 잭실린더의 슈 부위를 Ball Type으로 변경함으로써 슈 밑판은 항상 지면에 수평으로 지지되며, 크레인 작업시 받는 하중이 슈에 분포하중으로 전달됨에 따라 슈의 변형에 문제가 없다고 판단된다. 베이스빔의 연장 및 아우트리거 빔의 연장으로 크레인 측면 작업시 차량 전복에 안정성이 있다.

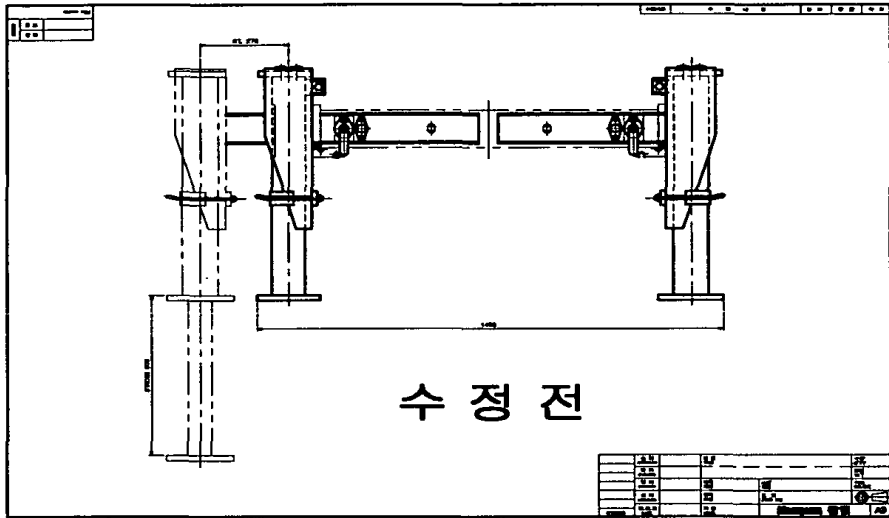


그림 3-10. 잭 실린더 (수정전)

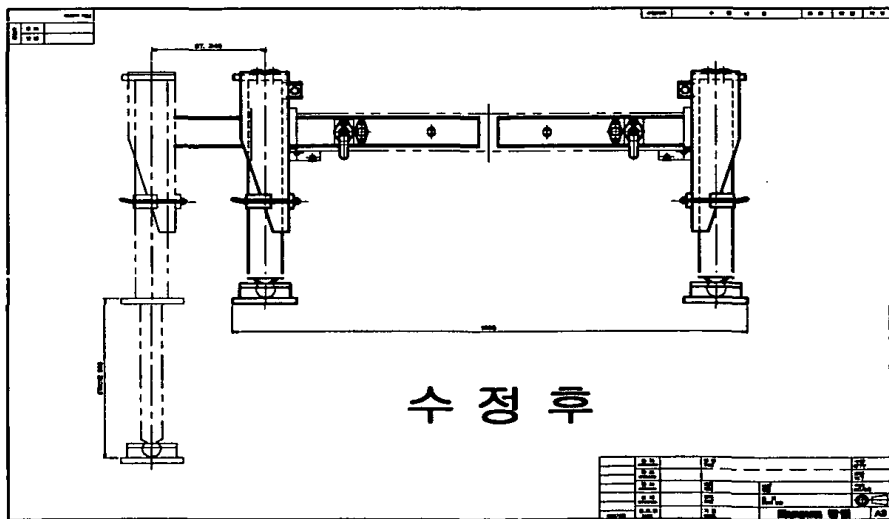


그림 3-11. 잭 실린더 (수정후)

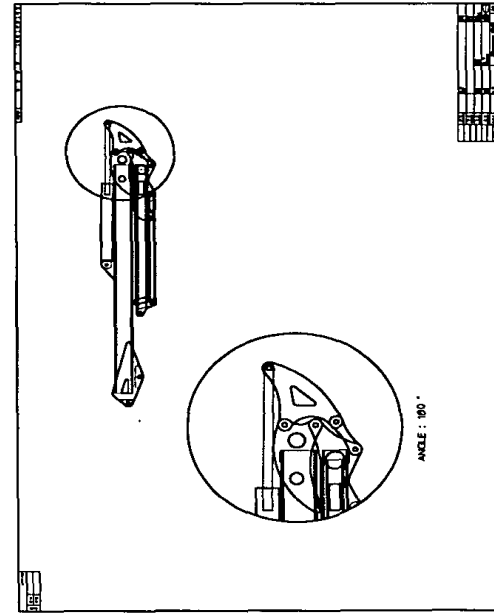
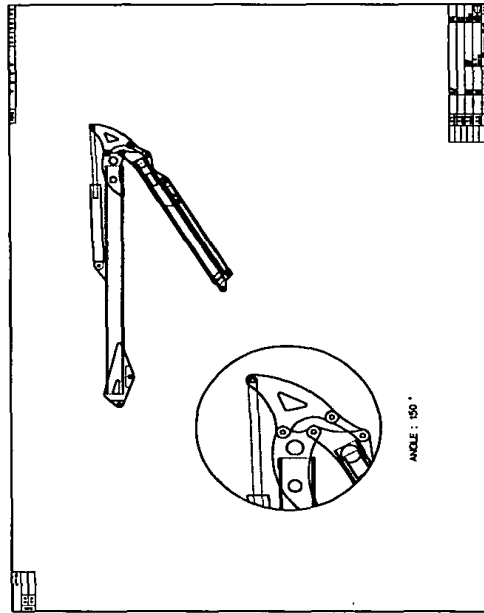
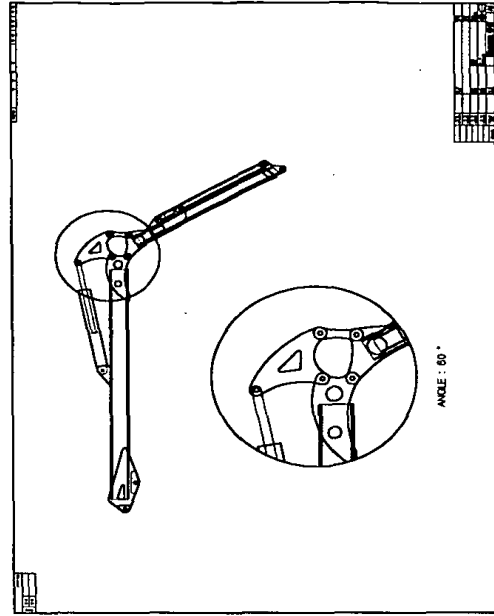
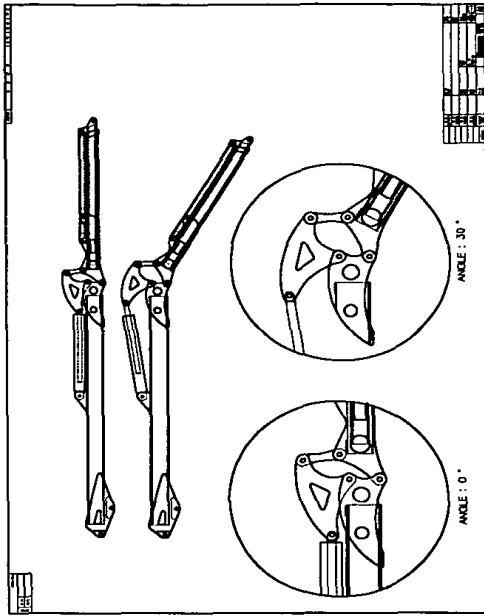


그림 3-12. 붐의 작동에 의한 간섭발생 체크



(마) 1차, 2차 붐의 간섭문제 해결

붐의 기복각도는 75°로 설정하여 신축붐의 실린더 행정거리를 정하였으며, 각 실린더는 기준 모델로 정한 FMV250 실린더보다 강한 재질로 보강하여 설계·제작하였다.

또한, 각 붐의 간섭 여부는 Pro/Engineer Modeling Module을 사용하여 실시한 바, 신축붐과 외부붐의 연결 동작부분에 간섭이 없어 작동에 문제가 없었다. (그림 3-12)

## 2. 원치의 성능 보완

미니포워더의 전면에 부착된 원치는 원목 집재작업시 와이어로프의 감김 상태가 원활하지 않아 페어리드 장치를 부착하고, 또한 충분히 감길 수 있는 공간확보가 필요하였다.



그림 3-13. 원치드럼

(마) 1차, 2차 붐의 간섭문제 해결

붐의 기복각도는 75°로 설정하여 신축붐의 실린더 행정거리를 정하였으며, 각 실린더는 기준 모델로 정한 FMV250 실린더보다 강한 재질로 보강하여 설계·제작하였다.

또한, 각 붐의 간섭 여부는 Pro/Engineer Modeling Module을 사용하여 실시한 바, 신축붐과 외부붐의 연결 동작부분에 간섭이 없어 작동에 문제가 없었다. (그림 3-12)

## 2. 원치의 성능 보완

미니포워더의 전면에 부착된 원치는 원목 집재작업시 와이어로프의 감김 상태가 원활하지 않아 페어리드 장치를 부착하고, 또한 충분히 감길 수 있는 공간확보가 필요하였다.

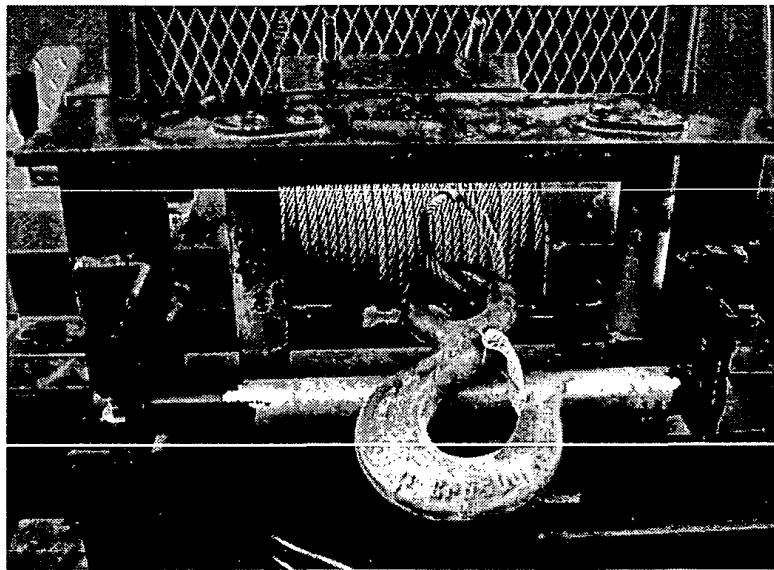


그림 3-13. 원치드럼

## 제 4 장 미니포워더 주행안정성 시험

본 연구사업에 의해 개발된 미니포워더의 주행 안정성을 검토 분석하여 산지에서의 안전주행 한계를 예측하기 위한 것으로서, 그 구체적인 목적은 다음과 같다.

- 3D CAD 모델러(modeler)인 Solid Edge 8.0을 이용하여 포워더를 3차원으로 모형화하여, 무게, 무게중심, 질량관성모멘트 등 모형의 물리적 속성을 결정한다. 실제 포워더의 속성을 측정하여 모형이 예측한 속성의 타당성을 검증한다.
- 2차원 다물체 동력학 해석 프로그램인 Working Model 2D를 이용하여 평지와 경사지에서 포워더가 장애물 통과현상을 시뮬레이션하고 주행 안정성을 예측한다.
- 3차원 다물체 동력학 해석 프로그램 Visual Nastran Desktop을 이용하여 경사지에서 등고선방향으로 주행하는 포워더의 횡전도 현상을 시뮬레이션하고 횡전도에 대한 안정성을 예측한다.



그림 4-1. 안정성분석 대상 미니포워더

## 제 4 장 미니포워더 주행안정성 시험

본 연구사업에 의해 개발된 미니포워더의 주행 안정성을 검토 분석하여 산지에서의 안전주행 한계를 예측하기 위한 것으로서, 그 구체적인 목적은 다음과 같다.

- 3D CAD 모델러(modeler)인 Solid Edge 8.0을 이용하여 포워더를 3차원으로 모형화하여, 무게, 무게중심, 질량관성모멘트 등 모형의 물리적 속성을 결정한다. 실제 포워더의 속성을 측정하여 모형이 예측한 속성의 타당성을 검증한다.
- 2차원 다물체 동력학 해석 프로그램인 Working Model 2D를 이용하여 평지와 경사지에서 포워더가 장애물 통과현상을 시뮬레이션하고 주행 안정성을 예측한다.
- 3차원 다물체 동력학 해석 프로그램 Visual Nastran Desktop을 이용하여 경사지에서 등고선방향으로 주행하는 포워더의 횡전도 현상을 시뮬레이션하고 횡전도에 대한 안정성을 예측한다.

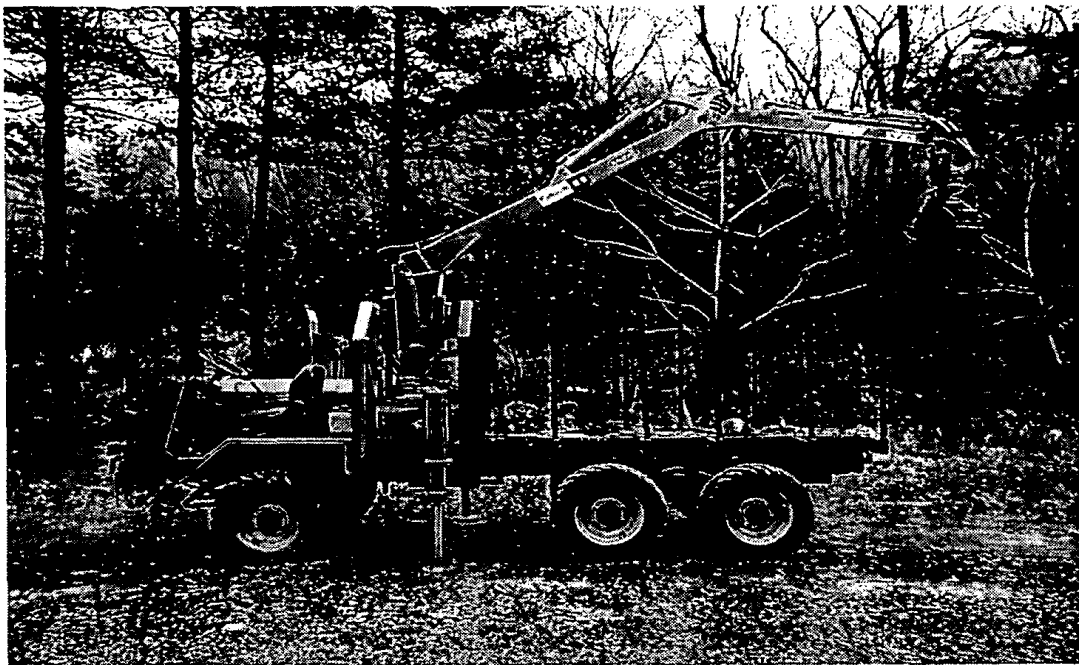


그림 4-1. 안정성분석 대상 미니포워더

## 제 1 절 포워더의 기본 구조

본 연구에서 안정성 분석 대상으로 한 포워더는 그림 4-1에서와 같이 크게 운전부와 적재부로 구분된다. 운전부는 운전석, 엔진, 견인과 연약지 탈출을 위한 윈치 등으로 구성되어 있으며, 적재부는 2톤의 벌채목을 적재하기 위한 적재함과 집재용으로 사용할 크레인과 로그 그래플로 구성되어 있다. 크레인은 2단 1관절 유압 작동식으로 작업범위는 최대 5m로서, 200~500 kgf의 목재를 상·하차할 수 있다.

표 4-1. 개발대상 포워더의 주요 제원

Item	Specifications
Engine	Type : Water cooled diesel engine Power : 60 ps/rpm
Crane	Type : 2 step 1 articulation hydraulic system Capacity : 2,000 kgf · m, Lifting force : 430 kgf · 4 m Turning radius : 360°
Driving equipments	Type : 6 wheels drive, Max. velocity : 10 km/h Climbing capacity : 20° over, Min. turning radius : 5.0 m
Log grapple	Section area : 0.14~0.16m <sup>2</sup> Operating oil pressure : 200 bar Operating process : hydraulic cylinder process
Load capacity	Wood weight : 2,000 kgf
Winch	Drum capacity : 10 mm × 80 m Pull force : 2,000 kgf, Pull velocity : 30~40 m/min
Overall length	4.8 m
Overall width	1.4 m
Weight	Vehicle weight : 3,985 kgf
Height	Loading space clearance : 973mm Ground ground clearance : 350mm

구동 장치는 유압구동방식(hydrostatic drive)으로서 2개의 유압 펌프와 6개

의 차륜을 구동하기 위한 6개의 유압 모터로 구성되어 있다. 트랙터에서와 같이 포워더의 전·후륜에 현가 장치가 없으며, 앞차축의 중앙은 본체에 피봇으로 연결되어 피봇점을 중심으로 전륜이 상하 80 mm 범위에서 요동할 수 있도록 되어 있다. 후륜은 차체에 피봇된 보기 프레임에 부착되어 있으며, 보기 프레임이 피봇점을 중심으로 요동함에 따라 2개의 차륜이 피봇점을 중심으로 요동하며 불규칙한 노면에 의한 차체의 진동을 줄일 수 있도록 되어 있다. 표 4-1은 개발한 포워더의 주요 제원을 나타낸 것이다.

## 제 2 절 포워더의 3D 모델링과 물리적 속성 결정

3D CAD 모델러인 Solid Edge를 이용하여 포워더의 3D 모델링과 물리적 속성치를 구하는 이유는 다음과 같다.

- 실험적으로 결정하기 어려운 포워더의 각 단품에 대한 무게, 무게 중심, 질량관성모멘트 등과 같은 물리적 속성을 3D CAD 모델러(modeler)를 이용하여 예측함으로써 실제 측정 시 소요되는 시간과 비용을 절감할 수 있다.
- 3D CAD 모델러에서 개발된 모형(geometry)과 물리적 속성(physical properties)을 다물체 동력학 해석 프로그램인 Working Model 2D와 Visual-Nastran Desktop에 입력하여 시뮬레이션 함으로써 다물체 운동 예측의 정확성과 효율성을 높일 수 있다.

포워더의 3D 모형은 크게 본체부, 앞차축부, 보기차륜부, 적재함 부분으로 나누어 모델링 하였으며, 각부에 해당하는 물리적 속성도 함께 구하였다.

### 1. 포워더의 3D 모델링

#### 가. 포워더 본체

포워더 본체부는 크게 메인 프레임(main frame)과 크레인(crane)으로 구성되어 있다. 메인 프레임은 많은 단품으로 구성되어 있으며, 각 단품의 위치를

정확하게 정의하여야만 포워더 본체의 물리적 속성을 정확히 예측할 수 있다. 메인 프레임은 사각 프레임에 각종 형상의 철판 등이 조합되어 제작된 철 구조물로서, 프레임 중앙부에는 크레인을 비롯하여 앞 차축, 보기 차륜, 엔진, 유압 펌프 등 주요 장치가 부착되어있다. 크레인은 목재를 상·하차할 때 사용하며, 주행할 때는 일정한 자세로 프레임에 고정된다. 크레인은 중량이 800 kgf 정도이고 그 형상이 비교적 복잡할 뿐만 아니라 포워더의 횡진도 운동에도 큰 영향을 미친다.

#### (1) 메인 프레임의 모델링

포워더의 메인 프레임은 그림 4-2에서와 같이 각각 치수가 다른 다수의 속이 빈 사각 프레임으로 구성되어 있다. 먼저 제작 도면에 따라 사각 프레임을 평행으로 모델링한 후 그사이에 원통형 관을 삽입하여 기준 골격을 완성하였다. 그 위에 다시 사각 프레임을 덧대고 바둑판 모양으로 사각 프레임을 교차시켜 프레임 살(rib)을 모델링하였다. 메인 프레임의 앞 부분에는 엔진과 유압 펌프를 고정할 자리를 만들고 그 밑에 앞 차축과 피봇으로 연결되는 축을 모델링하였다. 프레임의 뒷 부분에는 보기 차륜이 부착되는 후차축을 모델링하였다.

완성된 메인 프레임에 그림 4-2에서와 같이 밀도를  $7800 \text{ kgf/m}^3$  으로 정의하고 무게, 부피, 표면적, 무게 중심, 질량 관성 모멘트 등의 물리적 속성을 예측할 수 있는 physical properties 기능을 수행하면 그림 4-2에서와 같이 메인 프레임의 무게 중심을 기준으로 한 무게, 질량 관성 모멘트와 같은 값을 예측할 수 있다. 여기서 단품의 기준이 되는 좌표는 모델링할 때 설정된 좌표로 결정된다.

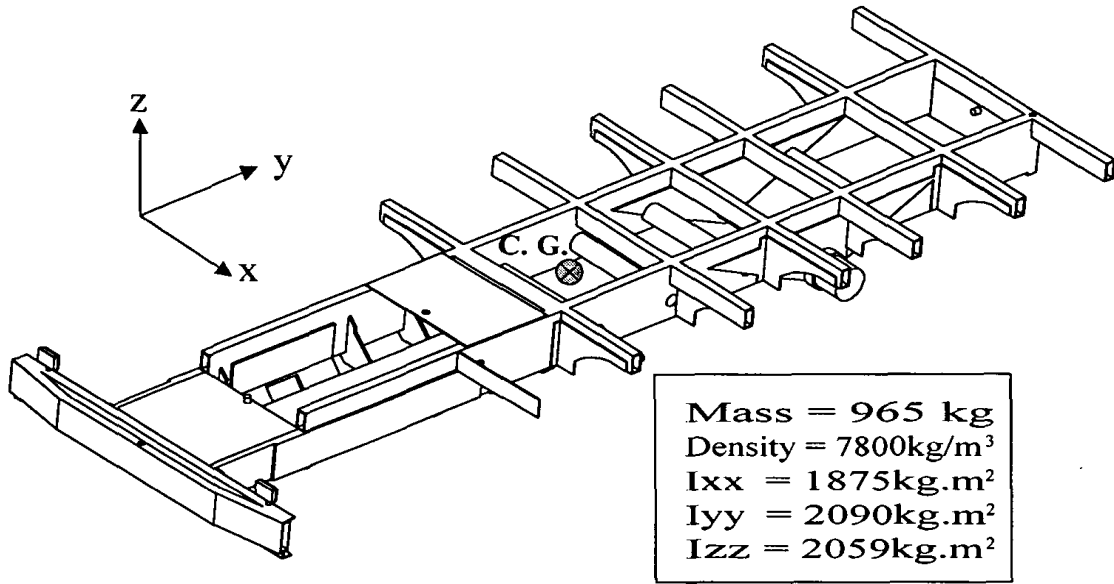


그림 4-2. 메인 프레임의 모델링

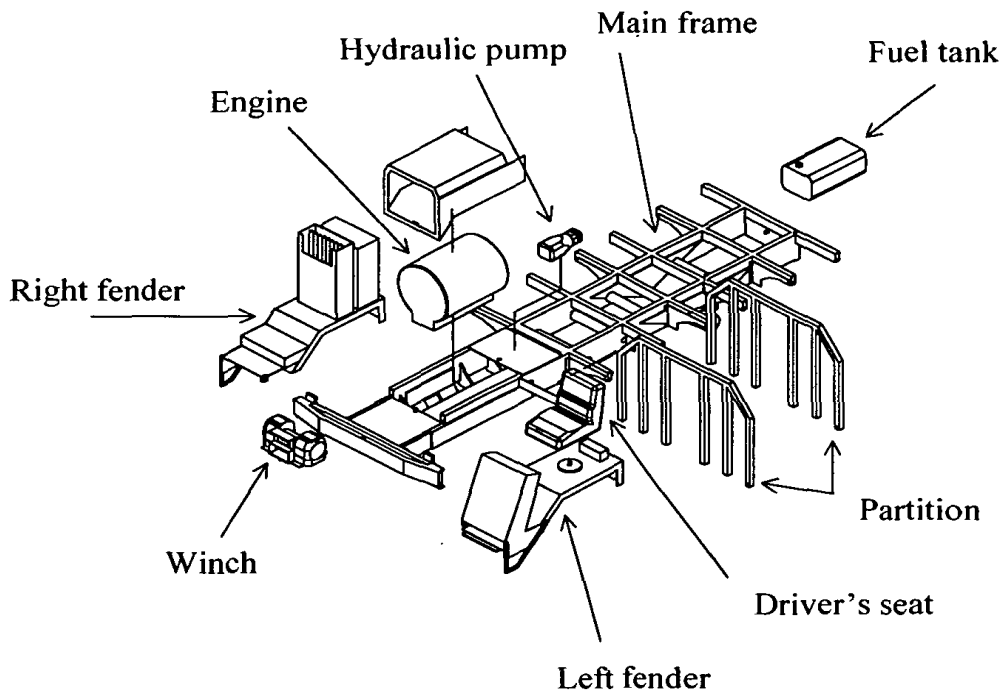


그림 4-3. 메인 프레임과 각 단품



메인 프레임이 완성된 후 그림 4-3에서와 같이 프레임의 앞 부분에는 운전석, 엔진, 유압 펌프, 원치, 크레인 조종 장치, 작동유 탱크, 운전석 분리대 (partition), 적재함 분리대를 모델링하여 부착하였으며 프레임의 뒷 부분에는 연료탱크를 모델링하여 부착하였다. 메인 프레임에 각각의 장치가 장착된 상태와 메인 프레임 조합의 물리적 속성은 physical properties 예측 기능을 수행하여 그림 4-4에서와 같이 나타내었다.

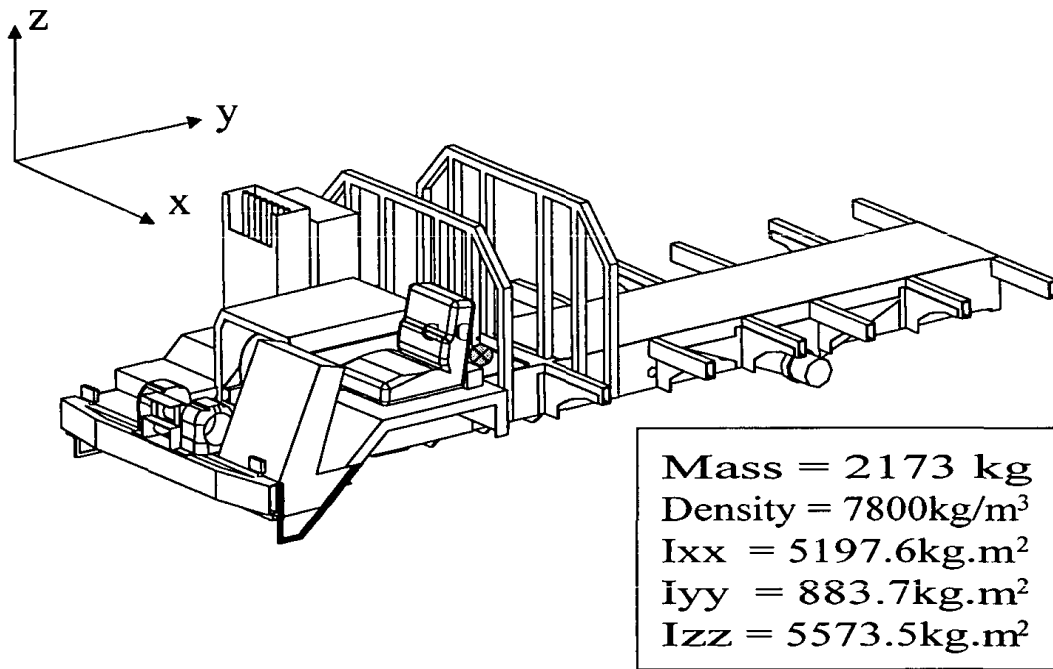


그림 4-4. 완성된 메인 프레임

## (2) 크레인의 모델링

크레인은 베이스(crane base), 메인 컬럼(main column), 외부 붐(outer boom), 내부 붐(inner boom), 그래플(grapple)로 구성된다. 크레인은 제작회사가 제공한 제작 도면의 치수를 이용하여 그림 4-5에서와 같이 먼저 베이스를 모델링하고 메인 컬럼, 외부 붐, 내부 붐, 그래플의 순서로 모델링하였다. 유압 장치의 유압 호스는 크레인의 기하학적 형상에 큰 영향을 미치지 않으

므로 모델링의 편의상 생략하였다. 그림 4-6은 크레인 단품이 모두 결합된 상태와 크레인 조합의 물리적 속성을 나타낸 것이다.

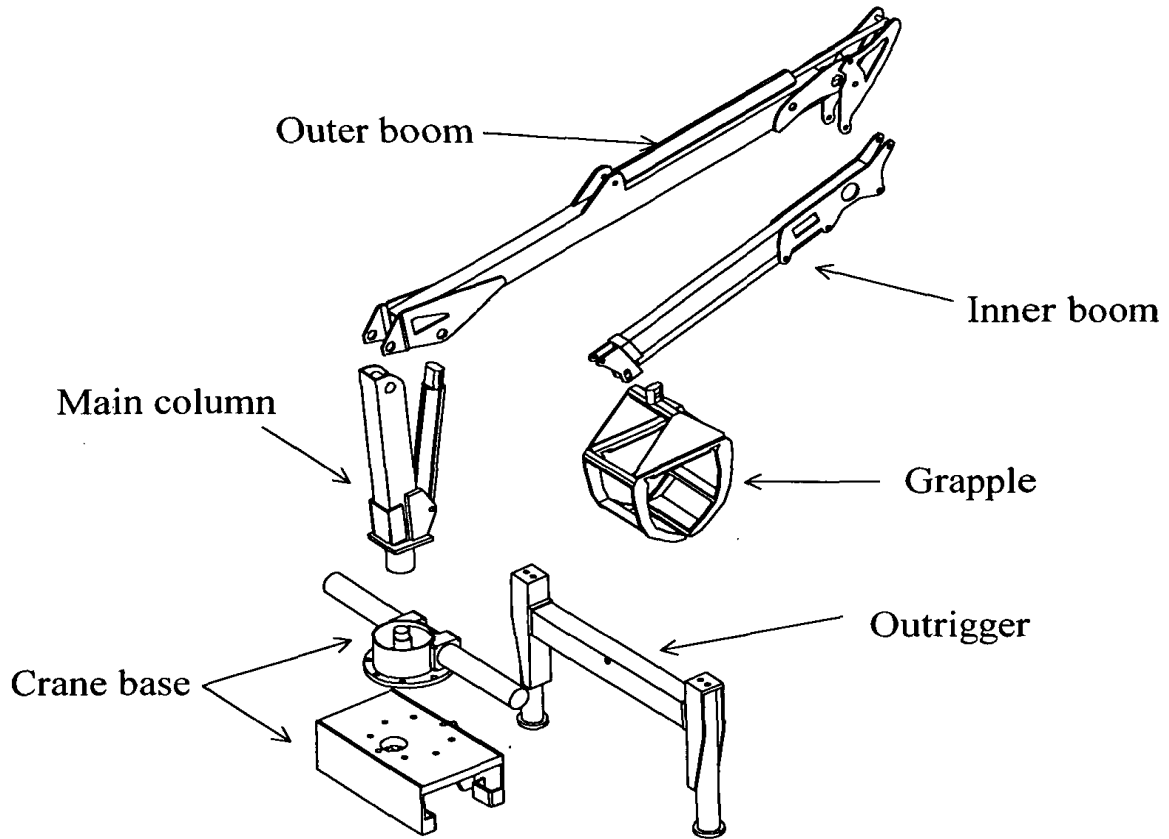


그림 4-5. 크레인의 각 단품

### (3) 포워더 본체 부분

메인 프레임과 크레인을 결합하여 본체부분을 완성하였으며 완성된 본체부분과 그 물리적 속성은 그림 4-7과 같다.

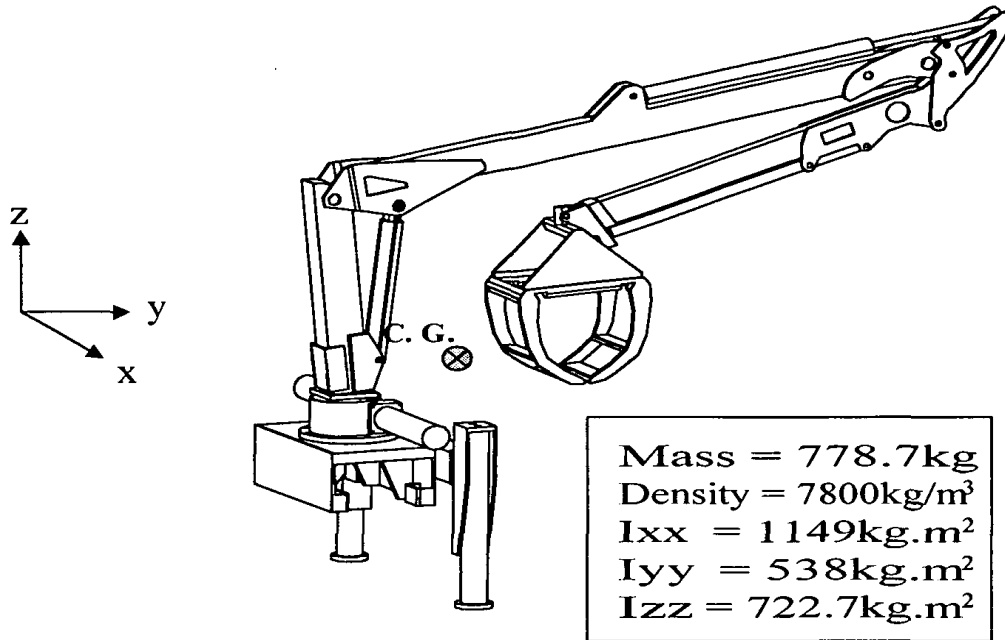


그림 4-6. 완성된 크레인

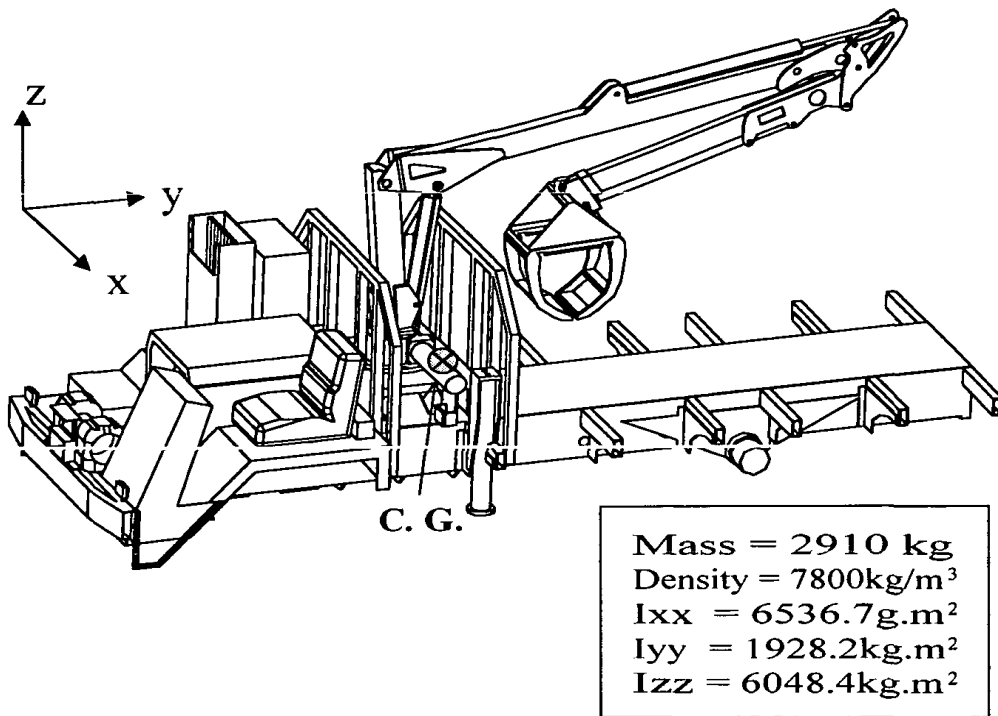


그림 4-7. 완성된 파워더 본체부

#### 나. 구동륜

구동륜은 타이어, 림(rim), 유압 모터로 되어있다. 6개의 구동륜은 모두 구조와 크기가 같으며, 타이어는 림에 부착되고 림은 구동축에 연결된 유압 모터에 부착되어있다.

타이어는 타이어의 실제 크기(10-16.5)와 측정된 무게를 이용하여 모델링하였으며, 타이어의 러그는 무시하였다. 림과 유압 모터는 제작 도면의 치수를 이용하여 각각 별도로 모델링한 후 1개의 단품으로 조합하였다. 그림 4-8은 림과 타이어가 결합한 구동륜과 물리적 속성을 나타낸 것이다.

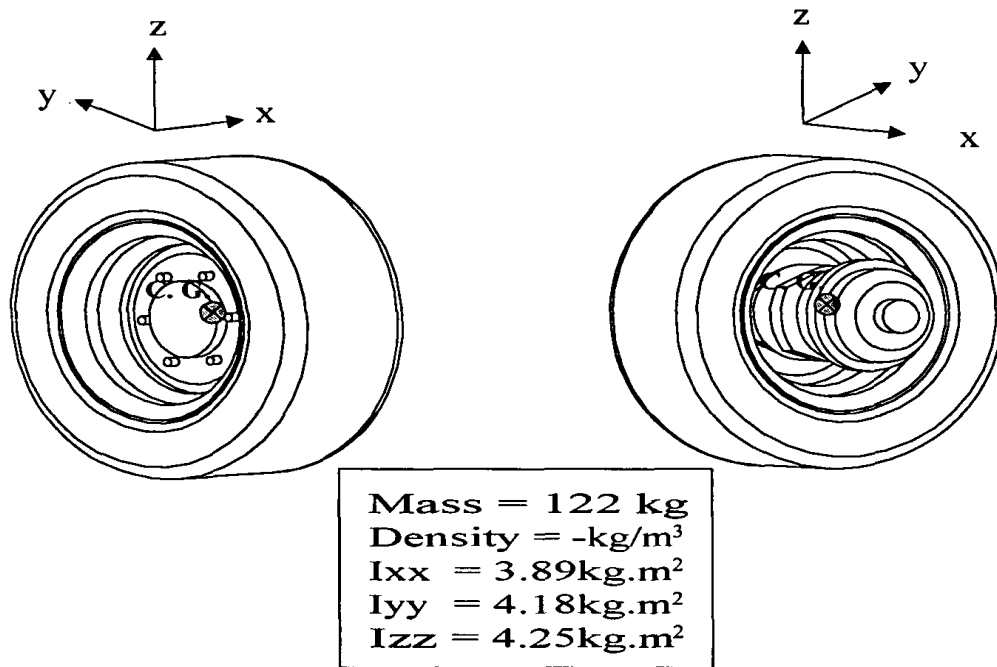


그림 4-8. 구동륜 모델

#### 다. 앞 차축부

앞 차축부는 2개의 구동륜과 차축으로 구성된다. 앞 차축부는 조향 장치를 생략하고 직진만이 가능한 형태로 모델링하였다.

포워더의 차체에 피봇되어 있는 앞차축의 최대 회전각을 구현하기 위하여 실제 앞차축의 최대 회전각을 측정하였다. 최대 회전각은  $2.5^\circ$  정도였으며, 이는 트랙터 앞차축의 최대 회전각이  $15^\circ$  인데 비하면 상당히 작은 값이다. 앞차축 회전각이 작으면 전륜이 장애물과 충돌할 때 차륜이 장애물을 타고 넘어가지 못하기 때문에 장애물과 구동륜 사이에 발생하는 진동이 그대로 차체에 전달되어 포워더의 안정성을 저하시킨다.

앞차축의 최대 회전각을 전륜과 지면사이의 높이로 환산하면 80mm 정도이다. 포워더 모형에서 이러한 앞차축의 회전각에 따른 전륜의 상하 운동을 구현하기 위하여 실제 포워더의 차폭, 본체에 피봇되는 앞차축의 위치 등을 모두 측정하여 그림 4-9에서와 같이 앞차축을 모델링하였다. 앞차축부는 그림 4-10에서와 같이 구동륜 2개를 앞차축의 양끝에 결합하여 완성하였다.

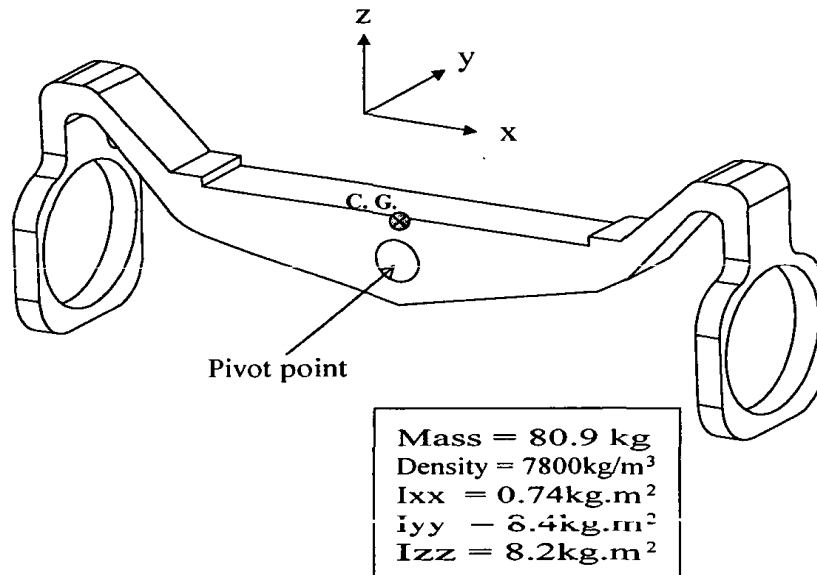


그림 4-9. 앞 차축 모델

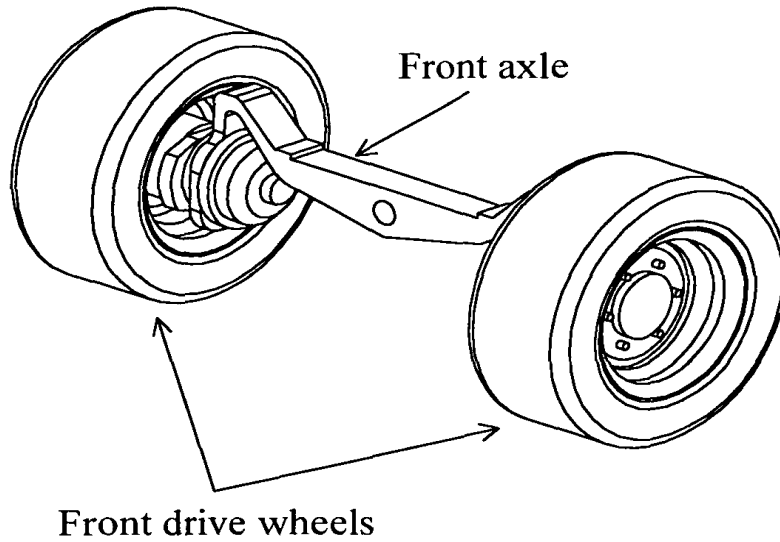


그림 4-10. 완성된 앞 차축부

#### 라. 보기 차륜

보기 차륜부는 보기 프레임과 2개의 구동륜으로 구성된다. 2개의 구동륜은 보기 프레임의 양쪽에 부착되며 보기 프레임은 차량 본체의 양 측면에 피봇으로 연결된다. 보기 프레임은 그림 4-11에서와 같이 보기 프레임을 일정한 간격으로 붙인 속이 빈 형태로 모델링하였다. 보기 프레임을 모델링한 후 보기 프레임의 양쪽에 그림 4-12에서와 같이 구동륜 모형을 결합하여 보기 차륜부를 완성하였다.

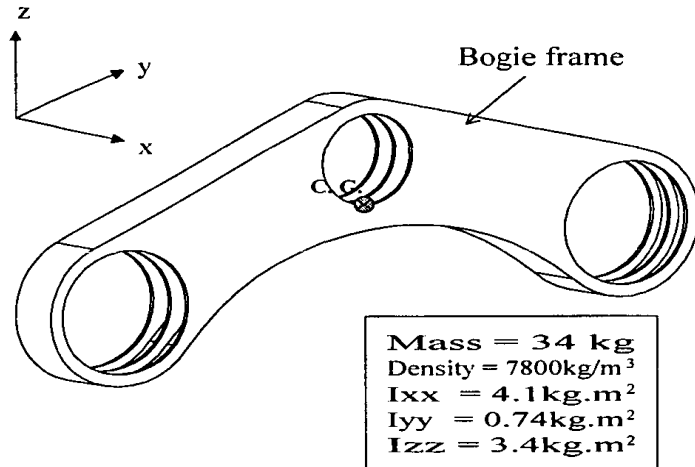


그림 4-11. 보기 프레임 모델

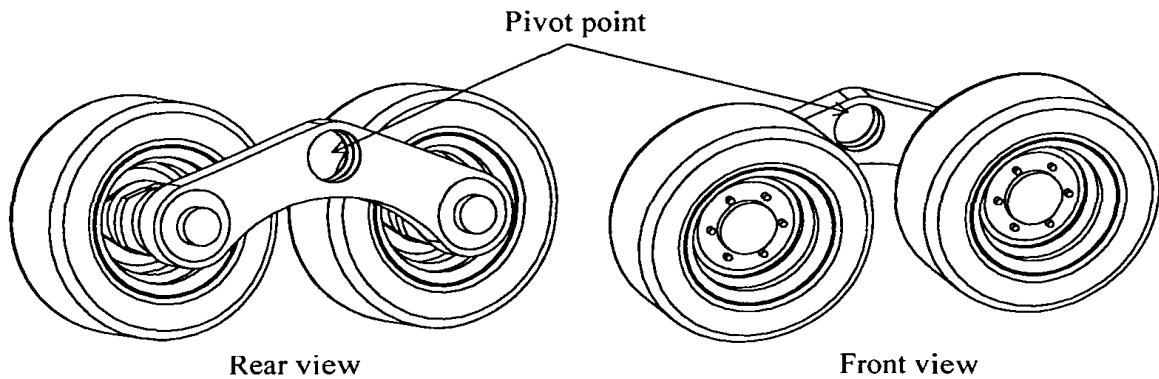


그림 4-12. 완성된 보기 차륜부

마. 적재함

포워더 적재함의 적재 공간은 길이, 폭, 높이가 각각 270cm × 160cm × 110cm로서 적재 체적은 5m<sup>3</sup> 정도이다. 그러나 실제 적재 가능한 목재의 체적은 경사지 주행의 안정성을 고려하여 2.5~3m<sup>3</sup> 을 넘지 않는다. 일반적으로 산지에서 벌목되는 원목은 지름이 20~25cm, 길이가 3.6m 정도이다. 따라서 실제 적재되는 목재의 체적, 원목의 모양, 길이 등을 고려하여 그림 4-13에서와 같이 적재 목재를 모델링하였다. 모델링 목재는 길이(L), 폭(W), 높이(H)를 각각

360cm × 160cm × 50cm 로 하며, 지름이 25cm 인 원목을 2단으로 적재한 형태로 하였다. 실제 원목은 절두체 모양이나 모델링의 편의상 지름이 일정한 원기둥 모양으로 하였으며, 목재의 밀도는 균일한 것으로 가정하였다. 모델링한 목재의 기하학적 형상은 좌우 대칭으로 하였으며 무게 중심은 목재의 정중앙에 위치하도록 하였다.

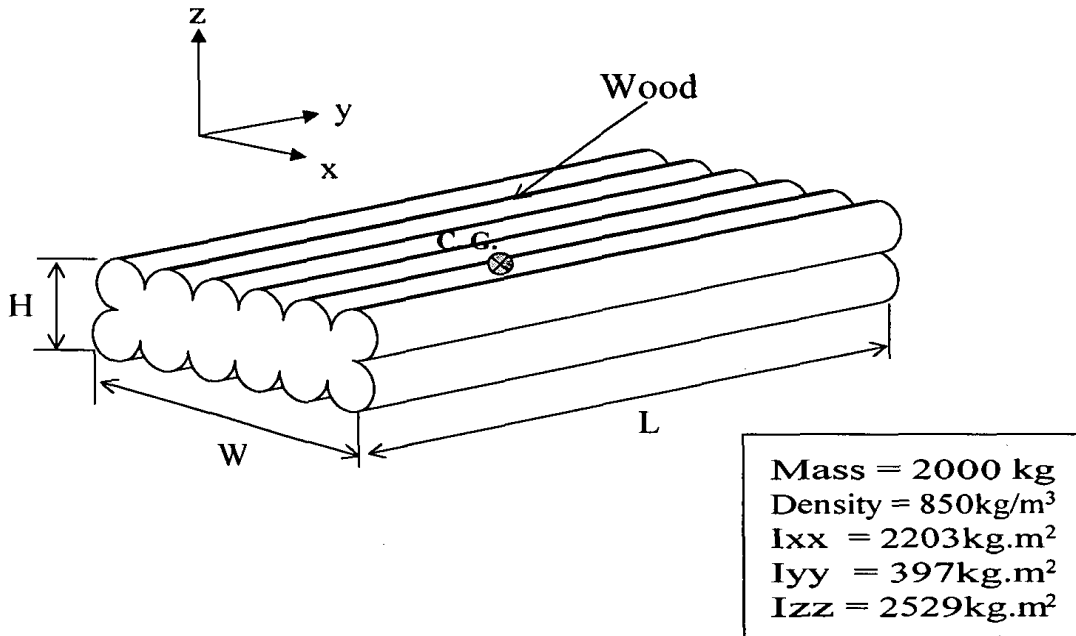


그림 4-13. 적재 목재의 모델링

#### 바. 3D 포워드 모델

그림 4-14에서와 같이 본체부의 프레임 앞쪽 힌지축에 앞차축부의 중양을 피봇으로 결합하고 프레임의 후방 양 측면에 보기 차륜부를 피봇으로 결합하여 3D 포워드 모델을 완성하였다. Physical properties 예측 기능을 이용하여 계산한 포워드 모형의 전체 무게 중심 x, y, z축 기준의 물리적 속성은 그림 4-14의 표와 같다.



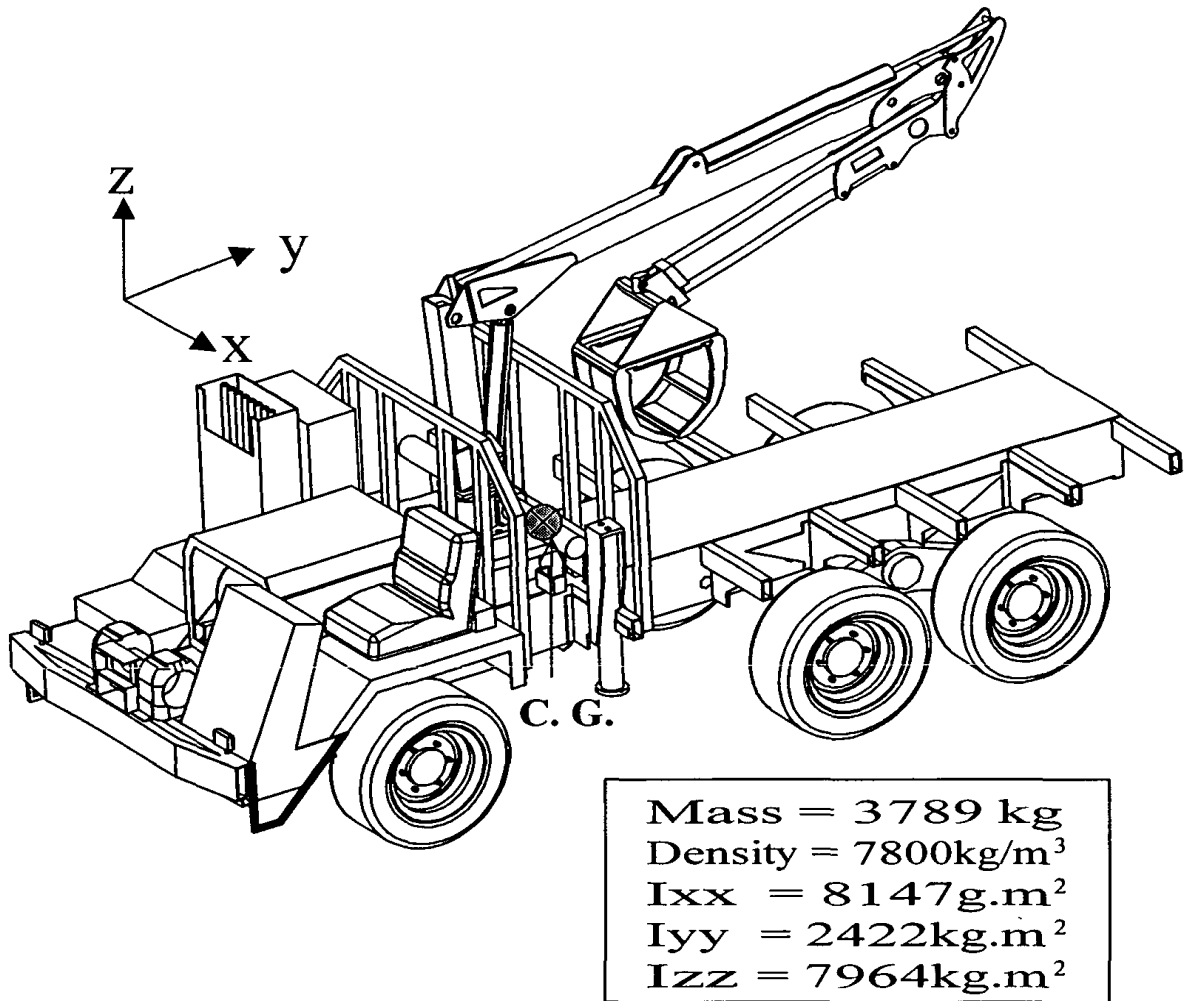


그림 4-14. 완성된 3D 포워더 모델

## 2. 포워더의 물리적 속성 검증

3D CAD 모델러를 이용하여 모델링하고 예측한 포워더의 형상과 물리적 속성은 다물체 동역학 해석 프로그램에 직접 입력하여 포워더의 주행 안정성 및 횡전도 시뮬레이션에 이용될 수 있다. 그러나 시뮬레이션을 수행하기 전에 예측한 포워더의 물리적 속성에 대한 유효성을 검증할 필요가 있다. 유효성 검증은 실제 포워더를 대상으로 각 구성부의 무게, 포워더의 전체 무게,

무게 중심 등을 측정한 후, 3D 모델러로써 예측한 무게, 무게 중심을 각각 비교하는 방법으로 실시하였다.

#### 가. 포워더의 물리적 속성 측정

측정은 경기도 곤지암에 위치한 농업기계화연구소 농업기계시험검사소에서 실시하였다.

##### (1) 포워더의 무게

포워더의 무게와 무게 중심을 정확히 측정하기 위하여 측정 전 연료 탱크와 작동유 탱크를 규정 수준 이상으로 채우고 6개 타이어의 공기압을 그림 4-15에서와 같이 200  $kPa$ 로 일정하게 조정하였다. 포워더 각 차륜의 지면 반력과 전체 무게를 측정하기 위하여 그림 4-16에서와 같이 하중 측정기 위에 포워더를 정차시킨 후 각각의 무게를 측정하였다.



그림 4-15. 타이어 공기압의 조정

표 4-2는 실제 측정한 포워더의 각 차륜에 작용하는 지면 반력과 전체 무게를 나타낸 것이다.

무게 중심 등을 측정한 후, 3D 모델러로써 예측한 무게, 무게 중심을 각각 비교하는 방법으로 실시하였다.

#### 가. 포워더의 물리적 속성 측정

측정은 경기도 곤지암에 위치한 농업기계화연구소 농업기계시험검사소에서 실시하였다.

##### (1) 포워더의 무게

포워더의 무게와 무게 중심을 정확히 측정하기 위하여 측정 전 연료 탱크와 작동유 탱크를 규정 수준 이상으로 채우고 6개 타이어의 공기압을 그림 4-15에서와 같이 200 *kPa*로 일정하게 조정하였다. 포워더 각 차륜의 지면 반력과 전체 무게를 측정하기 위하여 그림 4-16에서와 같이 하중 측정기 위에 포워더를 정차시킨 후 각각의 무게를 측정하였다.



그림 4-15. 타이어 공기압의 조정

표 4-2는 실제 측정한 포워더의 각 차륜에 작용하는 지면 반력과 전체 무게를 나타낸 것이다.



그림 4-16. 무게 측정기 위에 위치한 포워더

표 4-2. 포워더 각 차륜에 작용하는 하중 및 전체 무게의 측정

	Left		Right	
Front driving wheel	1122	kg <sub>f</sub>	1125	kg <sub>f</sub>
Bogie driving wheel	834	kg <sub>f</sub>	904	kg <sub>f</sub>
<b>Total weight of forwarder</b>			3,985	kg <sub>f</sub>

(2) 포워더의 무게 중심

포워더의 무게 중심은 차륜의 지면 반력을 측정하여 예측하였다. 그림 4-17에서와 같이 수평 위치에서 포워더의 중량  $W$ , 보기차륜의 피봇축과 전륜축의 축간 거리  $d_1$ , 전륜의 지면 반력  $R_A$ 를 측정하였다. 보기차륜의 피봇축 중앙에서 포워더의 전방으로 무게 중심의 위치  $\bar{x}$ 를 구하면,

$$\begin{aligned}
 \bar{x} &= \frac{d_1 R_A}{W} \\
 &= \frac{260 \times 2247}{3985} \\
 &= 147 \text{ cm}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$



그림 4-16. 무게 측정기 위에 위치한 포워더

표 4-2. 포워더 각 차륜에 작용하는 하중 및 전체 무게의 측정

	Left		Right	
Front driving wheel	1122	kg <sub>f</sub>	1125	kg <sub>f</sub>
Bogie driving wheel	834	kg <sub>f</sub>	904	kg <sub>f</sub>
<b>Total weight of forwarder</b>			<b>3,985</b>	<b>kg<sub>f</sub></b>

(2) 포워더의 무게 중심

포워더의 무게 중심은 차륜의 지면 반력을 측정하여 예측하였다. 그림 4-17에서와 같이 수평 위치에서 포워더의 중량  $W$ , 보기차륜의 피봇축과 전륜축의 축간 거리  $d_1$ , 전륜의 지면 반력  $R_A$ 를 측정하였다. 보기차륜의 피봇축 중앙에서 포워더의 전방으로 무게 중심의 위치  $x$ 를 구하면,

$$\begin{aligned}
 \bar{x} &= \frac{d_1 R_A}{W} \\
 &= \frac{260 \times 2247}{3985} \\
 &= 147 \text{ cm}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

여기서,  $d_1$  = 수평 거리( $cm$ ),  $R_f$  = 전륜의 지면 반력( $kgf$ ),  $W$  = 포워더 무게( $kgf$ ) 가 된다. 그림 4-18은 포워더의 전륜에 작용하는 하중을 실제 측정하는 장면을 나타낸 것이다.

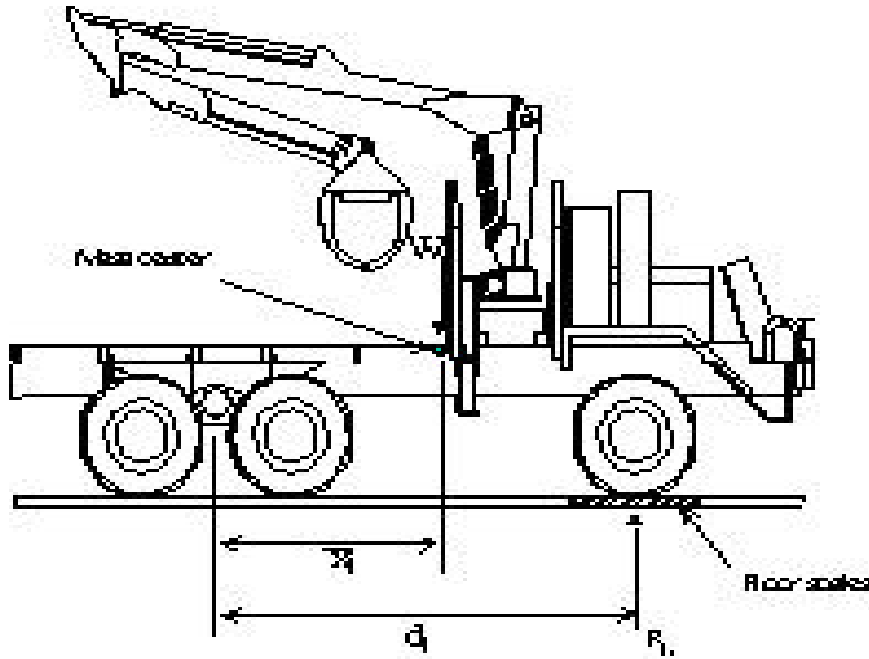


그림 4-17. x축 방향의 포워더 무게 중심의 결정



그림 4-18. 전륜에 작용하는 하중 측정

여기서,  $d_1$  = 수평 거리( $cm$ ),  $R_n$  = 전륜의 지면 반력( $kgf$ ),  $W$  = 포워더 무게( $kgf$ ) 가 된다. 그림 4-18은 포워더의 전륜에 작용하는 하중을 실제 측정하는 장면을 나타낸 것이다.

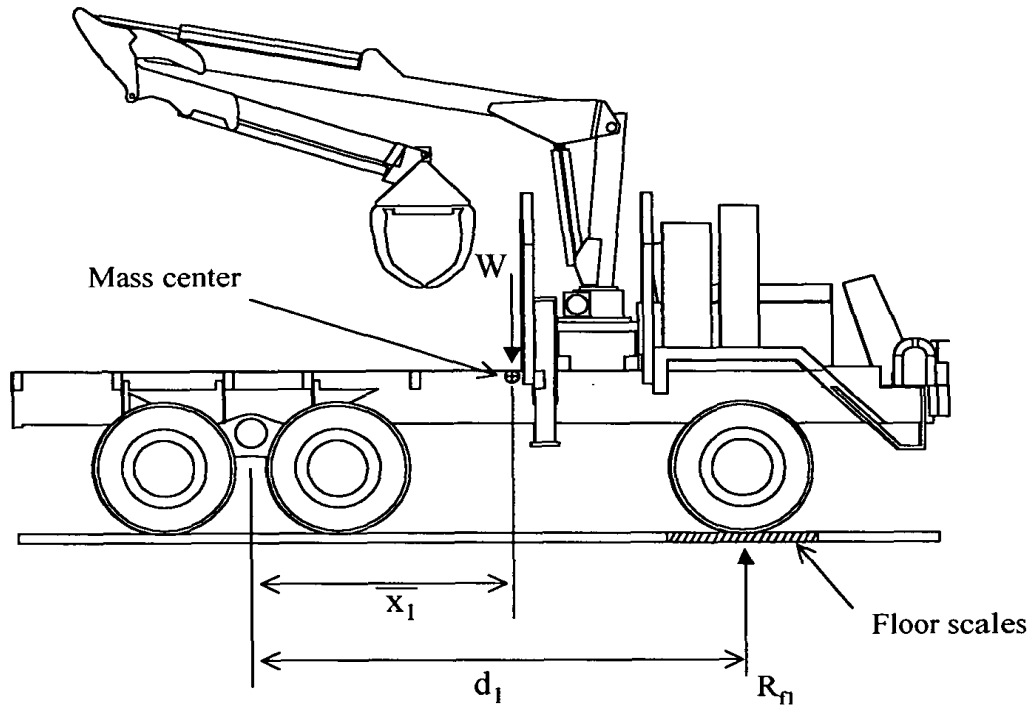


그림 4-17. x축 방향의 포워더 무게 중심의 결정

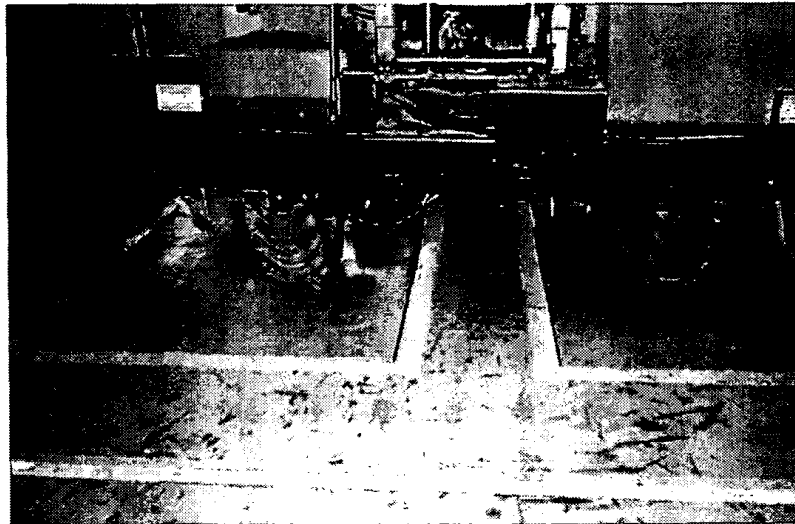


그림 4-18. 전륜에 작용하는 하중 측정

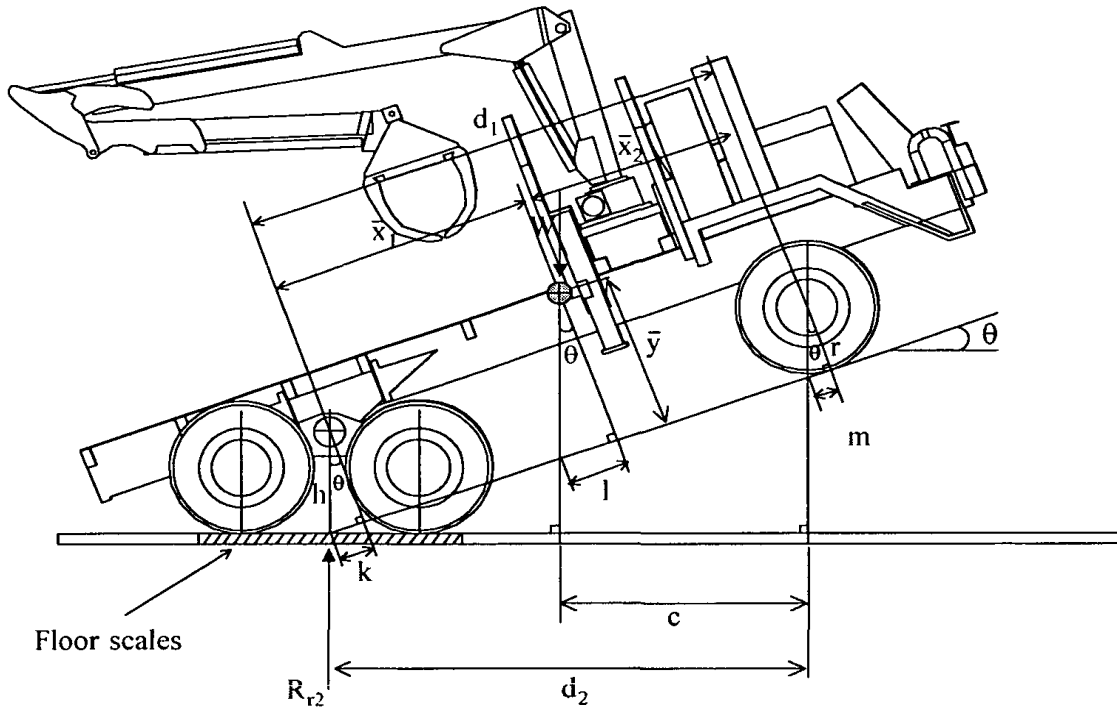


그림 4-19. y축 방향의 포워더 무게 중심의 결정

무게 중심의 수직 방향 위치는 그림 4-19에서와 같이 결정하였다. 즉, 포워더의 앞 차축을 들어올려 차체의 지면 경사도가 20~25° 가 되도록 한 상태에서 차축간 수평 거리  $d_2$  와 보기 차륜의 지면반력  $R_{r2}$ 를 측정하여  $c$ 를 결정하였다. 경사 상태에서  $c$ 를 지나는 연직선과 수평 상태에서  $\bar{x}$ 를 지나는 연직선이 교차하는 교점이 포워더의 무게 중심이 되며, 수직 위치  $\bar{y}$ 는 차륜의 지면 접촉점에서 무게 중심까지의 높이이다. 그림 4-19를 이용하여 다음과 같이  $\bar{y}$ 를 구하였다.

$$k = h \times \sin \theta = 57 \times \sin 20.9^\circ = 21.8 \text{ cm} \quad (2)$$

$$m = r \times \tan \theta = 37.5 \times \tan 20.9^\circ = 14.3 \text{ cm} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} d_2 &= (d_1 + k - m) \cos \theta \\ &= (146.6 + 21.8 - 14.3) \cos 20.9^\circ = 250 \text{ cm} \end{aligned} \quad (4)$$



$$c = \frac{d_2 R_{e2}}{W} = \frac{250 \times 2083}{3985} = 130.7 \text{ cm} \quad (5)$$

$$\overline{X_2} = d_1 - \overline{X_1} = 260 - 146.6 = 113.4 \text{ cm} \quad (6)$$

$$l = \frac{c}{\cos \theta} + z - \overline{x_2} = \frac{130.7}{\cos 20.9^\circ} + 14.3 - 113.4 = 40 \text{ cm} \quad (7)$$

$$\overline{y} = \frac{l}{\tan \theta} = \frac{40}{\tan 20.9^\circ} = 107 \text{ cm} \quad (8)$$

여기서,  $r$  = 구동륜의 반경,  $cm$

$h$  = 지면과 보기 차륜 피봇축 중앙과의 거리,  $cm$

$\theta$  = 들어 올림 각, degree

그림 4-20은 포워더의 보기 차륜에 작용하는 실제의 지면 반력을 측정하는 장면을 나타낸 것이다.



그림 4-20. 보기 차륜에 작용하는 하중 측정

표 4-3은 실측한 포워더의 주요 제원과 계산한 무게 중심의 위치를 나타낸 것이다.

$$c = \frac{d_2 R_{r2}}{W} = \frac{250 \times 2083}{3985} = 130.7 \text{ cm} \quad (5)$$

$$\overline{X}_2 = d_1 - \overline{X}_1 = 260 - 146.6 = 113.4 \text{ cm} \quad (6)$$

$$l = \frac{c}{\cos \theta} + z - \overline{x}_2 = \frac{130.7}{\cos 20.9^\circ} + 14.3 - 113.4 = 40 \text{ cm} \quad (7)$$

$$\overline{y} = \frac{l}{\tan \theta} = \frac{40}{\tan 20.9^\circ} = 107 \text{ cm} \quad (8)$$

여기서,  $r$  = 구동륜의 반경,  $cm$

$h$  = 지면과 보기 차륜 피봇축 중앙과의 거리,  $cm$

$\theta$  = 들어 올림 각, degree

그림 4-20은 포워더의 보기 차륜에 작용하는 실제의 지면 반력을 측정하는 장면을 나타낸 것이다.

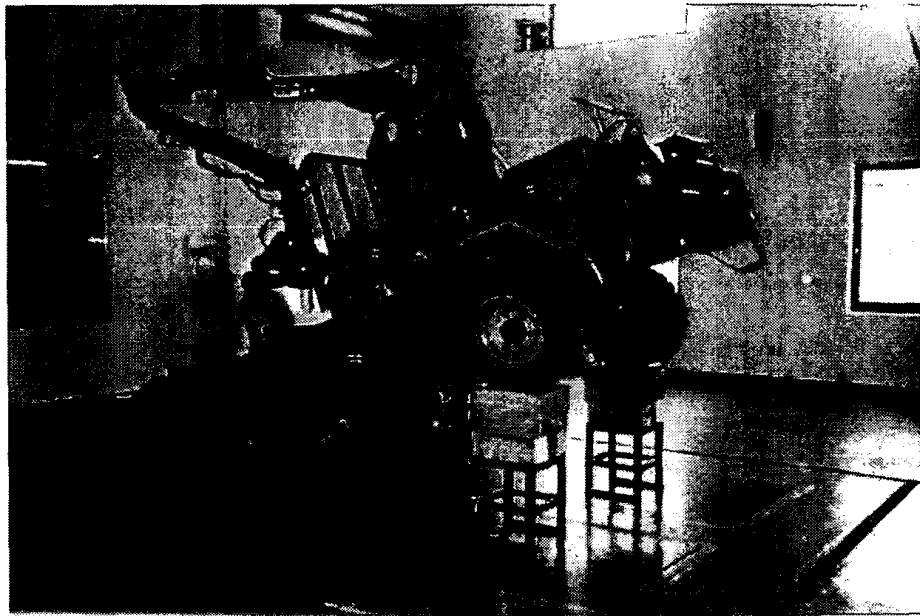


그림 4-20. 보기 차륜에 작용하는 하중 측정

표 4-3은 실측한 포워더의 주요 제원과 계산한 무게 중심의 위치를 나타낸 것이다.

표 4-3. 측정된 포워더의 주요 제원

Weight of forwarder( $W$ )	3985	kg <sub>f</sub>
Wheel base ( $d_1$ )	260	cm
Radius of wheel ( $r$ )	37.5	cm
Clearance of pivot of bogie wheel ( $h$ )	57	cm
Ground reaction forces to front wheels ( $R_f$ )	(L) 1122 kg <sub>f</sub> (R) 1125 kg <sub>f</sub> Total : 2247	kg <sub>f</sub>
Location of mass center in x axis direction ( $\bar{x}$ )	146.7	cm
Horizontal distance between wheels ( $d_2$ )	250	cm
Ground reaction forces to bogie wheels ( $R_b$ )	(L) 969 kg <sub>f</sub> (R) 1114 kg <sub>f</sub> Total : 2083	kg <sub>f</sub>
Horizontal distance from mass center to front wheel C	130.7	cm
tilt angle ( $\theta$ )	20.9 °	
Location of mass center in y-axis direction ( $\bar{y}$ )	107	cm

(3) 구동륜의 무게

구동륜은 타이어, 림, 유압 모터, 유압 모터에 장착되는 기타 부품으로 구성된다. 구동륜을 구성하는 각 단품들의 무게를 측정하여 표 4-4에서와 같이 구동륜의 무게를 결정하였다.

표 4-4. 구동륜의 무게

Driving wheel	Weight ( kgf )
tire	26
rim	16
hydraulic motor assembly	81
<b>Total weight</b>	<b>123 kgf</b>

(4) 크레인의 무게 측정

조립된 크레인을 분해하여 크레인 각 단품의 무게를 측정하기는 현실적으로 어려웠다. 따라서, 크레인 제작 업체에서 제공한 각 단품의 제원을 이용하여 표 4-5에서와 같이 크레인의 무게를 결정하였다.

표 4-5. 크레인의 무게

Part of crane	Weight(kgf)
outer cylinder	32
inner cylinder	26
ext's cylinder	18
outrigger cylinder	64
rotator	16
inner boom	98
outer boom	42
ext's boom	18
link assembly	14
base assembly	166
housing assembly	50
column assembly	60
Fitting/Hose	100
grapple	65
<b>Total weight</b>	<b>769 kgf</b>

나. 예측한 물리적 속성의 유효성

(1) 구동륜의 무게

측정한 구동륜의 무게는 타이어, 림, 유압 모터를 포함하여 123 kgf 이었다. 구동륜의 3D 모델에서 예측한 구동륜의 무게는 그림 4-21에서와 같이 122 kgf 이었으며, % 오차는 0.8 % 이었다.

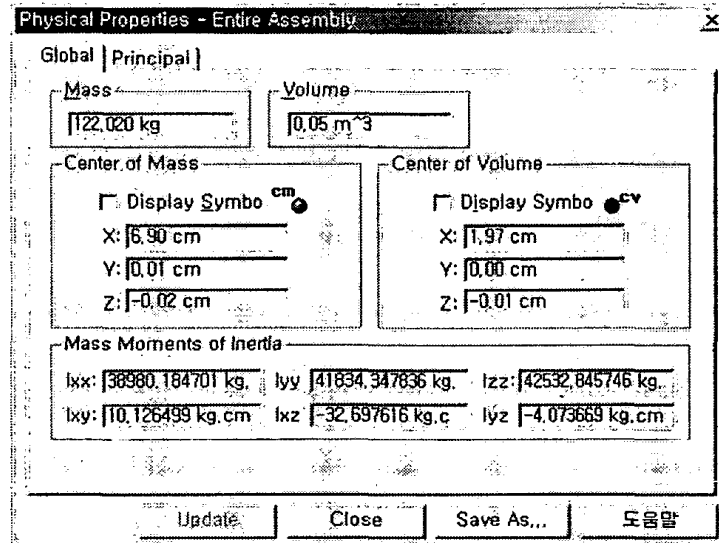


그림 4-21. 구동륜 물리적 속성의 예측

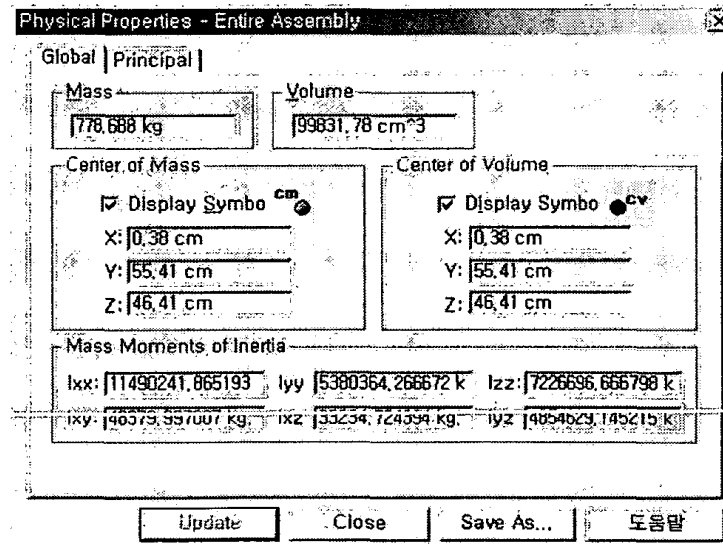


그림 4-22. 크레인 물리적 속성의 예측

## (2) 크레인의 무게

측정한 크레인의 무게는 769 kgf 이었다. 크레인의 3D 모형에서 예측한 크레인

의 무게는 그림 4-22에서와 같이 779 kgf 이었으며, % 오차는 1.3 % 이었다.

### (3) 포워더의 무게

측정한 포워더의 전체 무게는 3985 kgf 이었다. 포워더의 3D 모형에서 예측한 전체의 무게는 그림 4-23에서와 같이 3789 kgf 이었으며, % 오차는 약 5 %이였다. 모형으로 예측한 포워더의 무게가 실제 측정한 무게보다 적은 이유는 포워더 모형에서 구동 장치 모델링 시 엔진, 유압펌프, 유압모터만이 고려되었으며, 기타 설계 도면에는 포함되지 않은 유압호스, 유압밸브 등이 제외되었기 때문인 것으로 사료된다.

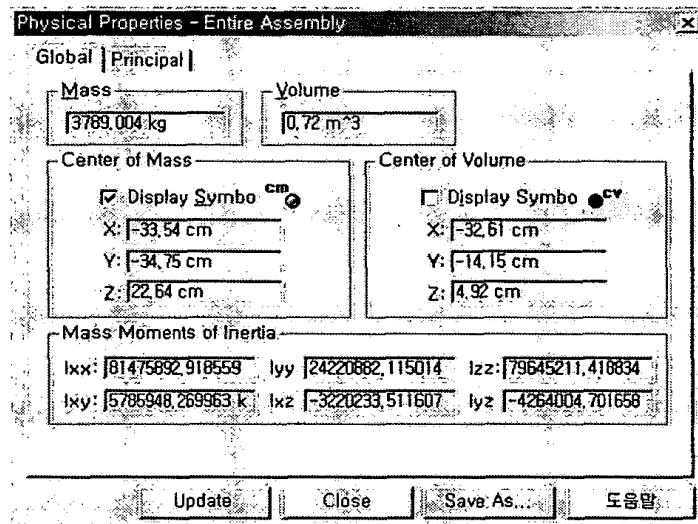


그림 4-23. 포워더 물리적 속성의 예측

### (4) 포워더의 무게 중심

측정한 차륜 반력을 이용하여 결정한 포워더의 무게 중심은 보기 차륜의 피봇축에서 포워더의 진행 방향으로 146.7cm 즉,  $\bar{x}=146.7\text{cm}$ , 차륜의 지면 접촉점에서 상방으로 107cm 즉,  $\bar{y}=107\text{cm}$  인 곳으로 나타났다.

3D 모델러에서 예측한 포워더 무게 중심은 그림 4-23에서와 같이 기준 평면에 대한 좌표로서 제시된다. 기준 평면은 어셈블리 중 기준이 되는 단품에

설정되는 평면이다. 3D 모델의 포워더에서 기준이 되는 단품은 메인 프레임이었다. 따라서 기준 평면에 대하여 예측된 포워더의 무게 중심은 그림 4-23에서와 같이 포워더의 진행 방향(y좌표값)으로 -34.75 cm, 포워더의 높이 방향(z좌표값)으로 -22.64cm인 곳으로 나타났다. 기준 평면에 대하여 예측된 포워더의 무게 중심을 실제 포워더의 무게 중심과 비교하기 위해서는 기준 평면의 좌표를 보기 차륜의 피봇축과 중심과 지면을 기준으로 한 좌표로 나타내어야 한다. 기준 평면의 원점은 포워더 진행 방향으로 114.5cm, 지면에서 수직 방향으로 73.2cm 이었다. 따라서 예측한 포워더의 무게 중심을 보기 차륜의 피봇축과 지면을 기준으로 나타내면  $\overline{x'}$ ,  $\overline{y'}$ 은 식 9에서와 같다.

$$\begin{aligned} \overline{x'} &= 114.5 + 34.75 = 149 \text{ cm} \\ \overline{y'} &= 73.2 + 22.64 = 96 \text{ cm} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서,  $\overline{x'}$  = 예측한 무게 중심의 수평 좌표, cm

$\overline{y'}$  = 예측한 무게 중심의 수직 좌표, cm

측정값과 예측값을 비교하였을 때  $\overline{x}$ 에서는 큰 차이가 없었으나 지면 접촉점에서 무게 중심까지의 높이  $\overline{y}$ 에서는 11 cm 정도의 차이가 나타났다. 이를 %오차로 나타내면 약 9 % 정도이었다. 무게 중심의 지상고에 대한 예측치가 측정치보다 낮은 것은 포워더의 3D 모델에 크레인과 구동 장치에 부착되는 유압호스, 밸브 등이 포함되지 않았기 때문인 것으로 판단된다.

지금까지 포워더를 구성하는 각 부품의 무게와 전체 무게 및 무게 중심에 대한 실측값과 모델의 예측값을 비교하여 예측값의 타당성을 평가하였다. 포워더는 그 형상과 구조가 복잡하기 때문에 모델을 이용하여 정확하게 물리적 속성치를 예측하기는 어려웠다. 측정값과 예측값을 비교하였을 때 포워더의 무게에서는 최고 5 %의 오차가 있었으며, 무게 중심의 위치에서는 최고 9 %의 오차가 있었다. 이 정도의 오차 범위 내에서는 모형을 이용하여 포워더의 안정성을 예측하는 데 큰 문제가 없을 것으로 판단하였다. 본 연구에서 모델

은 안정성의 절대적인 평가보다는 운전조건 및 지형 조건이 안정성에 미치는 영향을 상대적으로 평가하기 위한 것이기 때문이다.

### 제 3 절 다물체 동력학 해석 프로그램을 이용한 포워더의 안정성 예측

다물체 동력학 해석 프로그램은 물체에 대한 운동 특성을 분석하기 위한 것이다. 다물체 동력학 해석 프로그램을 이용하여 각종 요소로 구성된 시스템의 동적 거동 특성을 시뮬레이션할 수 있으며, 이러한 시뮬레이션을 통하여 시작품의 성능 확인과 기계 시스템의 최적 설계를 수행할 수 있다. 또한, 시뮬레이션을 통하여 제작과 성능 시험에 소요되는 시간과 비용을 절감할 수 있다.

#### 1. 장애물 통과 2D 시뮬레이션

평지와 경사지에서 포워더가 장애물을 통과할 때의 안정성을 예측하기 위하여 2차원 다물체 동력학 해석 프로그램인 Working Model 2D (이후 WM 2D)를 이용하여 장애물 통과 시험을 시뮬레이션하였다.

2D 시뮬레이션을 위하여 포워더를 2차원으로 모델링하였으며, 적재함에 적재되는 목재, 주행 시 통과하는 장애물 등을 함께 모델링하여 지면에 따라 장애물 통과를 시뮬레이션할 수 있는 모델을 개발하였다. 모델의 물리적 속성치는 3D 포워더 모델링에서 결정한 물리적 속성치를 사용하였다.

#### 가. 2D 시뮬레이션 모델링

##### (1) 포워더 모델링

장애물 통과를 시뮬레이션하기 위하여 그림 4-24에서와 같이 2D 포워더를 크레인, 운전부, 본체로 구성되는 본체부와 앞 차륜, 보기 차륜으로 구성되는



구동륜부로 나누어 모델링하였다. 본체에 피봇으로 연결된 앞차륜은 주행시 회전 운동이 가능하도록 하였으며, 보기 차륜은 본체에 피봇된 보기 프레임의 양쪽에 부착하여 주행시 회전 운동을 할 수 있도록 하였다. 형상이 완성된 2D 포워드더의 물리적 속성치는 앞장에서 3D 모델링을 통하여 결정한 값으로 하였다. 2D 포워드더의 경우 좌, 우 차륜이 장애물을 함께 통과하므로 그림 25(a), 25(b), 25(c)에서는 각각 모형에 입력된 포워드더 본체부, 양쪽 보기 프레임 및 구동륜의 물리적 속성치를 합한 값을 나타내었다.

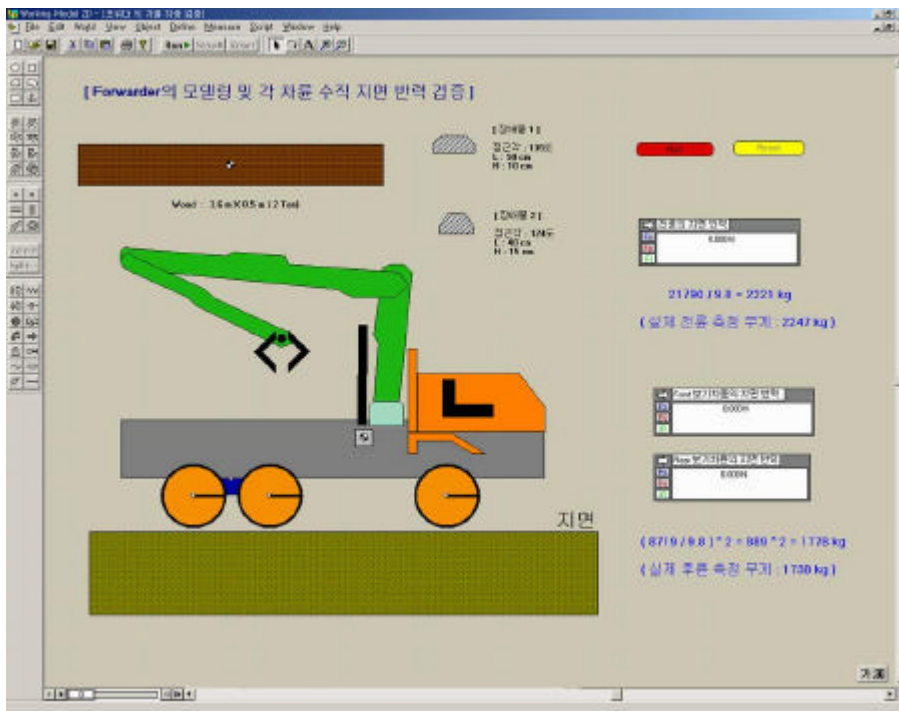


그림 4-24. 포워드더 2차원 모델 및 목재와 장애물

구동륜부로 나누어 모델링하였다. 본체에 피봇으로 연결된 앞차륜은 주행시 회전 운동이 가능하도록 하였으며, 보기 차륜은 본체에 피봇된 보기 프레임의 양쪽에 부착하여 주행시 회전 운동을 할 수 있도록 하였다. 형상이 완성된 2D 포워드더의 물리적 속성치는 앞장에서 3D 모델링을 통하여 결정한 값으로 하였다. 2D 포워드더의 경우 좌, 우 차륜이 장애물을 함께 통과하므로 그림 25(a), 25(b), 25(c)에서는 각각 모형에 입력된 포워드더 본체부, 양쪽 보기 프레임 및 구동륜의 물리적 속성치를 합한 값을 나타내었다.

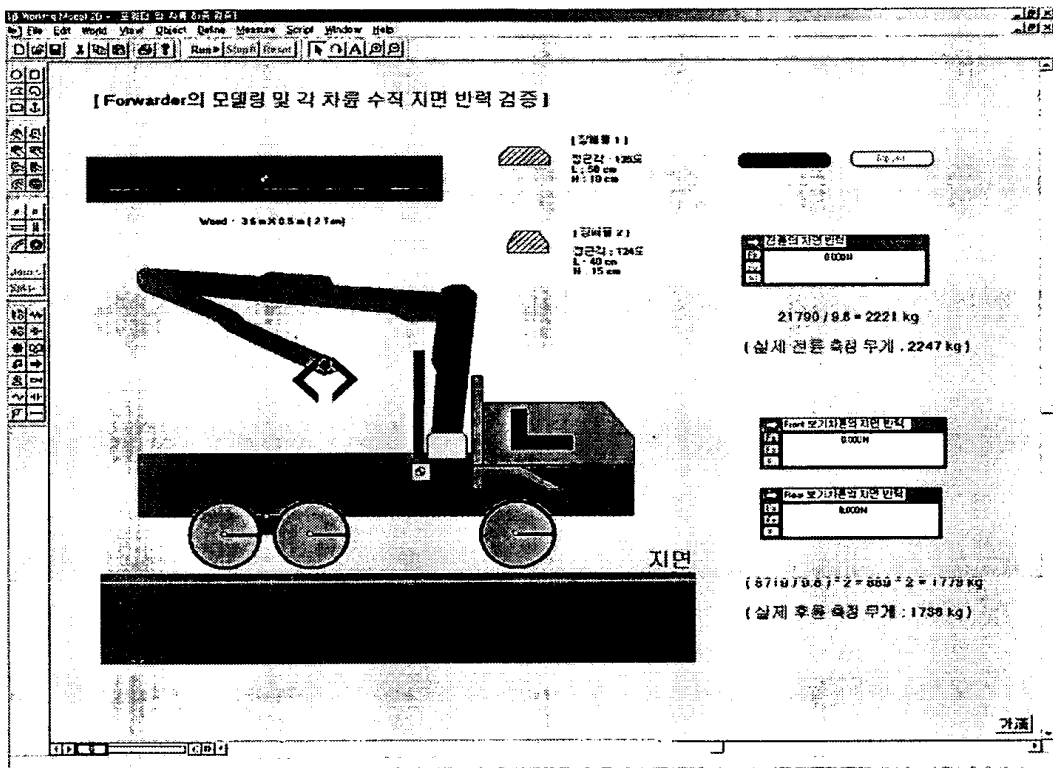
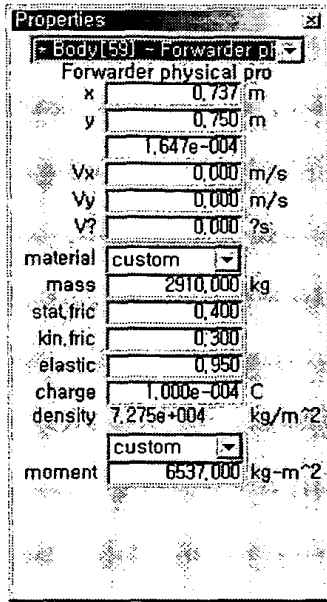
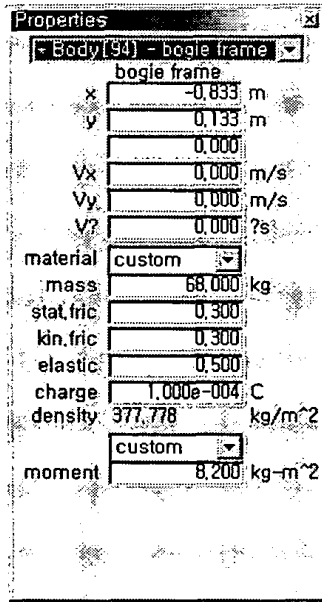


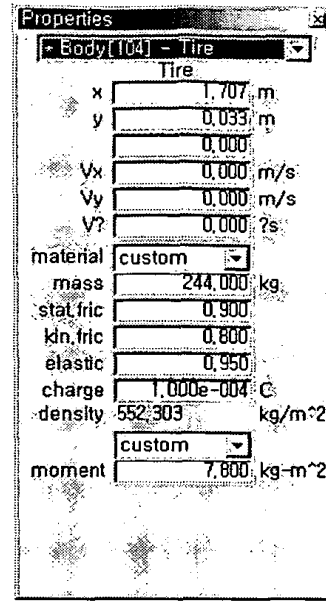
그림 4-24. 포워드더 2차원 모델 및 목재와 장애물



(a)



(b)



(c)

그림 4-25. 포워더 본체, 보기 프레임, 구동륜에 입력되는 물리적 속성치

## (2) 적재 목재의 2D 모델링

적재 목재의 2D 모델은 앞장에서 모델링한 3차원 적재 목재에서 폭의 값을 제외한 길이와 높이만으로써 모델링하였다. 따라서 길이(L), 높이(H)를 각각 360 cm, 50 cm 로 한 직사각형으로 모델링하였다. 적재함에 적재되는 목재의 무게는 2000 kgf 으로 설정하였으며 무게 중심은 기하학적 중심으로 하였다. 그림 4-26은 적재 목재의 모형에 입력된 물리적 속성치를 나타낸 것이다.

## (3) 장애물 모델링

포워더가 통과할 장애물을 모형화하기 위해서는 장애물의 특성을 구명하여 이를 일반화시켜야 한다. 차량 통과에 가장 큰 영향을 미치는 장애물의 특성은 장애물의 높이와 접근각이다. 그림 4-27에서와

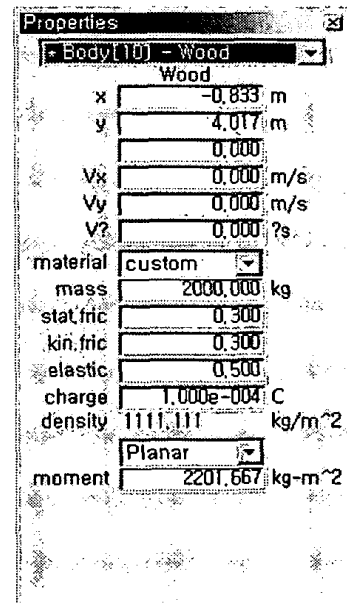


그림 4-26. 적재 목재에 입력되는 물리적 속성치

같이 장애물의 높이와 접근각은 차륜과 장애물이 충돌할 때 차량의 동적 거동에 직접적인 영향을 미친다.

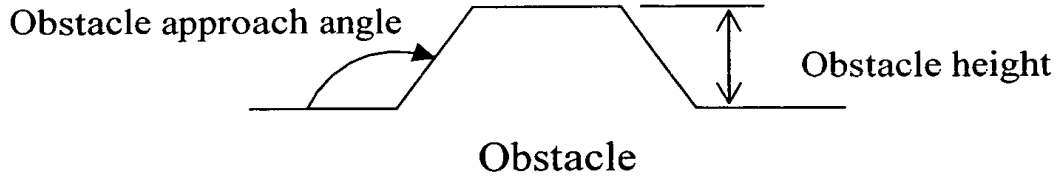


그림 4-27. 장애물의 높이와 접근각

높이와 접근각 외에 장애물을 통과할 때 차량의 동적 거동에 영향을 미치는 요소는 차륜과 장애물 사이의 반발 계수이다. 반발 계수는 장애물의 재질에 따라 변화되며, 포워더가 험지를 주행하며 충돌하는 장애물은 주로 돌부리이다. 따라서 반발 계수는 돌과 타이어 사이의 반발 계수로 결정하였으며, WM 2D에서는 그림 4-28에서와 같이 0.2로 하였다.

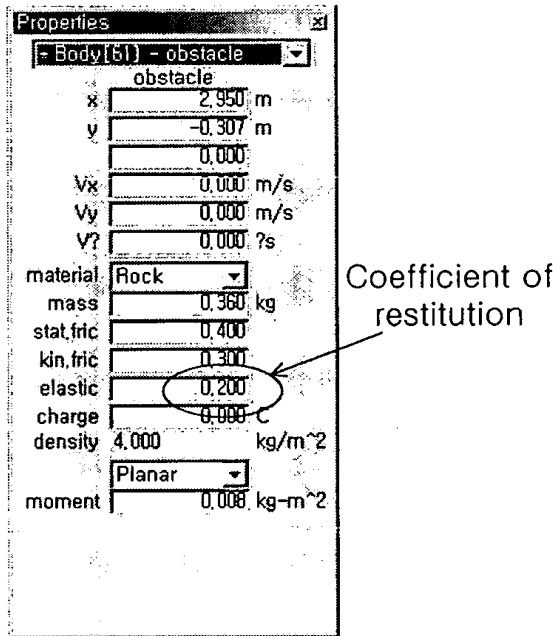


그림 4-28. 장애물의 반발 계수

포워더가 통과할 장애물은 그림 4-24에서와 같이 크기가 다른 2개의 장애물로 하였다. 장애물 1은 높이를 10 cm, 접근각을 135° 로 하여 상대적으로 크기가 작고 경사가 완만하도록 하였으며, 장애물 2는 높이를 15 cm, 접근각을 124° 로 하여 상대적으로 크기가 크고 경사가 급하도록 하였다. 장애물의 높이와 접근각을 변화시켜 포워더가 장애물을 통과할 때 장애물의 형상이 안정성에 미치는 영향을 분석하고자 하였다.

#### 나. 장애물 통과 포워더의 유효성 검증

장애물을 통과하는 포워더 모형의 유효성을 검증하기 위해 각 차륜에 작용하는 지면 반력을 지면 반력 예측 모형을 이용하여 예측하고, 예측한 지면 반력과 실제 측정된 포워더의 지면 반력을 상호 비교하였다.

장애물을 통과할 때 차륜의 지면 반력을 다음과 같이 WM 2D를 이용하여 예측하였다. 그림 4-29에서와 같이 수평으로 모형화한 지면에서 포워더의 차륜에 작용하는 지면 반력을 예측할 수 있는 지면 반력 예측 기능을 이용하였다. 초기 상태의 2D 포워더 모형은 지면으로부터 일정한 높이에 정지 상태로 구속되어 있다. 그림 4-29의 우측 상단에 있는 실행(Run)버튼을 누르면 2D 포워더 모형은 구속이 해제되어, 중력에 의하여 지면으로 떨어지게 된다. 그러면 WM 2D에서 설정한 지면 반력 예측 기능이 자동으로 작동되어 전, 후륜의 지면 반력을 예측한다. 이렇게 예측된 값은 전륜과 후륜에 작용하는 하중을 시간에 따라 나타낼 수 있는 창에 표시된다. 지면 반력 예측 기능을 이용하여 예측한 포워더의 전륜과 후륜의 지면 반력은 각각 2221 kgf, 후륜 1778 kgf 이었다. 실제 포워더에서 측정된 전륜과 후륜의 지면 반력은 각각 2247 kgf, 1738 kgf 이었으며 이를 기준으로 예측치의 % 오차는 각각 1.2%, 2.3% 이었다. 따라서 장애물 통과 시뮬레이션을 위하여 개발된 2D 포워더 모형은 그 목적을 달성하는데 충분한 것으로 판단하였다

#### 다. 장애물 통과 시뮬레이션

2D 포워더 모형을 이용하여 장애물 통과 시뮬레이션을 수행하였다. 장애물 통과 시뮬레이션은 평지에서 장애물 통과 시뮬레이션과 경사지에서 장애물 통과 시뮬레이션으로 구분하였다. 전자의 경우에는 그림 4-30에서와 같이 주행속도를 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s, 4 m/s 4수준으로 하고, 각 주행속도에서 목재를 적재한 경우와 적재하지 않은 경우로 나누어 총 8 가지 조건으로 하였다. 후자의 경우에는 그림 4-31에서와 같이 지면의 경사도를 10°, 20°, 3

0° 3수준으로 하고, 각 경사도에서 경사 위쪽으로 주행하는 경우와 아래쪽으로 주행하는 경우로 구분하였으며, 다시 각 주행 방향에서 목재를 적재한 경우와 적재하지 않은 경우로 나누어 총 12 가지 조건으로 하였다.

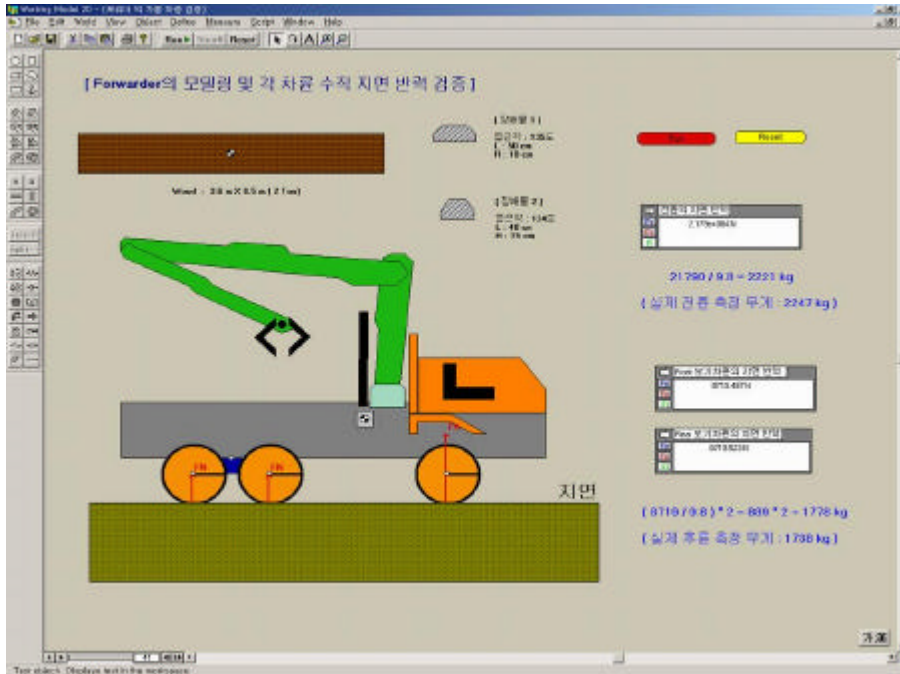


그림 4-29. 포워더 모델 각 차륜에 작용하는 지면 반력의 예측

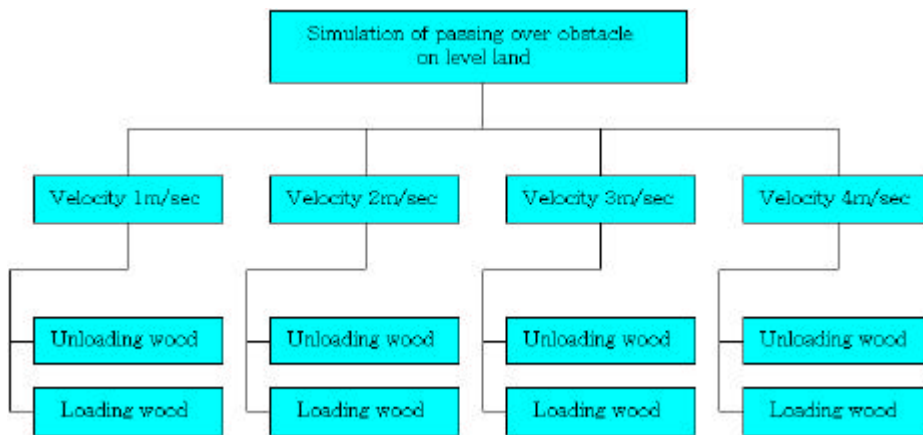


그림 4-30. 평지를 주행할 때의 장애물 통과 시뮬레이션 조건

0° 3수준으로 하고, 각 경사도에서 경사 위쪽으로 주행하는 경우와 아래쪽으로 주행하는 경우로 구분하였으며, 다시 각 주행 방향에서 목재를 적재한 경우와 적재하지 않은 경우로 나누어 총 12 가지 조건으로 하였다.

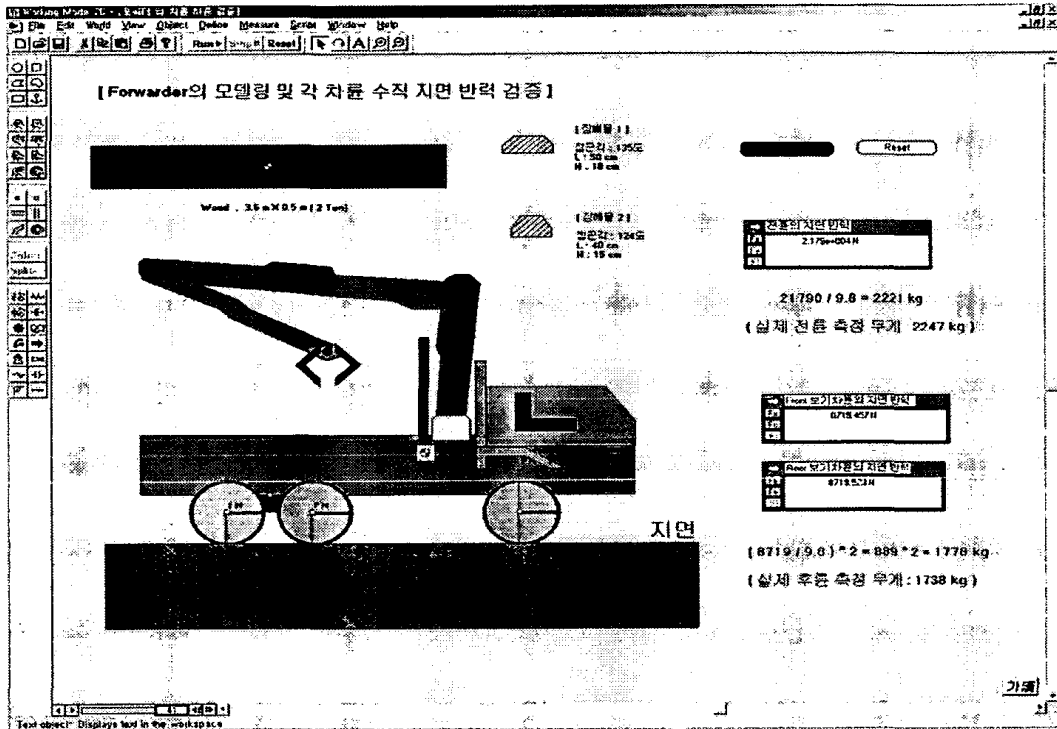


그림 4-29. 포워더 모델 각 차륜에 작용하는 지면 반력의 예측

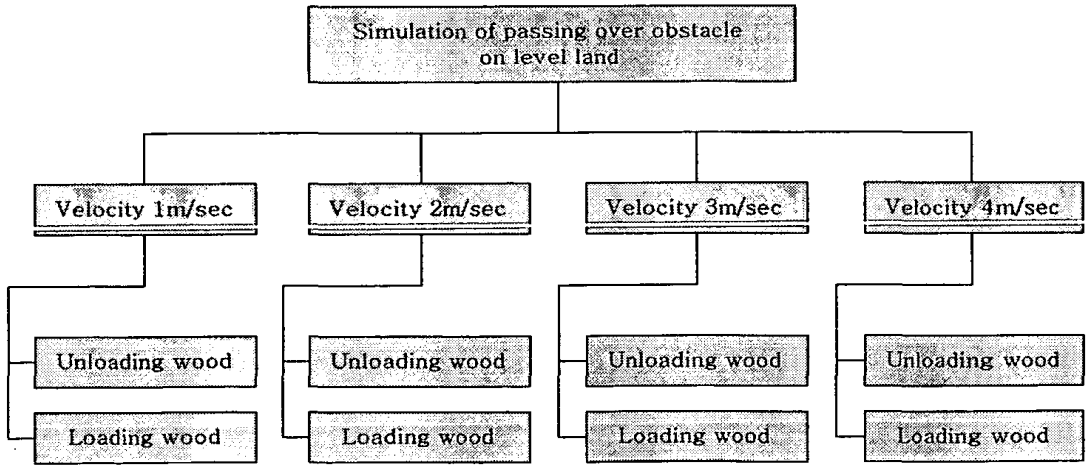


그림 4-30. 평지를 주행할 때의 장애물 통과 시뮬레이션 조건

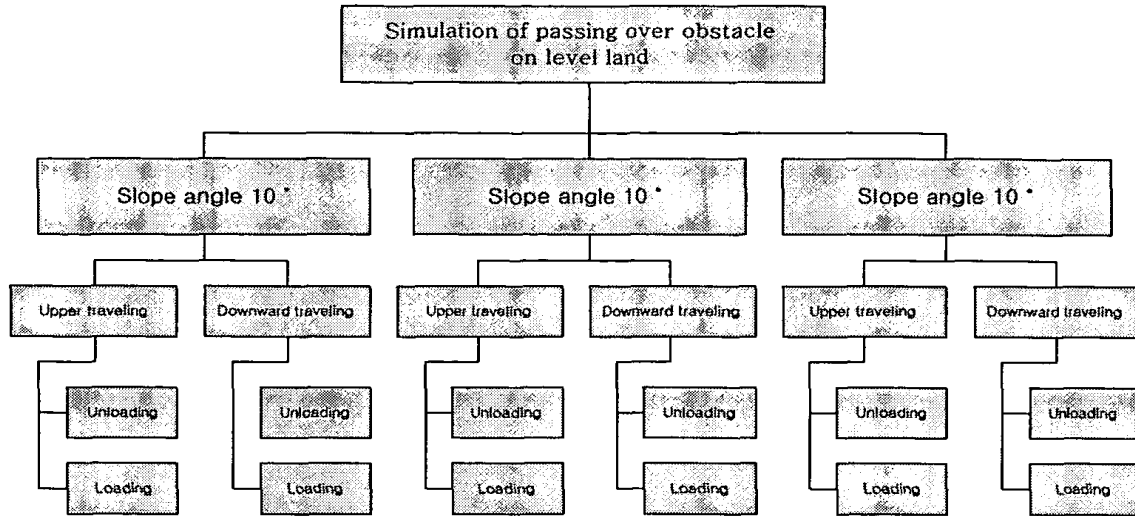


그림 4-31. 경사지를 주행할 때의 장애물 통과 시뮬레이션 조건

평지와 경사지에서 장애물 통과 시뮬레이션은 그림 4-32~4-34에서와 같이 높이와 접근각이 다른, 2개의 장애물을 차례로 통과할 때 포워더의 속도 변화, 차륜의 동적 거동, 무게 중심의 이동, 차륜 반력을 실시간으로 예측한다.

시뮬레이션에서 포워더의 최고 주행속도는 실제 포워더의 속도를 고려하여 4 m/s 이하로 설정하였으며, 지면의 경사도는 실제 포워더의 최고 등판 능력을 고려하여 30°를 초과하지 않도록 하였다.

포워더의 주행속도를 일정하게 유지하게 하기 위하여 주행력 On/Off 콘트롤 기능을 사용하였다. 주행력 On/Off 콘트롤 기능은 포워더의 주행속도를 감지하여 포워더가 규정한 속도 이상으로 주행할 때는 Off 기능이 작동하여 감속시키며, 규정한 속도 이하일 때는 On 기능이 작동하여 가속시킨다.

장애물 통과 시뮬레이션에서 설정한 주요 가정은 다음과 같다.

- 지면은 평탄하며, 변형이 없다.
- 장애물은 사다리꼴 모양이다.
- 포워더는 일정한 속도로 주행한다.
- 경사지를 주행하는 데 필요한 포워더의 주행력은 충분하다.



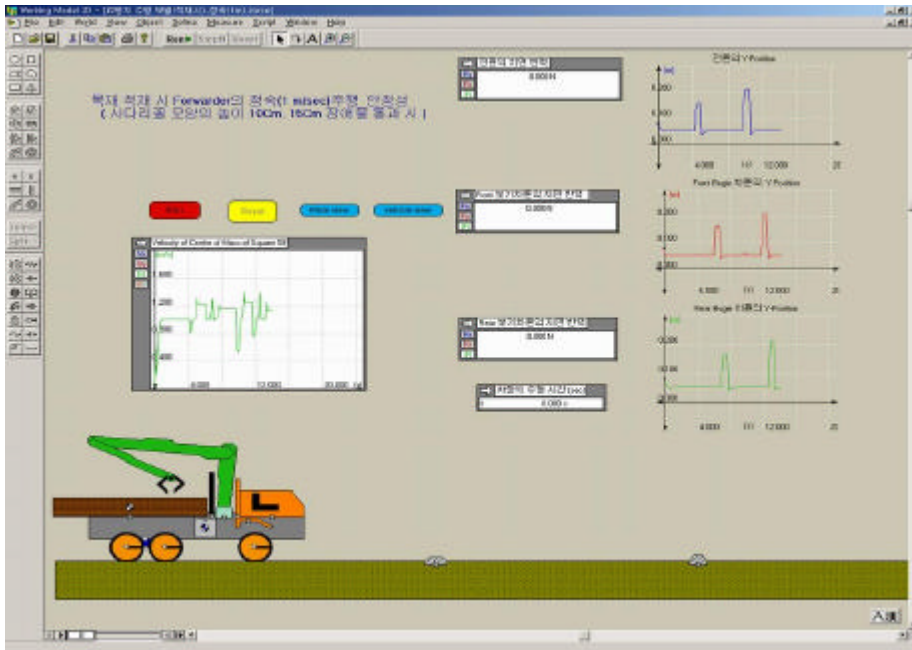


그림 4-32. 평지를 주행할 때의 장애물 통과 시뮬레이션

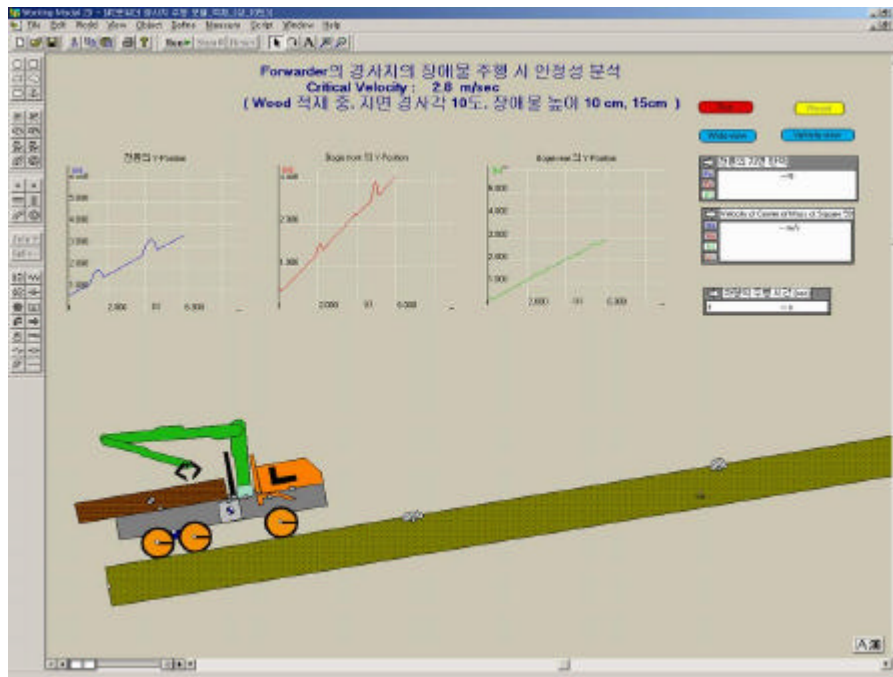


그림 4-33. 경사지 위쪽을 주행할 때의 장애물 통과 시뮬레이션

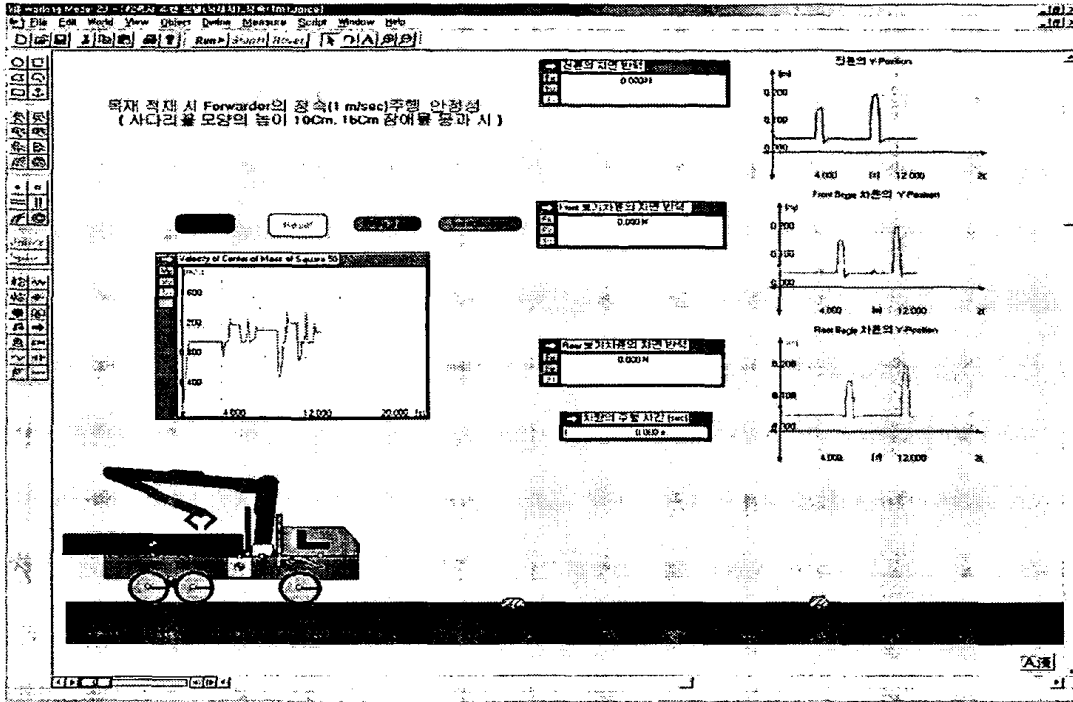


그림 4-32. 평지를 주행할 때의 장애물 통과 시뮬레이션

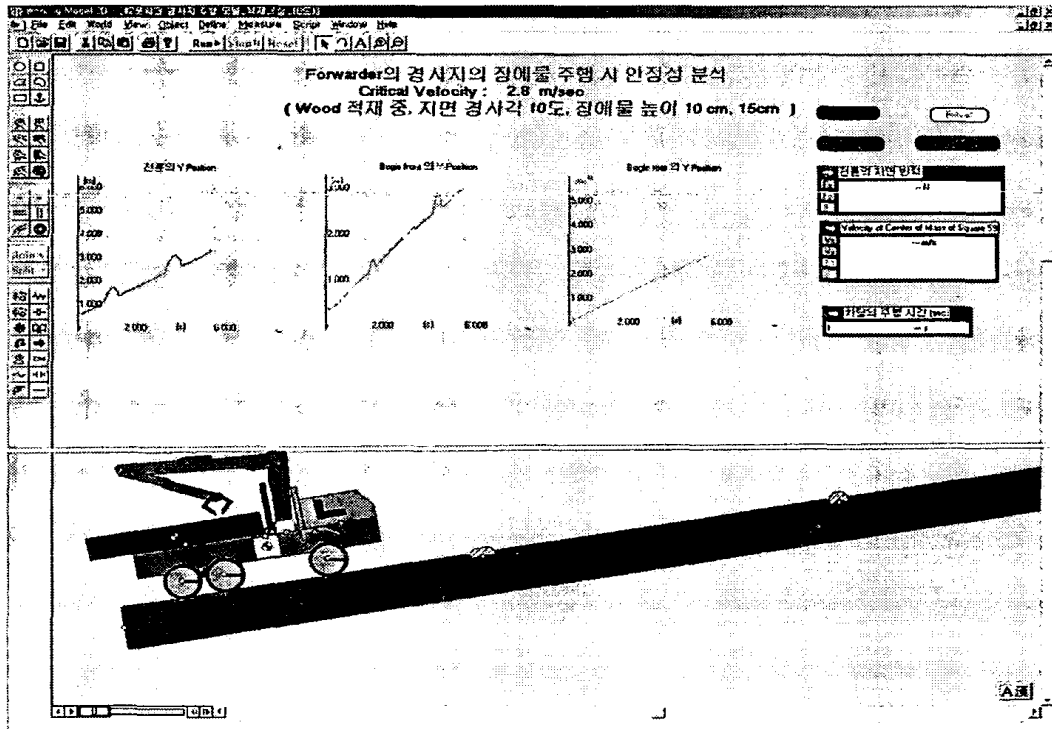


그림 4-33. 경사지 위쪽을 주행할 때의 장애물 통과 시뮬레이션

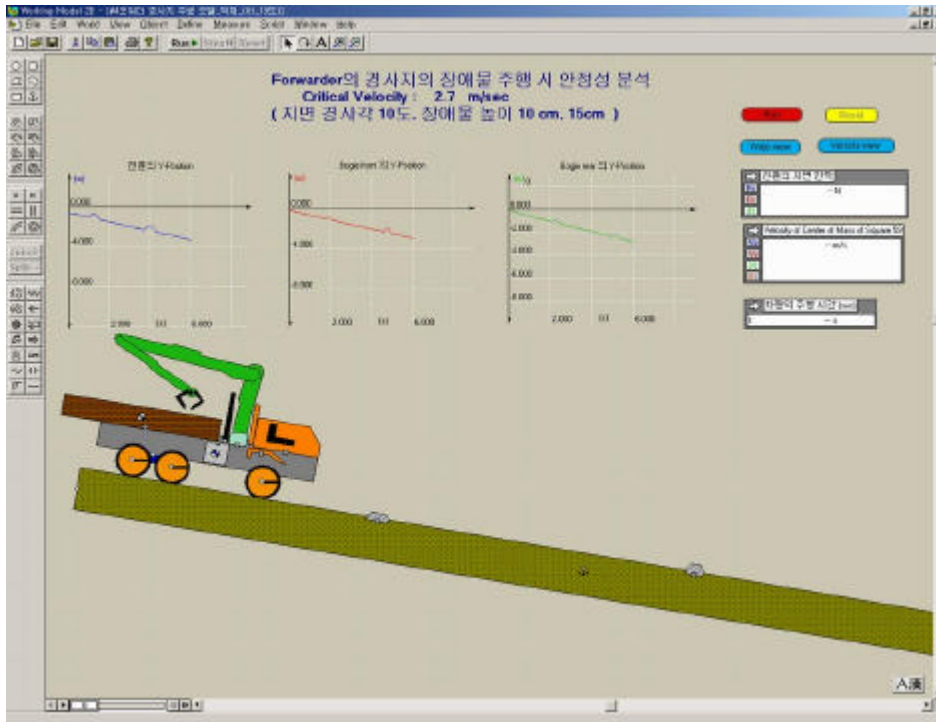


그림 4-34. 경사지 아래쪽을 주행할 때의 장애물 통과 시뮬레이션

## 2 장애물 통과 시뮬레이션의 결과 및 고찰

### 가. 평지에서 장애물 통과 시뮬레이션

주행속도를 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s 3수준으로 변화시키면서 포워더가 평지에서 장애물을 통과할 때 전륜, 보기 차륜, 포워더 무게 중심의 운동 궤적을 예측하여 포워더가 주행 안정성을 잃는 상태를 분석하였다. 주행속도가 3 m/s 이상일 때는 포워더가 완전히 안정성을 상실하였기 때문에 4 m/s의 주행속도는 시뮬레이션에서 제외하였다.

#### (1) 전륜의 운동 궤적

그림 4-35는 목재를 적재하지 않은 상태에서 주행속도 1, 2, 3 m/s로 주행하였을 때 장애물과 충돌하는 전륜의 운동 궤적을 나타낸 것이다. 포워더의

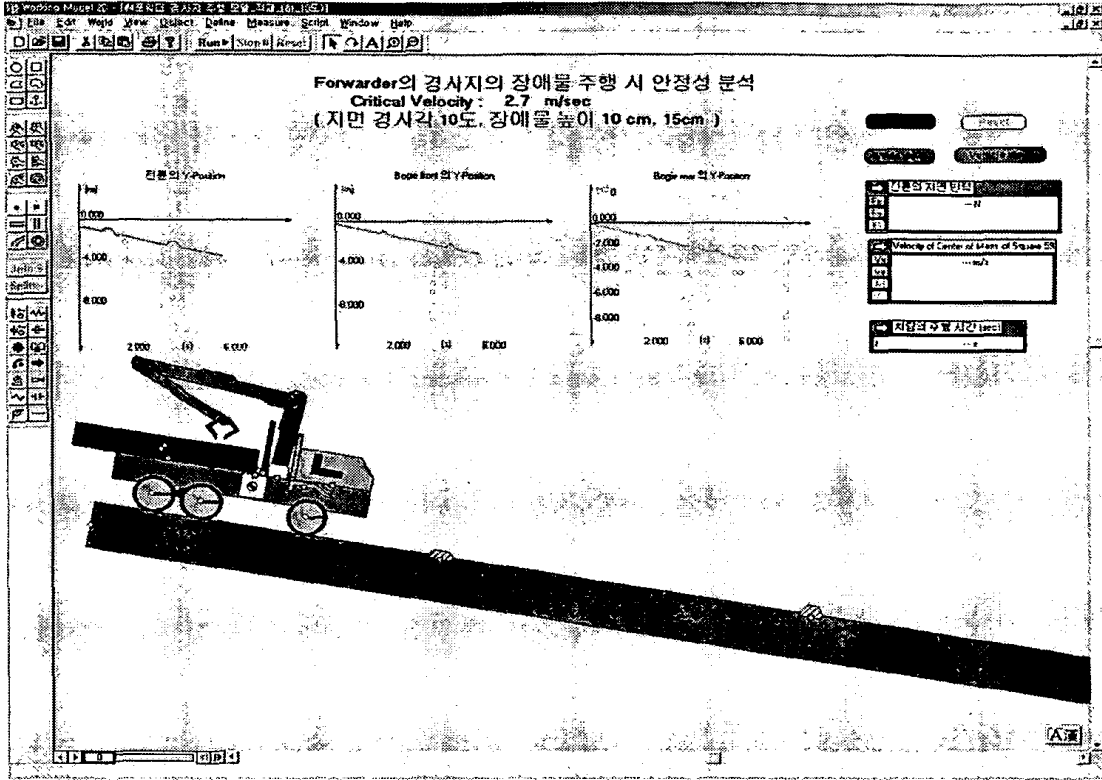


그림 4-34. 경사지 아래쪽을 주행할 때의 장애물 통과 시뮬레이션

## 2 장애물 통과 시뮬레이션의 결과 및 고찰

### 가. 평지에서 장애물 통과 시뮬레이션

주행속도를 1 m/s, 2 m/s, 3 m/s 3수준으로 변화시키면서 포워더가 평지에서 장애물을 통과할 때 전륜, 보기 차륜, 포워더 무게 중심의 운동 궤적을 예측하여 포워더가 주행 안정성을 잃는 상태를 분석하였다. 주행속도가 3 m/s 이상일 때는 포워더가 완전히 안정성을 상실하였기 때문에 4 m/s의 주행속도는 시뮬레이션에서 제외하였다.

#### (1) 전륜의 운동 궤적

그림 4-35는 목재를 적재하지 않은 상태에서 주행속도 1, 2, 3 m/s로 주행하였을 때 장애물과 충돌하는 전륜의 운동 궤적을 나타낸 것이다. 포워더의

주행속도가 2 m/s 이하일 때는 전륜이 2개의 장애물을 무리 없이 넘어갔으나 주행속도가 3 m/s 이상일 때는 전륜이 지면과 분리되어 공중에 뜨는 현상이 나타났다.

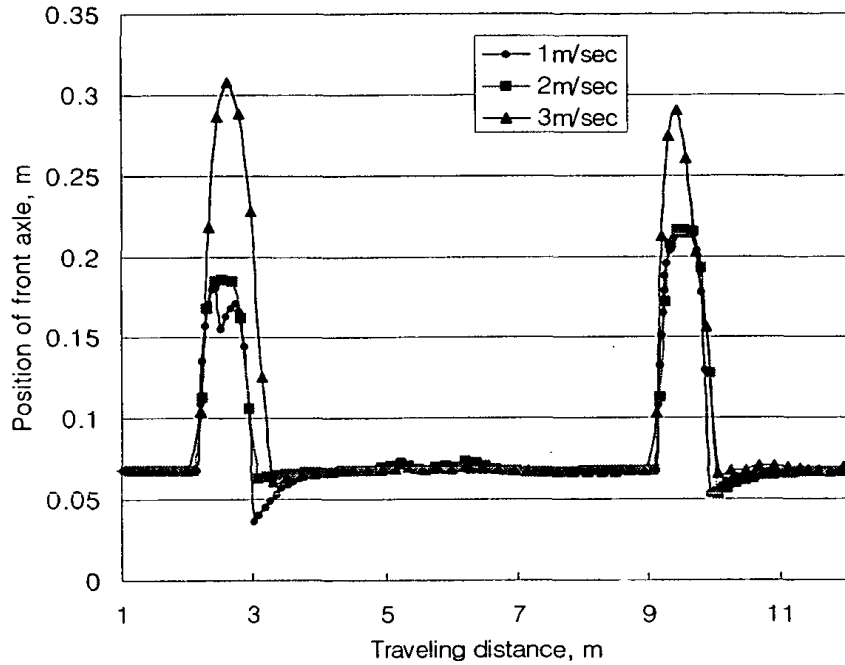


그림 4-35. 평지에서 미적재 포워더가 크기가 다른 두 개의 장애물을 통과할 때의 전륜의 운동 궤적

그림 4-36은 목재를 적재한 상태에서 주행속도를 1, 2, 3 m/s 로 하여 장애물을 통과할 때 포워더 전륜의 운동 궤적을 나타낸 것이다. 주행속도가 1 m/s 일 때는 장애물을 넘어서 안정적으로 주행하였으며, 2 m/s 에서는 장애물과 충돌하는 순간 전륜이 장애물과 분리되는 현상이 나타났으나 지면과 다시 접촉하여 안정적으로 주행하였다. 주행속도가 3 m/s 일 때는 목재를 적재하지 않았을 때보다 전륜의 지면 이탈이 더 컸으며, 공중으로 뜨면서 안정성을 상실하였다. 이는 적재된 목재에 의하여 보기 차륜으로 하중 전이가 일어나 전륜의 지면 반력이 감소되었기 때문인 것으로 사료된다. 목재를 적재하지 않은 경우와 적재한 경우의 전륜의 운동 상태를 비교하면 포워더의 속도가 2 m/s 이하의 저속일 때는 목재의 적재 여부에 관계없이 장애물을 넘어

안정적으로 주행하였으나 주행속도가 2 m/s 이상일 때는 전륜이 지면에서 분리되어 안정성이 상실되었다. 목재를 적재하였을 때 전륜의 지면 이탈은 더욱 증가되었다.

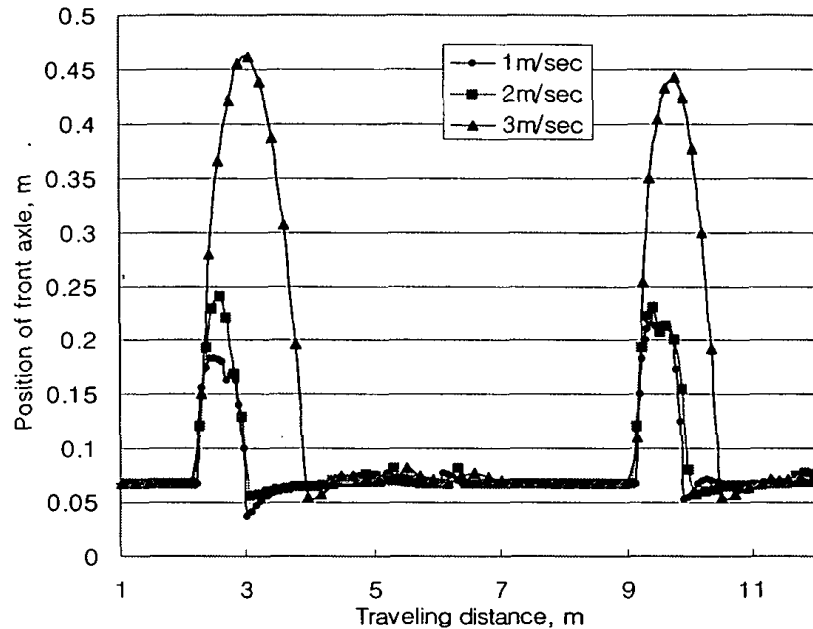


그림 4-36. 평지에서 적재 포워더가 크기가 다른 두 개의 장애물을 통과할 때의 전륜의 운동 궤적

## (2) 보기 전륜의 운동 궤적

그림 4-37은 목재를 적재하지 않은 상태에서 주행속도 1, 2, 3 m/s 로 하였을 때 장애물과 충돌하는 보기 전륜의 운동 궤적을 나타낸 것이다. 주행속도가 2 m/s 미만일 때는 안정적으로 장애물을 통과하였으나, 2 m/s 일 때는 장애물과 충돌하는 순간 보기 전륜이 장애물과 분리되어 안정성을 잃는 것으로 나타났다. 주행속도가 3 m/s 일 때는 보기 차륜 전체가 장애물과 완전히 분리되어 안정성을 잃는 것으로 나타났다. 이러한 현상은 상대적으로 높이가 높은 장애물 2에서 더 크게 나타났다. 또한 두 장애물의 중간 지점에서 보기 전륜이 지면과 분리되는 현상이 나타났다. 이는 포워더의 전륜이 장

애물과 충돌할 때 발생한 충격력이 보기 차륜에 영향을 미치기 때문인 것으로 사료된다.

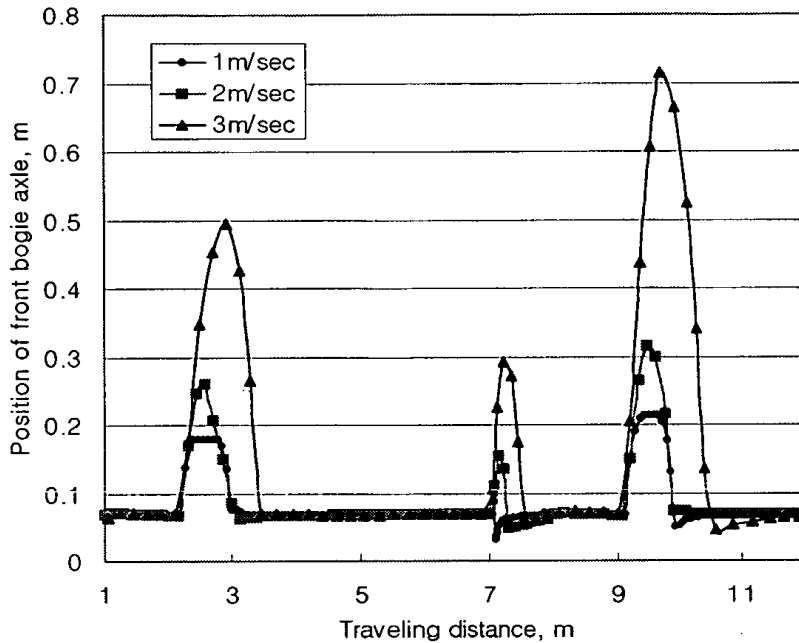


그림 4-37. 평지에서 미적재 포워더가 크기가 다른 두 개의 장애물을 통과할 때의 보기 전륜의 운동 궤적

그림 4-38은 목재를 적재한 상태에서 주행속도를 1, 2, 3 m/s 로 하여 장애물과 충돌할 때 보기 전륜의 운동 궤적을 나타낸 것이다. 포워더의 주행속도가 2 m/s 이하일 때는 목재를 적재하지 않은 상태와 큰 차이 없이 안정적으로 장애물을 통과하였으나 주행속도가 3 m/s 일 때는 차륜이 장애물과 분리되어 안정성을 잃는 것으로 나타났다. 목재를 적재하지 않았을 때에 비하여 목재를 적재하였을 때는 장애물과 충돌할 때 보기 전륜의 지면 이탈이 작았다. 이는 적재함에 목재가 적재됨에 따라 보기 차륜에 하중이 작용하여 보기 차륜의 지면 이탈을 감소시키는 것으로 판단된다.

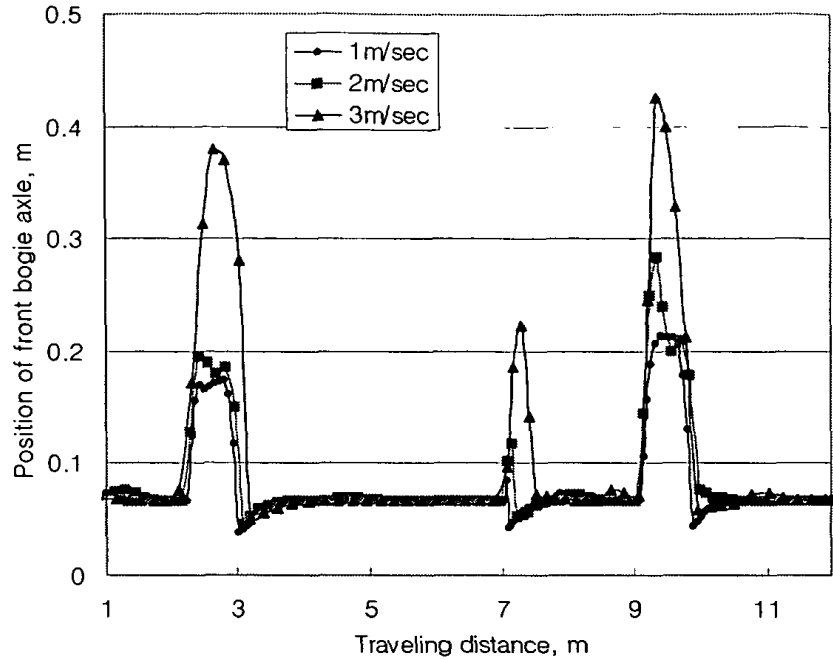


그림 4-38. 평지에서 적재 포워더가 크기가 다른 두 개의 장애물을 통과할 때의 보기 전륜의 운동 궤적

### (3) 보기 후륜의 운동 궤적

그림 4-39와 4-40은 각각 목재를 적재하지 않은 상태와 적재한 상태에서 주행속도를 1, 2, 3 m/s 로 하였을 때 장애물과 충돌하는 보기 후륜의 운동 궤적을 나타낸 것이다.

포워더의 주행속도가 2 m/s 이하일 때는 목재의 적재 여부에 관계없이 모두 안정적으로 주행하였다. 그러나 주행속도가 3 m/s 일 때는 적재 여부에 관계없이 안정성을 잃고 보기 후륜이 장애물과 분리되는 현상이 일어났다. 보기 후륜의 지면 이탈은 목재가 적재되지 않았을 때가 더 심하였다. 이는 보기 전륜에서와 같이 적재된 상태에서는 보기륜에 하중이 작용하여 안정성을 향상시키기 때문인 것으로 판단된다. 반면, 목재를 적재하지 않은 상태에서는 상대적으로 적재된 상태에서보다 보기륜의 지면 반력이 작아 안정성을 쉽게 잃는 것으로 나타났다. 따라서 차륜에 일정량의 하중이 작용하면 일정



속도 범위에서는 장애물을 통과할 때의 안정성이 향상되는 것으로 판단된다

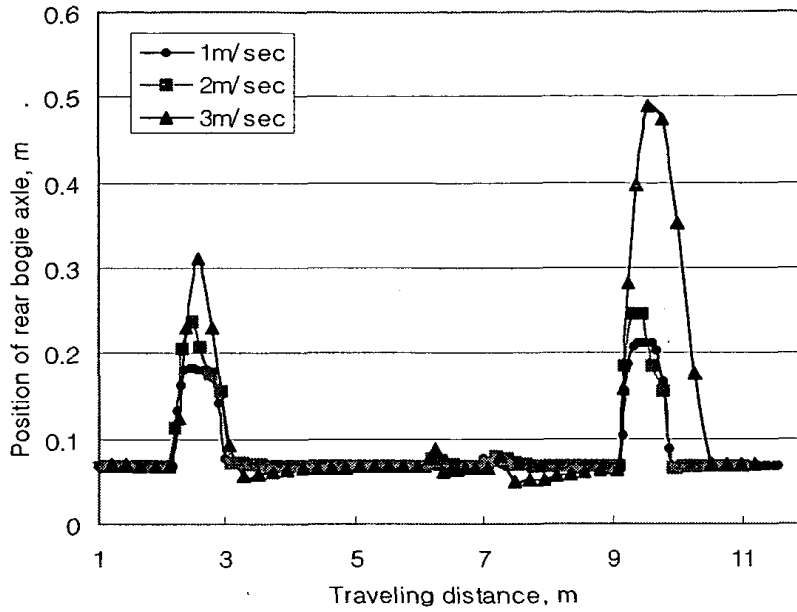


그림 4-39. 평지에서 미적재 포워더가 크기가 다른 두 개의 장애물을 통과할 때의 보기 후륜의 운동 궤적

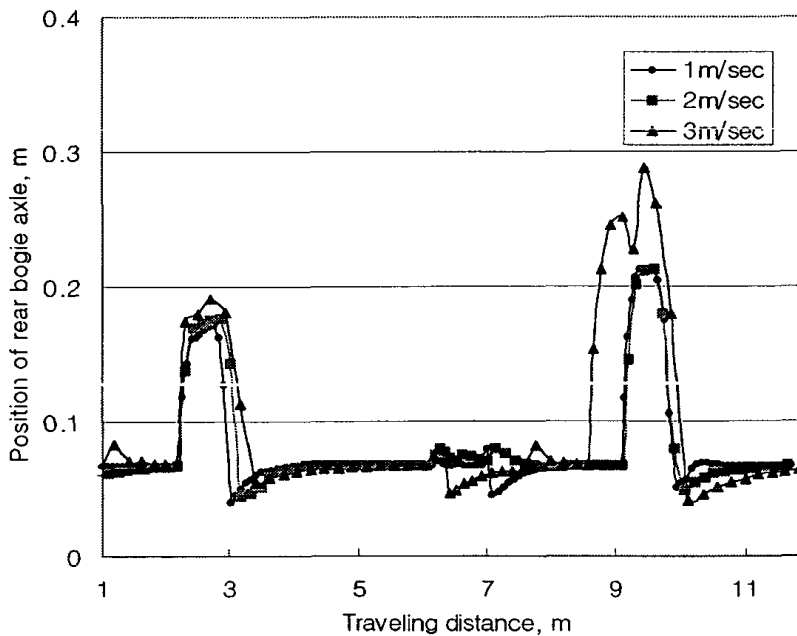


그림 4-40. 평지에서 적재 포워더가 크기가 다른 두 개의 장애물을 통과할 때의 보기 후륜의 운동 궤적

#### (4) 포워더 무게 중심의 운동 궤적

그림 4-41과 4-42는 각각 목재를 적재하지 않은 상태와 적재한 상태에서 주행속도 1, 2, 3 m/s 로 하였을 때 장애물과 충돌하는 포워더 무게 중심의 운동 궤적을 나타낸 것이다.

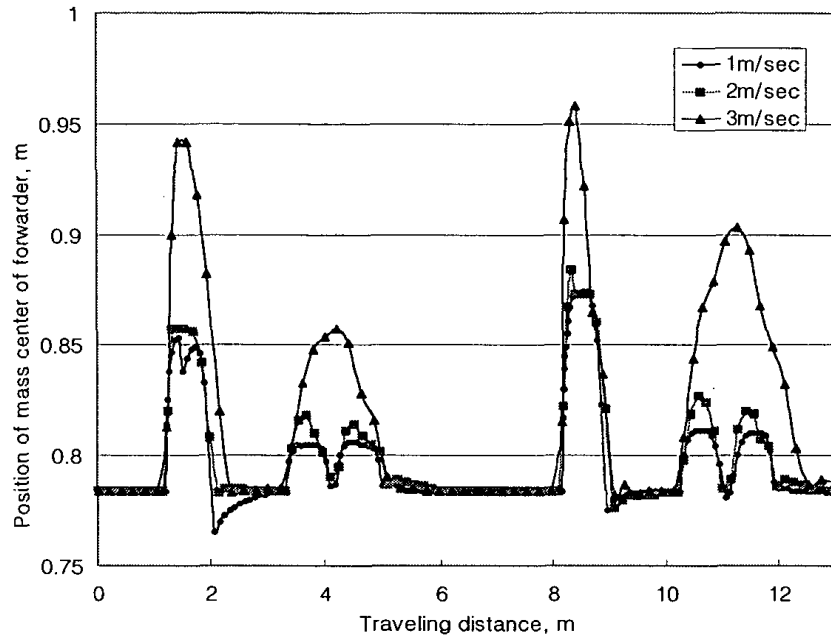


그림 4-41. 평지에서 미적재 포워더가 크기가 다른 두 개의 장애물을 통과할 때의 포워더 무게 중심의 운동 궤적

주행속도가 2 m/s 이하일 때에는 목재 적재 여부에 상관없이 장애물을 넘어서 안정적으로 주행하는 것으로 나타났다. 그러나 주행속도가 3 m/s 일 때는 적재 여부에 관계없이 전륜과 보기 차륜이 모두 장애물과 분리되어 포워더가 안정성을 상실하였다. 목재를 적재한 상태보다 적재하지 않은 상태에서 포워더의 지면 이탈이 더 컸다. 그러나 전륜에 의한 포워더의 지면 이탈은 목재가 적재된 상태보다 더 컸다. 이는 적재함에 실린 목재의 영향으로 주행속도가 저속일 때는 그 영향이 크지 않으나 2 m/s 이상으로 주행할 때는 목재의 영향이 포워더의 운동 궤적에 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다. 즉 일정 속도 이상에서, 전륜이 장애물을 통과할 때는 적재 목재가 포워더의 안

정성을 감소시키며, 보기 차륜이 장애물을 통과할 때는 반대로 포워더의 안정성을 향상시키는 것으로 나타났다. 그림 4-41과 4-42에서와 같이 저속에서 전륜과 보기 차륜이 장애물과 충돌할 때 포워더 무게 중심의 운동 궤적을 비교하면 보기 차륜에 의한 무게 중심의 변화 폭은 전륜에 의한 변화 폭보다 50 % 이상 감소하였다. 이는 보기 차륜의 보기 프레임이 요동 운동을 하며 장애물을 타고 넘어가기 때문에 차량에 전달되는 과도 진동을 크게 감소시키기 때문이다. 즉 보기 차륜은 장애물에 의한 진동을 크게 감소시킴으로써 안정성을 향상시키는 것으로 판단된다.

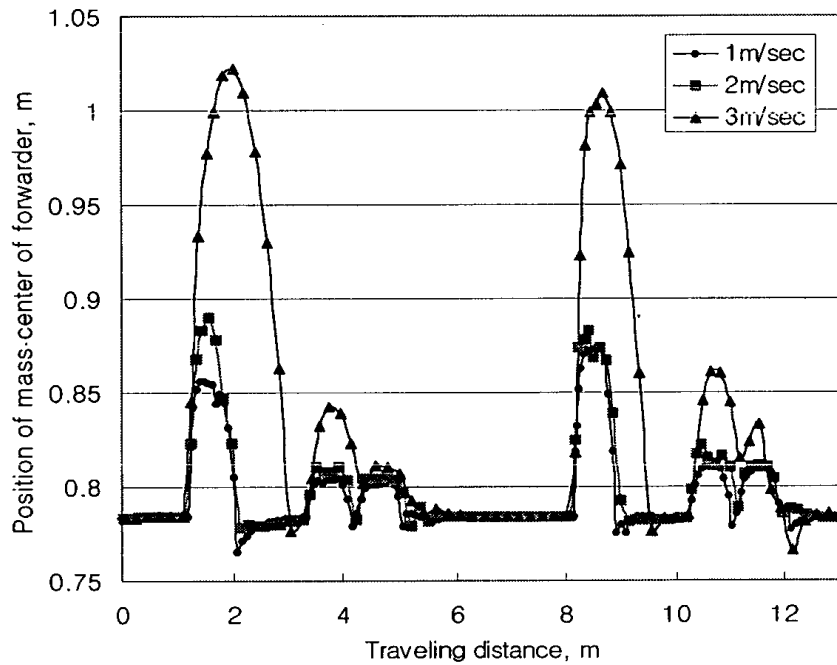


그림 4-42. 평지에서 적재 포워더가 크기가 다른 두 개의 장애물을 통과할 때의 포워더 무게 중심의 운동 궤적

#### 나. 경사지에서 장애물 통과 시뮬레이션

지면 경사각을 각각  $10^\circ$ ,  $20^\circ$ ,  $30^\circ$ 로 하고 포워더가 경사 상향과 하향으로 주행할 때 장애물 통과 시뮬레이션을 실시하였다. 각 경사지 조건에서 포워

더의 주행속도와 목재의 적재 여부에 따라 포워더 무게 중심의 운동 궤적을 예측하고 이를 기준으로 포워더의 안정성을 평가하였다. 장애물은 평지에서와 같은 것으로 하였으며 포워더가 경사지를 주행하면서 차례로 통과하도록 하였다.

시뮬레이션 결과에 의하면 장애물과 충돌하였을 때 포워더 무게 중심의 운동 궤적은 경사각이 다른 경우에도 같은 경향을 나타내었다. 따라서 10°의 경사지에서 상하향으로 주행할 때를 기준으로 장애물 통과시의 안정성을 예측하였다.

#### (1) 10° 경사지를 올라갈 때 포워더 무게 중심의 운동 궤적

그림 4-43과 4-44는 각각 목재를 적재하지 않은 상태와 적재한 상태에서 10° 경사지를 1, 2, 3 m/s의 주행속도로 올라가며 장애물을 통과할 때 포워더 무게 중심의 운동 궤적을 나타낸 것이다.

주행속도가 2 m/s 이하일 때는 목재의 적재 여부에 관계없이 장애물을 넘어 안정적으로 주행하였다. 그러나 주행속도가 3 m/s 일 때는 전륜이 장애물과 충돌할 때 포워더의 무게 중심이 높아지는 현상이 나타났다. 이러한 현상은 목재를 적재하지 않았을 때 더 심하게 나타났다. 이는 경사에 의하여 보기 차륜으로 하중 전이가 발생하여 전륜의 지면 반력을 감소시키기 때문인 것으로 판단된다. 그러나 보기 차륜은 목재의 적재 여부에 관계없이 포워더 차체의 진동을 감소시키는 것으로 나타났다.

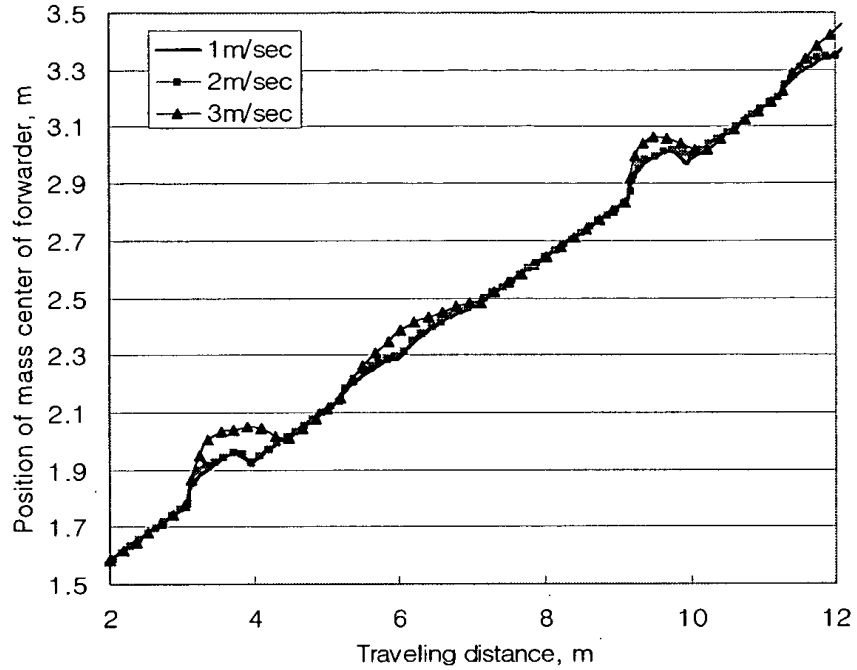


그림 4-43. 위쪽 경사지 10° 에서 미적재 포워더가 크기가 다른 두 개의 장애물을 통과할 때의 포워더 무게 중심의 운동 궤적

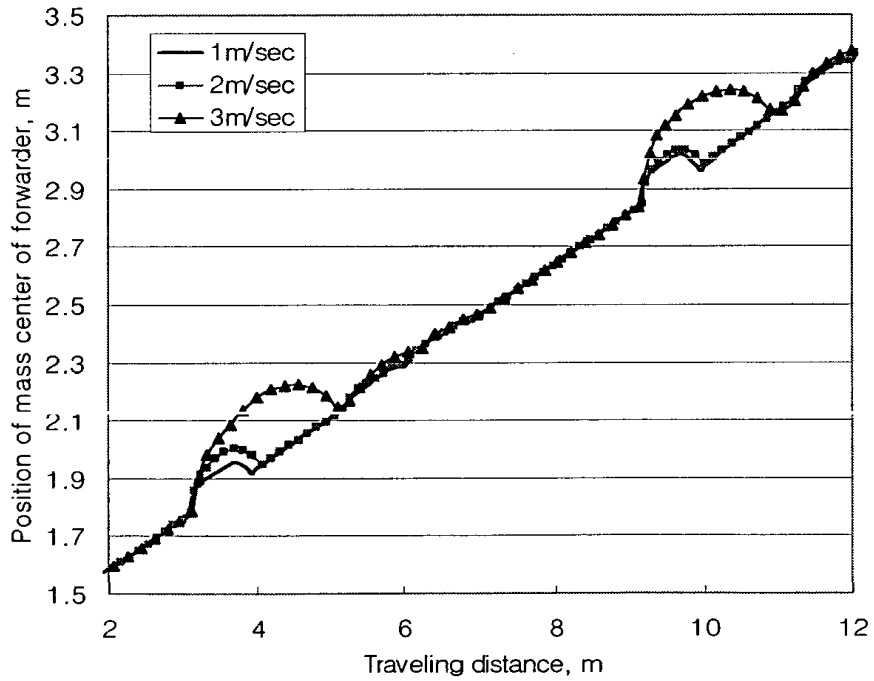


그림 4-44. 위쪽 경사지 10° 에서 적재 포워더가 크기가 다른 두 개의 장애물을 통과할 때의 포워더 무게 중심의 운동 궤적

(2) 10° 경사지를 내려갈 때 포워더 무게 중심의 운동 궤적

그림 4-45와 4-46은 각각 목재를 적재하지 않은 상태와 적재한 상태에서 10° 경사지를 1, 2, 3 m/s 의 주행속도로 내려가며 장애물을 통과할 때 포워더 무게 중심의 운동 궤적을 나타낸 것이다.

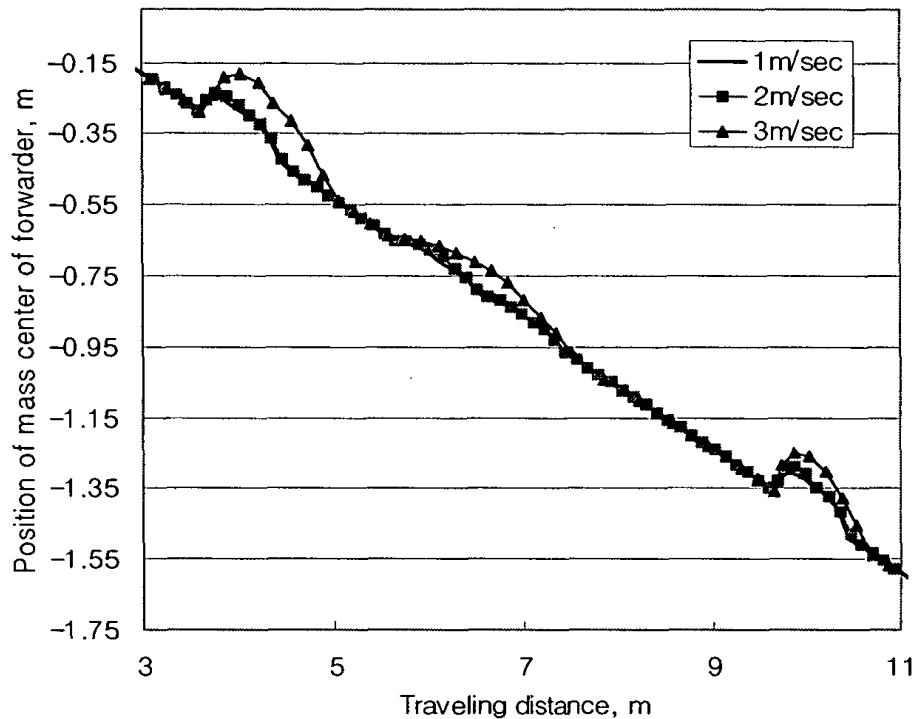


그림 4-45. 아래쪽 경사지 10° 에서 미적재 포워더가 크기가 다른 두 개의 장애물을 통과할 때의 포워더 무게 중심의 운동 궤적

주행속도가 2 m/s 이하일 때는 목재의 적재 여부에 관계없이 장애물을 넘어서 안정적으로 주행하였다. 그러나 주행속도가 3 m/s 일 때는 경사지를 올라갈 때와 같이 전륜이 장애물과 충돌할 때 충격력에 의하여 포워더의 무게 중심이 크게 높아지는 현상이 나타났다. 이러한 현상은 목재를 적재하였을 때 더 심하게 나타났다. 이는 적재 목재에 의해 발생하는 보기 차륜으로의 하중전이의 영향이 아래쪽 경사지에 의해 발생하는 전륜의 하중 증가의 영향보다 더 큼을 의미한다. 그러나 보기 차륜은 목재의 적재 여부에 관계없이 장애물과 충돌할 때 포워더 차체의 진동을 감소시키는 것으로 나타났다.

경사지에서 저속으로 주행하는 포워더의 경우 적재함의 목재는 장애물과 충돌할 때 안정성 상실에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 판단된다. 그러나 포워더의 주행속도가 일정 수준 이상으로 증가되면 평지에서와 같이 안정성에 큰 영향을 미치는 것으로 판단된다.

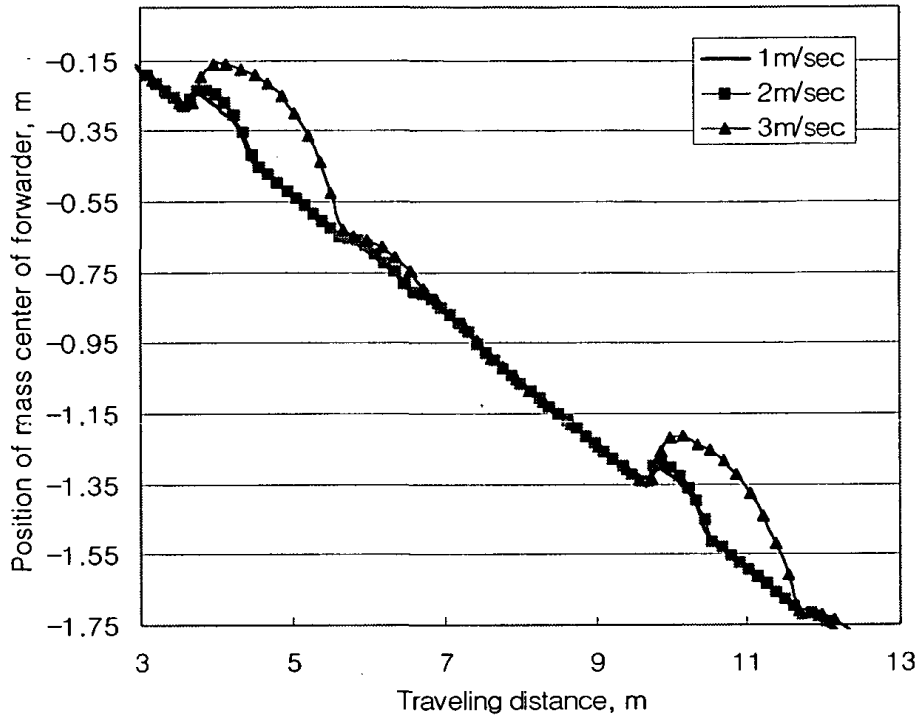


그림 4-46. 아래쪽 경사지 10° 에서 적재 포워더가 크기가 다른 두 개의 장애물을 통과할 때의 포워더 무게 중심의 운동 궤적

### 3. 포워더의 횡전도 시뮬레이션

#### 가. 포워더의 횡전도

저속으로 주행하는 포워더의 경우 횡전도는 경사가 심한 지형에서 차륜이 장애물과 충돌할 때 발생된다. 특히 등고선 방향으로 주행하면서 경사 위쪽 후륜이 장애물과 충돌할 때 횡전도 현상이 일어나기 쉽다.

일반적으로 4륜 차량의 경우, 경사 위쪽 후륜이 장애물과 충돌하여 발생되는 횡전도는 1차 횡전도와 2차 횡전도로 구분된다. 1차 횡전도는 경사 아래

쪽 후륜의 접지점과 앞 차축의 힌지점을 연결하는 1차 횡전도 축을 중심으로 일어나며, 2차 횡전도는 경사 아래쪽 전륜과 후륜의 접지점을 연결하는 2차 횡전도 축을 중심으로 일어난다. 그러나 이러한 현상은 4륜 차량으로서 후륜 구동인 경우에 해당되며, 후륜이 텐덤 보기(tandem bogie)차륜인 6륜 포워더의 경우에는 횡전도 운동의 형태가 복잡하다. 보기 차륜은 차체에 피봇된 보기 프레임의 양쪽에 구동륜으로 장착된다. 이러한 구조는 차륜이 장애물과 충돌할 때 일정 속도 이하에서는 피봇축을 중심으로 보기 프레임이 요동운동을 하며 장애물을 넘어가기 때문에 포워더의 진동을 감소시키고 안정성을 향상시킨다. 장애물 충돌시 보기 프레임의 요동운동은 횡전도 운동과 함께 일어나므로 포워더의 횡전도 운동에는 보기 차륜의 요동운동을 포함시켜야 한다. 따라서 포워더의 횡전도 운동은 보기 차륜의 요동운동을 고려하여 분석하여야 한다.

#### 나. 횡전도 시뮬레이션 모델링

보기 차륜의 요동운동을 포함하여 포워더의 횡전도 운동방정식을 유도하고 이를 수치해석적으로 분석하는 일은 매우 복잡하고 힘든 과정이다. 그러나 다물체 동역학 해석 프로그램을 이용하여 이러한 복잡한 횡전도 운동을 모형화하고 시뮬레이션하면 쉽고 빠르게 횡전도 현상을 분석할 수 있다. 다물체 동역학 해석 프로그램은 이미 앞에서 설명한 바와 같이 3D CAD 모델러에서 모형화한 포워더의 3D 형상을 그대로 입력할 수 있는 기능을 가지고 있기 때문에 복잡한 형상의 포워더를 쉽게 구현할 수 있고, 실제와 같은 조건에서 시뮬레이션을 수행할 수 있다. 동역학 해석 프로그램은 일반 PC 환경에서 구동할 수 있는 VisualNastran Desktop을 이용하였다.

##### (1) 포워더의 모형화와 자유도

포워더는 그 형상이 복잡하여 모형화가 쉽지 않고 각 형상의 물리적 속성치를 정확하게 결정하기가 쉽지 않다. 그러나 3D CAD 모델러에서 모델링한 형상을 그대로 입력할 수 있는 기능을 이용하여 포워더의 3D 형상과 물리적



속성치를 그림 4-47에서와 같이 VN Desktop에 integration 시킴으로써 모형화의 어려움을 극복하고 시뮬레이션의 정확성과 효율성을 높일 수 있었다.

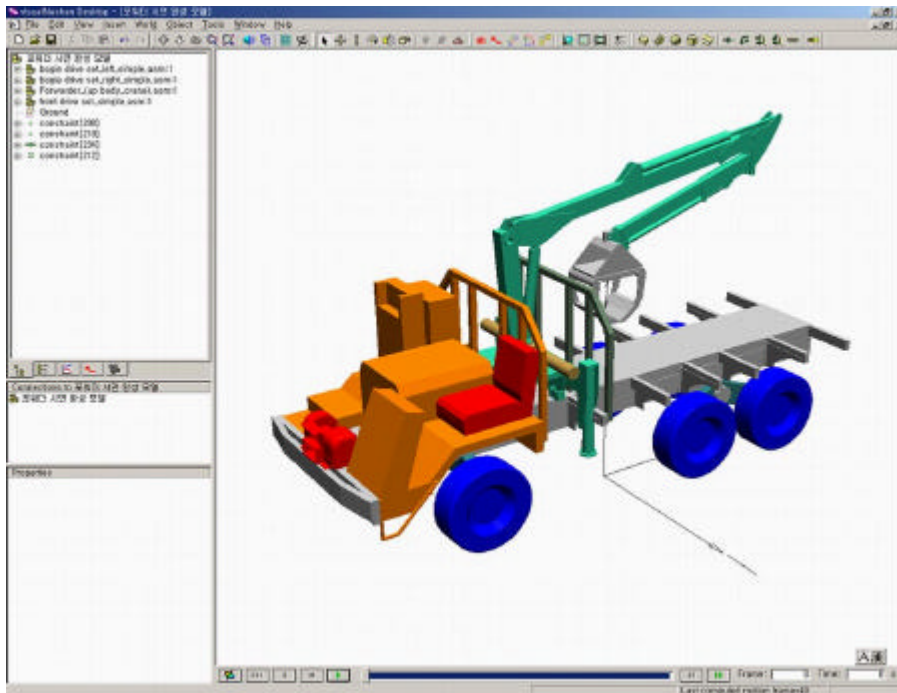


그림 4-47. 3D CAD 모델러에서 integration을 통하여 완성한 3D 포워더 모델

포워더의 3D 형상과 물리적 속성치는 각 구성 요소간의 구속 조건을 부여하여 회전도 운동을 표현하는 데 필요한 최소한의 자유도를 가지도록 결정하였다. 포워더의 3D 형상은 크게 본체부, 앞 차축부, 보기 차륜부로 나눌 수 있다. 본체부는 포워더의 프레임에 장착된 엔진, 유압 펌프, 구동 장치, 크레인 등이 포함되며, 앞 차축부는 앞 차축과 구동륜이 포함된다. 보기 차륜부는 보기 프레임과 보기 프레임 양쪽에 부착된 2개의 구동륜으로 구성된다. 포워더는 그림 4-48에서와 같이 총 15 자유도를 가지며, 각 구성부의 자유도는 표 4-6에서와 같다.

속성치를 그림 4-47에서와 같이 VN Desktop에 integration 시킴으로써 모형화의 어려움을 극복하고 시뮬레이션의 정확성과 효율성을 높일 수 있었다.

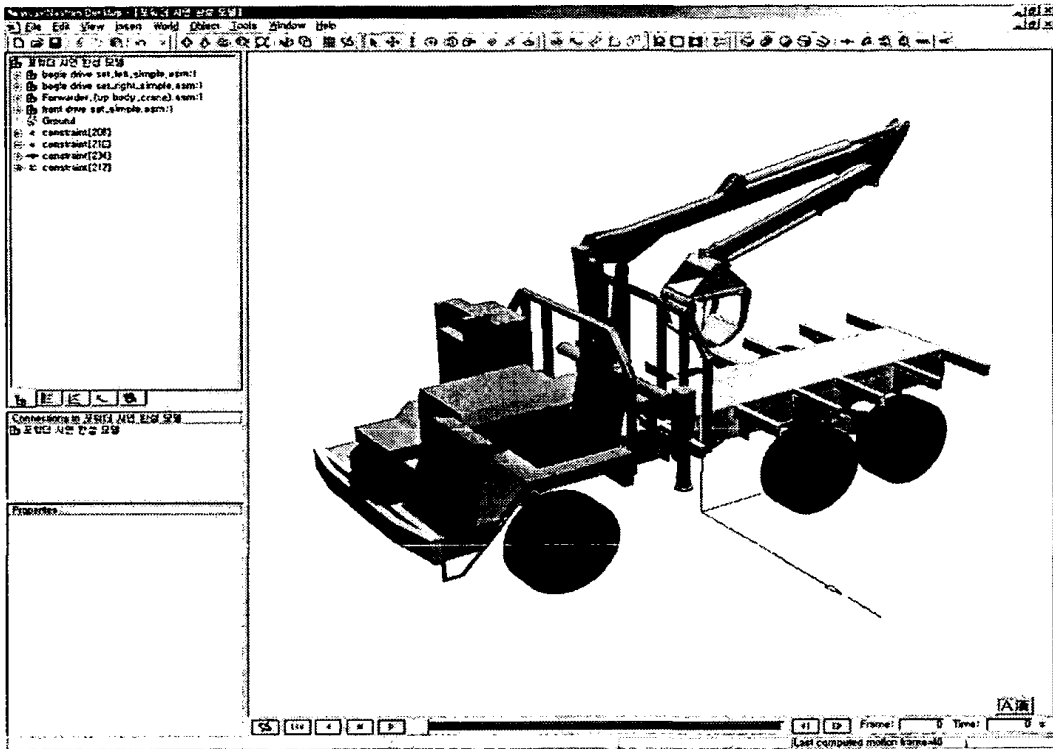


그림 4-47. 3D CAD 모델러에서 integration을 통하여 완성한 3D 포워더 모델

포워더의 3D 형상과 물리적 속성치는 각 구성 요소간의 구속 조건을 부여하여 회전도 운동을 표현하는 데 필요한 최소한의 자유도를 가지도록 결정하였다. 포워더의 3D 형상은 크게 본체부, 앞 차축부, 보기 차륜부로 나눌 수 있다. 본체부는 포워더의 프레임에 장착된 엔진, 유압 펌프, 구동 장치, 크레인 등이 포함되며, 앞 차축부는 앞 차축과 구동륜이 포함된다. 보기 차륜부는 보기 프레임과 보기 프레임 양쪽에 부착된 2개의 구동륜으로 구성된다. 포워더는 그림 4-48에서와 같이 총 15 자유도를 가지며, 각 구성부의 자유도는 표 4-6에서와 같다.

표 4-6. 횡전도 시뮬레이션 포워더의 자유도

	Degrees of freedom
Front axle	3 rotational
Bogie wheels * 2	3 rotational * 2 = 6
Body of Forwarder	3 translational 3 rotational
Total : 15	

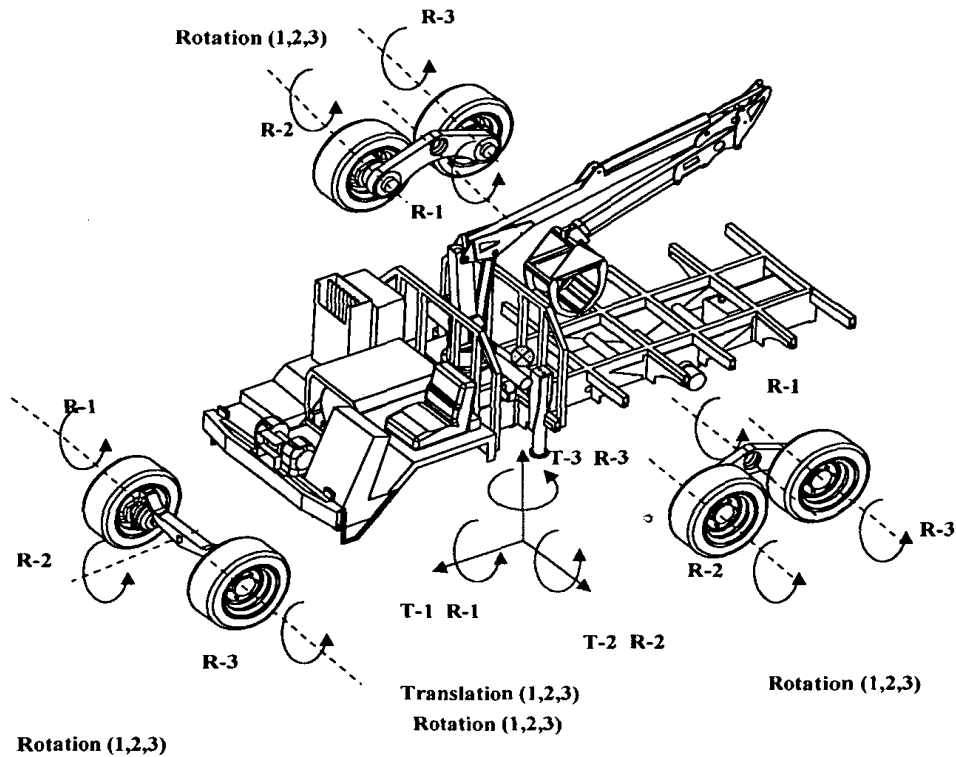


그림 4-48. 포워더 모델의 자유도

횡전도 시뮬레이션을 위한 포워더 모형에서 설정된 주요 가정은 다음과 같다

- 포워더의 각 구성부는 강체이다.
- 각 구성부를 연결하는 조인트의 마찰은 무시한다.
- 포워더의 무게 분포는 좌우 대칭이다.
- 전륜의 토우인, 캐스터, 캠버각은 무시한다.

### (나) 적재 목재의 모델링

적재함에 적재되는 목재는 그림 4-49에서와 같이 3D 모델러에서 모델링한 목재의 형상과 물리적 속성치를 VN Desktop에 입력(integration)하여 횡전도 시뮬레이션에 사용하였다. 목재는 적재함과 일체로 고정하여 차륜과 장애물이 충돌할 때 발생하는 충격의 영향을 받지 않도록 하였다.

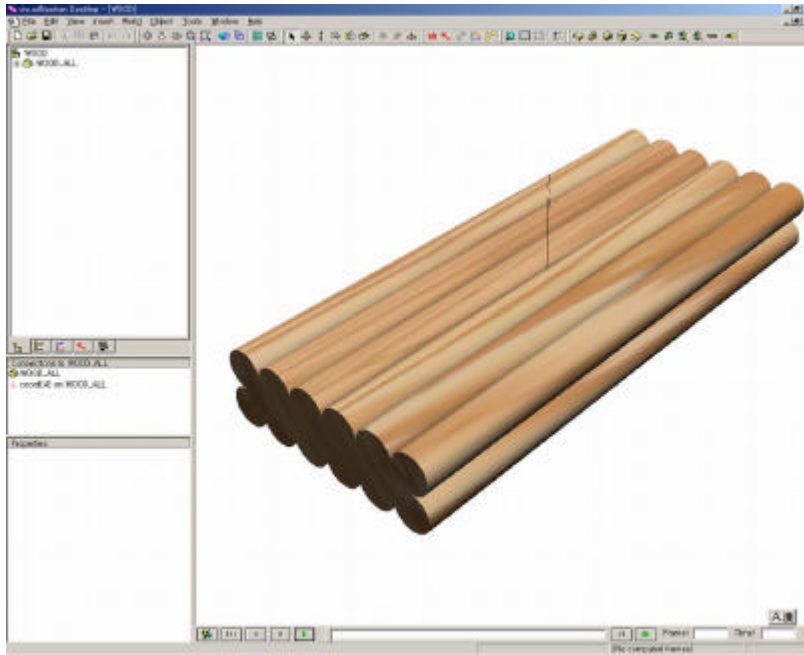


그림 4-49. 3D CAD 모델러에서 integration을 통하여 완성한 3D 목재 모델

### (다) 지면과 장애물의 모델링

포워더가 주행하는 지면은 변형이 없고 평탄하며, 경사각을 변화시킬 수 있도록 하였다. 장애물은 2차원 시뮬레이션에서 사용한 2개의 장애물을 이용하였으며, 이때의 장애물의 형상과 장애물과 지면 사이의 반발 계수도 같은 값을 사용하였다. 장애물의 폭은 차륜의 폭을 고려하여 50 cm 로 충분히 하

#### (나) 적재 목재의 모델링

적재함에 적재되는 목재는 그림 4-49에서와 같이 3D 모델러에서 모델링한 목재의 형상과 물리적 속성치를 VN Desktop에 입력(integration)하여 횡전도 시뮬레이션에 사용하였다. 목재는 적재함과 일체로 고정하여 차륜과 장애물이 충돌할 때 발생하는 충격의 영향을 받지 않도록 하였다.

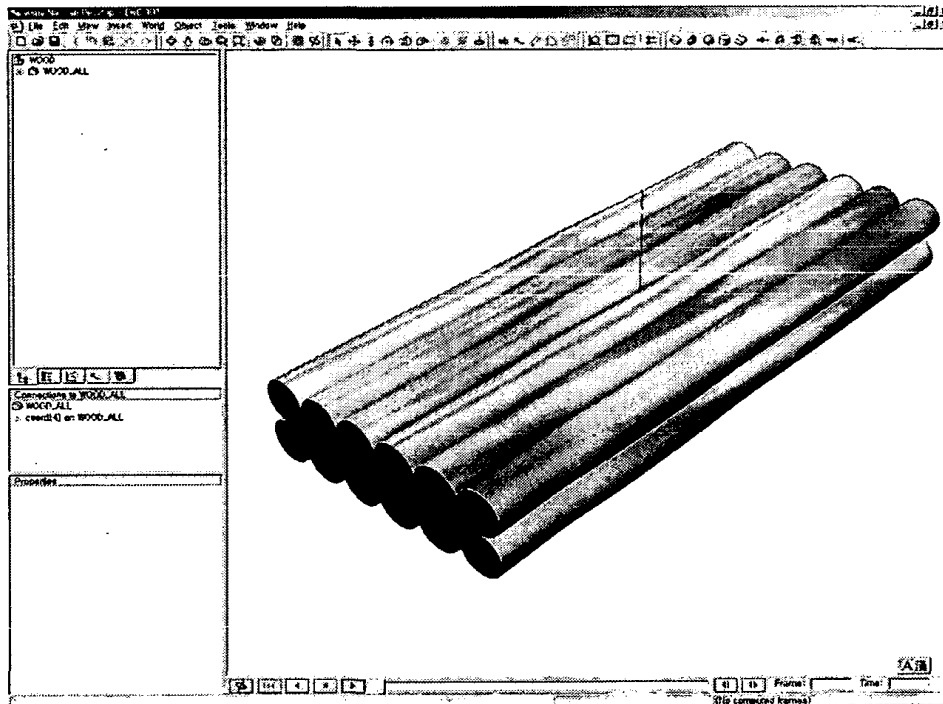


그림 4-49. 3D CAD 모델러에서 integration을 통하여 완성한 3D 목재 모델

#### (다) 지면과 장애물의 모델링

포워더가 주행하는 지면은 변형이 없고 평탄하며, 경사각을 변화시킬 수 있도록 하였다. 장애물은 2차원 시뮬레이션에서 사용한 2개의 장애물을 이용하였으며, 이때의 장애물의 형상과 장애물과 지면 사이의 반발 계수도 같은 값을 사용하였다. 장애물의 폭은 차륜의 폭을 고려하여 50 cm 로 충분히 하

였다.

#### 다. 횡전도 시뮬레이션

경사지에서 횡전도가 일어나기 쉬운 경우는 포워더가 등고선 방향으로 주행할 때 경사 위쪽의 후륜이 장애물과 충돌하는 경우이다. 따라서 본 연구에서도 등고선 방향으로 주행하는 포워더의 경사 위쪽 보기 차륜이 장애물과 충돌할 때를 그림 4-50에서와 같이 시뮬레이션하였으며, 이때 지면 경사각, 주행속도, 장애물의 높이, 목재의 적재 여부에 따른 횡전도 현상을 예측하였다. 또한 보기 차륜과 단순 차륜을 부착한 포워더의 횡전도 각을 예측하여 두 차량의 안정성을 비교, 검토하였다.

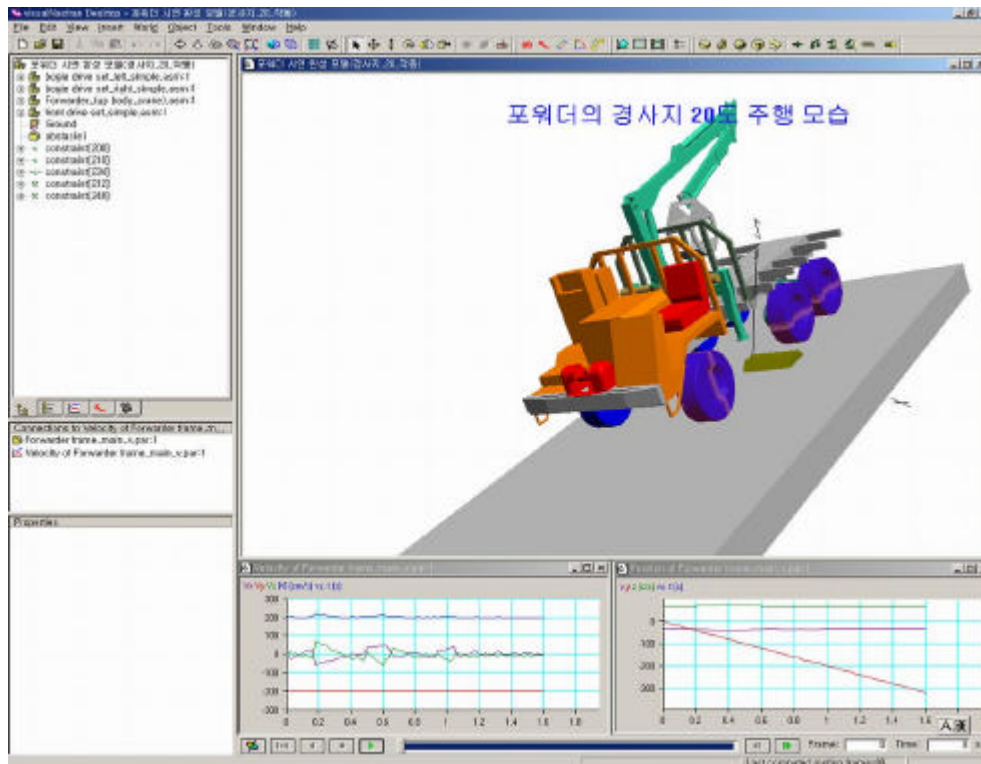


그림 4-50. 포워더의 횡전도 시뮬레이션

였다.

#### 다. 횡전도 시뮬레이션

경사지에서 횡전도가 일어나기 쉬운 경우는 포워더가 등고선 방향으로 주행할 때 경사 위쪽의 후륜이 장애물과 충돌하는 경우이다. 따라서 본 연구에서도 등고선 방향으로 주행하는 포워더의 경사 위쪽 보기 차륜이 장애물과 충돌할 때를 그림 4-50에서와 같이 시뮬레이션하였으며, 이때 지면 경사각, 주행속도, 장애물의 높이, 목재의 적재 여부에 따른 횡전도 현상을 예측하였다. 또한 보기 차륜과 단순 차륜을 부착한 포워더의 횡전도 각을 예측하여 두 차량의 안정성을 비교, 검토하였다.

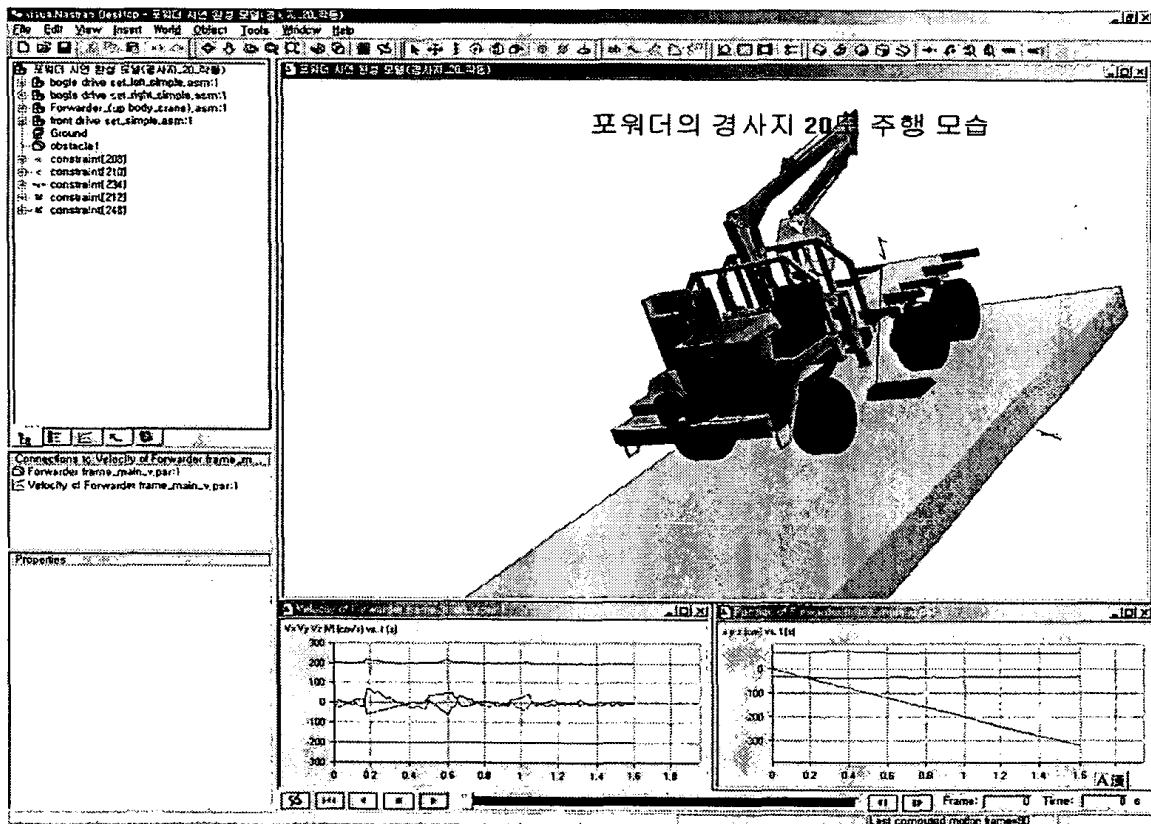


그림 4-50. 포워더의 횡전도 시뮬레이션

단순 6륜 구동 포워더는 그림 4-51에서와 같이 현재 일본에서 국내로 도입되어 임지에서 운용되고 있는 tandem axle 방식의 포워더이다. 적재함 밑에 구동륜을 tandem 방식으로 설치하여 적재 목재의 하중을 분산시키고 추진력을 높일 수 있도록 하였다. 그러나 단순 6륜 구동 포워더는 후륜의 축이 차체에 고정되어있기 때문에 경사지에서 장애물을 통과할 때 보기 차륜을 장착한 포워더에 비하여 횡전도 안정성이 매우 취약할 것으로 예상된다. 따라서 보기 차륜과 tandem axle을 변수로 하고 포워더가 경사지를 주행할 때 장애물 통과 시뮬레이션을 실시하여 횡전도에 대한 안정성을 비교, 분석하였다. 이때 지형 조건, 주행 조건, 차량의 구조는 모두 동일하다고 가정하였다.

단순 6륜 구동 포워더는 보기 차륜 포워더에서 보기 프레임이 요동하지 않도록 피봇축을 rigid joint로 완전히 고정시켜는 방법으로 모형화하였다.



그림 4-51. 국내에 도입되어 사용되고 있는 텐덤 액슬 포워더

포워더가 경사지를 주행할 때 최고 속도와 최대 측면 경사각은 각각 4 m/s 이하, 30°로 설정하였으며, 등고선 방향으로 주행할 때 구동륜의 슬립



단순 6륜 구동 포워더는 그림 4-51에서와 같이 현재 일본에서 국내로 도입되어 임지에서 운용되고 있는 tandem axle 방식의 포워더이다. 적재함 밑에 구동륜을 tandem 방식으로 설치하여 적재 목재의 하중을 분산시키고 추진력을 높일 수 있도록 하였다. 그러나 단순 6륜 구동 포워더는 후륜의 축이 차체에 고정되어있기 때문에 경사지에서 장애물을 통과할 때 보기 차륜을 장착한 포워더에 비하여 횡전도 안정성이 매우 취약할 것으로 예상된다. 따라서 보기 차륜과 tandem axle을 변수로 하고 포워더가 경사지를 주행할 때 장애물 통과 시뮬레이션을 실시하여 횡전도에 대한 안정성을 비교, 분석하였다. 이때 지형 조건, 주행 조건, 차량의 구조는 모두 동일하다고 가정하였다.

단순 6륜 구동 포워더는 보기 차륜 포워더에서 보기 프레임이 요동하지 않도록 피봇축을 rigid joint로 완전히 고정시켜는 방법으로 모형화하였다.

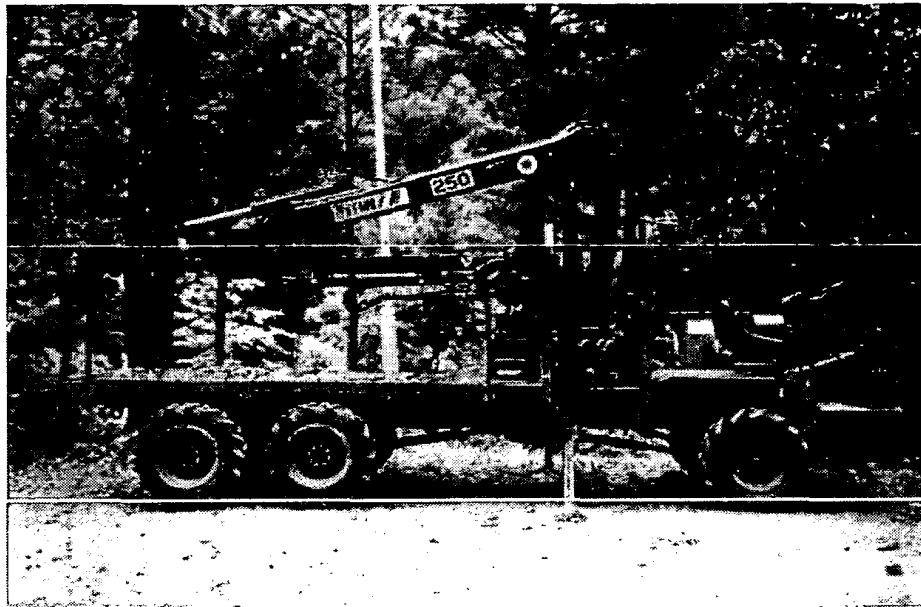


그림 4-51. 국내에 도입되어 사용되고 있는 텐덤 액슬 포워더

포워더가 경사지를 주행할 때 최고 속도와 최대 측면 경사각은 각각 4 m/s 이하, 30° 로 설정하였으며, 등고선 방향으로 주행할 때 구동륜의 슬립

은 고려하지 않았다. 포워더는 장애물을 통과할 때 일정한 속도로 주행한다고 가정하였으며, 포워더의 주행속도를 일정하게 유지하기 위해 2D 시뮬레이션에서와 같이 주행력 On/Off 콘트롤 기능을 사용하였다.

그림 4-52는 횡전도 시뮬레이션 중의 한 예로서 목재를 적재하고 주행속도 2.5 m/s, 경사도 20° 에서 장애물과 충돌하여 전도되는 포워더를 나타낸 것이다.

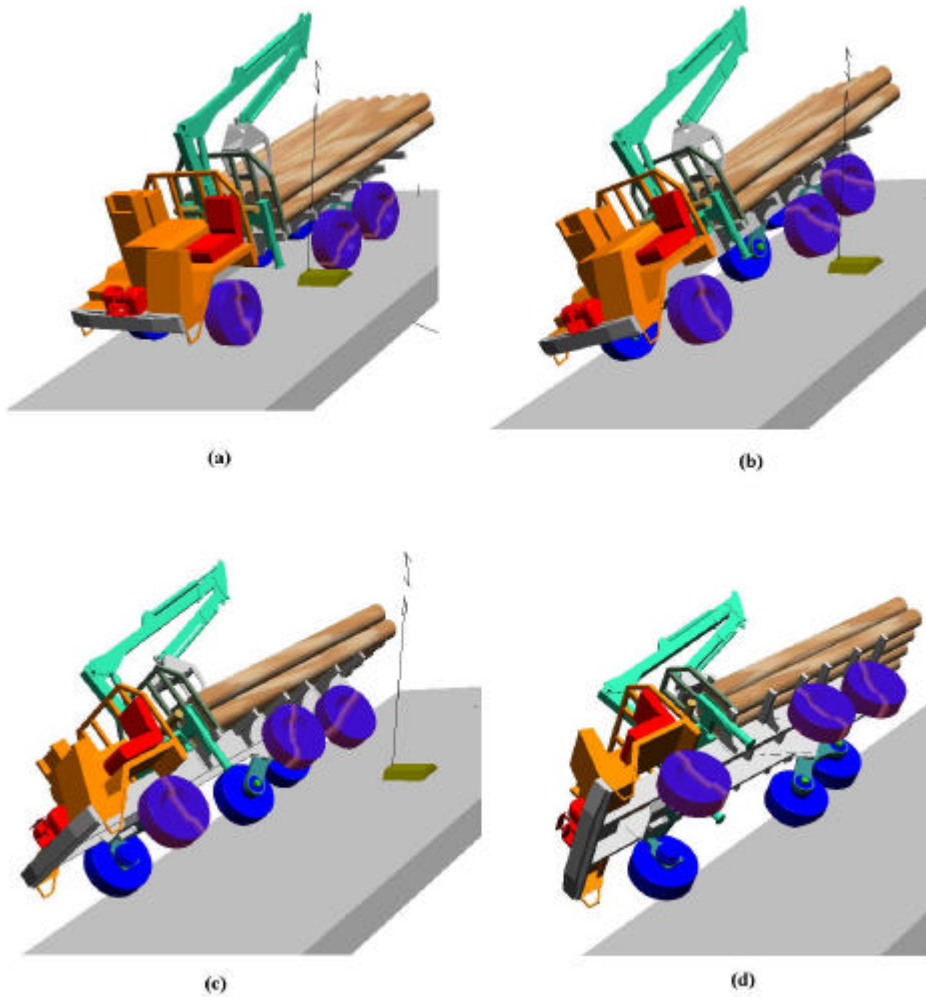


그림 4-52. 경사지 위쪽 장애물을 통과할 때의 횡전도 시뮬레이션

은 고려하지 않았다. 포워더는 장애물을 통과할 때 일정한 속도로 주행한다고 가정하였으며, 포워더의 주행속도를 일정하게 유지하기 위해 2D 시뮬레이션에서와 같이 주행력 On/Off 콘트롤 기능을 사용하였다.

그림 4-52는 횡전도 시뮬레이션 중의 한 예로서 목재를 적재하고 주행속도 2.5 m/s, 경사도 20° 에서 장애물과 충돌하여 전도되는 포워더를 나타낸 것이다.

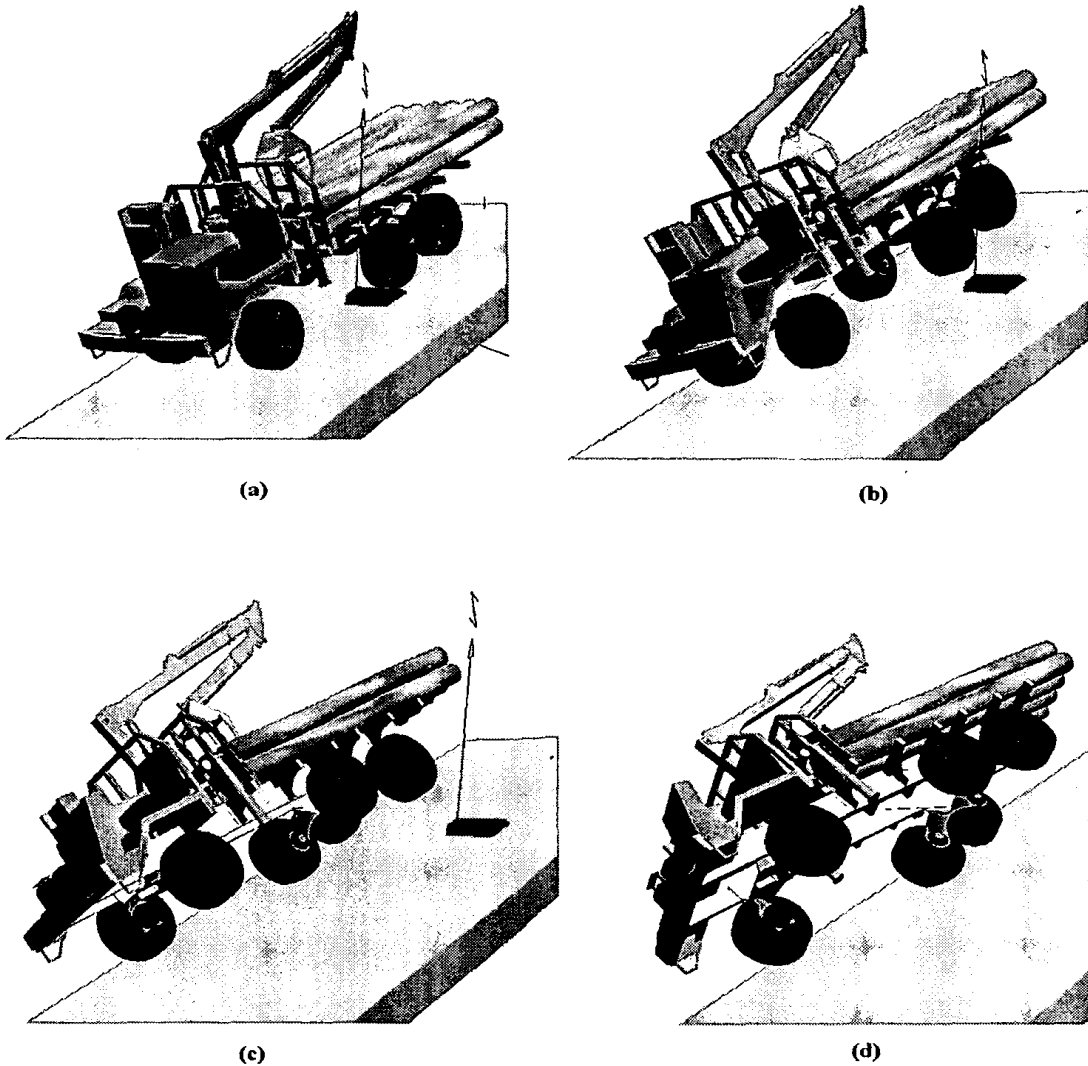


그림 4-52. 경사지 위쪽 장애물을 통과할 때의 횡전도 시뮬레이션

## 라. 횡전도 시뮬레이션의 검증

시뮬레이션 결과의 타당성을 검증하기 위해서는 시뮬레이션에서와 같은 조건에서 포워더가 장애물을 넘어갈 때 차량의 동적 거동을 측정하고 이를 시뮬레이션 결과와 비교하여야 한다. 그러나 실제 포워더의 동적 거동을 측정하기는 사고의 위험 때문에 완벽한 준비가 없는 상태에서는 현실적으로 어려운 일이다.

본 연구에서는 간접적인 방법으로 실제 포워더의 정지 횡전도각을 측정하고 이를 같은 조건에서 시뮬레이션으로 예측한 정지 횡전도 각과 비교하는 방법을 택하였다.

### (1) 포워더의 정지 횡전도각 측정

포워더의 정지 횡전도각을 측정하기 위하여 그림 4-53에서와 같이 지면의 경사각을 변화시킬 수 있는 경사판 위에 포워더를 정차시킨 후 경사판이 정지 횡전도각에 도달할 때까지 경사판의 경사도를 서서히 증가시켰다. 포워더가 완전히 횡전도 되는 경사각, 즉 정지 횡전도각은 그림 4-54에서와 같이 33°로 측정되었다. 이때 포워더의 전도 사고를 방지하기 위하여 포워더 차체에 wire rope를 설치하였다.



그림 4-53. 정지 횡전도각을 측정하기 위한 장치 구성

## 라. 횡전도 시뮬레이션의 검증

시뮬레이션 결과의 타당성을 검증하기 위해서는 시뮬레이션에서와 같은 조건에서 포워더가 장애물을 넘어갈 때 차량의 동적 거동을 측정하고 이를 시뮬레이션 결과와 비교하여야 한다. 그러나 실제 포워더의 동적 거동을 측정하기는 사고의 위험 때문에 완벽한 준비가 없는 상태에서는 현실적으로 어려운 일이다.

본 연구에서는 간접적인 방법으로 실제 포워더의 정지 횡전도각을 측정하고 이를 같은 조건에서 시뮬레이션으로 예측한 정지 횡전도 각과 비교하는 방법을 택하였다.

### (1) 포워더의 정지 횡전도각 측정

포워더의 정지 횡전도각을 측정하기 위하여 그림 4-53에서와 같이 지면의 경사각을 변화시킬 수 있는 경사판 위에 포워더를 정차시킨 후 경사판이 정지 횡전도각에 도달할 때까지 경사판의 경사도를 서서히 증가시켰다. 포워더가 완전히 횡전도 되는 경사각, 즉 정지 횡전도각은 그림 4-54에서와 같이  $33^{\circ}$  로 측정되었다. 이때 포워더의 전도 사고를 방지하기 위하여 포워더 차체에 wire rope를 설치하였다.

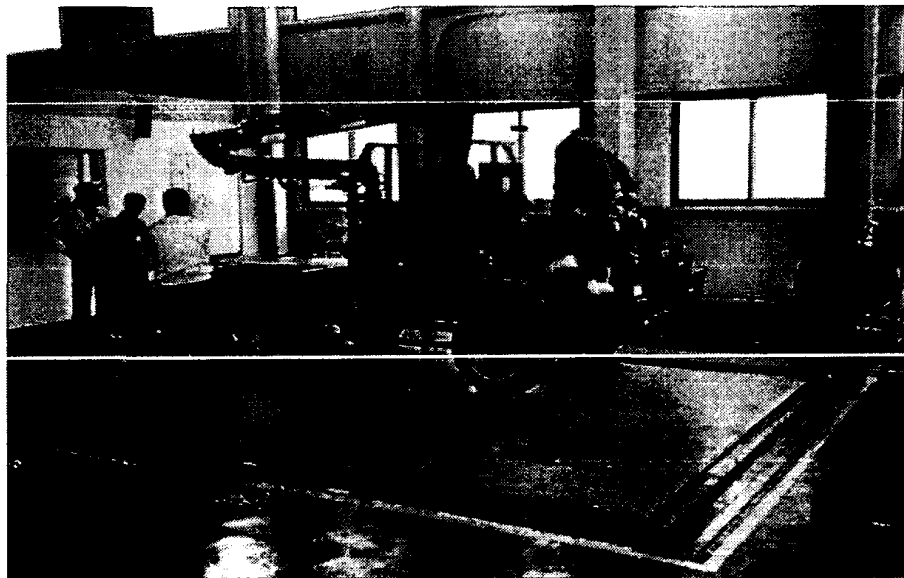


그림 4-53. 정지 횡전도각을 측정하기 위한 장치 구성

## (2) 포워더의 정지 횡전도각 예측

횡전도 시뮬레이션에서 정지 상태의 횡전도각을 예측하기 위하여 포워더를 지면에 정차시킨 후 actuator를 이용하여 지면 경사각을 변화시킬 수 있도록 하였다. 즉, 지면의 경사각을 변화시키면서 포워더의 횡전도 현상을 시뮬레이션하였다. 포워더는 그림 4-54에서와 같이 지면 경사각이  $33^{\circ}$  되었을 때 지면과 분리되어 횡전도가 시작되었다. 따라서 시뮬레이션으로 예측한 포워더의 정지 횡전도각은 실제 측정한 정지 횡전도각과 정확히 일치하였다.



그림 4-54. 정지 횡전도각의 측정 장면

## (2) 포워더의 정지 횡전도각 예측

횡전도 시뮬레이션에서 정지 상태의 횡전도각을 예측하기 위하여 포워더를 지면에 정착시킨 후 actuator를 이용하여 지면 경사각을 변화시킬 수 있도록 하였다. 즉, 지면의 경사각을 변화시키면서 포워더의 횡전도 현상을 시뮬레이션하였다. 포워더는 그림 4-54에서와 같이 지면 경사각이  $33^\circ$  되었을 때 지면과 분리되어 횡전도가 시작되었다. 따라서 시뮬레이션으로 예측한 포워더의 정지 횡전도각은 실제 측정한 정지 횡전도각과 정확히 일치하였다.

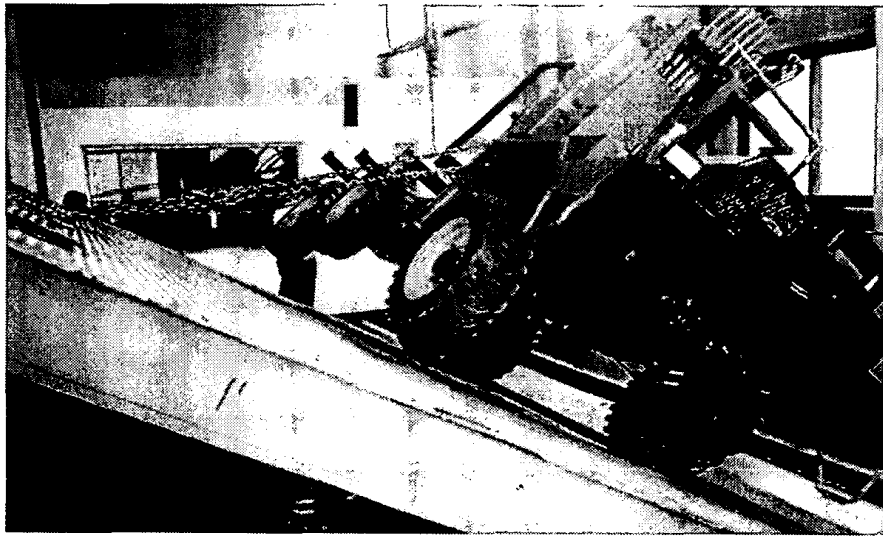


그림 4-54. 정지 횡전도각의 측정 장면

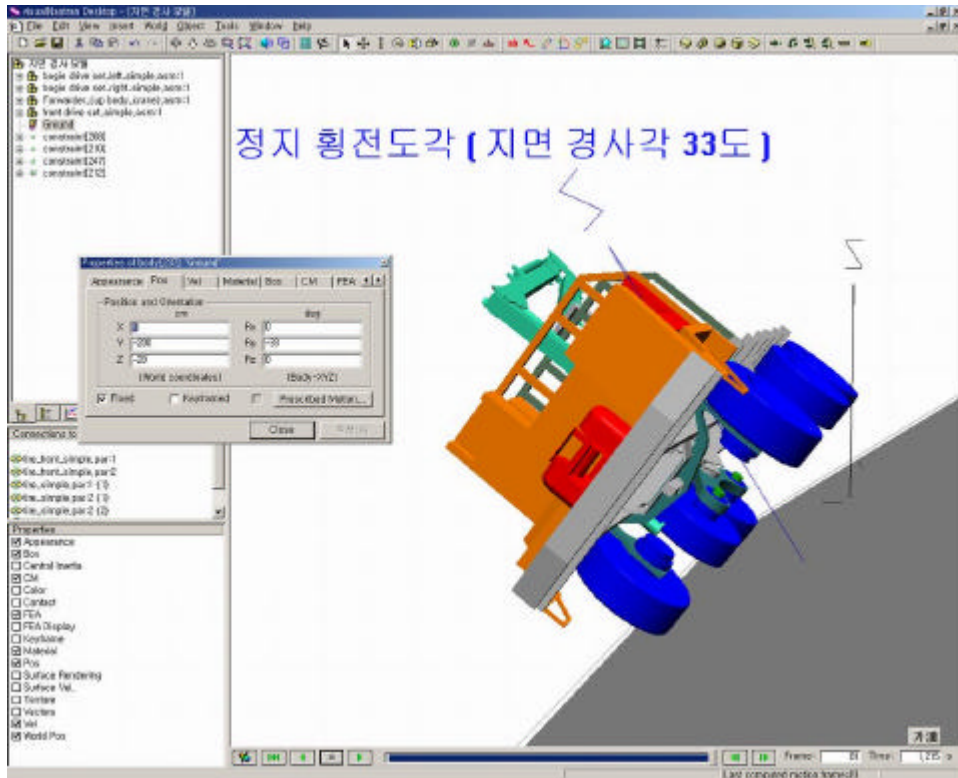


그림 4-55. 횡전도 시뮬레이션을 이용한 포워더의 정지 횡전도각의 예측

#### 4. 횡전도 시뮬레이션의 결과 및 고찰

가. 목재의 적재 여부에 따른 횡전도 안정성

그림 4-56과 그림 4-57은 목재의 적재 여부에 따라 횡전도가 일어나는 포워더의 위험속도를 나타낸 것이다. 횡전도 시뮬레이션에서 장애물은 2수준으로 하였으며, 장애물의 형상과 크기는 2차원 안정성 분석에 사용된 것과 같은 것으로 하였다.

그림 4-56은 목재의 적재 여부에 따라 높이가 10 cm 이고 접근각이 135° 인 장애물을 통과할 때 횡전도가 일어나는 포워더의 위험 속도를 나타낸 것이다. 지면 경사각이 20° 미만이고 주행속도가 4 m/s 일 때는 적재상태와 미





그림 4-55. 횡전도 시뮬레이션을 이용한 포워더의 정지 횡전도각의 예측

#### 4. 횡전도 시뮬레이션의 결과 및 고찰

##### 가. 목재의 적재 여부에 따른 횡전도 안정성

그림 4-56과 그림 4-57은 목재의 적재 여부에 따라 횡전도가 일어나는 포워더의 위험속도를 나타낸 것이다. 횡전도 시뮬레이션에서 장애물은 2수준으로 하였으며, 장애물의 형상과 크기는 2차원 안정성 분석에 사용된 것과 같은 것으로 하였다.

그림 4-56은 목재의 적재 여부에 따라 높이가 10 cm 이고 접근각이  $135^\circ$  인 장애물을 통과할 때 횡전도가 일어나는 포워더의 위험 속도를 나타낸 것이다. 지면 경사각이  $20^\circ$  미만이고 주행속도가 4 m/s 일 때는 적재상태와 미

적재 상태 모두 횡전도가 일어나지 않았다. 경사각이 20° 가 되자 목재가 적재된 상태에서는 주행속도 4 m/s 에서 횡전도가 일어나기 시작하였으며, 미적재 상태에서는 경사도 25° , 주행속도 3 m/s 에서 횡전도가 일어나기 시작하였다.

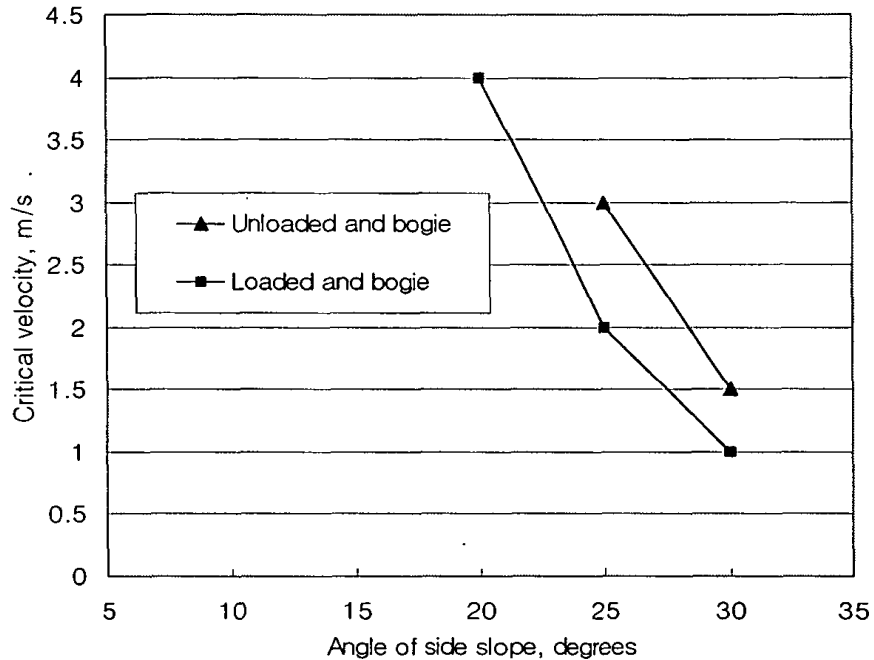


그림 4-56. 각각의 경사지에서 장애물 높이 10 cm의 장애물을 통과할 때의 횡전도 위험 속도

지면의 경사각이 증가될수록 횡전도가 일어나는 위험 속도는 목재를 적재한 상태와 미적제한 상태에서 모두 선형적으로 감소하여 경사가 심할수록 횡전도 현상이 쉽게 일어나는 것으로 나타났다. 측면 경사각이 30° 일 때 포워더는 적재상태와 미적재 상태에서 모두 1.5 m/s 이하의 속도에서 횡전도가 일어났다.

그림 4-57은 목재를 적재한 상태와 미적제한 상태에서 포워더의 높이가 15 cm이고 접근각이 124° 인 장애물을 통과할 때 횡전도가 일어나는 포워더의 위험속도를 나타낸 것이다. 미적재 상태에서는 경사각이 10° , 주행속도가 4 m/s 일 때 횡전도가 일어났으며 적재 상태에서는 경사각이 10° , 주행속도가

3.5 m/s 일 때 횡전도가 일어났다. 측면 경사각이 30° 인 경사지에서는 적재와 미적재 상태에서 모두 주행속도가 1 m/s 이하일 때에 횡전도가 일어났다.

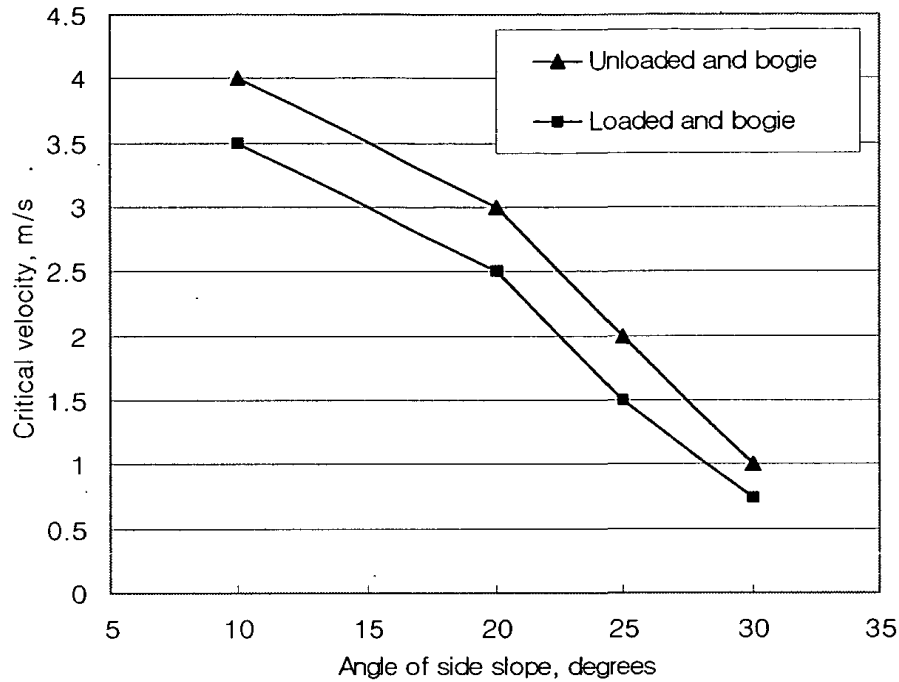


그림 4-57. 각각의 경사지에서 장애물 높이 15 cm의 장애물을 통과할 때의 횡전도 위험 속도

횡전도 시뮬레이션 결과에 의하면 목재를 적재하였을 때는 목재를 적재하지 않았을 때에 비하여 75 % ~ 87 % 의 감속 주행에서도 횡전도가 발생하였다. 즉, 목재를 적재한 상태에서 횡전도를 방지하기 위해서는 주행속도를 미적재 상태에서보다 20 % 이상 감속해야할 것으로 판단된다.

장애물의 높이가 33 % 증가되었을 때 횡전도가 일어나는 위험 속도는 63 % ~ 67 % 감속된 속도이었다. 이는 장애물의 높이가 높아지면 포워더의 횡전도에 대한 위험속도도 선형적으로 감소하여 저속에서도 횡전도가 쉽게 일어날 수 있음을 나타낸 것이다. 포워더의 보기 차륜은 장애물을 통과할 때 본체로 전달되는 충격을 감소시키고, 경사지 적응성을 높여 횡전도에 대한 안정성을 높일 수 있는 것으로 판단된다

나. 미적재 상태에서 보기차륜의 횡전도 안정성

목재를 적재하지 않은 상태에서 보기 차륜과 단순 차륜의 경사지 적응성을 비교하기 위하여 장애물의 크기에 따라 지면 경사각에 대한 포워더의 횡전도 위험속도를 시뮬레이션 하였다.

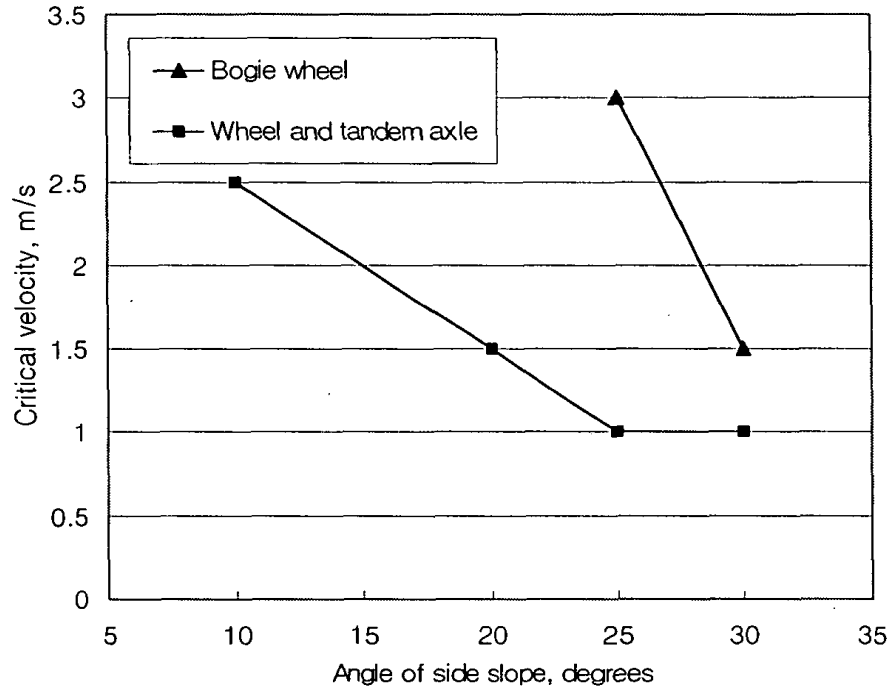


그림 4-58. 각각의 경사지에서 장애물 높이 10 cm의 장애물을 통과할 때의 미적재 상태의 횡전도 위험 속도

그림 4-58은 높이가 10 cm이고 접근각이 135° 인 장애물을 통과할 때 보기 차륜을 장착한 포워더와 단순 6륜 구동 포워더의 횡전도 위험 속도를 나타낸 것이다. 단순 6륜 구동 포워더의 경우 지면 경사각이 10° 이고 주행속도가 2.5 m/s 일 때 횡전도가 일어나기 시작하였으나 보기 차륜을 장착한 포워더의 경우에는 지면 경사각이 25° 될 때까지도 횡전도는 일어나지 않았다.

보기 차륜을 장착한 포워더는 지면 경사각이 25° 일 때 3 m/s 의 주행속도에서 횡전도가 일어났으나 단순 6륜 구동 포워더는 1 m/s 일 때 횡전도가

일어났다. 측면 경사각이 30° 일 때는 보기차륜의 경우 1.5 m/s 에서 횡전도가 일어났으나 단순 6륜 구동의 경우에는 그 이하의 속도에서 횡전도가 일어났다. 그러나 지면 경사각이 30° 정도로 커지면 보기차륜의 효과도 나타나지 않았다.

그림 4-59는 높이가 15 cm이고 접근각이 124° 인 장애물을 통과할 때 보기차륜을 장착한 포워더와 단순 6륜 구동 포워더의 횡전도 위험 속도를 나타낸 것이다. 지면 경사각이 10° 일 때는 보기차륜의 경우 4 m/s 의 주행속도에서 횡전도가 일어났으나, 단순 6륜 포워더의 경우에는 2 m/s 의 주행속도에서 횡전도가 일어났다.

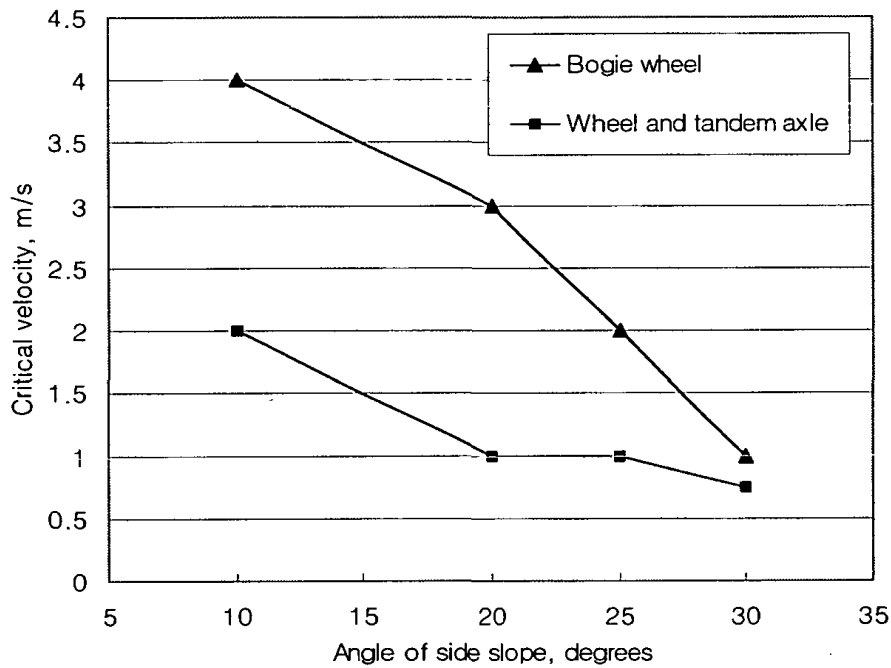


그림 4 59. 각각의 경사지에서 장애물 높이 15 cm의 장애물을 통과할 때의 미적재된 상태의 횡전도 위험 속도

즉, 장애물이 높은 경사지에서는 보기차륜이 단순 6륜 포워더보다 횡전도에 대한 안정성이 높은 것으로 나타났다. 측면 경사각이 30° 일 때는 보기차륜과 단순 6륜 포워더 모두 1 m/s 이하에서 횡전도가 일어났다. 30° 정도의 측면 경사지에서는 보기 차륜을 장착한 포워더도 횡전도에 대한 안정성이 매

우 낮아 주행이 어려운 것으로 나타났다.

시뮬레이션 결과에 의하면 목재를 적재하지 않은 상태에서 보기 차륜을 장착한 포워더의 횡전도 위험 속도는 단순 6륜 포워더의 위험 속도에 비하여 지면 경사각이 25° 가 될 때까지는 2배 정도 빨랐다. 이는 같은 지형 조건에서 보기차륜이 단순 6륜 포워더에 비하여 횡전도에 대한 안정성이 2배 정도 증가한다는 것을 나타낸다. 따라서 보기 차륜은 경사지에서 횡전도를 방지하는데 유용하게 활용될 수 있는 것으로 판단된다.

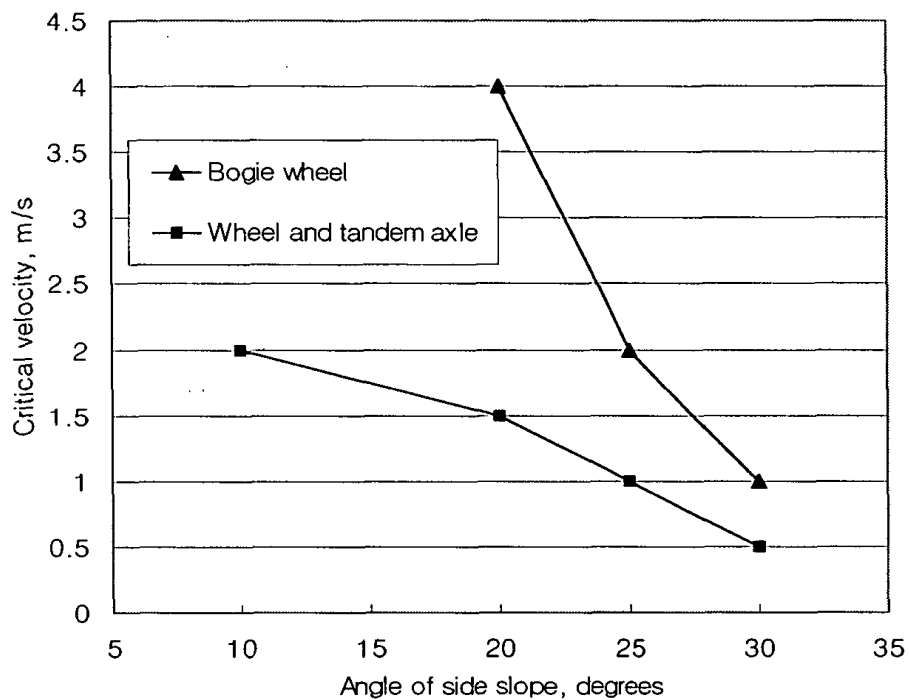


그림 4-60. 각각의 경사지에서 장애물 높이 10 cm의 장애물을 통과할 때의 적재된 상태의 횡전도 위험 속도

#### 다. 적재 상태에서 보기 차륜의 횡전도 안정성

목재를 적재한 상태에서 같은 조건으로 보기차륜을 장착한 포워더와 단순 6륜 구동 포워더의 횡전도 위험속도를 비교하였다. 그림 4-60은 높이가 10 cm 인 장애물을 통과할 때 보기 장착 포워더와 단순 6륜 포워더의 횡전도 위험 속도를 나타낸 것이다. 단순 6륜 포워더의 경우에는 지면 경사각이 10°

이고 주행속도가 2 m/s 일 때 횡전도가 일어났다.

그러나 보기차륜의 경우에는 지면 경사각이 20° 이고 주행속도가 4 m/s 일 때 횡전도가 일어났다. 목재를 적재한 상태에서도 보기차륜을 장착한 포워더는 단순 6륜 포워더에 비하여 우수한 횡전도 안정성을 나타내었다. 측면 경사각이 30° 일 때는 두 포워더 모두 1 m/s 이하의 주행속도에서 횡전도가 발생하여 주행이 어려운 것으로 나타났다.

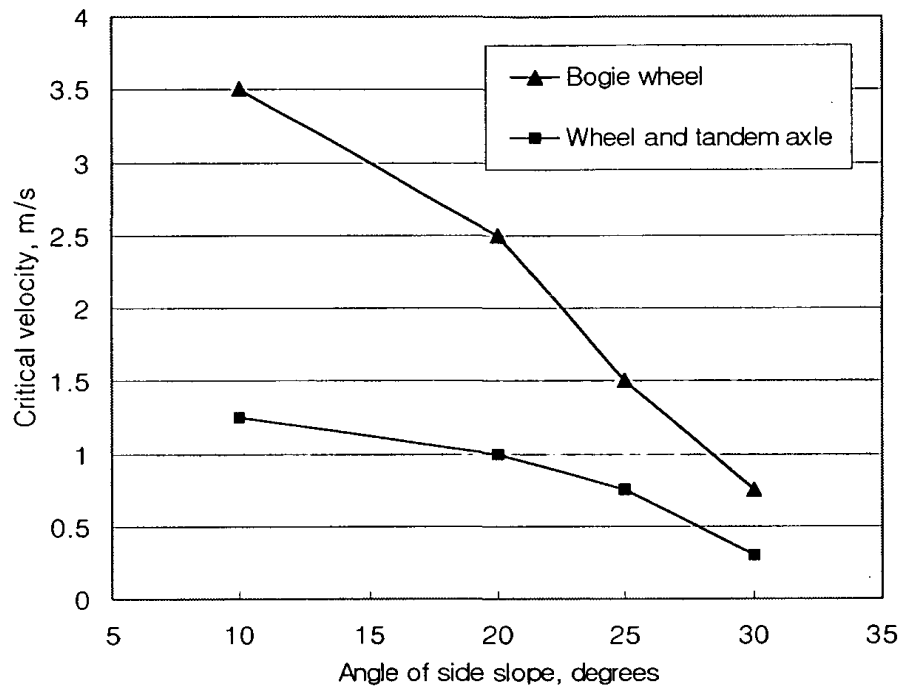


그림 4-61. 각각의 경사지에서 장애물 높이 15 cm의 장애물을 통과할 때의 적재된 상태의 횡전도 위험 속도

그림 4-61은 높이가 15 cm 인 장애물을 통과할 때 보기차륜을 장착한 포워더와 단순 6륜 포워더의 횡전도 위험속도를 나타낸 것이다. 보기차륜의 경우에는 경사도가 10° 이고 주행속도가 3.5 m/s 일 때 횡전도가 일어났으며, 단순 6륜 포워더의 경우에는 경사도가 10° 이고 주행속도가 1.25 m/s 일 때 횡전도가 일어났다. 측면 경사각이 30° 일 때는 보기차륜에서도 0.75 m/s 에서 횡전도가 일어났다.

횡전도 시뮬레이션 결과에 의하면 목재를 적재한 상태에서도 보기차륜을 장착한 포워더의 횡전도 위험속도는 단순 6륜 포워더에 비하여 같은 지형조건에서 2~2.7배 빠른 것으로 나타났다. 이는 보기차륜에 의하여 단순 6륜 구동 포워더보다 횡전도에 대한 안정성이 2배 이상 증가된 것을 나타낸다. 따라서 보기차륜은 횡전도를 방지하는데 큰 효과가 있는 것으로 판단된다. 반면 단순 6륜 구동 포워더는 목재를 적재한 상태에서 장애물 충돌시 장애물의 높이가 높으면 낮은 경사지에서도 쉽게 횡전도 현상이 발생하였다.



## 제 5 장 현지적용성 시험

### 제 1 절 시작품 성능시험

개발한 장비의 주행성능을 파악하기 위하여 평지, 경사지 임도에서 경사방향별 주행시험을 실시하였으며, 이때 전륜과 후륜에 작용하는 유압과 유량을 각각 측정하여 미니포워더의 주행속도를 측정하고 그림 5-1과 같은 내용으로 유압계통의 성능을 추정하였다.

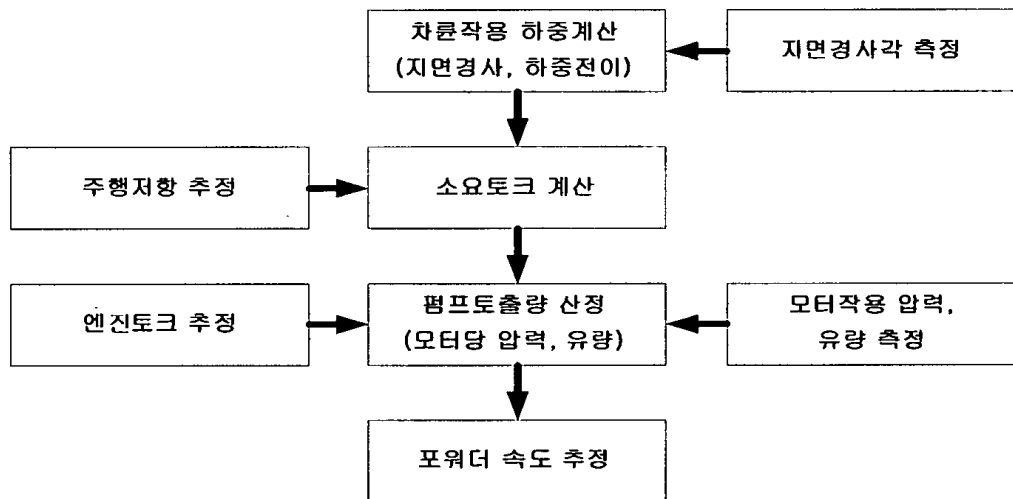


그림 5-1. 유압성능 측정 순서도

#### 1. 측정방법

주행시험을 위하여 디지털 계량기를 이용하여 원목을 계량하여 약 2~2.2톤의 하중을 적재하여 2가지 노면상태에서의 속도 및 주행상태를 파악하기 위하여 유압측정센서, 유량센서, 온도센서를 설치하여 차륜을 구동하는 유압계통에 설치하여 유압관련 내용을 측정하였다.

측정에 적용한 유압측정기는 Hydrotechnik의 유압측정용 Handy datalogger인 Multi-system 5000 (6Ch)이었으며 사용된 센서의 제원은 표 5-1과 같다

센서부착위치는 유압펌프에서 모우터사이의 유압회로에 터빈식 유량센서와 압력센서 온도센서를 설치하였으며 탠덤펌프 중 한 개에서 병렬로 연결된 전

륜 구동용 모터와 후륜구동용 모터에 각각 유량계와 압력센서를 설치하여 각 구동륜에 작용하는 유압과 유량을 동시에 측정하였다.

표 5-1. 유압측정에 적용된 센서의 특징

센서명	모 델	측정범위		측정내용	측정정도
		최소	최대		
유량센서	RE 3-300 Turbin flow meter	0 bar	300 l/min	후륜 및 전륜 유압모터 공급유량	+/- 2.5%
유압센서	HD thin film DMS	0 bar	600 bar	후륜 및 전륜 모터 작동 유압	+/- 0.5%
온도센서	Pt 100	-40 ℃	+120 ℃	유압유 온도	+/- 1%

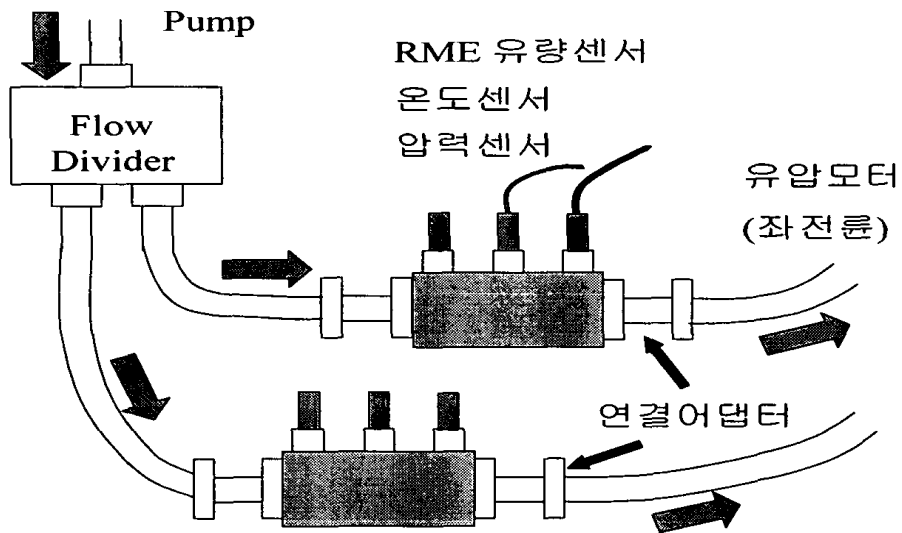


그림 5-2. 유압센서 측정 모식도



그림 5-3. 센서 부착위치 및 유압계측 데이터로거 사진

각 센서는 제작사에서 제시한 보정값으로 보정하였으며 데이터 취득간격은 200 mm/sec로 설정하였으며 데이터로깅과 노면의 상태, 경사각도를 동조시켜 조사하였다.

측정내용은 콘크리트 포장 노면에서의 빈차상태와 하중적재 후 최대속도로 주행시 차량의 속도와 펌프 토출 유량, 유압을 측정하였고 비포장 노면에서 원목 2.2 톤을 적재하여 중부임업시험장 광릉 시험림내에 위치한 임도와 작업로의 급경사 비포장 노면에서 시험주행을 실시하였다.

## 2. 측정데이터

### (가) 콘크리트 노면에서의 주행시험

중부임업시험장 구내 콘크리트 노면 직선구간 100m를 최대 엔진 rpm속도로 주행할 때의 공차와 적재차량의 주행속도 및 유압관련 측정 데이터 정리내용은 다음 그림 5-4 및 그림 5-5와 같으며, 이 경우 미적재시와 원목 2.2톤을 적재했을 경우의 주행속도는 각각 10.37 km/h와 10.74 km/h로 차이가 거의 없었다. 이때 차량 전후륜이 받는 차륜하중과 실측된 속도와 펌프토출 유량으로 계산된 속도 등을 비교하면 다음 표 5-2와 같으며, 테스트 주행중의 100m구간을 2 회 주행했을 때의 각 측정치 변화추세는 그림 5-6과 같다.



그림 5-3. 센서 부착위치 및 유압계측 데이터로거 사진

각 센서는 제작사에서 제시한 보정값으로 보정하였으며 데이터 취득간격은 200 mm/sec로 설정하였으며 데이터로깅과 노면의 상태, 경사각도를 동조시켜 조사하였다.

측정내용은 콘크리트 포장 노면에서의 빈차상태와 하중적재 후 최대속도로 주행시 차량의 속도와 펌프 토출 유량, 유압을 측정하였고 비포장 노면에서 원목 2.2 톤을 적재하여 중부임업시험장 광릉 시험림내에 위치한 임도와 작업로의 급경사 비포장 노면에서 시험주행을 실시하였다.

## 2. 측정 데이터

### (가) 콘크리트 노면에서의 주행시험

중부임업시험장 구내 콘크리트 노면 직선구간 100m를 최대 엔진 rpm속도로 주행할 때의 공차와 적재차량의 주행속도 및 유압관련 측정 데이터 정리내용은 다음 그림 5-4 및 그림 5-5와 같으며, 이 경우 미적재시와 원목 2.2톤을 적재했을 경우의 주행속도는 각각 10.37 km/h와 10.74 km/h로 차이가 거의 없었다. 이때 차량 전후륜이 받는 차륜하중과 실측된 속도와 펌프토출 유량으로 계산된 속도 등을 비교하면 다음 표 5-2와 같으며, 테스트 주행중의 100m구간을 2 회 주행했을 때의 각 측정치 변화추세는 그림 5-6과 같다.

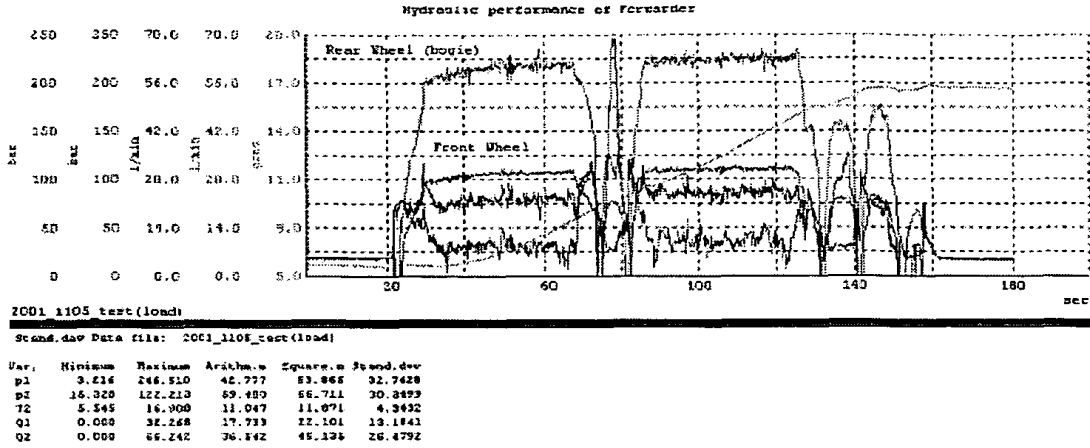


그림 5-4. 평탄 콘크리트 노면 미니포워더 공차주행시 유압관련 측정치 변동추세

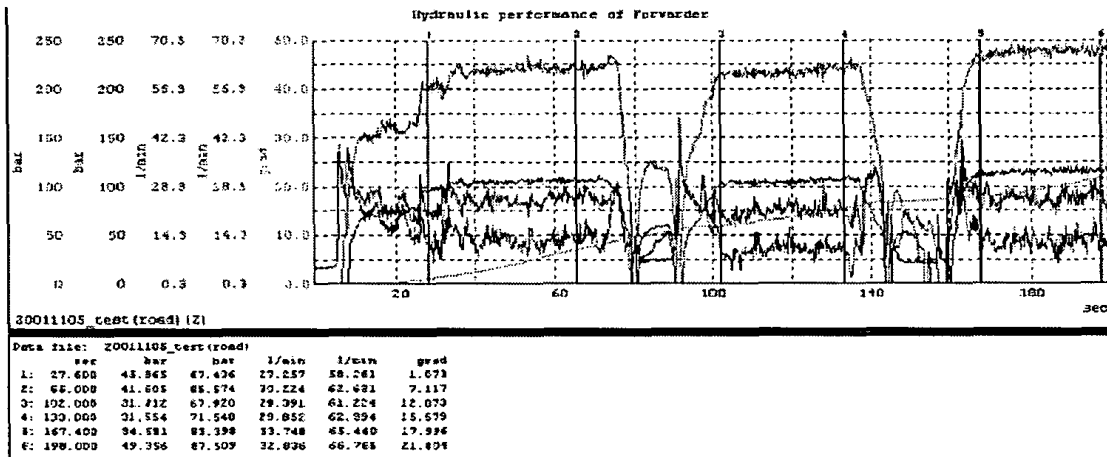


그림 5-5. 평탄 콘크리트 노면 미니포워더 적재주행시 유압관련 측정치 변동추세

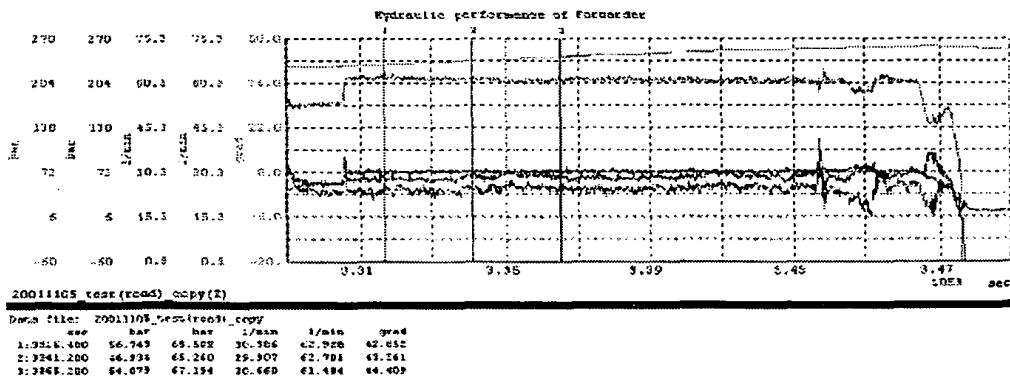


그림 5-6. 미니포워더 도로주행시의 유압관련 측정치 변동추세

표 5-2. 평탄지 주행시험결과

구분	차륜별	차륜 하중 (톤)	펌프* 토출량 (ℓ/분)	유량기준 속도(A) (km/h)	측정 유압 (bar)	측정 유량 (ℓ/분)	실측평균 속도(B) (km/h)	비율 (B)/(A)
공차시	전륜	1.12	91.2	10.86	34.1	30.2	10.37	0.95
	후륜	0.43			82.4	60.3		
적재시	전륜	1.20	93.8	11.15	41.4	30.8	10.74	0.96
	후륜	0.94			81.5	63.2		

\* 펌프토출량은 1 개의 펌프 기준

(나) 임도에서의 주행시험

임도에서의 주행은 2.2톤의 원목하중을 싣고 굴곡이 있는 평균 경사 15% (최대 경사 25%)인 임도 약 1.5km 구간에서의 상향 및 하향주행을 실시하였다. 이때의 속도는 상향시 평균 4.96km/h, 하향시 평균 5.22 km이었다. 이때의 전륜 및 후륜 유압모터에 작용하는 압력은 경사도에 따라 다르나 후륜의 경우 최대 227 bar로 경사지가 설계사양인 20도(36%)에 미치지 못하므로 최대 유압에 도달하지 않았으나 원활한 주행이 가능하였다. 대부분의 산림내에서의 포워더 작업은 중량물을 싣고 하향으로 이동하기 때문에 급경사지의 상향 주행은 극히 일부의 작업장에서 단구간내에서 이루어지므로 급경사지의 주행에는 문제점이 없는 것으로 판단된다.

여기에서 평탄지에서의 실측 속도와 유량기준 이론속도와의 차이는 평지의 96%에 비해 92%로 다소 낮아졌는데, 이는 타이어의 슬립, 유압모터의 용적 효율 등에 따른 차이로 추정된다.

표 5-3. 경사지 상향주행시험 결과 (2.2톤 적재, 경사지 25%)

구분	차륜별	차륜 하중 (톤)	펌프 토출량 (ℓ/분)	유량기준 속도(A) (km/h)	측정 유압 (bar)	측정 유량 (ℓ/분)	실측평균 속도(B) (km/h)	비율 (B)/(A)
적재시	전륜	0.83	43.1	4.96	167.8	15.0	4.59	0.92
	후륜	1.08			185.9	28.1		

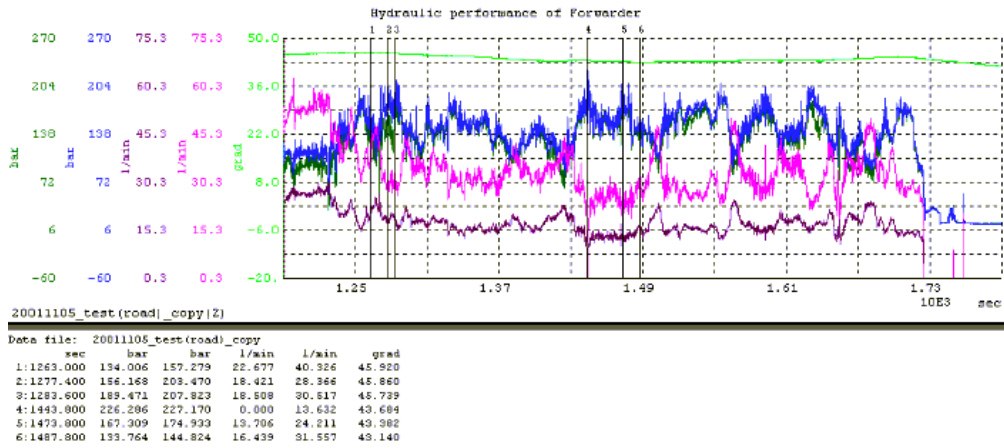


그림 5-7. 미니포워더 임도 상향주행 (2.2톤 적재시) 유압관련측정치 변동 추세

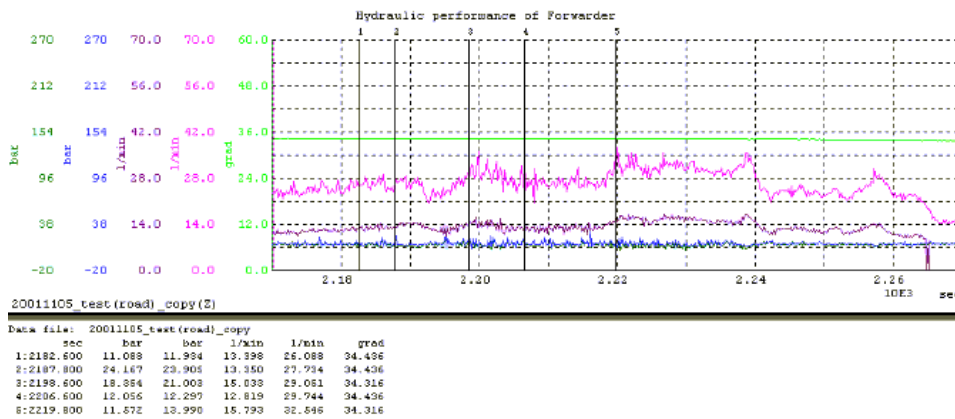


그림 5-8. 미니포워더 임도 하향주행 (2.2톤 적재시) 유압관련측정치 변동 추세



그림 5-9. 임도 주행테스트광경



그림 5-10. 콘크리트 임도 주행테스트광경

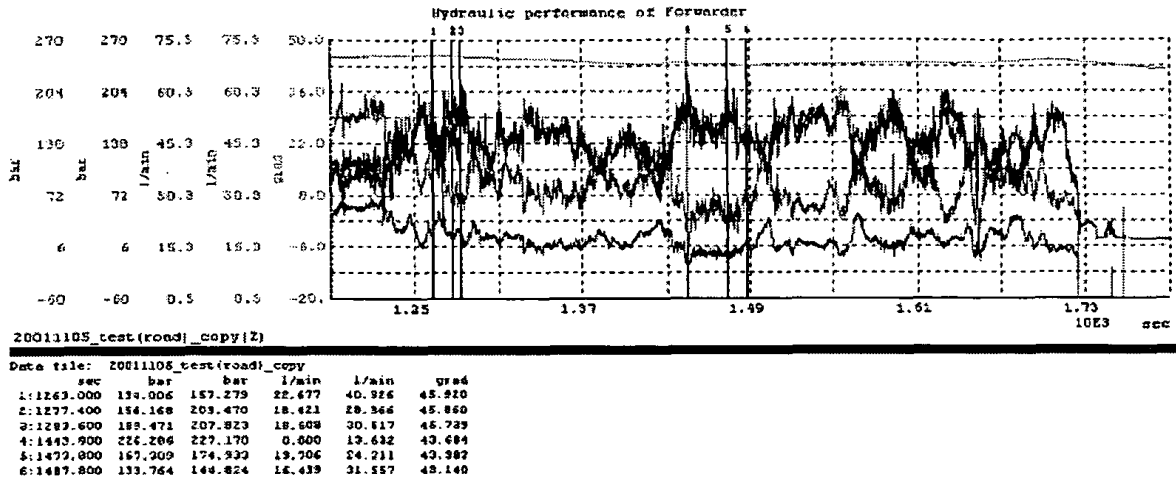


그림 5-7. 미니포워더 임도 상향주행 (2.2톤 적재시) 유압관련측정치 변동 추세

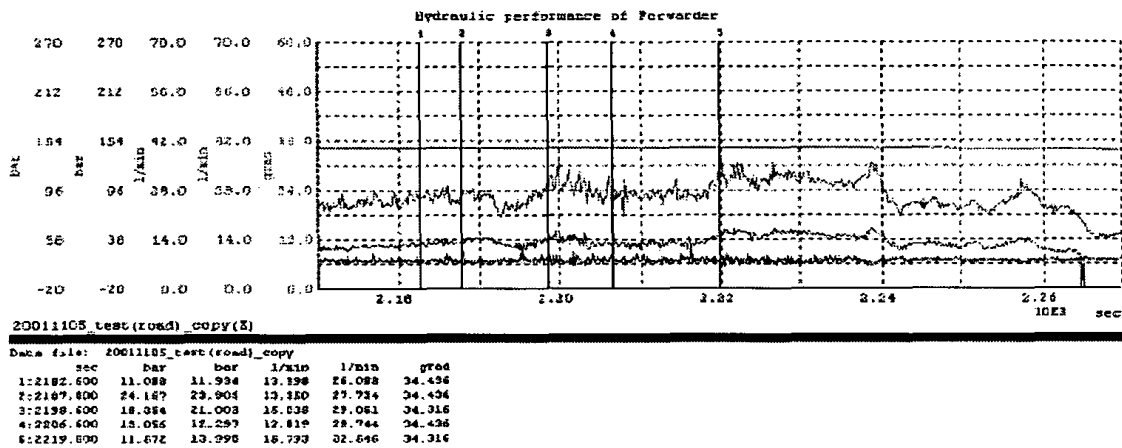


그림 5-8. 미니포워더 임도 하향주행 (2.2톤 적재시) 유압관련측정치 변동 추세

(다) 기타 주행성능 테스트

위와 같은 주행테스트에서 얻어진 결과는 전륜과 후륜의 회전은 유압의 분배에 따라 1:2로 분배되어 차륜 회전속도의 차이는 평지에서는 1~3% 미만, 경사지에서는 6% 정도에 불과하여 차륜의 회전수 차이에 의한 슬립현상은 거의 없었다. 또한 디퍼렌셜 록 기능을 작동시킬 경우 유압의 이상 상승, 유량의 변화도 없었으며 전후 차륜의 회전속도 차이는 2% 미만이었다.





그림 5-11. 임도 하향주행 광경



그림 5-12. 보기차축의 그루터기 통과능력

#### (다) 기타 주행성능 테스트

위와 같은 주행테스트에서 얻어진 결과는 전륜과 후륜의 회전은 유압의 분배에 따라 1:2로 분배되어 차륜 회전속도의 차이는 평지에서는 1~3% 미만, 경사지에서는 6% 정도에 불과하여 차륜의 회전수 차이에 의한 슬립현상은 거의 없었다. 또한 디퍼렌셜 록 기능을 작동시킬 경우 유압의 이상 상승, 유량의 변화도 없었으며 전후 차륜의 회전속도 차이는 2% 미만이었다.

장애물 통과능력은 임내에서 약 15cm의 나무그루터기를 무난하게 통과할 수 있으며, 차량의 최저지상고가 35cm 이상 확보되므로 임내에서 주행시 문제점이 없었다.

## 제 2 절 임업기계화 작업시스템

### 1. 임업기계화의 필요성

바람직한 임업기계라는 것은 지역마다 지황, 임황 및 때와 장소에 따라 필요조건이 변화하지만 대개 다음과 같은 조건을 만족시키는 작업시스템이 최적의 임업기계라 할 수 있다.

- 지속적인 자원공급

장애물 통과능력은 임내에서 약 15cm의 나무그루터기를 무난하게 통과할 수 있으며, 차량의 최저지상고가 35cm 이상 확보되므로 임내에서 주행시 문제점이 없었다.

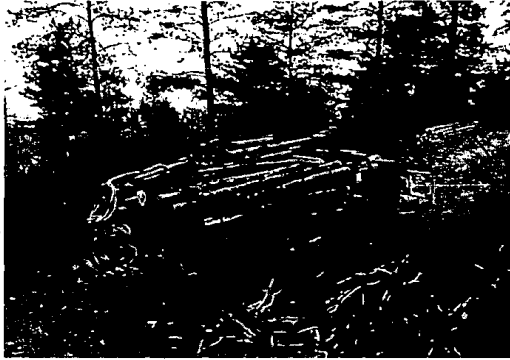


그림 5-9. 임도 주행테스트광경

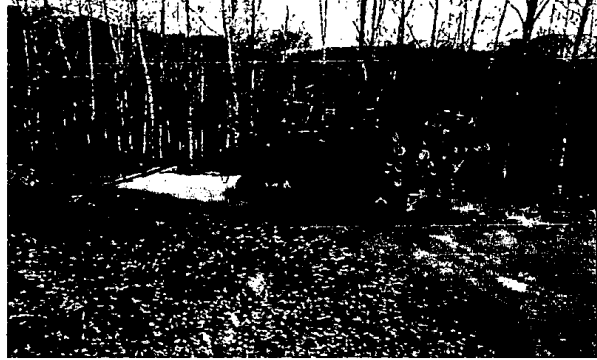


그림 5-10. 콘크리트 임도 주행테스트광경



그림 5-11. 임도 하향주행 광경

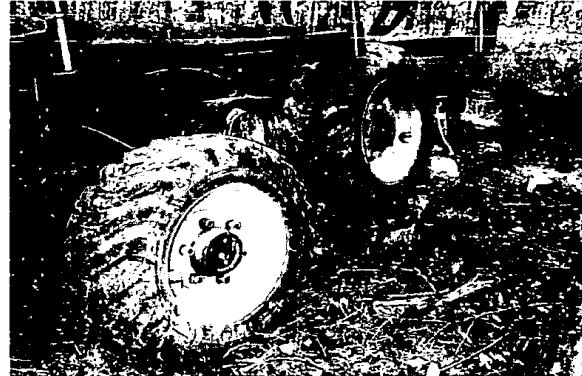


그림 5-12. 보기차축의 그루터기 통과능력

## 제 2 절 임업기계화 작업시스템

### 1. 임업기계화의 필요성

바람직한 임업기계라는 것은 지역마다 지황, 임황 및 때와 장소에 따라 필요조건이 변화하지만 대개 다음과 같은 조건을 만족시키는 작업시스템이 최적의 임업기계라 할 수 있다.

○ 지속적인 자원공급

우리나라의 산림자원은 인공림이 점유하는 비율이 증가하고 현재 이들 산림에서는 간벌작업을 필요로 하는 임분이 증가하고 있다. 금후에는 주벌, 재조림이 가능하도록 하는 지속성이 있는 자원구성으로 변화해 가는 것이다. 따라서 과거와는 다른 새로운 시업을 포함한 다양한 산림사업에 적합한 고능률 작업체계를 만들고 기계화를 도모할 필요가 있다.

#### ○ 생산성 향상

근래 외재와의 경쟁에 따라 목재가격이 하락함과 동시에 인건비, 자재 등의 생산비용이 상승하는 경향이 있고 산림소유자 등의 임업생산 활동을 정체시키고 있다. 이 가운데서 지속적인 목재생산을 가능하게 하는 산림자원정비, 임업의 진흥을 도모하기 위해서는 새로운 기계화작업을 정착시키고 노동생산성의 향상과 비용절감을 실현하여 국제경쟁력이 있는 임업생산 활동을 전개해 나가는 것이 필요하며 이것을 가능하도록 하는 기계화가 바람직하다.

#### ○ 안전하고 쾌적한 직장

임업노동자는 벌목, 집재작업시 어려운 자연조건하에서 중량물을 취급하는 중근(重筋)노동이고, 식재나 하예작업은 어려운 조건하에서의 노동이어서 노동재해 발생도 타산업에 비하여 많고 젊은 노동자의 참여 유도가 어렵다. 이와 같은 노동안전 등의 향상과 임업노동의 환경을 개선하여 임금 등 노동조건을 개선할 수 있도록 기계화가 필요하다.

#### ○ 자연친화적 임업기술

최근, 산림에 대한 국민의 다양화하는 요청에 맞추어 안전하고 푸르름이 가득한 국토를 지속시킬 수 있는 시업의 추진을 도모하는 것이 금후의 중요과제가 되고 임도망 확충 등 기반시설의 정비와 산림작업의 바람직한 기계화 도입에 의해 상승효과를 실현해야 한다.

표 5-4. 고성능 임업기계의 작업별 일람표

구분	명칭	작업내용	적용작업
벌목 조재 기계	펠러번처	입목을 벌목하는 자주식기계	주로 대규모 개별작업에 사용되고 벌목과 집적작업을 연속으로 실시
	펠러스키더	입목벌목, 반적재 집재하는 자주식기계	주로 소규모 개별에 사용되고 벌목과 집재작업을 연속으로 실시
	하베스터	입목벌목, 가지치기, 작동을 하는 자주식기계	전작업공정을 1회로 행하는 주벌, 간벌작업에 사용되고 벌목조재를 연속으로 실시
	프로세서	가지치기, 작동을 하는 자주식기계	주로 전목집재된 원목의 조재에 사용되고 가지치기, 작동을 연속적으로 실시
	딜리머	가지치기, 초두부절단을 하는 기계	주로 대규모 개별작업에 사용되고, 가지치기와 초두부절단을 연속으로 실시
	그래플쏘	작동을 하는 자주식기계	침엽수 대경목 작동과 활엽수 펄프재 생산작업에 사용
집재 기계	스키더	그래플로 원목을 잡고 집재하는 자주식기계	15도 이하의 경사지에서 개별집재작업에 사용
		원치로 원목을 당겨 집재하는 자주식기계	20도 이하의 경사지에서 간벌집재작업에 사용
	포워드	단목재를 적재하고 집재하는 집재 전용 자주식 기계	집재로 등 15도 이하의 경사지에서 주 간벌집재에 사용
	타워야더	인공지능을 장착한 이동식 집재기	주로 단,중거리 주벌 및 간벌집재작업에 사용

위에 적은 조건을 만족시키기 위한 기계가 고성능 임업기계에 포함되는 기종으로서 임업선진국에서 표 5-4와 같이 구분되어 사용되고 있다. 이 가운데 벌목조재용 기계는 펠러번처, 하베스터, 프로세서 등이 대표적인 기종이고, 집재용 기계로는 스키더, 포워드 및 타워야더 등의 기종이 사용되고 있다.

## 2. 적정 임업기계 선정

임업기계화의 목표는 앞에서 설명한 바와 같이 지속적인 산림자원 공급, 이를 위한 생산성의 향상, 안전하고 쾌적한 직장, 자연과 어울리는 임업기술에 적합한 것이 아니면 안 된다.

이와 같은 목적을 달성하기 위해서는 우선 작업을 실시할 예정인 산림작업

의 현재까지 실적에 대하여 기본자료를 분석하고 생산성(m<sup>2</sup>/인·일), 비용(공급비용, 수리비용, 노동비용)을 명확히 하고, 다음으로 금후의 작업량과 산림의 지황, 임황에 대해 노망밀도를 추가한 작업계획 시스템을 세워 총 비용이 최소가 되는 작업시스템에 적합한 가동율이 높은 기계를 선정한다.

이 작업시스템 계획은 경험과 검토용 자료가 필요하므로 외국의 자료를 예를 들어 설명한다.

#### 가. 오스트리아의 임업기계선정 예

오스트리아는 알프스지역 동부에 위치하고 산림은 인공림이 대부분이고, 산악지대로 유럽 가운데서 가장 조건이 나쁜 지역이고, 소유단위 면적 또한 작게 분산되어 있는 등 우리나라와 유사한 점이 많다. 그러나 장별기로 임령의 분포는 균등하게 분포하고 있고, 집중호우가 없으며 따라서 流水에 의한 계곡이 없다. 따라서 노망밀도가 높고 전체적으로 우리나라 조건과 유사한 것은 아니지만 유럽지역에서는 가장 참고가 될만하므로 기계화의 개요를 설명하고자 한다.

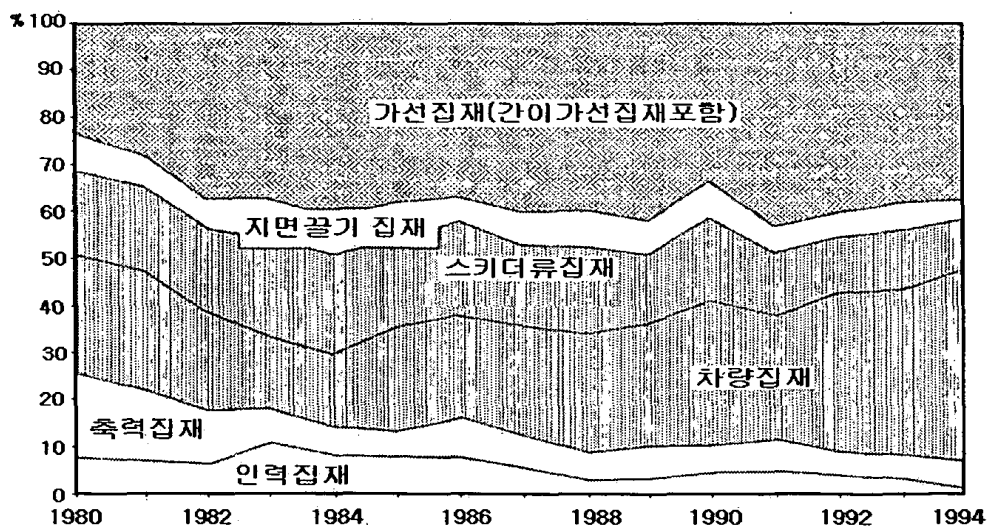


그림 5-13. 오스트리아의 최근 집재작업 비율

#### (1) 오스트리아 집재작업의 변천

오스트리아 집재작업의 변천은 그림 5-13과 같으며 북미지역의 중형스키더가 일찍 도입되어 개별작업지에 사용되었지만 노망밀도가 높아진 요즘에는 소형화 추세에 있고, 1990년 태풍에 의한 대량의 풍도목이 발생했을 때에 도입된 북유럽의 포워더가 증가하고 농업트랙터용 트레일러형 등의 장비를 이용하여 적재형 단목집재를 하고 있다.

(2) 오스트리아 집재기계, 기자재의 적용범위

오스트리아에는 2개소의 연방임업강습소에서 만들어 각 지역에서 사용하고 있는 교본이 있지만 1996년도의 개정판 그림 5-14에 있는 각 집재기계, 기기의 적용범위가 상향, 하향, 경사 및 집재거리가 나타나있다. 실제로는 가선용 집재기계와 소집재용 기계를 조합하여 사용하고 있다.

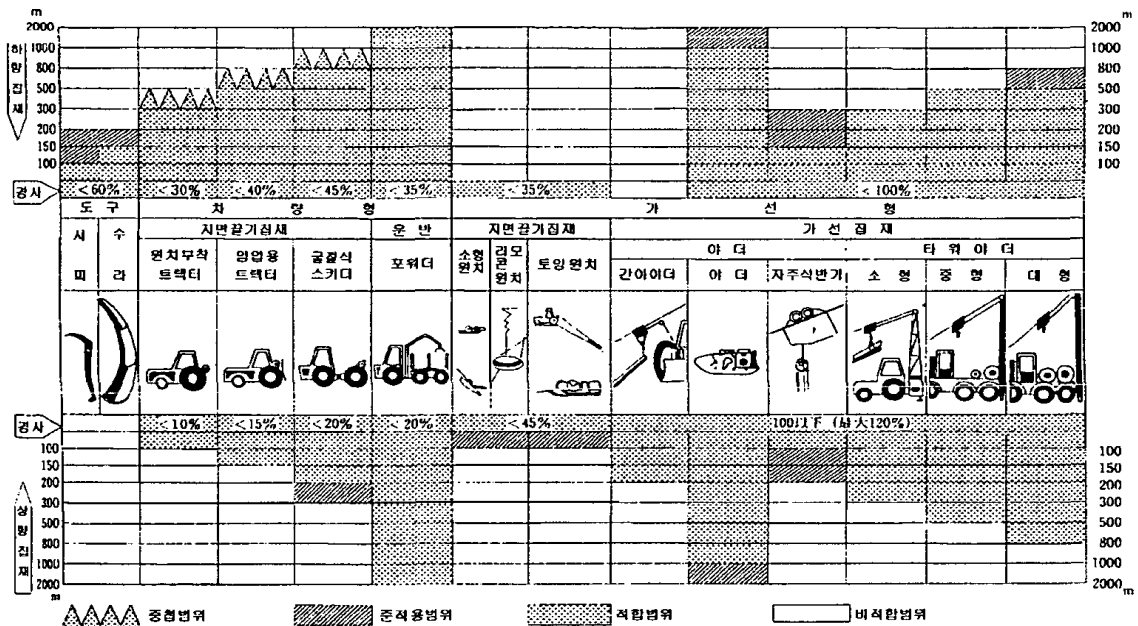


그림 5-14. 오스트리아에서 사용되는 지형조건별 집재작업 기계의 적용

나. 우리나라 임업기계화를 위한 작업시스템 계획

고성능 임업기계화를 계획하는 경우에는 작업시스템을 검토하지 않으면 안 된다. 작업시스템 계획방법은 여러 가지가 있지만 여기에서는 독일, 오스트리

아, 스웨덴에서 사용되는 방법을 설명하도록 한다.

(1) 산림작업과 작업장소와의 관계

임내에서 작업을 하는 임업기계는 작업의 종류에 따라 대개 결정되지만 임지내, 집재로 및 임도의 2개소 이상에서 사용이 가능한 기계가 있다. 표 5-5는 각 기계별로 이들 관계를 나타낸 것이다.

이 표는 작업시스템을 계획하는 경우에 참고가 되고, 임업기계의 작업기능을 검토하고 기계선택에 사용될 수 있는 이외에 사용장소에 적합한 차량 회전장소 구조의 선택에도 사용될 수 있다. 한편, 사업체가 작업을 실행하는 산림의 상황에 따라 몇 가지의 작업시스템을 필요로 하는 경우에는 다기능 기계의 기능 일부분을 사용하는 방법(예를 들면 하베스터의 조재작업만)이나, 작업원의 배치(예를 들면, 벌목을 먼저하고 다음에 집재작업을 분담해서 실행) 까지도 검토하는 것이 가능하다.

표 5-5. 임업기계의 작업과 작업장소의 검토

장소 작업	임 내	집재장비	임도(집적장소)
벌 목	체 인 톱	-	-
	하 베 스 터		
	펠 러 번 처		
	트 리 펠 러		
조 재 (가지치기, 길이측정, 작동)	체인톱		
	하 베 스 터		가지치기, 작동(하베스터)
	-	(프로세서)	프 로 세 서
	-	간이프로세서	(간이프로세서)
집 재	-		
	타 워 야 더		
	그 래 플 스키더		
	포 워 더 자 주 식 반 기		
집 적	포 워 더		
	하 베 스 터	-	하 베 스 터
	-	(프로세서)	프 로 세 서
	-	-	그 래 플 소

각 제작회사 등의 자료에 의해 작업성능이나 생산성에 적합한 것을 고려하여 전체적인 작업시스템을 검토하여 결정한다. 이때 작업인원은 기계마다 전담시키지 않으므로 2가지 공정(타워야더와 프로세서의 운전 겸임)을 수행하는 것도 적극적으로 검토된다.


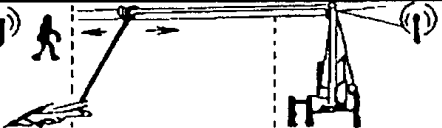



작업장소 작업	입목위치	집재로	작업로
벌목조재			
조재집적			
집운재			

그림 5-15. 체인톱, 타워야더, 프로세서 및 포워드 작업시스템

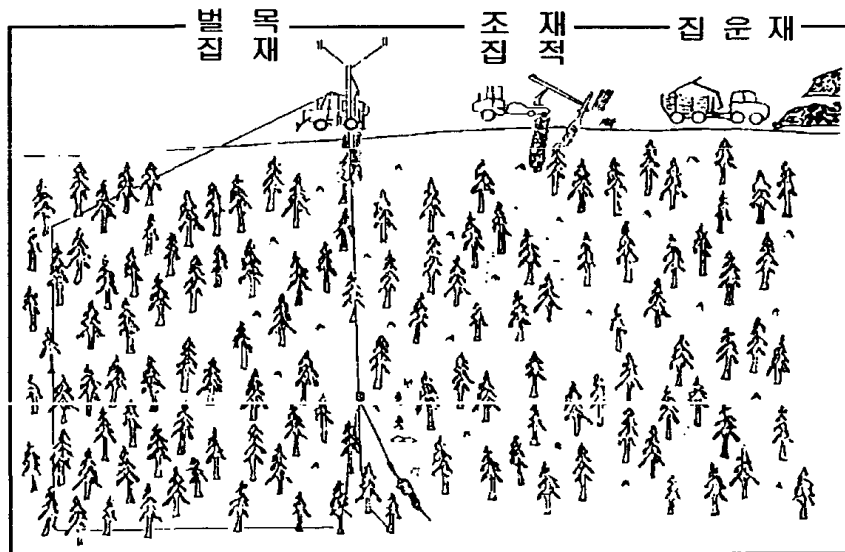


그림 5-16. 고성능 임업기계를 이용한 작업시스템 모식도

그림 5-15는 체인톱에 의한 벌도작업을 행하고 타워야더로 작업로까지 전



목집재작업을 하여 작업로에서 프로세서에 의해 가지치기 및 작동 등 조재작업을 한 후, 마지막으로 포워더로 운반하는 임내에서 임도까지 집재작업을 실시하는 작업시스템의 계획도이다. 그림 5-16은 실제로 작업을 하는 모식도를 나타낸 것이다.

우선, 지금까지 실행되었던 과거의 작업을 이와 같이 분석하므로써 작업시스템의 부조화를 개선 검토할 수 있다.

한편, 이 작업시스템은 작업시작 전에 작업원에게 보여 주고 작업지시를 철저히 함과 동시에 작업원의 의견을 들어 참여의식을 높여 작업이 보다 효율적인 방향으로 진행되도록 하는 방법이다.

### 3. 임업기계 선정시 고려해야 할 사항

작업 시스템에 적합한 임업기계의 선정은 대상 임분의 여러 조건에 좌우되지만 우리 나라에서는 아직 충분한 자료의 축적이 되어 있지 않은 실정이다. 따라서 지금까지 일본 등 선진 임업국가에서 얻어진 자료와 참고 할만하다고 생각되는 자료를 임업기계 선정자료로 하여 기계의 선정에 대한 기본적인 순서를 다음과 같이 설명한다.

#### 가. 경사와 집재거리의 검토

작업대상 임분의 경사와 집재거리에 의해 임업기계를 선정하는 방법에는 그림 5-14에 나타난 오스트리아의 집재작업 기계적용을 참고로 하였다.

#### 나. 작업공정의 검토

그림 5-17은 독일 산악지의 간벌작업 실적을 나타낸 것으로 체인톱에 의한 벌목작업 실시 후 집재거리 100m일 경우 타워야더에 의한 전목집재작업과 단목집재작업시의 공정 및 프로세서 조재작업공정을 나타낸 것으로 이와 같은 작업조건별, 임목재적별 작업실적을 정리해 놓으면 작업시스템의 차이나

취급되는 원목의 직경별 공정을 쉽게 판단할 수 있다.

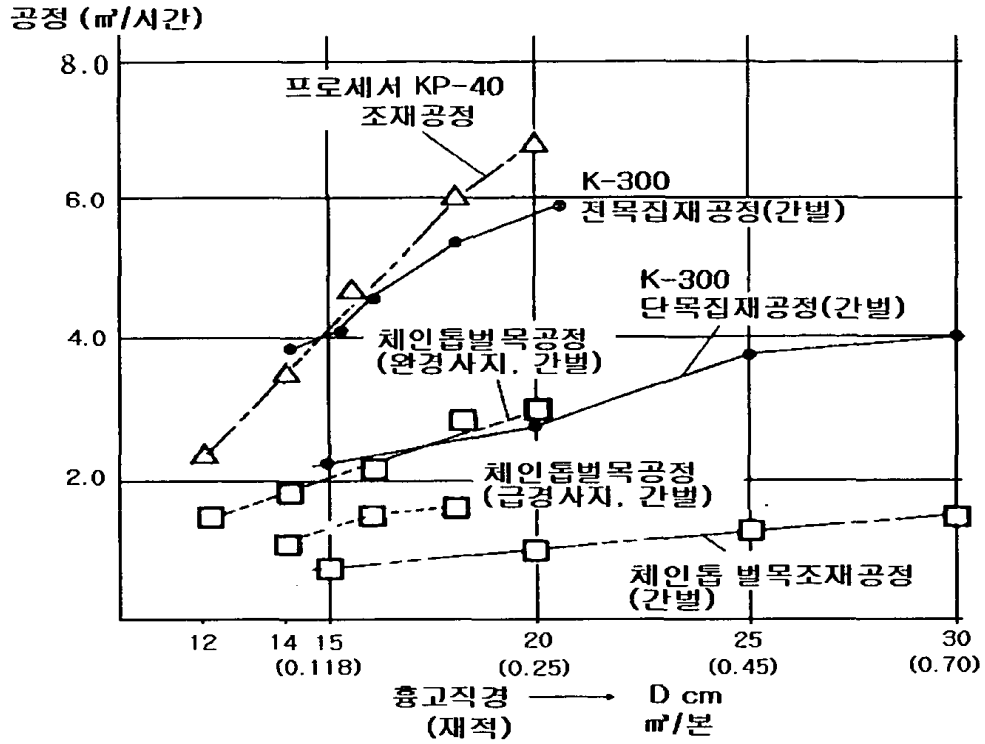


그림 5-17. 집재거리 100m의 작업공정 예(독일)

표 5-6은 1991년 스웨덴에서 침엽수를 대상으로 한 고성능 임업기계에 의한 작업공정을 나타낸 것으로 간벌, 주벌별 시간당 작업량 및 처리분수를 나타낸 것으로 작업별, 기종별로 차이를 나타낸 것이다. 스웨덴에서는 이와 같은 공정표가 약 5년마다 발표되고 있다.

표 5-6 스웨덴에서 적용되는 작업공정

기종	작업공정 (m³/시간)	
	간벌(흉고직경 14cm)	주벌(흉고직경 22cm)
펠러번처	-	26 (100분)
하베스터	7 (80분)	18 (70분)
프로세서	7 (85분)	-
체인톱	1.3~2.0 (13~40분)	1.9~9.0 (7~35분)

다. 기계의 신뢰성

기계는 여러 가지 부품으로 구성되어 있고, 각각의 부품들은 확률을 가지고 고장이 발생되므로 고장이 생기지 않을 확률을 신뢰도라고 하며, 이것을 전체적으로 곱한 것이 기계의 신뢰도라 하고 고장나지 않은 실가동시간을 추정할 수 있다.

그림 5-18은 스웨덴에서 포워더와 하베스터에 대한 신뢰도의 추이를 검토한 것을 나타낸 것으로 앞으로 도입 사용될 고성능 임업기계 신뢰성을 추정할 수 있다. 그림에서 보는 바와 같이 전공정 수확작업기계인 하베스터의 신뢰성보다는 상대적으로 기능이 단순한 포워더의 신뢰성이 더 높은 것으로 나타나고 있다.

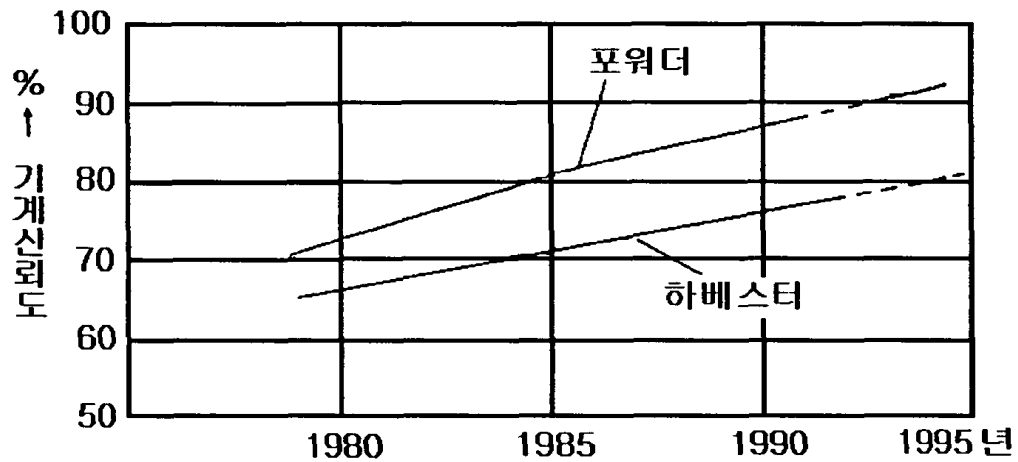


그림 5-18. 스웨덴에서 사용되는 고성능 임업기계 신뢰성

표 5-7. 스웨덴의 벌채 및 반출작업 추정효율(%)

기종	작업조건				
	아주 우수	우수	표준	나쁨	아주 나쁨
펠러번처	95	89	79	62	45
하베스터	90	81	69	49	34
포워더	93	86	76	59	41
프로세서	93	86	76	59	42

표 5-7은 스웨덴의 벌채 임업용기계의 작업조건별 작업난이도를 나타낸 것으로 앞에 설명한 신뢰성을 기계의 예정 실동시간으로 곱하여 실제 가동시간을 추정할 수 있는 것이다. 예를 들면 하베스터를 8시간 작업하는 것을 표준으로 하면, 예상 실동시간  $T = 8 \times 0.75 \times 0.69 = 4.1$ 시간이 된다.

표 5-8은 일본에서 사용되는 고성능 임업기계의 연간 가동일수를 조사한 것으로 우리 나라에서도 도입사용할 경우 비용계산자료를 검토하여 타당성 있는 임업기계의 도입적용에 기본자료로 활용할 수 있을 것이다. 표에서 보는 바와 같이 벌채 및 반출작업을 전업으로 하는 경우의 연간 가동일수가 겸업의 경우보다 20%이상 높은 것으로 나타나고 있다.

표 5-8. 일본에서 사용되는 임업기계의 연간 가동일수 (일)

기종	조림, 벌채 및 반출 겸업	벌채 및 반출 전업
야더	135	156
타워야더	60	107
집재용트랙터	125	155
다공정처리기	85	131
그래플로더	145	180
그래플쏘	125	160

### 제 3 절 현지적용성 시험

포워더에 의한 작업은 외국의 경우 대부분 완경사지역인 임내에서 하베스터에 의한 벌목조재작업이 선행된 후 운반 및 집재작업을 실시하거나, 체인톱에 의한 벌목작업 후, 타워야더에 의한 전간 또는 전목집재 작업으로 임도변에 옮겨진 원목을 작동하여 크레인으로 상차하여 운반하는 작업시스템이 일반화되어 있다.

포워더의 일반적인 기능은 앞서도 설명한 바와 같이 임내, 임도 및 작업로변에 산재된 원목을 크레인에 의해 상차하는 기능이 대표적이지만, 지형여건상 임내의 진입이 곤란하거나 크레인의 작업범위에서 벗어나 있는 원목의

집재를 위하여 원치에 의한 집재작업, 또한 상차된 원목을 운반하는 3가지 기능으로 나눌 수 있다.

위와 같이 미니포워더의 3가지 기능에 대한 원치에 의한 집재작업의 현지 적용성 시험은 광릉시험림 6임반으로 수종은 리기다 소나무 소경목 이었으며, 평균 원목의 단재적은 0.13m<sup>3</sup> 이었다. 또한, 크레인에 의한 상차작업 및 운반작업은 시험림 16임반에서 실시되었다.

### 1. 크레인에 의한 상하차 및 운반작업

#### 가. 작업지 조건 및 일반현황

본 작업은 임내에 산재된 원목을 크레인을 이용하여 적재함에 상차한 후, 1차 토장까지 소운반하는 작업으로서 대상 수종은 잣나무였으며, 작업지역의 조건은 표 5-9와 같으며, 본 작업은 1인에 의해 작업이 실시되었다.

표 5-9. 크레인을 이용한 상차 및 운반작업지역 조건

장 소	임·소반	면적	경사	조립년도	ha당 축적 (m <sup>3</sup> )
광릉시험림	16임반 다소반	4.7ha	완	67, 68, 70	272.43
혼효율(%)	임령	평균수고	영급	경급	소밀도
100	36	16	IV	20	밀

그림 5-18에서 보는 바와 같이 작업은 임내에 미니포워더가 진입하여 체인톱에 의해 벌목 조재된 원목을 크레인으로 상차한 후, 작업로 및 임도의 주행을 통하여 공간적으로 여유가 있는 임도변의 1차 토장(landing)에

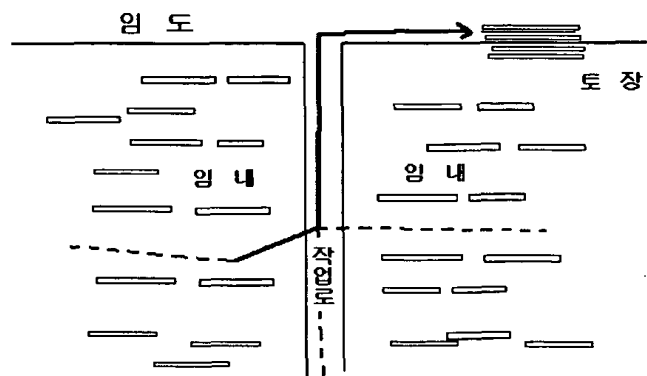


그림 5-18. 미니포워더 작업진행 모식도

집적해 놓은 모식도이다. 작업광경은 그림 5-19 및 5-20과 같다.



그림 5-19. 임내에서의 크레인 상차작업



그림 5-20. 적재주행 광경 (임도)

집적해 놓은 모식도이다. 작업광경은 그림 5-19 및 5-20과 같다.

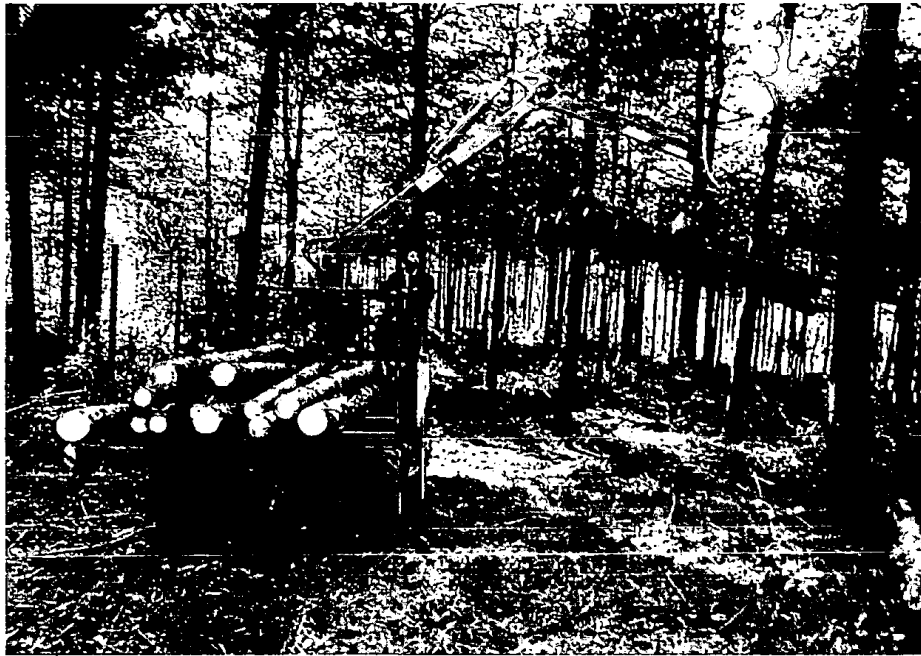


그림 5-19. 임내에서의 크레인 상차작업

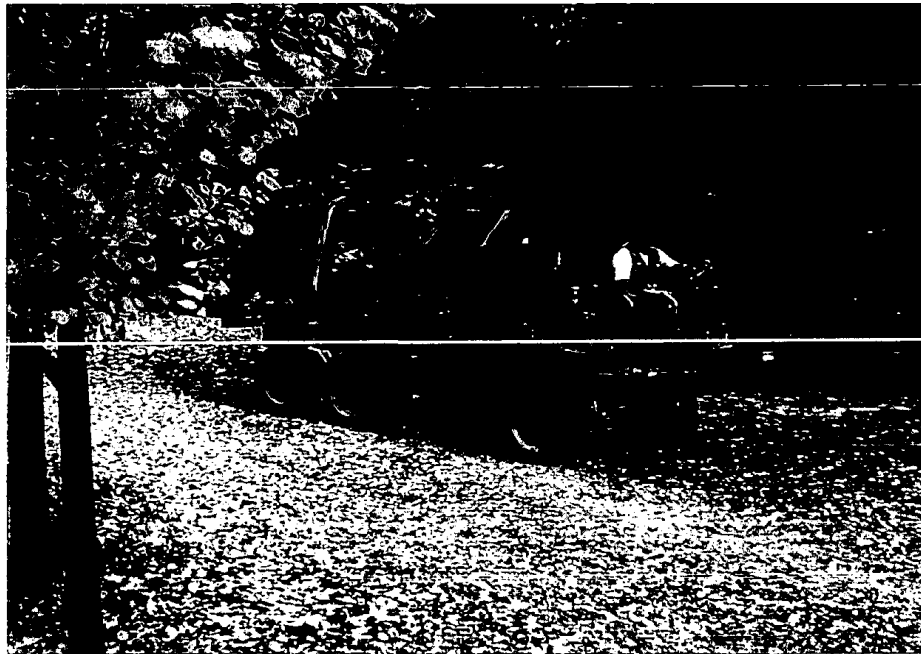


그림 5-20. 적재주행 광경 (임도)

이와 같은 작업과정을 통하여 조사된 집재 및 운반거리는 표 5-10과 같은 바, 집재거리는 최소 80m, 최대 200m까지 운반을 실시하였다. 이 가운데는 작업로주행, 임내주행 및 임도의 주행이 포함되어 있다.

표 5-10. 상차 및 운반작업의 미니포워더 주행거리

회 수	총집재거리(m)	임도(m)	작업로(m)	임내(m)
1	180	60	60	60
2	200	60	60	20
3	160	60	60	40
4	180	60	60	60
5	140	60	60	20
6	80	60	20	0
7	121	41	0	80
8	121	41	0	80
9	141	41	0	100
10	141	41	0	100
평균	146.4	52.4	32	56

#### 나. 작업시간 및 작업능력 조사

작업능력을 분석하기 위하여 작업시간을 조사한 결과는 표 5-11과 같이 나타났다. 요소작업의 구분은 미니포워더가 주행하면서 산재된 원목을 상차하는 작업, 원목을 찾아 임내 또는 작업로상에서의 이동작업, 원목을 상차한 후 운반주행을 하여 토장까지의 적재운행 및 하차작업의 순수작업시간으로 구분하였다. 또한 생산량은 상차되는 원목의 말구직경과 재장을 측정하였는 바, 전체 10회의 조사결과 생산량은 27.8m<sup>3</sup> 이었고, 생산된 원목의 동수는 434동이었다. 미니포워더의 1회 평균 운반가능한 원목재적은 설계규격인 2톤을 상회하는 약 2.8m<sup>3</sup>(최대 3.4m<sup>3</sup>까지 가능)이었다.



표 5-11. 작업시간 조사내역

구 분	전 체	상하차시간	이동시간	주행시간	여유 및 기타
시 간(분)	483.5	302.5	115.1	45.8	20.1
비 율(%)	100	62	24	10	4

작업시간은 표 5-11에서 보는 바와 같이 전체 483.5분의 조사 가운데 상하차에 소요되는 시간이 62%인 302분을 차지하였고, 그 외 원목이 산재되어 있는 곳으로의 이동 및 주행시간 비율이 34%, 작업지체 및 기타시간으로 4%가 소요되는 것으로 나타났다. 이 시간은 실제 작업을 하는 순수작업으로만 구성되어 있으므로 여기에 주유 등 기계의 정비에 소요되는 시간 및 작업원의 휴식시간 등 일반작업시간을 30%로 가정하고 작업량 및 작업시간을 계산하면, 1시간당 작업능률은 2.41m<sup>3</sup>이고 이것을 1일 8시간으로 환산한 결과 19.34m<sup>3</sup>의 능률을 올리는 것으로 나타났다.

## 2. 원치에 의한 집재작업

원치에 의한 집재작업은 일반적으로 크레인의 작업범위가 도달하지 않는 곳의 원목의 견인을 하거나 지형적 여건으로 미니포워더의 진입이 불가능한 지역에서 실시하는 것이다. 본 조사에서 원치에 의한 집재작업의 실행은 임도상에 미니포워더를 정차시킨 후, 원치의 와이어로프를 풀어 임내에 있는 원목의 상향집재를 실시하였다. 본 작업은 1인의 기계운전원과 1인의 보조작업원(초커작업원)이 2인1조로 편성되어 작업하는 것을 원칙으로 한다.

표 5-12. 작업지 조건

장소	수종	수고 (m)	흉고직경 (cm)	경사 (도)	집재작업 거리	말구 직경 (cm)	원목단재적 (m <sup>3</sup> )
광릉시험림 6임반	리기다 소나무	14.5/ 10.7~18.3	17.6/ 8.6~27.2	26.4/ 22~30	40m 이내	10.9 (7~17)	0.042 (0.013~ 0.092)

이 때 작업에 대한 노동강도를 줄이기 위해서는 운전원과 작업원간의 역할을 서로 바꾸어가면서 작업을 실시한다. 작업지 조건은 표 5-12와 같다.

#### 가. 작업의 흐름

원치에 의한 집재작업의 시스템은 작업대상지역에 미니포워더를 정차시킨 후, 집재예정선의 장애물을 정리한다. 이 정리 작업은 대개 벌도목의 근주를 제거하거나 견인되는 곳의 시야 확보와 와이어로프에 의해 발생하는 피해입목을 최소화시킬 수 있도록 작업로선에 대한 정리를 실시한다.

그 후, 미니포워더를 입목의 근주에 고정시켜 집재목 견인시의 사고에 대비하고 차량지지대를 이용하여 차량의 안전확보가 확인되면 와이어로프를 집재대상목이 있는 곳으로 끌고 가서 원목을 묶는다. 견인집재할 때에는 운전원과 보조작업원이 항상 신호를 보내 만약의 사태에 대비하면서 작업을 실시한다. 본 조사의 작업내역은 표 5-13과 같다.



그림 5-21. 원치에 의한 집재작업 광경 (임도변)

이 때 작업에 대한 노동강도를 줄이기 위해서는 운전원과 작업원간의 역할을 서로 바꾸어가면서 작업을 실시한다. 작업지 조건은 표 5-12와 같다.

#### 가. 작업의 흐름

원치에 의한 집재작업의 시스템은 작업대상지역에 미니포워더를 정치시킨 후, 집재예정선의 장애물을 정리한다. 이 정리 작업은 대개 벌도목의 근주를 제거하거나 견인되는 곳의 시야 확보와 와이어로프에 의해 발생하는 피해입목을 최소화시킬 수 있도록 작업로선에 대한 정리를 실시한다.

그 후, 미니포워더를 입목의 근주에 고정시켜 집재목 견인시의 사고에 대비하고 차량지지대를 이용하여 차량의 안전확보가 확인되면 와이어로프를 집재대상목이 있는 곳으로 끌고 가서 원목을 묶는다. 견인집재할 때에는 운전원과 보조작업원이 항상 신호를 보내 만약의 사태에 대비하면서 작업을 실시한다. 본 조사의 작업내역은 표 5-13과 같다.



그림 5-21. 원치에 의한 집재작업 광경 (임도변)

표 5-13. 원치 집재작업 조사내역

작업회수	작업시간	집재거리	집재방향	집재재적	작업인원
49회	150.5 분	10~30m	상향	8.14m'	2인1조

나. 작업시간 및 작업능률

원치의 견인에 의한 집재작업은 집재거리 30m 이내의 단거리작업에 대한 시간 조사결과를 토대로 미니포워더의 원치에 의한 1싸이클당 집재시간을 분석한 결과 로프풀기, 견인, 초커제거 및 크레인에 의한 원목정리작업 등 순수하게 임목의 생산에 소요되는 시간이 전체작업시간 가운데 61.3%인 2.9분을 차지하고 있으며, 생산에 직접적으로 관여하지는 않지만 작업요소에 없어서는 안되는 준비정리작업 및 휴식, 장비의 지체 등 일반작업 시간이 나머지를 차지하고 있는 것으로 나타났다. 1싸이클당 전체 작업시간은 4.73분으로 나타났다.

표 5-14. 원치 집재작업 1싸이클당 작업시간

구 분	계	로프풀기	초커설치	원 칭	초커제거	일반작업
소요시간(분)	4.73	0.68	0.62	1.22	0.38	1.83
비 율(%)	100.0	14.3	13.1	25.8	8.1	38.7

따라서 위의 조사자료를 기초로 원치에 의한 집재작업의 작업능률을 계산한 결과, 1회당 집재재적은 0.166m'이었고, 여기에 소요되는 작업시간이 1회당 4.73분으로써 1시간당 작업능률은 2.11m'이었다.

## 제 4 절 미니포워더 사용시 주의사항

미니포워더의 운전 전에는 반드시 다음과 같은 사항에 주의하면서 작업을 실시하도록 한다.



그림 5-22. 미니포워더의 각종 지시계

- 사용하기 전에 반드시 주행시간을 읽어서 기재할 것
- 엔진은 충분히 예열을 실시하여 시동을 걸 것
- 엔진시동시 반드시 브레이크가 잠긴 것을 확인 후에 시동을 걸 것
- 엔진을 공회전시켜 난기운전을 실시하는 동안 기기의 점검을 실시하여 이상이 있는 부분을 체크할 것
- 타이어의 공기압은 충분한 접지면을 확보하도록 조정하고 하중의 양에 따라 조절할 것 (30~42 PSI사이로 조정)
- 특히 유압유 탱크의 액면을 확인하고 유압호스 연결부위 등을 점검하여 누유여부를 확인할 것
- 저속 및 고속 조절 스위치의 위치는 차체앞 방향이 저속(디퍼렌셜 잠김 가능) - 중간부분 저속(디퍼렌셜 잠김기능 작동 안함) - 차체 뒤방향(고



그림 5-22. 미니포워더의 각종 지시계

- 사용하기 전에 반드시 주행시간을 읽어서 기재할 것
- 엔진은 충분히 예열을 실시하여 시동을 걸 것
- 엔진시동시 반드시 브레이크가 잠긴 것을 확인 후에 시동을 걸 것
- 엔진을 공회전시켜 난기운전을 실시하는 동안 기기의 점검을 실시하여 이상이 있는 부분을 체크할 것
- 타이어의 공기압은 충분한 접지면을 확보하도록 조정하고 하중의 양에 따라 조절할 것 (30~42 PSI사이로 조정)
- 특히 유압유 탱크의 액면을 확인하고 유압호스 연결부위 등을 점검하여 누유여부를 확인할 것
- 저속 및 고속 조절 스위치의 위치는 차체앞 방향이 저속(디퍼렌셜 잠김 가능) - 중간부분 저속(디퍼렌셜 잠김기능 작동 안함) - 차체 뒤방향(고

속 위치)이므로 앞 방향으로 위치할 것

- 난기운전 후에 유압 펌프를 전후진 방향으로 움직여 작동여부를 확인하고 특히 겨울철 추운 날씨에는 전후진 방향으로 서서히 움직여 유압온도를 높여준 후, 유압기기의 작동을 원활하게 하기 위하여 크레인도 각각의 붐, 그레플 등을 수회 작동시켜 충분히 유압온도가 올라가게 할 것.

- 엔진의 과열을 방지하기 위하여 평지를 주행하거나 하중을 신지 않고 운행시에는 엑셀레이터를 완전히 밟지 말고 약 80% 수준으로 유지할 것.

(엑셀레이터를 과도하게 밟으면 엔진의 과열, 유압유의 온도상승 등 기기의 이상을 초래할 우려가 있음)

본 엔진의 토오크 최대 위치는 RPM이 약 1800 내외이므로 2400RPM까지의 과도한 엑셀레이터 조작은 견인력의 손실 초래 및 엔진 및 유압계통의 열 발생 원인이 됨

- 엔진의 온도 및 라디에이터, 유압탱크, 유압펌프의 온도를 측정하여 엔진의 온도가 100도, 유압유탱크 70도, 유압펌프 7도를 넘지 않도록 확인

(적외선 온도계로 지정된 위치를 측정)

- 경사지 하행 주행시 엔진브레이크는 주행용레버(펌프사판각도 조정레버)의 위치를 약간 뒤방향(후진 방향)으로 위치하면 엔진브레이크가 작동함

- 경사지 하향 주행시에는 브레이크를 작동하지 말 것. 네가티브 브레이크이므로 급제동이 걸려서 전복이나 기기의 손상이 우려됨(주행방향 레버로 조종할 것)

- 크레인 작업시는 반드시 아우트리거를 설치하되 6개의 차륜이 전체적으로 지면에 접촉하는 것을 확인 후에 크레인을 조작하고 처음에는 가까운 원목을 차체에 실어서 차체의 안전성을 확보한 후에 먼 위치에 있는 원목을 실을 것.

- 크레인의 작동시 작동범위내에는 다른 사람이 위치하지 않도록 하여 작업

의 안전성을 확보할 것.

- 크레인의 선회조작은 처음에는 서서히 움직이고 다음에 적정속도, 다시 감속하는 방식으로 레버를 조작하여 기계에 무리가 없도록 할 것.
- 작동시 이상이 발생하면 반드시 작동을 멈추고 이상유무를 확인한 후에 작업을 재개할 것.
- 처음에 길들이기 운전상태이므로 과도한 하중을 피하고 초기 50시간까지는 기기의 길들이기 기간이므로 50시간 이후에 엔진오일 등을 교체할 것.
- 원치의 조작은 반드시 브레이크를 작동시킨 후 작동할 것. (아우트리거는 되도록 내리지 말 것, 아우트리거를 내리면 차체가 전후로 요동이 생기므로 접지가 제대로 안되어 안전성이 문제가 됨)



## 제 6 장 결론 및 고찰

### 1. 기본차량 설계제작

임내를 주행하는 기계에 의한 집재작업은 경사지인 산림내를 주행할 수 있는 장비가 개발되어야 하나 국내외적으로 아직 40% 이상의 경사지를 자유로이 주행할 수 있는 장비가 아직 개발되어 있지 않은 실정이다.

따라서 본 연구에서는 국내의 산림지형 조건에 부합되는 소형의 미니포워더를 개발·보급하여 임업의 생산성 향상을 도모하고자 하였다. 또한 현재의 임업현황을 고려하여 보다 저렴하여 보급이 용이하고 사용이 편리한 저가의 임업기계를 개발하였다.

특히, 포워더는 주로 하베스터에 의해 벌도·조재된 원목을 차체에 탑재된 그레플로 상차하여 집재로나 완경사지의 임내에서 임도변의 토장까지 집재·운반할 수 있는 고성능 임업기계로서 포워더가 지닌 특징은 우선 차체의 최저 지상고가 높아 그루터기와 같은 장애물이 있거나 지형이 균일하지 않은 곳에서도 주행할 수 있는 높은 주행성능과 1회에 대량의 원목을 운반할 수 있는 탁월한 적재운반능력에 있다.

기본차량의 구동은 유압에 의한 방법을 채택하였고, 이의 효율적 활용을 위하여 유압기기의 구성이 적절해야한다. 따라서 유압구동시스템의 설계시 우선 전체적으로 목표중량과 주행속도 범위, 주행조건인 경사지 등판능력 등 성능을 고려하여 기기를 구성하였으며, 이를 고려하여 엔진은 국내에서 산업용으로 많이 활용되는 엔진을 선택하여 60마력 내외를 대상으로 하였으며 장비의 주행조건은 최대 속도가 10km 이하로 경사지를 주행할 경우 충분한 추진력을 갖도록 설계제작 하였다.

기본차량으로 사용할 차량은 기본 프레임을 자체 제작하여 여기에 탠덤보기와 전륜 차축을 부착하고, 원목집적용 크레인 및 유압식 원치 등을 기본으

로 시제품을 제작하였다.

## 2. 크레인 및 윈치 설계제작

포워더의 기능은 임지에 산재되어 있는 원목을 자체에 장착된 크레인을 이용하여 적재함에 실을 수 있어야 하므로 작업생산 능력을 높이기 위해서는 크레인의 붐 선회속도가 신속하고, 간벌임지와 같이 잔존입목 또는 장애물이 많은 좁은 공간에서도 작업에 지장을 주지 않고 원목을 싣고 내릴 수 있도록 관절식 크레인이 대부분 이용되고 있다.

본 미니포워더는 이를 위하여 2단식 관절과 마지막 붐을 연장할 수 있는 1단 신축식 집적용 굴절식 크레인을 설계 탑재하였고, 본체에 탑재되는 방식은 차량지지대(out rigger)의 프레임에 탑재가 가능하도록 모듈식으로 제작하였다.

메인 붐의 회전은 실린더(랙과 피니언)에 의한 회전방법을 적용하되 회전각도는 신속한 작업과 차체주위에 있는 원목의 상차작업이 가능하도록 360°로 설정하였다. 크레인 용량은 2톤·m로서 원목직경 약 40cm까지의 집적작업이 가능하다. 또한 인양능력은 최대 연장거리 5m일 때, 약 400 kg을 들어 올릴 수 있도록 하였으며, 유압신축으로 인한 연장 붐 길이 80cm, 최대작업 반경은 4m 이상이다.

원목을 집을 수 있는 그레플 단면적은 약 0.14m<sup>2</sup>로서 크레인의 총중량은 차체를 지지하는 아웃트리거와 그레플의 무게를 포함하여 약 800kg 정도이다. 조종밸브는 별도설치가 가능하도록 제작하였고, 과하중을 방지할 수 있는 장치를 설치하였다.

차량이 접근할 수 없는 장소에 위치한 원목을 차체까지 끌고 올 수 있도록 유압윈치를 부착하였는데, 이는 비상시 차체가 빠져서 움직일 수 없는 경우 비상 탈출용(salvage winch)으로 사용이 가능하며 최대 견인력 2톤인 유압윈치를 부착하였다. 드럼용량은 10mm 와이어로프를 약 80m 정도 감을 수 있으

며, 이 때의 최대 견인속도는 분당 약 30~40m 정도로 설정하여 원치를 개발하였다.

### 3. 포워더의 주행안정성

임업 기계 국산화의 일환으로 개발된 원목운반용 미니포워더의 안정성을 분석하기 위하여 수행되었다. 안정성 분석은 다물체 동력학 해석 프로그램인 Working Model 2D와 VisualNastran Desktop를 이용하여 수행하였다. 동적 거동을 해석하는데 필요한 포워더의 형상(geometry)과 각 구성부의 무게, 무게 중심, 질량 관성 모멘트는 3D CAD 모델러(modeler)인 Solid Edge 8.0을 이용하여 모델링하고 예측하였다.

포워더의 안정성은 2차원 포워더의 장애물 통과 시뮬레이션과 3차원 횡전도 시뮬레이션으로 나누어 예측하였다.

2차원 포워더의 장애물 통과 시뮬레이션은 평지와 경사지에서 목재 적재의 여부에 따라 포워더가 장애물을 통과할 때 차륜과 무게 중심의 동적 거동을 예측하여 안정성이 상실되는 차륜의 지면 이탈 현상을 분석하였다. 시뮬레이션 결과 평지와 경사지에서 목재를 적재하고 주행하는 포워더의 전륜은 장애물을 통과할 때 목재의 하중전이에 의하여 지면 반력이 감소되어 쉽게 지면과 분리되는 현상을 나타내었다. 반면 후륜부의 보기차륜은 하중 전이에 의하여 지면 반력이 증가하고, 장애물을 통과할 때 보기 프레임의 요동운동에 의하여 안정성을 향상시키는 것으로 나타났다. 장애물과 충돌할 때 포워더의 차체에 전달되는 과도 진동의 크기는 전륜이 장애물을 통과할 때보다 보기차륜이 장애물을 통과할 때 50 % 이상 감소되는 것으로 나타났다. 따라서 보기차륜은 장애물이 있는 경사지에서도 포워더의 진동을 감소시켜 주행의 안정성을 향상시키는 것으로 판단된다.

3차원 횡전도 시뮬레이션에서는 포워더가 등고선 방향으로 주행하며 경사 위쪽의 장애물을 통과할 때 목재의 적재 여부, 주행속도, 장애물의 크기, 지

면 경사각에 따라 횡전도 현상을 분석하였다. 또한 보기차륜을 장착한 포워더와 단순 6륜 구동 포워더의 횡전도 현상을 비교 분석하였다.

횡전도 시뮬레이션 결과에 의하면 적재 목재는 포워더의 무게 중심을 높여 횡전도 안정성을 감소시키므로 목재를 적재하고 경사지를 주행하는 보기차륜 포워더는 목재를 적재하지 않았을 때보다 주행속도를 20 % 이상 감속해야 할 것으로 나타났다. 장애물이 높고 접근각이 작을수록 횡전도는 쉽게 일어났으며 지면 경사도가 20° 이상일 때는 횡전도의 위험성이 급격히 증가하는 것으로 나타났다.

목재를 적재한 상태에서도 보기차륜 포워더는 횡경사도 20° 미만의 지면에서 높이가 비교적 낮은 10 cm 이하의 장애물을 통과할 때 규정속도이내에서는 횡전도가 일어나지 않았다. 반면, 단순 6륜 포워더의 경우 목재를 적재하지 않은 상태에서도 비교적 낮은 경사 10° 에서 횡전도가 일어났으며, 장애물의 높이가 높으면 낮은 지면 경사도에서도 쉽게 횡전도가 일어났다. 예측 결과 보기차륜을 장착한 포워더는 단순 6륜 구동 포워더에 비하여 같은 경사지에서 횡전도에 대한 안정성이 2배 이상 우수하였다.

본 연구에서 수행한 안정성 분석 시뮬레이션을 통하여 다양한 운행 조건에서 포워더의 안전 한계를 제시함으로써 안정성 보완 설계시 참고할 수 있는 기초 자료로 제공될 수 있을 뿐만 아니라 운전자에게는 지형, 주행 조건에 따른 위험 상황을 예고하여 사고를 미연에 방지할 수 있을 것으로 판단된다.

#### 4. 현지 적용성 시험

포워더의 일반적인 기능은 임내, 임도 및 작업로변에 산재된 원목을 크레인에 의해 상차하고, 지형여건상 임내의 진입이 곤란하거나 크레인의 작업범위에서 벗어나 있는 원목의 집재를 위하여 원치에 의한 집재작업, 또한 상차된 원목을 운반하는 3가지로 나눌 수 있으며 개발된 기종에 대한 현지 적용성 시험을 실시한 결과 다음과 같다.

첫째, 임내에서의 상차 및 운반작업은 전체 10회의 조사결과 생산량은 27.8 m<sup>3</sup> 이었고, 생산된 원목의 동수는 434동이었다. 미니포워더의 1회 평균 운반 가능한 원목재적은 설계규격인 2톤을 상회하는 약 2.8m<sup>3</sup>이었다.

작업시간은 전체 483.5분의 조사 가운데 상하차에 소요되는 시간이 62%인 302분을 차지하였고, 그 외 원목이 산재되어 있는 곳으로의 이동 및 주행시간 비율이 34%, 작업지체 및 기타시간으로 4%가 소요되는 것으로 나타났다. 이 시간은 실제 작업을 하는 순수작업으로만 구성되어 있으므로 여기에 주유 등 기계의 정비에 소요되는 시간 및 작업원의 휴식시간 등 일반작업시간을 30%로 가정하고 작업량 및 작업시간을 계산하면, 1시간당 작업능률은 2.41m<sup>3</sup> 이고 이것을 1일 8시간으로 환산한 결과 19.34m<sup>3</sup>의 능률을 올리는 것으로 나타났다.

둘째, 원치에 의한 집재작업은 1인의 기계운전원과 1인의 보조작업원(초커작업원)이 2인1조로 편성되어 작업하는 것을 원칙으로 한다.

집재거리 40m 이내의 단거리작업에 대한 시간 조사결과 로프풀기, 견인, 초커제거 및 크레인에 의한 원목정리작업 등 순수하게 임목의 생산에 소요되는 시간이 전체작업시간 가운데 61.3%인 2.9분을 차지하고 있으며, 준비정리작업 및 휴식, 장비의 지체 등 일반작업 시간이 나머지를 차지하고 있는 것으로 나타났다. 1사이클당 전체 작업시간은 4.73분으로 나타났으며 시간당 작업능률은 2.11m<sup>3</sup>이었다.

## 참 고 문 헌

1. 김경욱. 1991. 농업용 트랙터의 안정성 분석 최종 보고서. 서울대학교 대학원 농공학과.
2. 김경욱. 1999. 야지 기동성 해석 프로그램 개발 연구 및 국내 지형 특성 조사분석. 국방과학연구소.
3. 김재원, 노재후, 우태명, 이해주. 1989. 간벌작업의 작업강도 및 집재기계화에 관한 연구. 임업연구원 연구보고 39 : 120~141.
4. 김현욱. 1994. 한국농업 및 농산업기술의 발전구상. 국제화시대의 농업구조 개선전략. 서울대 농업생명대학 부속 농업개발 연구소.
5. 廣部伸二. 1997. タワーヤードの索張力特性および遠隔操作の可能性に関する研究.
6. 南方 康. 1991. 機械化・路網・生産システム. -低コスト林業確立のために- pp. 265.
7. 노재후. 1981. 임업기계에 의한 산림작업의 생력화. 한국임학회지 54: 90~102.
8. 노재후, 김재원. 1988. 로깅부기의 사용방법 및 타당성 연구. 임업연구원 연구보고 39 : 135~144.
9. 노재후, 김재원, 김사일. 1988. 로그라인 집재공정 및 경제성에 관한 연구. 임업연구원 연구보고 39 : 154~165.
10. 노재후, 김재원, 박문섭. 1988. 케이블 크레인의 국내 적용 가능성에 관한 연구. 임업연구원 연구보고 39 : 145~153.
11. 대광서림 편집부. 1990. 표준 기계설계 도표편람. 개정 증보 2판. 대광서림.
12. 大河原昭二. 1991. 林業機械學. 文永堂出版.
13. 瀧本義彦, 黄箭波. 1988. 中國製チェーンソーの特性について. 京都大演習林報告 No.60 : 219~231.
14. 朴相俊. 1997. タワーヤードによる集材作業システムと適正路網に関する研究. 東京大 博士學位論文.
15. 山脇三平, 大里正一, 鈴木正之, 森三昇, 小島幸治. 1990. 林業機械學. 朝倉書店.
16. スリーエム研究会編(山脇三平監修). 1981. 改訂林業機械ハンドブック. スリーエム研究会. pp 603.
17. 엄정섭, 장원호, 김대일, 오지은. 2001. Solid Edge V8.0. 영진 출판사.

18. 유병일, 박명규. 1979. 산림의 노동력 변화에 관한 연구. 한국임학회지 45 : 37~45.
19. 유병일, 김철상. 1990. 사유림의 산림 작업노동연구. 임업연구원 연구보고 41 : 63~75.
20. 林業機械化推進研究會. 1990. 機械化のビジョン.
21. 林業機械化協會. 1996. 林業機械便覽.
22. 林業機械化協會. 1983. 小型林内作業用機械とその作業. 林業機械シリーズ No. 70.
23. 林業機械化協會. 1995. 林業機械に使われるメカトロニクス. 林業機械シリーズ No. 85.
24. 林業機械化協會. 1997. 疑問に答える高性能林業機械. 林業機械シリーズ No. 87.
25. 林業機械化協會. 1989. 非皆伐施業における效率的搬出方法. 林業機械シリーズ No.78.
26. 임업시험장. 1971. 도입기계 적용시험. 임시연보: 13~25.
27. 임업연구원. 1994. 임업기계화 장기기본계획
28. 정주상, 정우담. 1995. 급경사지 산림 작업을 위한 차량의 역학 분석에 관한 연구. 한국임학회지 84(2): 218-225
29. 정창주, 류관희, 김경욱. 1992. 농업동력학. 문운당.
30. 중원사 자동차 편집부. 1997. 자동차공학. 중원사.
31. 지성철. 1990. 다물체 동적 해석 프로그램을 이용한 차량의 과도 진동 해석. 서울대학교 대학원 기계설계학과 석사학위논문.
32. 현동운. 1989. 농업용 트랙터의 횡전도에 대한 컴퓨터 시뮬레이션. 서울대학교 대학원 농공학과 석사학위논문
33. 片岡秀夫. 1980. 林業工學. 日本林業調査會. pp 473.
34. Davis, D. C. and G. E. Rehkugler. 1973. Simulation and model verification of agricultural tractor overturns. Unpublished manual, Department of Agricultural Engineering, Cornell University, Ithaca, NY 14853.
35. Grammel, R. 1988. Holzernte und Holztransport. Verlag Paul Parey, Hamburg und Berlin. pp
36. Kim, K. U. and H. J. Park. 1993. Modeling static stability of agricultural tractors. International Conference for Agricultural Machinery and Process Engineering. October 19-22, 1993, KOEX, Seoul, Korea. Vol IV: 1127-1136.

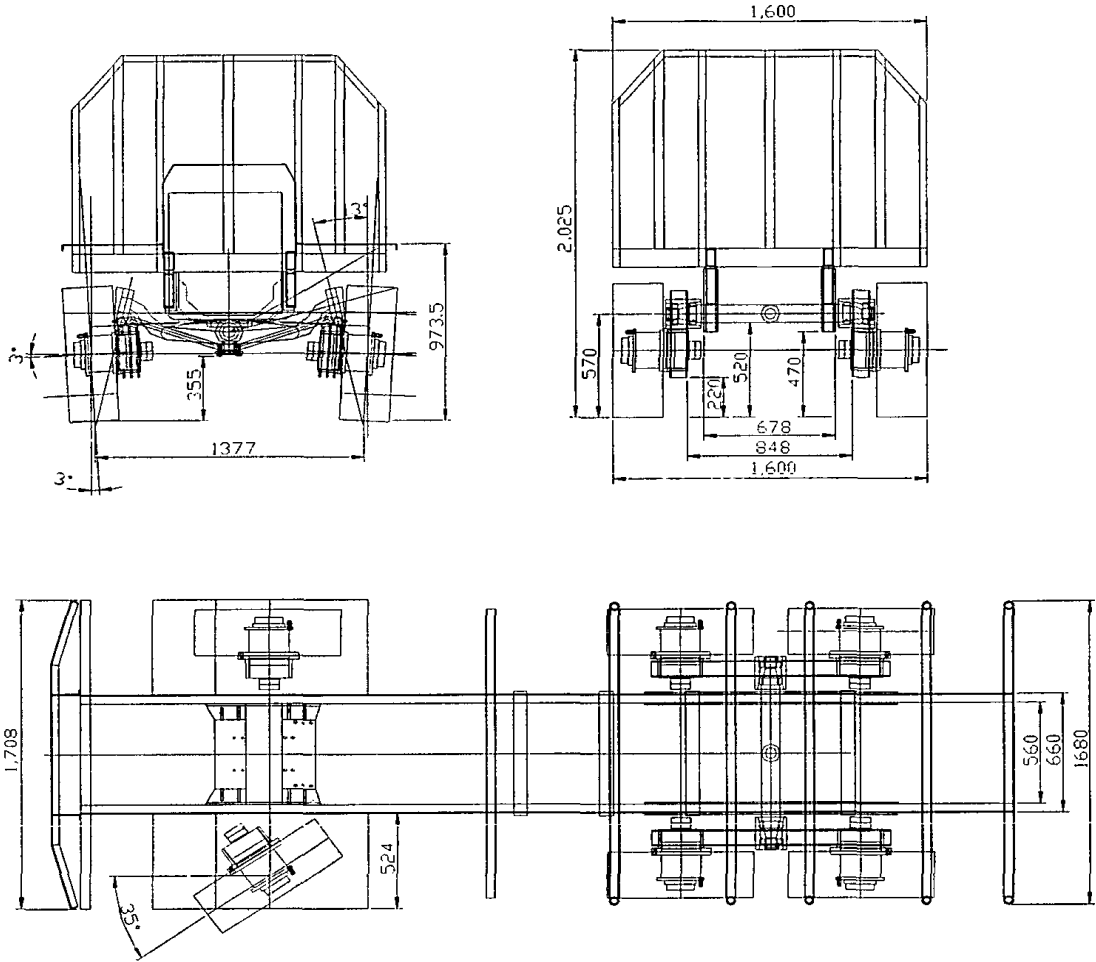
37. KWF. 1993. Der Forstwirt. Verlag Eugen Ulmer. pp 348~396.
38. Leppanen, K. 1987 Case study on plastic log chute in steep terrain thinning operations. FAO.
39. Malmberg, C. E. 1989. The Off-Road Vehicle Volume 1. The Joint Textbook Committee of The Paper Industry.
40. Nabo, A. and Y. Yamada 1992. Accident analysis and capability to surmount obstacles of side-loaded mini-forwarders. Journal of Japanese Forest Society. 74(1): 9-17
41. Samset, I. 1985. Winch and cable systems. Martin Nijhoff/DR W.Junk Publishers, Lancaster. pp.
42. Strehlke, E. G., Sterzik, H.K. and Strehlke B. 1970. Forstmaschinenkunde. Verlag Paul Parey, Hamburg and Berlin. pp. 277.
43. Sundburg U. and Siversides. 1988. Operational efficiency in forestry. Kluger Academic Publishers. Dordrecht, Boston and London. pp
44. Solid Edge Fundamentals Course Guide Version 3.5. 1997. Intergraph Corporation.



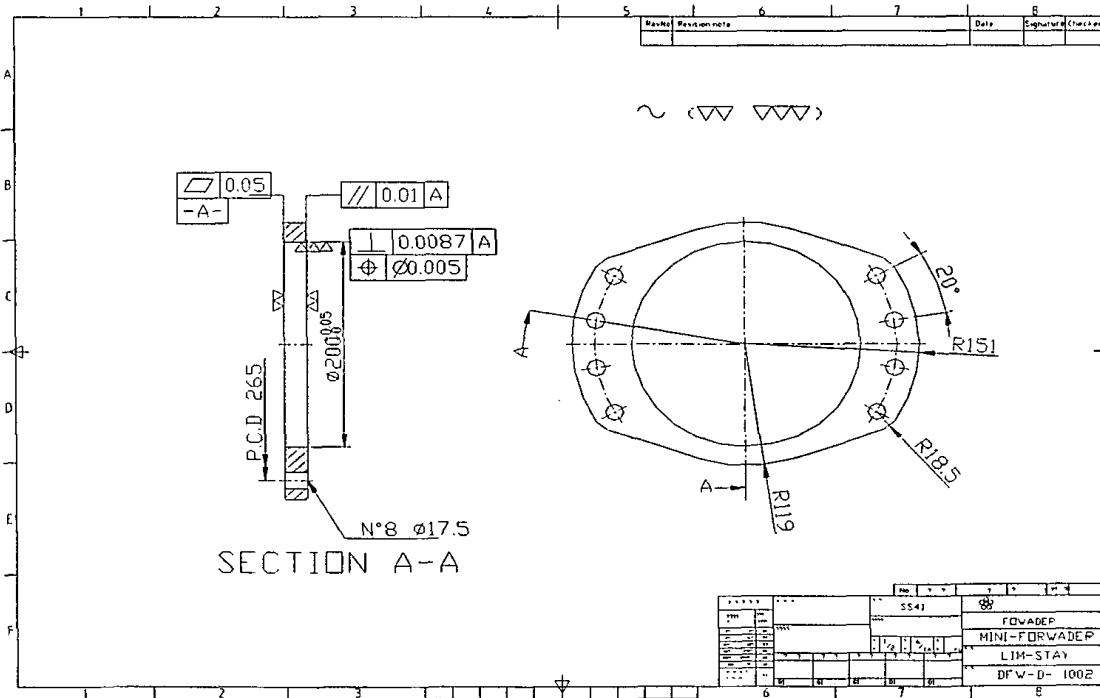
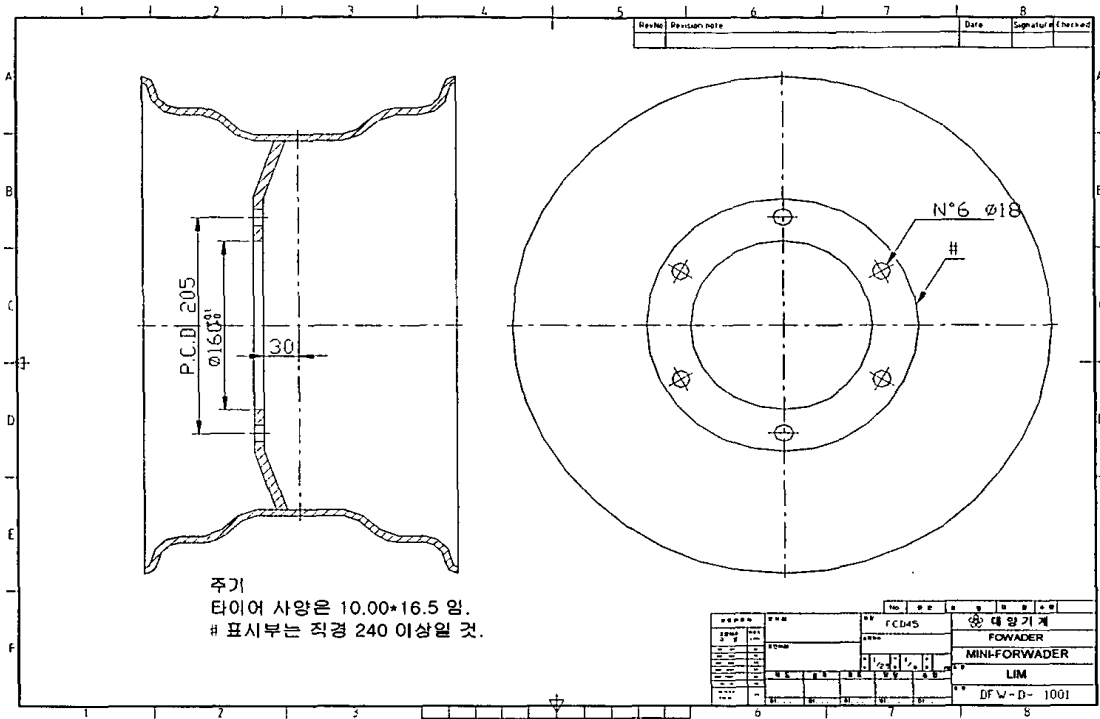
# 부 록

## 1. 기본차량 설계도면

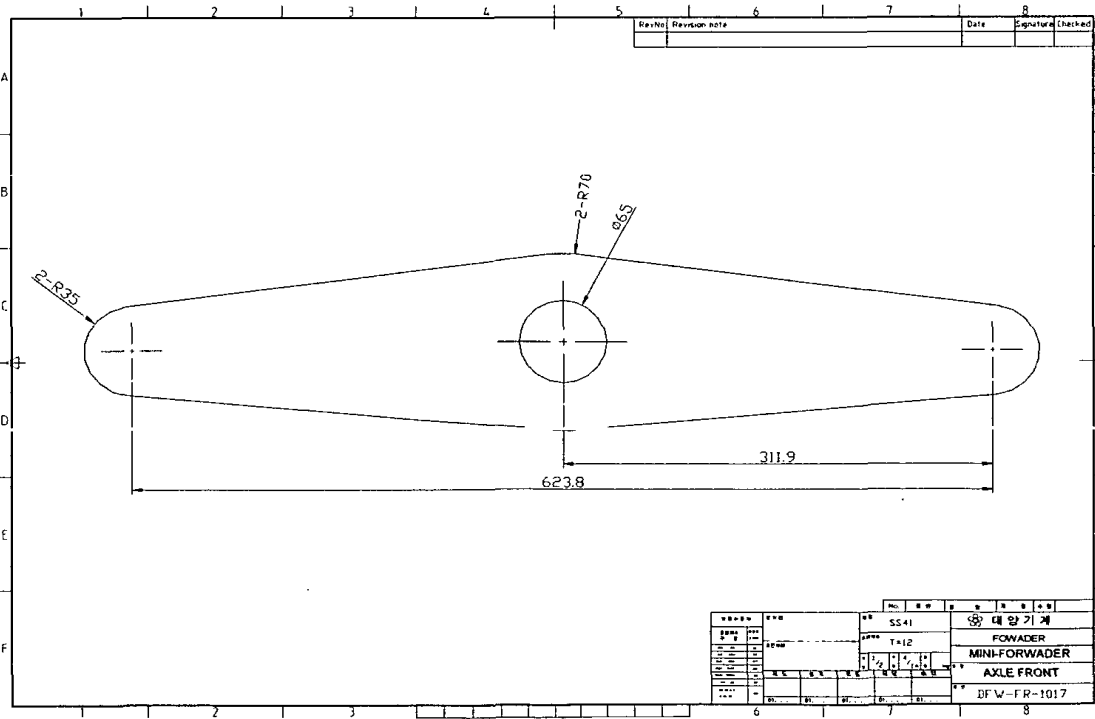
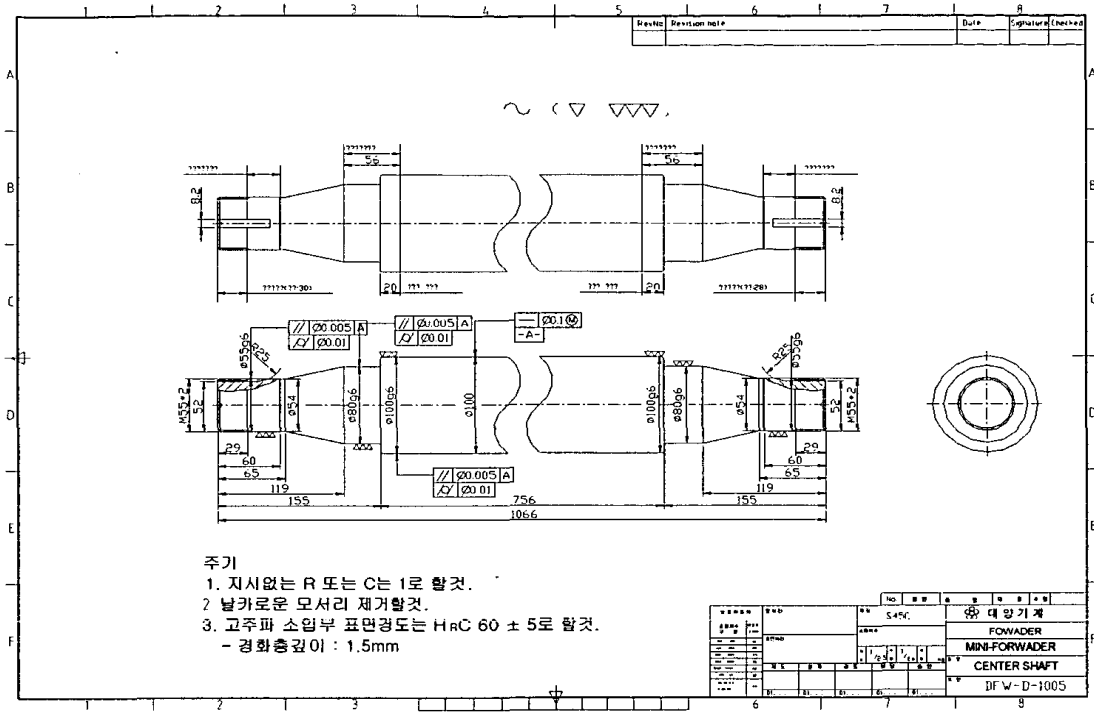
○ 미니포워더 정면도, 후면도, 평면도



○ Lim



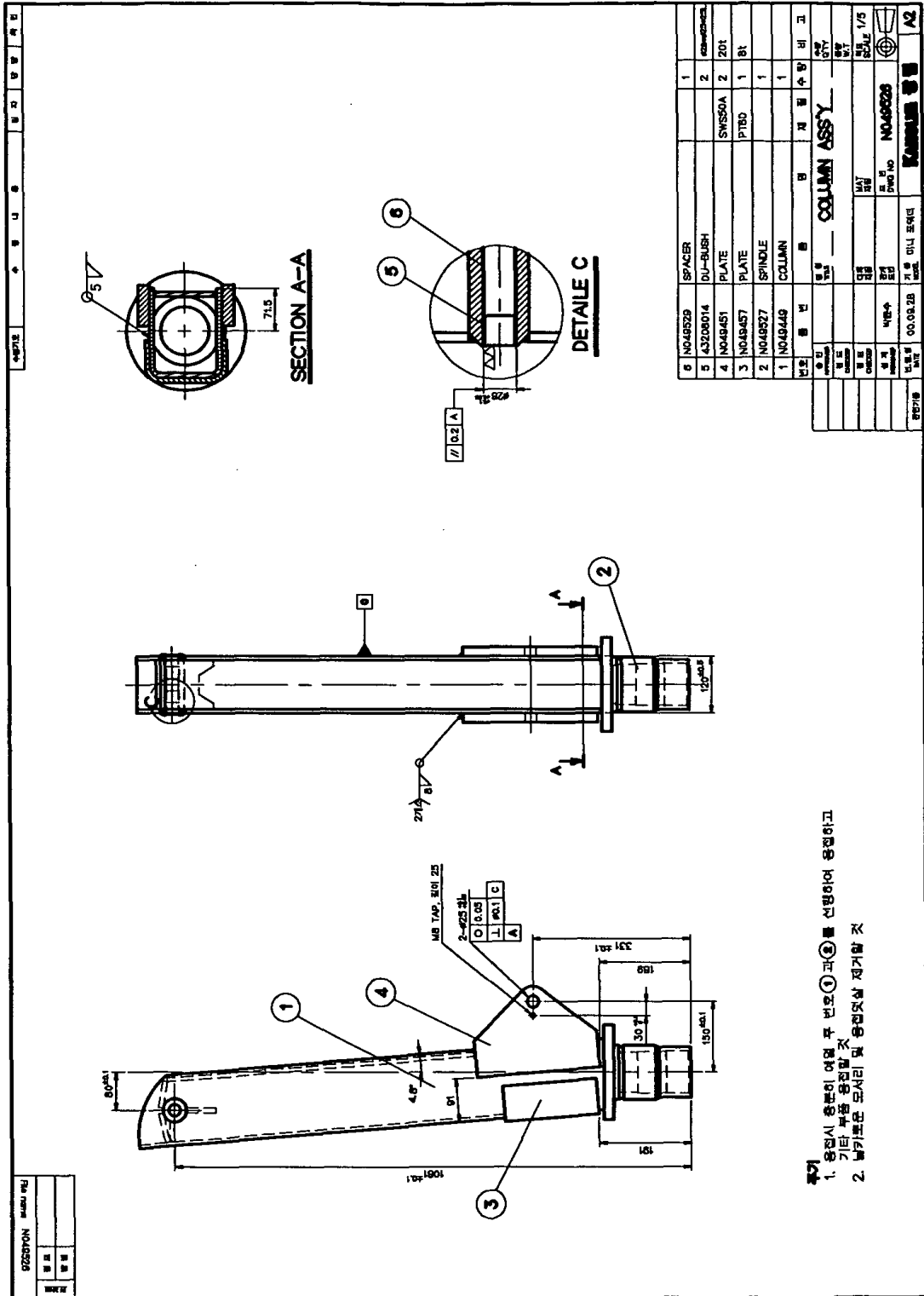
○ Center shaft







○ Column



NO	DESCRIPTION	QTY
1	SPACER	1
2	DJ-BUSH	2
3	SWISSA	2
4	PLATE	201
5	PTBD	1
6	SPINDLE	1
7	COLUMN	1

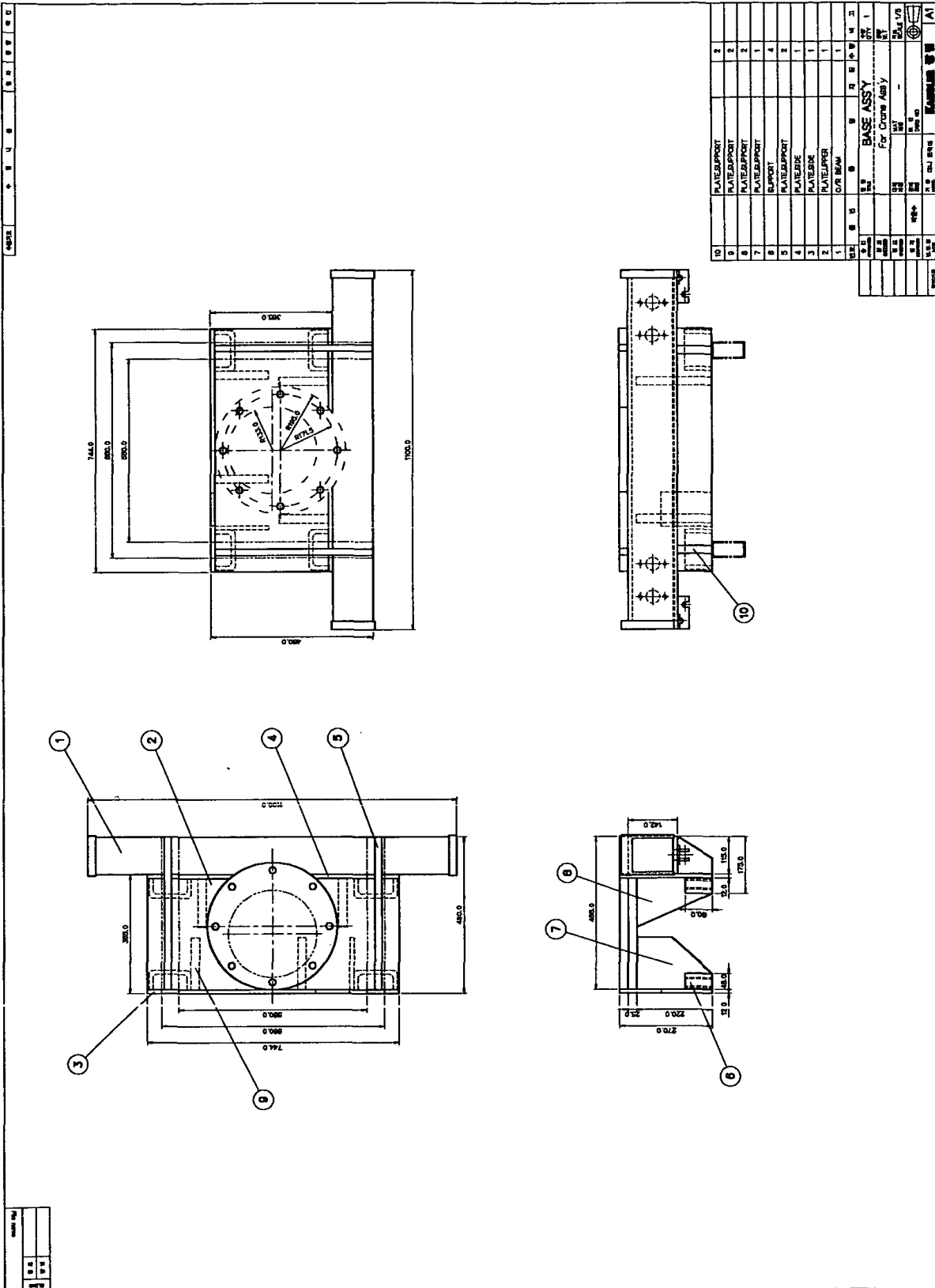
**COLLECTOR ASSY**

DATE	00.09.28
SCALE	1/3
DRAWN	NO. 48228
CHECKED	
APPROVED	
REVISED	

- 부기
1. 용접시 용접이 여질 후 번호 ①과 ②를 선형하여 용접하고 기타 부속 용접함 것
  2. 날카로운 모서리 및 용접잔해 제거함 것

FILE NO	NO.48228
DATE	
REVISED	

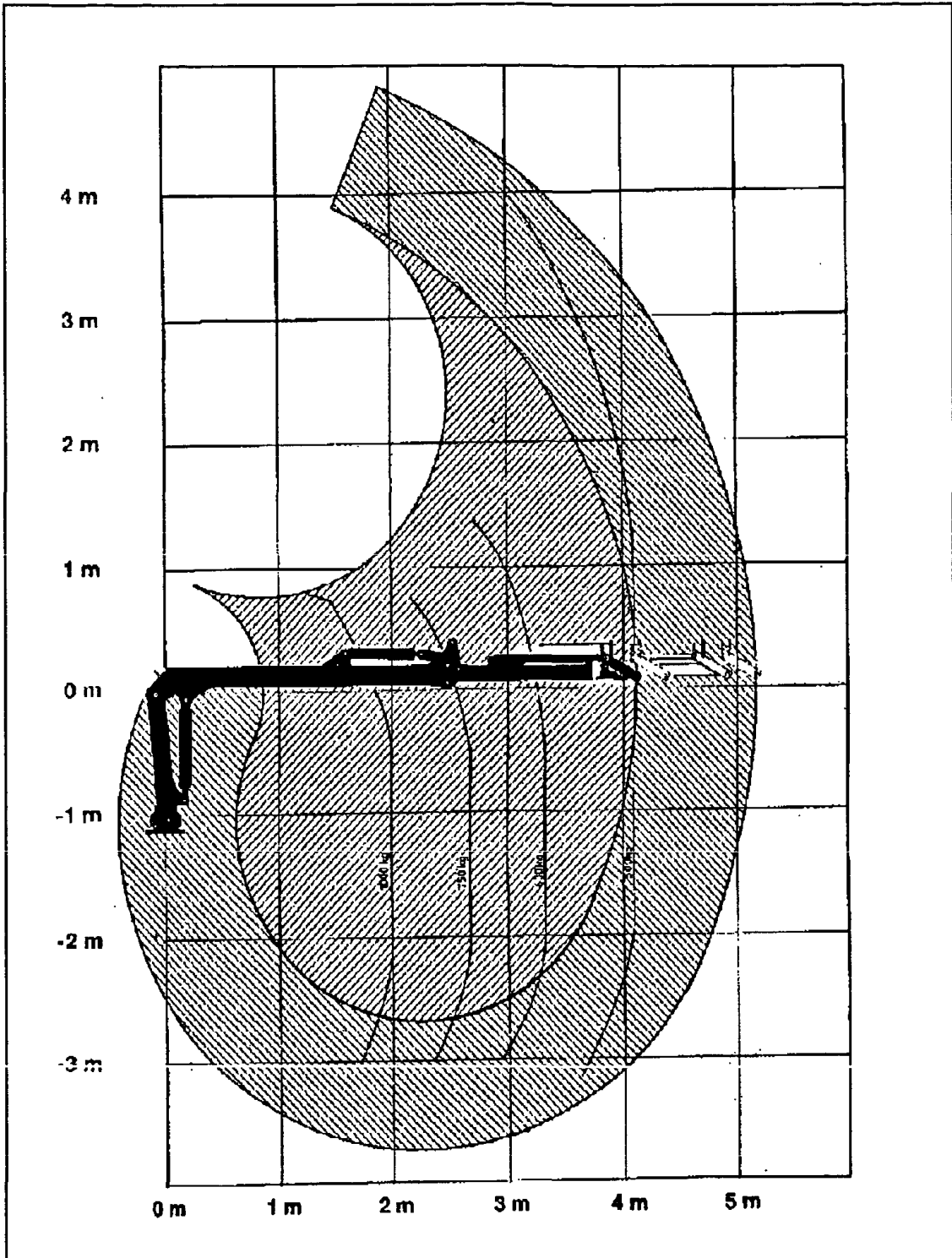
○ Base Ass'y







○ Crane 작업 범위도

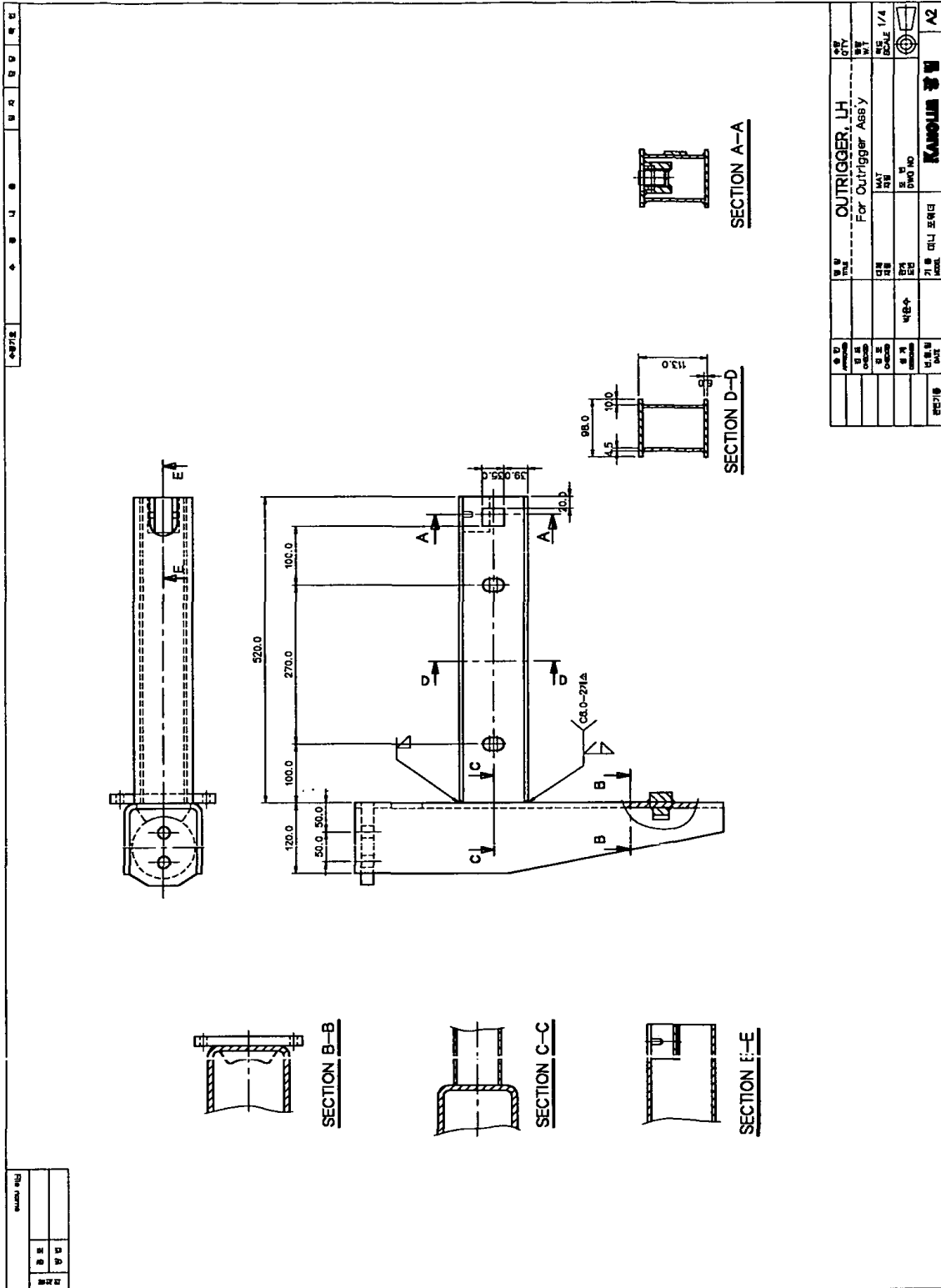






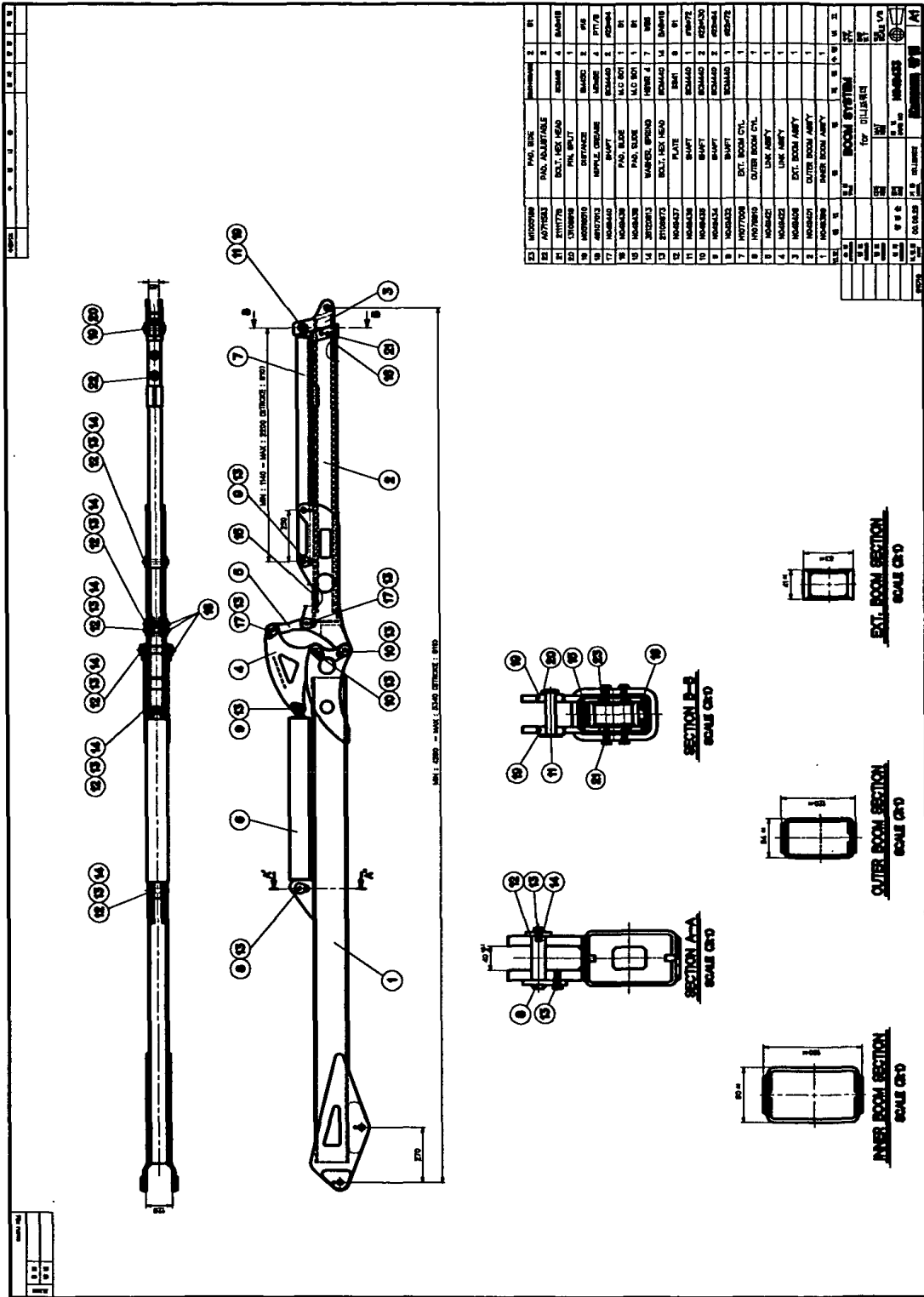


○ Outrigger LH/RH



品名 PART NAME	OUTRIGGER, LH For Outrigger Assy	数量 QTY	単位 UNIT
材料 MATERIAL	鋼材 STEEL	標準 SPEC.	1/4
寸法 DIMENSION	φ100 φ100	重量 WEIGHT	
備考 REMARKS		加工 PROCESS	
製図 DRAWING		承認 APPROVAL	
製図者 DRAWER		承認者 APPROVER	
製図日 DATE		製図用紙 DRAWING PAPER	A2

○ Boom

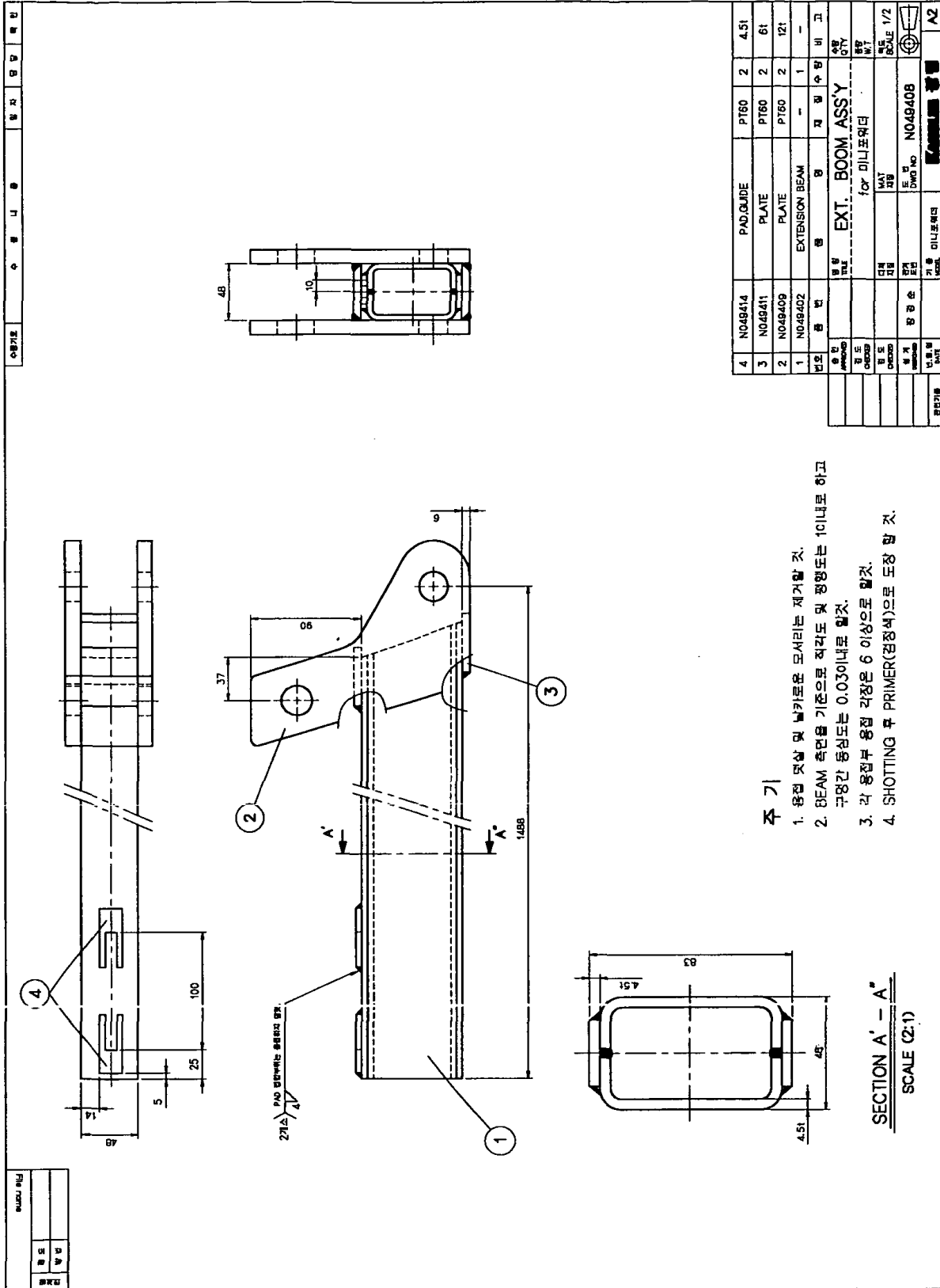




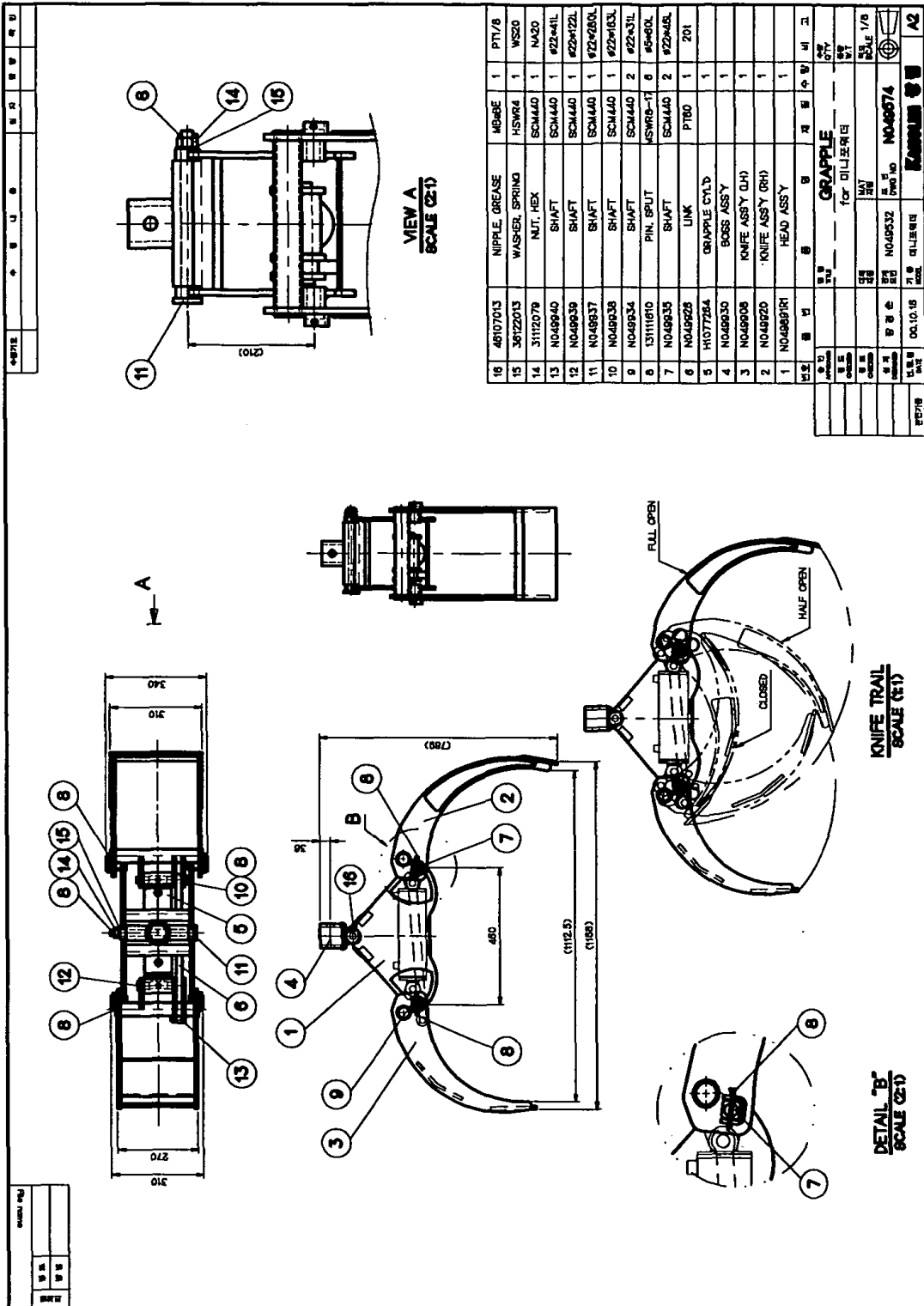




○ Extension Boom



○ Log Grapple

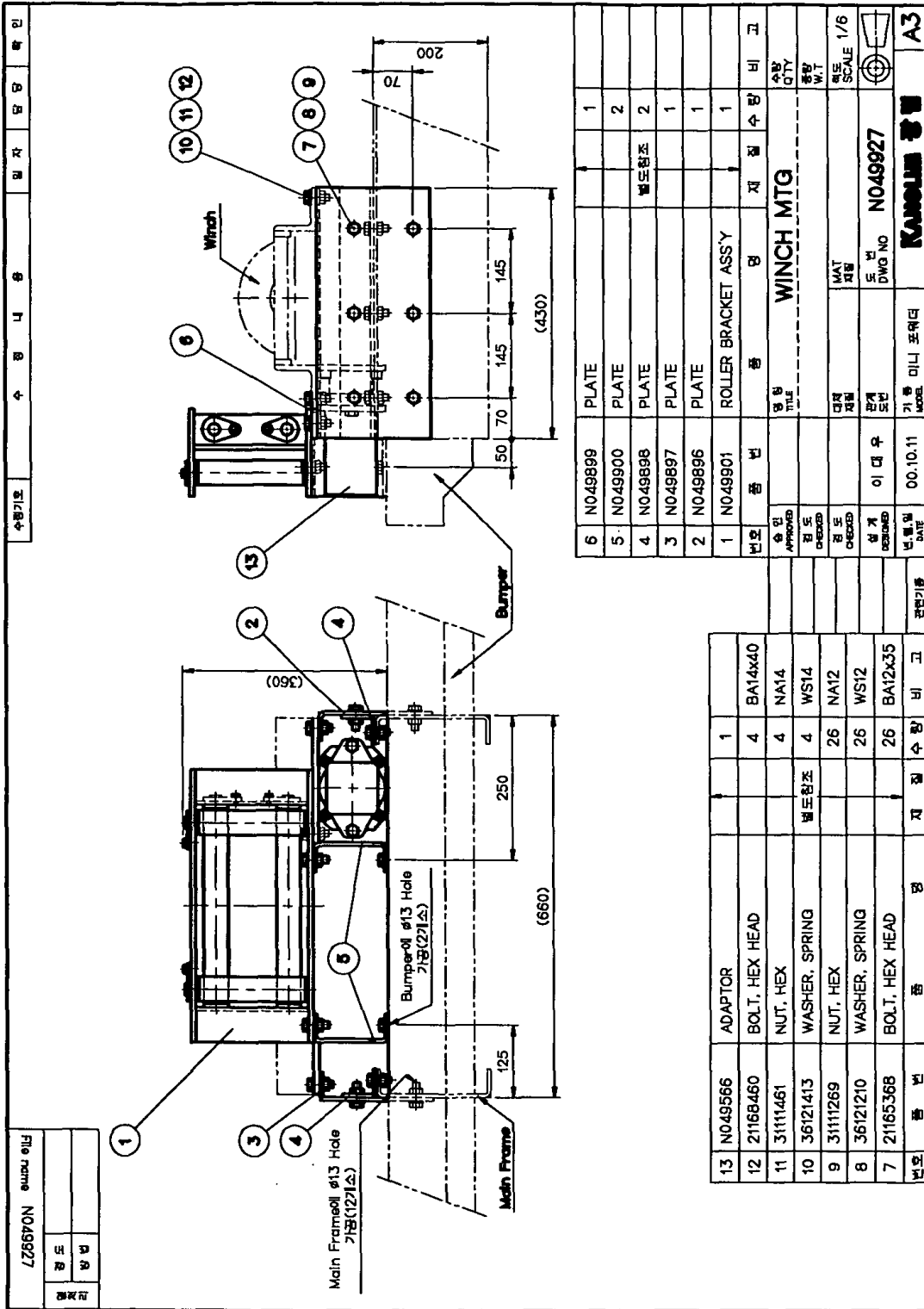


16	46107013	NIPPLE, GREASE	MB48E	1	PTI/78
15	36122013	WASHER, SPRING	HSW64	1	WS20
14	31112079	NUT, HEX	SCM440	1	NA30
13	NO49940	SHAFT	SCM440	1	#22*41L
12	NO49939	SHAFT	SCM440	1	#22*42L
11	NO49937	SHAFT	SCM440	1	#22*490L
10	NO49938	SHAFT	SCM440	1	#22*483L
9	NO49934	SHAFT	SCM440	2	#22*43L
8	13111610	PIN, SPUT	MSWR6-17	6	#6*60L
7	NO49935	SHAFT	SCM440	2	#22*445L
6	NO49928	LINK	PT60	1	201
5	H1077284	GRAPPLE CYL'D		1	
4	NO49930	BOSS ASSY		1	
3	NO49908	KNIFE ASSY (LH)		1	
2	NO49920	KNIFE ASSY (RH)		1	
1	NO499191	HEAD ASSY		1	

입력일	입력자	입력부서	입력인원	입력시간
2011.10.18	김영민	기계제작팀	김영민	14:20
검토일	검토자	검토부서	검토인원	검토시간
승인일	승인자	승인부서	승인인원	승인시간
도면명	GRAPPLE for 011300010			
도면번호	39			
도면상태	REV			
도면종류	도면			
도면용도	제조			
도면규격	A2			
도면번호	NO.49974			
도면용도	1/8			
도면규격	KASUMI			



○ Winch MTG



○ Winch Wire Guide

수령기호	수	명	니	용	명	비	고
ROLLER BRACKET ASS'Y							
For Winch MTG							
SCALE 1/3							
DRAWN NO. N049901							
KANGHUN KOREA							

File name	N049901						
중	상	검	사	장	부	장	부

216  
130  
75  
150

286  
470

번호	품번	명칭	수량	비고
5	N049916	SHAFT	2	
4	N049915	ROLLER ASS'Y	2	
3	N049914	샤프트	2	
2	N049913	ROLLER ASS'Y	2	
1	N049902	BRACKET	1	

승인	검토	검토	검토	검토	검토	검토
APPROVED	CHECKED	CHECKED	CHECKED	CHECKED	CHECKED	CHECKED
이대우	이대우	이대우	이대우	이대우	이대우	이대우
00.10.11	00.10.11	00.10.11	00.10.11	00.10.11	00.10.11	00.10.11
DATE	DATE	DATE	DATE	DATE	DATE	DATE

번호	품번	명칭	수량	비고
8	4510211C	RING, RETAINING	4	RS20
7	36120813	WASHER, SPRING	4	WS8
6	21108666	BOLT, HEX HEAD	4	BABx16

명칭	ROLLER BRACKET ASS'Y	수량	2	비고
타입	ROLLER BRACKET ASS'Y	수량	2	비고
타입	ROLLER BRACKET ASS'Y	수량	2	비고
타입	ROLLER BRACKET ASS'Y	수량	2	비고
타입	ROLLER BRACKET ASS'Y	수량	1	비고

## 주 의

1. 이 보고서는 농림부에서 시행한 농림기술개발사업의 연구보고서입니다.
2. 이 보고서 내용을 발표할 때에는 반드시 농림부에서 시행한 농림기술개발사업의 연구결과임을 밝혀야 합니다.
3. 국가과학기술 기밀유지에 필요한 내용은 대외적으로 발표 또는 공개하여서는 아니됩니다.