

최 중
연구보고서

콤바인용 Soft-Spin Turn 미션 개발에 관한 연구
Study on Development of Soft-Spin Turn Transmissions
for Combine

연구기관

대동공업(주) 기술연구소

농 립 부



제 출 문

농림부 장관 귀하

본 보고서를 “콤바인용 Soft-Spin Turn 밋션 개발에 관한 연구” 과제의 최종
보고서로 제출합니다.

2000. 10. 14

주관연구기관명 : 대동공업(주) 기술연구소

총괄연구책임자 : 김 수 성

연 구 원 : 김 필 삼

연 구 원 : 김 명 년

연 구 원 : 이 중 빈

연 구 원 : 남 우 섭

연 구 원 : 박 영 덕

연 구 원 : 김 명 일

연 구 원 : 최 동 원

연 구 원 : 박 태 종

연 구 원 : 정 인 찬

요 약 문

I. 제목

콤바인용 Soft-Spin Turn 밃선 개발에 관한 연구

II. 연구개발의 목적 및 중요성

벼, 보리 등의 작물을 베는 작업에서 탈곡(脫穀), 선별(選別), 후미로 배출되는 짚 처리까지 일련의 수확 작업을 수행하는 농업용 곡물 수확 기계인 콤바인에 있어 수확 작업은 소요 노동력 비율이 비교적 높을 뿐 아니라, 수확 작업이 봄과 가을철의 노동 성수기에 수행되는 특성을 갖고 있다.

현재 우리나라는 점차적으로 농업 노동력이 감소되고 노령화, 부녀화 되어 감으로써 기술 집약적 영농이 절실히 요구되고 있는 실정이다.

이러한 환경에서 수확된 곡립을 포대에 담아서 처리하는 호퍼식 콤바인(Hopper Type Combine)과 곡립탱크에 일시 저유(貯留)하는 그레인탱크식 콤바인(Grain Tank Type Combine) 중에서 콤바인에 동승을 하여 곡립을 포대에 담아 처리하는 노동력이 추가로 소요되는 호퍼식 콤바인보다는 노동력이 적게 소요되는 그레인탱크식 콤바인의 수요가 점차 증가하는 추세이다.

또한 기상 이변 등으로 태풍 피해가 많고 농촌 일손부족으로 조기 수확하려는 농가가 증대됨에 따라 습지에서 작업이 가능한 수확기 개발이 요구되어졌다.

따라서 습지 성능을 개선하기 위해서는 무한궤도바퀴의 접지 길이가 자연히 길어지게 되므로 방향 선회시에 접지 저항이 커짐으로써 원활한 방향 선회성의 확보가 어려워져 작업 시간이 지연되고, 또한 큰 선회부하로 인해 작업 능률이 저하되었다.

이러한 문제점을 해소하기 위해 적합한 선회 장치 개발이 절실히 요구되어, 본 연구개발 과제는 콤바인 밃선의 신개념 선회 방식인 Soft-Spin Turn 밃선을 개발

함으로써 농가 소득 증대와 농업기계화에 보탬이 되고자 한다.

Ⅲ. 연구개발 내용 및 범위

본 연구는 콤바인 수확작업시의 선회시간 단축, 선회부하 감소 및 습지 성능개선을 위하여 Soft-Spin Turn 밃선을 개발하였으며, 이를 위해 개발을 위한 자료조사, 사양 확정, 도면설계, 시제품제작 및 조립, 시험, 개선과 보완 등의 과정을 거치면서 개발하였다.

주요 연구개발은 콤바인의 선회 장치인 Soft Turn과 Spin Turn 2가지의 기능으로 논머리 작업시 Spin Turn으로 최소 회전 반경으로 작업이 가능한 구조와 선회부하가 적게 걸리는 Soft Turn 기능을 가지는 구조를 개발하였으며, 보급 확대를 위하여 고장이 적고 단가가 낮으며 정비가 쉬운 기계식 구조로 개발하였다.

또한 미세 방향 조정장치와 무단 변속 장치(HST, Hydrostatic Transmissions) 및 개발부품의 활용성 증대를 위한 별도 Brake Turn 기능도 개발하였다.

Ⅳ. 연구개발 결과 및 활용에 대한 건의

본 연구과제의 결과를 요약하면 다음과 같다.

콤바인의 선회 장치인 Soft-Spin Turn의 2가지 기능을 작업 여건에 따라 레버 하나로 Soft Turn, Spin Turn 전환이 가능하게 하였다.

기존 선회방식은 Brake Turn으로 고정되어 작업조건에 따라 선택 할 수 없었으나, 부하가 많이 걸리는 습지는 Soft Turn기능을 사용함으로써 기존보다 33% 정도 부하가 적게 걸리고, 일반 포장지는 Spin Turn으로 신속히 선회되므로 선회시간이 1.3배정도 빠르며 선회 반경도 훨씬 작게 작업 할 수 있으므로 작업성과 조작성이 편리하게 되었다.

미세 방향 조정장치는 밃선 부가기능으로 작업도중 방향전환을 미세하게 할 경우에 사용하도록 하였다.

기존 레버 구조는 사람의 감각으로 미세 조정이 어려웠으나 미세 방향장치는 버튼을 사용함으로써 좌, 우측 조향시 미세하게 방향이 전환되어 매우 편리하도록 하였다.

개발부품 활용성 증대를 위해 개발된 Soft-Spin Turn 밋선에다 일부 부품을 변경하여 Brake Turn 기능도 가능하도록 하여 개발 투자가치를 증대 시켰다.

기어 변속은 주변속과 부변속으로 구성되었으며, 주변속은 HST 유압밋선을 사용하여 무단 변속이 가능하며, 부변속은 중립 포함 4단으로 구성되어 있어 작업 여건에 따라 주변속과 부변속을 혼용하면서 조작이 가능토록 하였다.

내부 강도도 54HP 엔진에 견딜 수 있도록 하여 대용량 그레이н 탱크 탑재와 습지에도 작업성 우수하도록 개발하였다.

개발품 활용도에 대한 건의는 다음과 같다.

농기계 확대 보급과 관련하여, 한국 농업구조와 농기계화의 현실을 감안하여 안정적인 생산이 될 수 있도록 생산업체의 지원과 현실적인 예산편성 등 정부의 적극적인 지원이 필요하다.

SUMMARY

Study on Development of Soft-Spin Turn Transmissions for Combine

Brake Turn Transmission which is the previous method of transmissions has the disadvantage of the matter of turning time and turning load. It also has difficulty in operating on the damp ground.

Therefore we are going to develop a new type of Soft-Spin Turn Transmissions for the great capacity of grain tank type combine, of which demand is gradually increasing in the market.

The main results obtained from the study are as follows;

1. Soft Turn is 33% less than Brake Turn in turning load.
And Spin Turn is 37% faster than Brake Turn in turning time.
2. Since the changeover of Soft and Spin Turn is done by using only one lever, it's very convenient to operate.
3. Detailed direction regulator was developed to improve the operation.
4. Development of Brake Turn Transmission was added to make Soft-Spin Turn more practical.
5. Main-transmission is possible to change the speed by using HST Transmission. And Sub-Transmission is composed of three-step shift so it can be easily controlled according to the working conditions.
6. Considering the great capacity of grain tank and the operation on the damp ground, it was strengthened enough to stand the 54HP-engine.

CONTENTS

1. Introduction	12
1.1 Purpose and scope of study and development	12
2. Structure and operation of transmission	13
2.1 Outline of transmission development for combine	13
2.2 Structure and operation of transmission	15
2.2.1 Structure of transmission installation	15
2.2.2 Structure of transmission	16
2.2.3 Decision of turning type	17
2.2.4 Decision of turning ratio	17
2.2.5 Merits and demerits by turning type	18
2.2.6 Comparison of turning type	19
2.2.7 Operating principle of turning	20
3. Transmission accessory	24
3.1 Steering device	24
3.1.1 Outline	24
3.1.2 Steering system	25
3.2 HST(Hydrostatic transmission)	27
3.2.1 Outline	27
3.2.2 Structure and performance of HST	27
3.3 Speed check sensor	32
3.4 Parking brake	33
4. Main part design	35

4.1	Required power for operation	35
4.2	Power transmission and speed calculation	36
4.3	Design of component part	38
4.3.1	Calculation of gear specification	38
4.3.2	Driving performance diagram	39
4.3.3	Shaft torque	39
4.3.4	Calculation of transmission gear strength	40
4.3.5	Calculation of shaft strength	41
4.3.6	Design of steering clutch	47
4.3.7	One way clutch	48
4.3.8	Design of parking brake	50
4.3.9	Design of steering device	51
4.3.10	Design of detailed direction regulator and steering system	52
4.3.11	Assembly drawing of transmission	57
4.4	Design of HST	58
4.4.1	Calculation of HST load	58
4.4.2	Decision of neutral angle	60
4.4.3	Diagram of design circuit	61
4.4.4	HST accessory	62
4.4.5	Specification	63
4.4.6	Assembly drawing of HST	63
5.	Test	64
5.1	Outline of test	64
5.2	Performance test of soft-spin turn	65
5.3	Test of component part	71
5.3.1	HST test	71
5.3.2	Standard of HST test	72

5.3.3 Test data	75
5.3.4 Endurance test of one way clutch	81
5.3.5 Escape load test of clutch shaft	82
5.4 Total endurance test	86
5.4.1 Consideration of test conditions and actual working conditions	86
5.4.2 Test methods	87
5.4.3 Photograph of endurance test and actual proof test	88
5.4.4 Test results	92
6.Conclusion	92

목 차

제 1 장 서 론	12
제1절 연구개발의 목적과 범위	12
제 2 장 밋션 구조 및 작동 분야	13
제1절 콤바인 밋션 개발 개요	13
제2절 밋션 구조 및 작동 원리	15
1. 본기 장착 구조	15
2. 변속 구조	16
3. 선회방식 결정	17
4. 선회비율 결정	17
5. 선회방식별 장·단점 검토	18
6. 선회방식 비교	19
7. 선회 작동원리	20
제 3 장 밋션 주변 장치 분야	24
제1절 조향 장치	24
1. 개요	24
2. 조향 작동 시스템	25
제2절 HST(HydroStatic Transmissions)	27
1. 개요	27
2. HST 구조와 기능	27

제3절 차속 센서	32
제4절 주차브레이크	33
제 4 장 주요 부분 설계 분야	35
제1절 구동에 필요한 동력	35
제2절 동력전달 계통 및 차속 계산	36
제3절 구성 부품 설계	38
1. 기어 사양 계산	38
2. 콤팩트에서의 주행성능선도	39
3. 각 축별 Torque	39
4. Transmission Gear 강도계산	40
5. 축의 강도계산	41
6. 조향 클러치 설계	47
7. One Way Clutch	48
8. 주차브레이크 설계	50
9. 조향장치 설계	51
10. 미세방향 조정장치 및 조향작동 시스템 설계	52
11. 미션 설계 조합도	57
제4절 HST 설계	58
1. HST 부하계산	58
2. 중립각 설정	60
3. HST 설계회로도	61

4. HST 주변장치.....	62
5. 결정사양.....	63
6. HST 설계 조합도.....	63
제 5 장 시험 분야.....	64
제 1 절 시험 개요.....	64
제2절 Soft-Spin Turn 성능시험.....	65
제3절 구성부품 시험.....	71
1. HST 시험.....	71
2. HST 시험기준.....	72
3. 시험 DATA.....	75
4. One Way Clutch 내구성 시험.....	81
5. 클러치축 이탈 하중 시험.....	82
제4절 종합 내구성 시험.....	86
1. 내구성 시험관련 시험조건 및 실제 작업 조건 검토.....	86
2. 시험방법.....	87
3. 내구성 시험 및 실증 시험 장면.....	88
4. 시험 결과.....	92
제 6 장 결 론.....	92

제 1 장 서 론

제1절 연구개발의 목적과 범위

벼 및 보리 등의 작물을 베는 작업에서 탈곡(脫穀), 선별(選別), 후미로 배출되는 짚 처리까지 일련의 수확 작업을 수행하는 농업용 곡물 수확 기계인 콤바인에 있어 수확 작업은 소요 노동력 비율이 비교적 높을 뿐 아니라, 수확 작업이 봄과 가을철의 노동 성수기에 수행되는 특성을 갖고 있다.

· 점차적으로 농업 노동력이 감소되고 노령화, 부녀화 되어 감으로써 기술 집약적 영농이 절실히 요구되고 있는 실정이다.

노동력이 추가로 소요되는 호퍼식 콤바인보다는 이 노동력이 적게 소요되는 그레인탱크식 콤바인의 수요가 점차 증가 추세이다.

또한 기상 이변 등으로 태풍 피해가 많고 농촌 일손부족으로 조기 수확하려는 농가가 증대됨에 따라 습지에서 작업이 가능한 수확기 개발이 요구되어졌다.

따라서, 습지 성능을 개선하기 위해서는 무한궤도바퀴의 접지 길이가 자연스럽게 길어지게 되므로 방향 선회 시에 접지 저항이 커서 원활한 방향 선회성을 확보하기가 어려워져 작업 시간이 지연되고, 또한 선회부하도 많이 걸려 작업 능률이 저하되었다.

이러한 문제점을 해소하기 위해 그에 적합한 선회 장치 개발이 절실히 요구되어 본 연구개발을 수행하였다.

따라서, 개발을 위한 자료조사, 사양 확정, 도면설계, 시제품제작, 조립, 시험, 개선 보완 등의 과정을 거치면서 개발하였다.

주요연구개발은 콤바인의 선회 장치인 Soft-Spin Turn 2가지의 기능으로, 논머리 작업 시 Spin Turn으로 최소 회전 반경으로 작업이 가능한 구조와 선회부하가 적게 걸리는 Soft Turn 기능을 지닌 구조를 개발하였으며, 보급 확대를 위하여 COST가 적고, 고장이 적고, 정비가 쉬운 기계식 구조로 개발하였다.

또한, 미세 방향조정장치, 무단 변속 장치인 HST 및 개발부품 활용성 증대를 위한 별도 Brake Turn 기능도 개발하였다.

제 2 장 밋선 구조 및 작동 분야

제1절 콤바인 밋선 개발 개요

수확용 작업기인 자탈형 콤바인은 1970년대 말 완제품 수입 판매에서부터 점차 국산화를 시작하여 30년이 경과된 사이에 정도와 능률, 편리성, 작업성을 목표로 경이로운 기술적인 발전을 거듭해왔다.

초기부터 대부분이 기술제휴에 의존하여 개발되어왔으며 지금까지도 국외 기술의존도가 높으나 조금씩 자체 기술력으로 4조식 콤바인을 중심으로 많은 기술적 향상을 거듭하고있다.

또한 각 사별로 특허기술 관련으로 독특한 구조로 개발이 경쟁적으로 급속히 진전되고 있다. 특히 콤바인의 주행부에서도 급속한 선회성과 조작성, 작업성을 중심으로 발전을 거듭해왔다.

최소의 노동력으로 수확 작업을 수행할 수 있는 그레인탱크식 콤바인의 기능이 다양해지고 편리하게 됨으로써, 작업 능률을 향상시키기 위하여 대용량 곡립탱크를 선호하고 대용량의 곡립탱크 장착으로 인한 차체의 밸런스(Balance) 및 접지압의 유지를 위해 주행부 무한궤도바퀴의 접지 길이가 자연적으로 길어지게 되었다.

지역적인 특성에 따라 주행부 조건도 다르며 대체적으로 내륙지역에는 건답이 많으므로 크롤러 길이, 폭, 러그 높이가 적은 것이 유리하며, 서해안 지역에는 간척지 등 습전(濕田)이 많으므로 직진성(견인력)을 좋게 하기 위해 크롤러(Crawler) 폭, 길이, 러그(Rug) 높이가 큰 것이 작업에 유리하다.

그러나 기상이변 등으로 인한 벼의 쓰러짐에 따른 벼 피해와 노동인력 부족과 아직 대부분의 콤바인이 자가영농보다는 영업용으로 많이 이용되므로 이윤 추구와 벼 손실을 고려해 포장지가 악 조건임에도 불구하고 조기에 수확하려는 농가들이 늘어남에 따라 이에 적합한 콤바인 개발(주행 장치부)이 절실히 요구되는 상황이었다.

이에 따라 습전에서 직진 성능 향상을 고려해 크롤러 길이, 폭, 러그높이 등이 커져 직진 습전 성능은 좋아졌으나, 특히 습전(濕田)에서 크롤러의 빠짐이 심하여 선회시 접지(接地) 저항과 크롤러의 측면 부하를 많이 받아 급작스럽게 부하가 증가하므로 지속적인 선회 시 주행부에 무리가 가며 선회성과 작업능률이 저하되고 부하가 많이 걸려 개선이 시급히 필요했으며, 일본에서는 이러한 것들이 고려되어 여러 많은 기술들이 개발되어져 왔다.

콤팩트의 밧선은 조향 장치와 변속장치(기계식, 유압식), 무단변속장치로 구성 되어있다.

조향 장치는 브레이크 턴(Brake Turn)방식으로 밧선 내부에 기어의 도그(Dog)와 마찰판을 이용하여 선회되는 쪽의 크롤러(Crawler)를 정지시키고 반대편 크롤러를 구동시켜 선회하는 방식이다.

변속장치는 작업조건을 선정하는 기어 또는 유압 클러치(Clutch)를 이용한 변속이 있고 주행속도를 조정하고 진, 후진, 중립 기능을 가진 무단변속장치 HST(HydroStatic Transmission)를 이용하거나 HFT(HydroForce Transmission)를 이용한 방식 등이 있다.

따라서 기존 구조를 개선하고 단가, 생산성, 판매성을 고려하여 습전과 건담(乾沓)에서 적합하고 작업성이 뛰어난 주행장치 개발이 필요하였다.

제2절 밧선 구조 및 작동 원리

1. 본기 장착 구조

장착 구조는 기존과 동일한 콤팩트 예취부와 본기 사이에 장착하여 콤팩트의 예취부, 주행부로 동력 전달이 용이하고, 분해 및 조립이 용이한 구조로 하였다 또한 HST 밧선과 기계식 밧선을 혼용한 구조로 하였다.

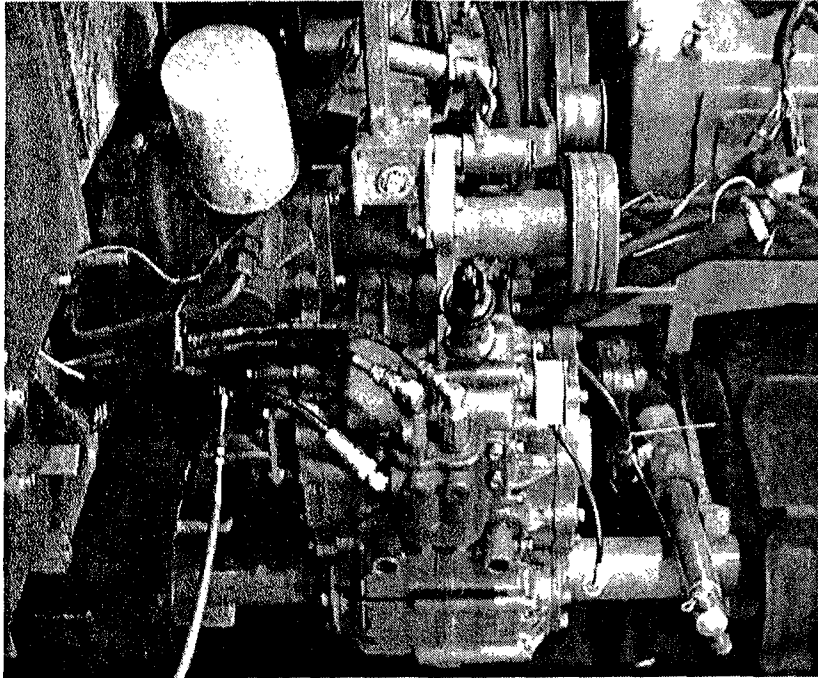


그림 2-1 본기 밧선부착 사진

2. 변속 구조

가. 부변속과 무단변속

주변속은 HST를 이용한 무단변속과 전진과 후진, 중립기능이 가능하도록 되어 있으며, 부변속은 기계식 4단으로 작업조건에 적합한 도복(저속), 표준(중속), 중립, 주행(고속) 단수로 설치하였다.

여기서 도복은 쓰러진 벼가 있을 경우와 습전 작업시 주로 사용되며, 표준은 일반 작업상태로 가장 많이 작업되어지는 단수이다.

그리고 주행은 기대를 이동시 사용되도록 차속이 고려되어 기어 속비가 결정되어 있다.

변속의 편리성을 감안해서 부변속 시와 Soft-Spin Turn 절환 시 클러치기능을 설치하여 변속이 용이하도록 하였다.

나. Soft-Spin Turn 절환

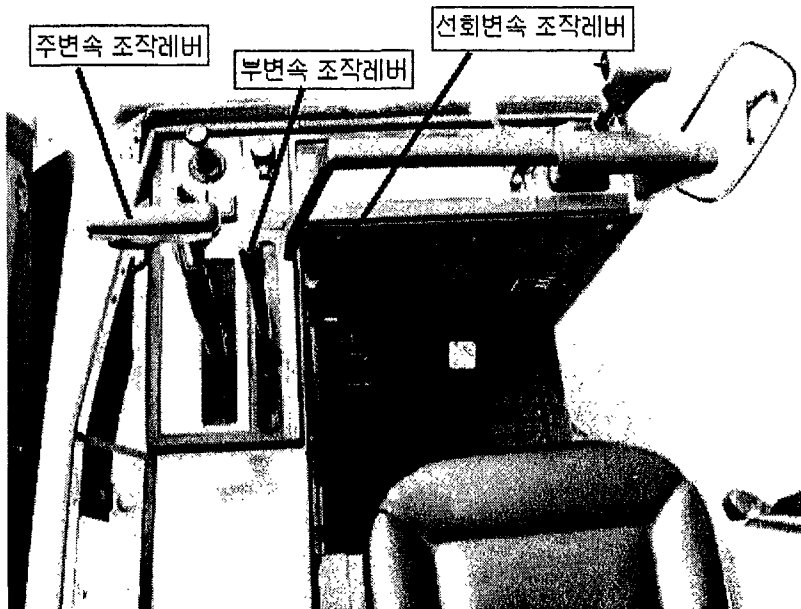


그림 2-2 Soft-Spin Turn 절환

작업 조건에 따라 Soft Turn , Spin Turn 선택은 레버에 의해 절환 되도록 되어있다.

3. 선회방식 결정

선회 방식은 초습전과 습전, 건담에서 선회성과 작업성 또한 단가, 내구성, 정비성 등이 좋고 고장이 적은 구조로의 개발이 필요하므로 이를 고려하여 작동은 기계식으로 하며 습전에서 부하가 적게 걸리고 선회가 부드럽게 되는 Soft Turn (完旋回)과 건담, 일반 습전에 유리하고 선회 반경이 적은 Spin Turn(級旋回) 두 가지 기능을 기본으로 하며, 부가적으로 콤바인 작업시 작물상태, 포장지(圃場地) 조건에 따라 미세하게 방향조정이 필요할 경우에는 기존 레버로 미세 방향 조정시 단순히 감각으로는 조작이 어려우므로 스위치를 통하여 조작이 가능토록 전기와 유압을 이용한 미세 방향 조정 장치를 간단히 추가적으로 설치하여 편의성 증대를 도모하였다.

또한 포장지 조건, 지역적 특수성과 Soft-Spin Turn 밃선 개발부품의 활용성 증대를 위하여 Soft-Spin Turn 밃선에 일부 부품만을 변경하여 Brake Turn의 기능만을 지닌 밃선을 부가적으로 개발하여 투자 가치의 효율적 증대를 가져오고자 하였다.

4. 선회비율 결정

크롤러의 선회비율은 기존에는 별로 의미를 부여하지 않았으나 콤바인 작업 성능 위주로의 많은 발전이 이루어 지다보니 크롤러의 선회비율도 재조명하게 되었다.

기존의 Brake Turn 선회비율은 없다고 보아야 할 것이며, 작업상에 흙 밀림현상 심화, 잦은 손상 및 습전에서의 선회시 부하 증대 등의 문제가 있으므로 크롤러에 선회 비율을 일정하게 주어 문제점을 개선할 필요성이 있었다.

각 비율 별로 장, 단점을 고려해보면 첫째 1 : 1 비율은 선회되는 안쪽의 크롤

러가 1바퀴 역회전하면 반대측은 1바퀴 정회전하면서 선회되므로 급격한 조향이 이루어지나 이런 상황에서 부변속 표준에서 무단변속장치를 최대 속도로 하였을 경우(1.35m/s) 콤파인을 조작하는 사람은 원심력에 의해 의자에서 이탈될 위험이 있으며, 기계 또한 여러 문제가 야기되므로 작업도 불가능하게 된다.

그러므로 반드시 안전장치가 필요하며 일정속도 이상(≈0.8m/s)에서는 작동이 되지 않도록 하는 장치가 필요하다. 따라서 이에 따른 많은 주변 장치가 필요하며 Cost도 올라간다.

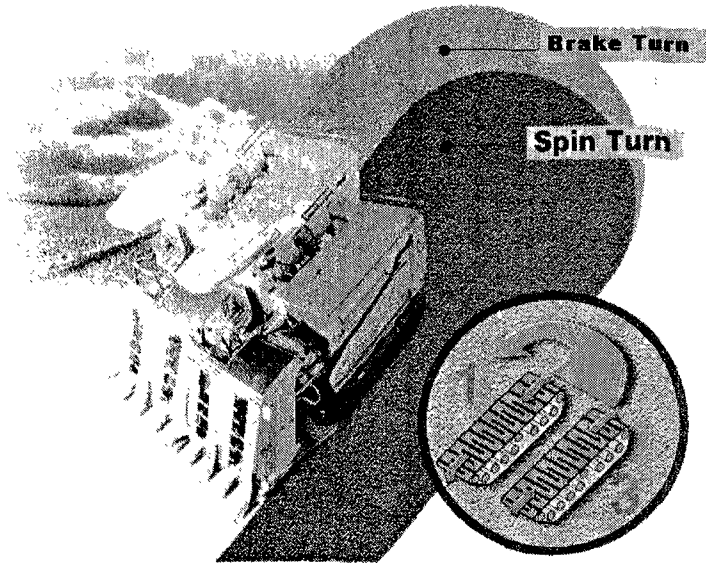
둘째 1 : 3 비율은 선회되는 안쪽의 크롤러가 1바퀴 역회전하면 반대측은 3바퀴 정회전 하면서 선회되므로 비교적 안정적으로 선회할 수 있다. 국외 적용 사례는 Spin Turn에서 1 : 1, 1 : 3 회전비로 적용하고 있으나 콤파인 특성상 이외의 비율을 적용하는 사례는 없다.

따라서 상기와 같은 여러 특성을 고려하여 회전비를 1 : 3으로 결정하였다

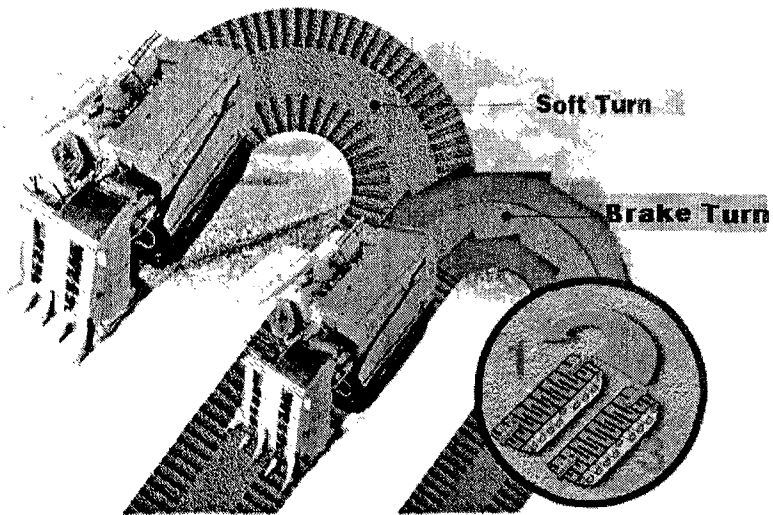
5. 선회방식별 장·단점 검토

구분	기능	장점	단점	비고
Brake Turn	한쪽바퀴Braking, 다른쪽 바퀴구동 방향선회	<ul style="list-style-type: none"> 구조 간단 Soft-Spin Turn 보다 단가 저렴 	<ul style="list-style-type: none"> 흠뻐림 현상 발생 짚 재사용 곤란 	기존 콤파인의 방향선회 방식
Soft Turn	좌·우측 바퀴 회전 비율 상이, 완만한 선회 반경 형성	<ul style="list-style-type: none"> 짚 재사용 가능 선회부하 감소 	<ul style="list-style-type: none"> 선회반경이 커져 선회시간이 다소 많이 소요 	본 연구 과제 방향선회 방식
Spin Turn	좌·우측 바퀴 회전 방향 반대, 최소의 선회 반경 형성	<ul style="list-style-type: none"> 선회반경 최소화 작업 능률향상 	<ul style="list-style-type: none"> 구조 다소복잡 선회 부하증대 	

6. 선회방식 비교



(a) Spin Turn과 Brake Turn시 선회반경 비교



(b) Soft Turn과 Brake Turn시 선회반경 비교

그림 2-4 선회방식 비교

7. 선회 작동원리

가. Soft Turn 작동원리

엔진에서 벨트로 동력을 받아 무단변속장치인 HST를 거쳐 밧선 내부로 동력이 전달되게 된다.

그림 2-4는 우(右)선회시의 Soft Turn 동력 전달 경로를 나타낸 것으로 우측 동력전달 라인에서 기어감속으로 1바퀴 정회전 할 경우 좌측 동력전달 라인에서는 기어감속으로 3바퀴 정회전을 함에 따라 우선회전이 이루어진다.

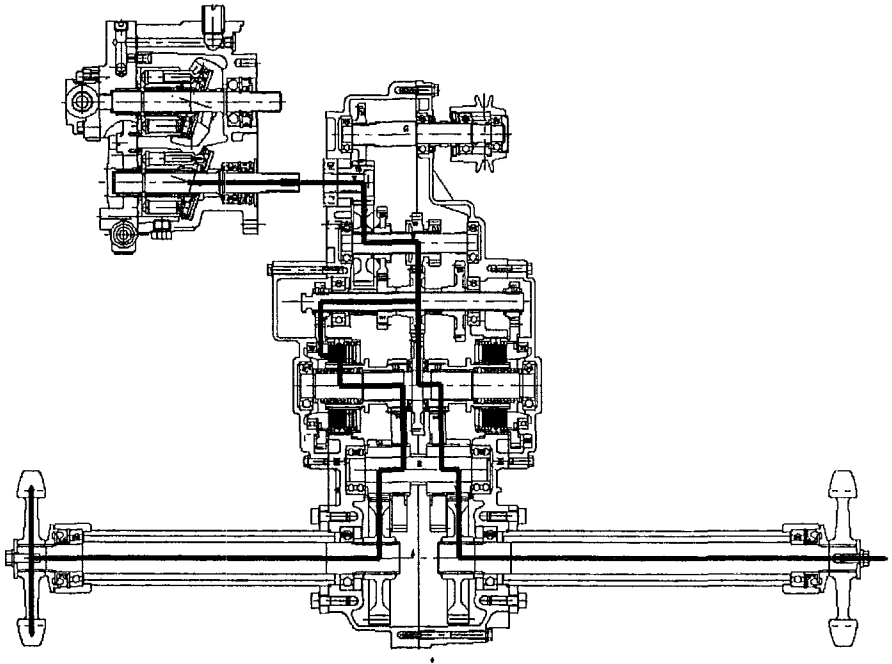


그림 2-4 Soft Turn시 동력전달도

나. Spin Turn 작동원리

엔진에서 벨트로 동력을 받아 무단변속장치인 HST를 거쳐 밧선 내부로 동력이 전달되게 된다.

그림 2-5는 우(右)선회시의 Spin Turn 동력 전달 경로를 나타낸 것으로 우측 동력전달 라인에서 아이들(Idle) 기어를 통하여 기어 회전방향이 반대로 바뀌면서 감속되어 1바퀴 역(逆)회전 할 경우 좌측 동력전달 라인에서는 기어감속으로 3바퀴 정(正)회전을 함에 따라 우선회가 신속히 이루어진다.

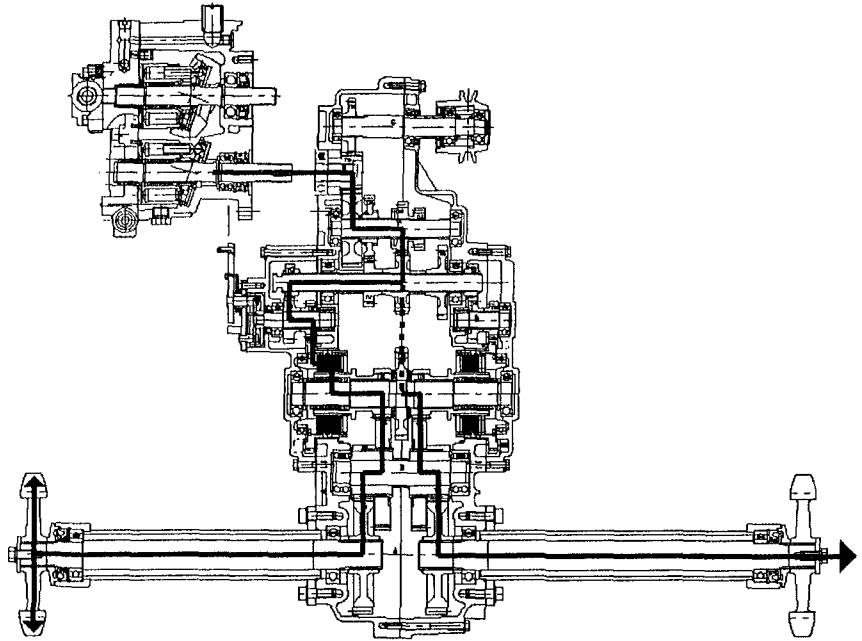


그림 2-5 Spin Turn시 동력전달도

다 . Brake Turn 작동원리

엔진에서 벨트로 동력을 받아 무단변속장치인 HST를 거쳐 밧선 내부로 동력이 전달되게 된다.

그림 2-6는 우(右)선회시의 Brake Turn 동력 전달 경로를 나타낸 것으로 우측 브레이크 판이 밀착되어 기어회전이 정지하고 좌측 동력전달 라인에서는 기어감속으로 정(正)회전을 함에 따라 우선회가 이루어진다.

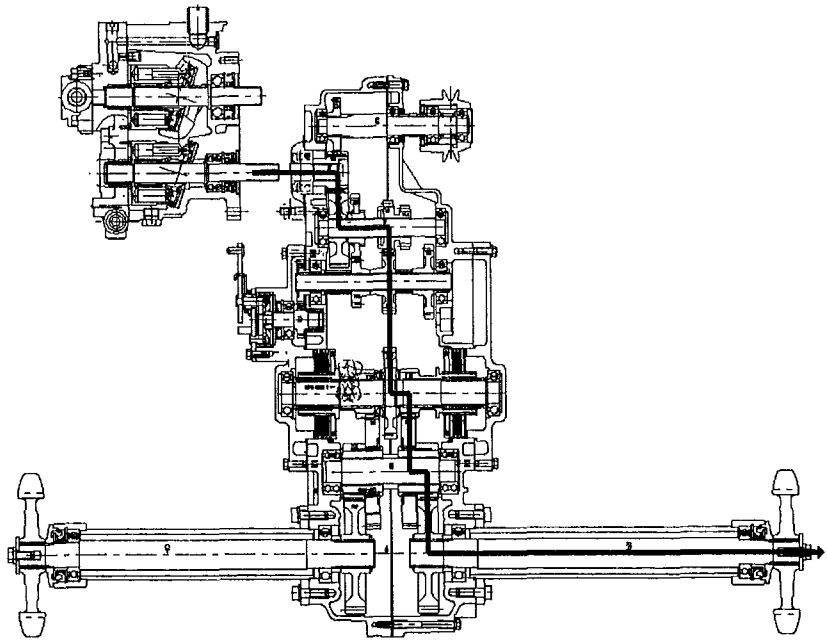


그림 2-6 Brake Turn시 동력전달도

라. 미세방향 조정장치

미세방향 장치는 Soft-Spin Turn 밧선이나 Brake Turn 밧선에서나 동일한 기능을 나타낼 수 있으며 구조도 간단하다.

스위치를 조작하면 진기 신호가 방향 솔레노이드밸브를 작동시켜 선회 방향을 결정하고 실린더를 통하여 밧선 내부에 있는 한쪽 기어의 도그(Dog) 연결이 해제되고 반대측 기어의 도그는 연결된 상태로 동력이 전달되면서 서서히 선회한다.

선회 상태는 포장지 조건 및 기대 좌우의 무게중심 위치에 따라 좌, 우측이 다소 차이가 날 수 있다. 이것은 선회되는 안쪽 측의 도그연결이 해제되면 크롤러와 밧선과의 동력이 끊긴 상태(중립)가 되면서 선회되는 안쪽의 크롤러가 접지 하중이 커져 그만큼 한쪽 크롤러를 정지시켜주는 힘이 커지게 되므로 선회가 더 많이 될 수 있다.

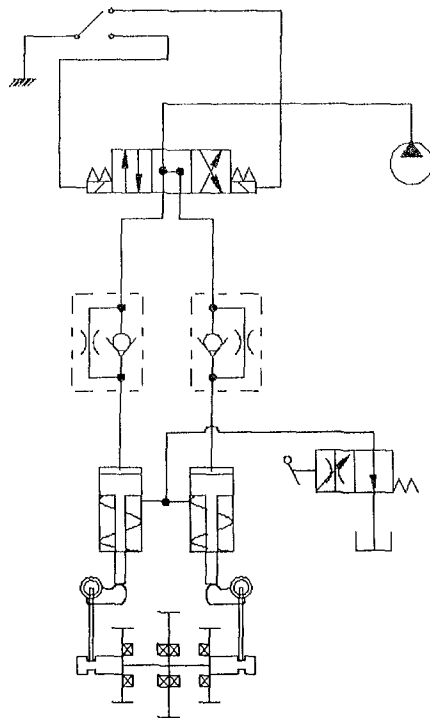


그림 2-7 미세방향 조정장치
작동회로도

제 3 장 밋선 주변 장치 분야

제1절 조향 장치

1. 개요

밋선의 기능에서 Soft-Spin Turn 기능은 작업 조건에 따라 작업도중 사전 레버로 선택된 조건에서 조향 장치에 의해 좌 선회, 우 선회 및 직진이 이루어지도록 설계하였다.

작동은 조작 레버에 부착되어 있는 레버스위치가 선택되어지는 좌, 우회전, 중립신호를 받아 릴레이유니트를 거쳐 밸브유니트의 조향 솔레노이드밸브에 신호를 보낸다.

조향 솔레노이드밸브는 선택된 방향으로 오일을 보내어 클러치 실린더를 작동시키고 조향력을 증대시키기 위하여 클러치실린더에서 오일 탱크로 흐르는 오일을 조향 레버와 밸브유니트의 가변 릴리프밸브 와 연결되어져 있는 와이어가 가변 릴리프밸브를 작동시켜 오일탱크로 흐르는 오일흐름을 조향레버 작동각과 비례하여 제한함에 따라 클러치실린더 내부압력이 상승되어 조향력이 발생되도록 하였다. 클러치실린더의 압력은 밋선 내부에 있는 마찰판을 압착시켜 기어에 동력을 전달해주므로 조향이 이루어지도록 하였다.

콤바인의 부하 하중 및 조향레버 각도에 따라 마찰판이 슬립하면서 조향이 서서히 이뤄질 수도 있다.

2. 조향 작동시스템

조향 작동시스템은 작업성, 편리성을 고려하여 그림 3-1와 같이 설계하였다.

가) 우선회시

레버를 우측 방향으로 움직이면 레버가 볼트를 중심으로 회동한다.

레버지점의 핀 움직임에 따라 방향레버 스위치가 왼쪽으로 회동하고 우측의 스위치가 ON한다.

그러면 방향슬레노이드밸브의 오른쪽 선회슬레노이드를 통전시킨다.

클러치실린더 右 피스톤이 작동되고 밧선내부 클러치 右의 동력을 끊는다.

한편 레버 핀의 움직임에 따라 브레이크암 左가 왼쪽에 눌러지고 파워 브레이크 와이어를 당긴다. 브레이크 암이 inner 와이어에 인장하여 오른쪽으로 회전하고, 가변 릴리프 밸브를 밀어 넣는다. 이것에 의하여 조향클러치 실린더 右에 흐르는 오일의 회로압이 상승하고 피스톤을 강하게 밀어낸다. 피스톤은 클러치를 끊을 뿐 아니라 브레이크를 작동시킨다.

레버 작동각이 클수록 가변릴리프 밸브의 밀어 넣는 양도 크게 되고, 브레이크 력도 증가한다.

나) 좌선회시

방향레버 스위치는 右선회시와 반대로 우회전하여 좌측의 스위치가 ON한다.

이것에 의하여 방향 슬레노이드밸브의 좌선회 슬레노이드를 통전시킨다. 레버 핀부의 움직임에 따라 브레이크암 右가 위쪽에 눌러지고 브레이크 와이어를 당긴다. 이것에 따라 가변 릴리프밸브가 밀려 들어가 조향이 된다.

제2절 HST(HydroStatic Transmissions)

1. 개요

엔진으로부터 동력을 받아 HST에서 무단으로 전진, 후진속도를 조절 할 수 있으며, 조작성과 편리성이 우수하여 콤바인에 있어 필수적인 무단 변속 장치이다.

용량 및 압력은 엔진 마력에 의해 결정되며 밸브 특성 등은 콤바인 특성에 맞게 설계되어야 한다.

따라서 Soft-Spin Turn 미션 기능에 가장 적합하고 콤바인 특성을 고려하여 HST 개발을 하였다.

2. HST 구조 와 기능

가. HST의 구성

HST는 주변장치도 매우 중요하며 오일온도, 오일청정 및 오일탱크용량 등을 고려하여 주변장치도 설치되어야 하므로 적절한 오일온도 관리(80℃)를 위하여 오일 냉각장치와 별도의 오일탱크와 오일 오염관리를 위하여 여과장치로 구성되어 있다.

내부적으로는 집중적이고 과도한 작동에 견딜 수 있는 폐 회로인 가변용량형 펌프와 고정 용량형 모터를 접속한 폐 회로에 의해 구성되어있고 또 Charge Pump와 저압 Relief Valve, 고압 Relief Valve등으로 구성되어있다.

나. 사판식 가변용량형(斜板式 可變容量形) Piston Pump

Piston Pump는 9개의 Piston과 그것을 내장하는 Cylinder Block, 입력축, 가변사판(可變斜板), 작동유의 흐름을 제어하는 Control Plate로 구성되어 있다.

엔진으로부터 동력을 전달받은 입력축이 회전을 하면 Cylinder Block도 같이 회전을 한다. 9개의 Piston은 가변사판에 흡동(嚙動)되어지면서 Cylinder Block과 함께 회전한다.

운전자가 작동하는 무단변속 Lever는 기계적으로 가변사판과 연결되어져 있고 가변사판을 축 중심에서 $\pm 18^\circ$ 범위의 임의의 위치에 회전시키고 그 경사각도에 대해서 작동유의 토출량을 무단계로 제어 할 수 있다.

1) 중립시(中立時)

가변사판에서 Piston이 회전해도 가변사판이 입력축과 수직한 위치에 있기 때문에 Piston은 축 방향으로 운동하지 않고 Cylinder Block의 Cylinder내에서 용적 변화가 발생하지 않기 때문에 흡입 토출은 발생되지 않아 기대가 정지한다.

2) 전진시(前進時)

가변사판이 회전한 상태에서는 가변사판에서 지지하는 Piston이 회전하기 위해 1회전간에 상사점에서 하사점까지의 회전에서는 Cylinder내의 용적이 증가하고 Valve Plate의 Port A에서 작동유를 흡입하고, 하사점에서 상사점까지 회전에서는 Cylinder내의 용적이 감소하고 Port B에서 작동유를 토출하므로 전진을 하게 된다.

3) 후진시(後進時)

중립위치를 경계로 하여 전진시와 반대로 가변사판을 회전시키기 때문에 상사점과 하사점의 위치가 교체되므로 Port B에서 흡입하고 Port A에서 토출되며 전진시와 반대로 작동하게 된다.

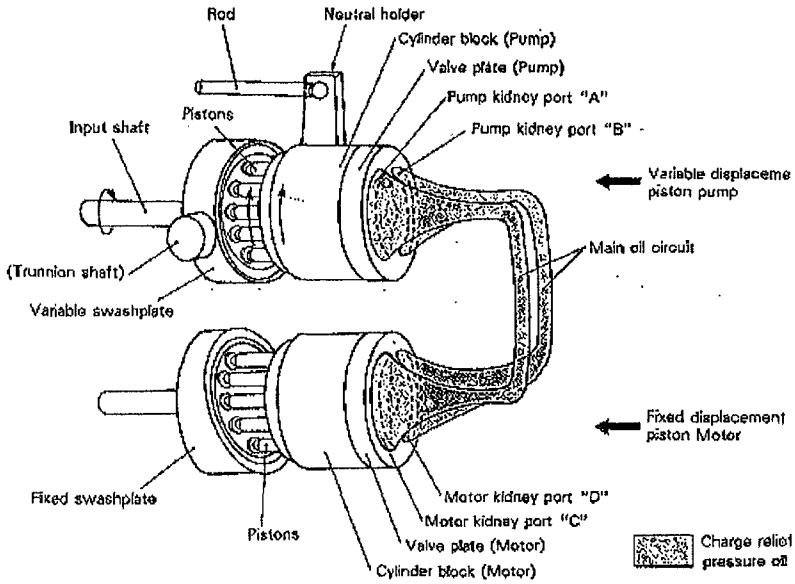


그림 3-3 중립시 HST 내부 작동상태

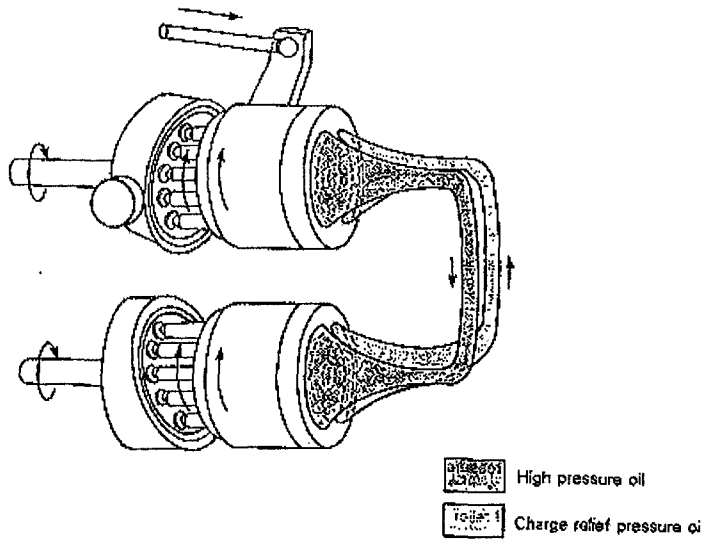


그림 3-4 전진시 HST 내부 작동상태

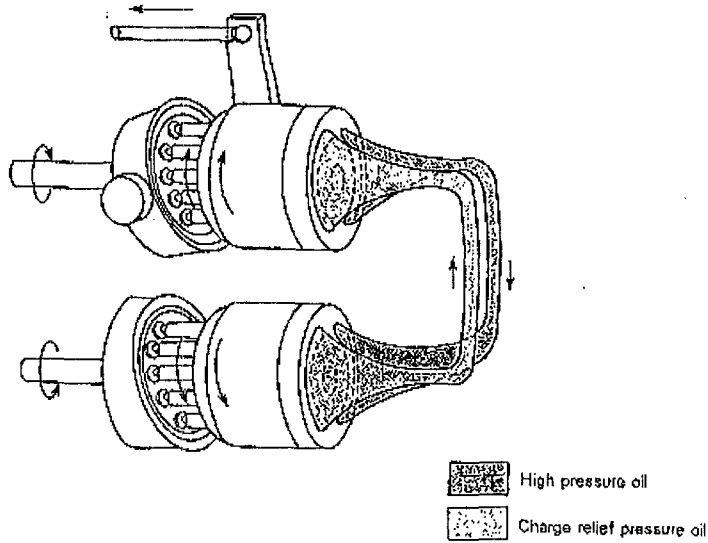


그림 3-5 후진시 HST 내부 작동상태

다. Charge Pump

Piston Pump, Motor 내에서는 오일이 윤활유로서 항상 작동유가 누유된다.

이 폐회로內 누유를 보충하기 위해 Charge Pump에 의해 작동유를 보충한다.

라. 저압 Relief Valve

Charge Pump는 토출 용적에 비례한 유량을 공급한다.

저압 릴리프 밸브는 폐회로의 누유를 보급하고 공급 과잉 된 작동유를 Case로 내 보낸다. 이 원리에 의해 Piston Pump의 흡입측 압력은 일정하게 유지한다.

마. 고압 Relief Valve

설정압력에 도달하면 고압 Line과 저압 Line을 연결시켜 압력의 상한을 규제하여 과부하를 방지한다.

바. 중립변(中立弁)

가변사판이 중립위치에 있을 시는 Piston Pump에서 흡입 토출 작용은 발생하지 않으며, 폐 회로에 작동유의 흐름도 없으며 Piston Motor는 정지상태가 된다.

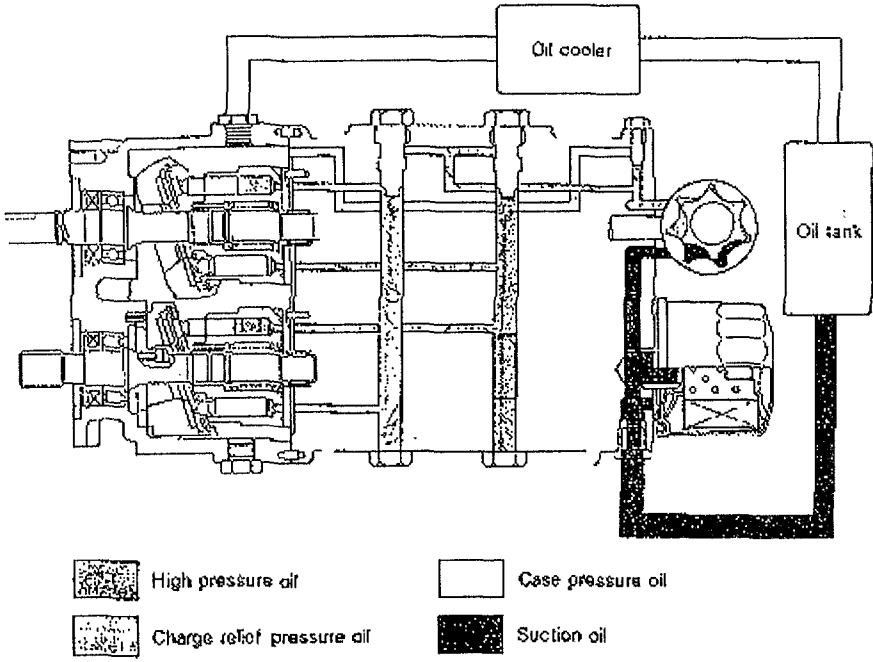


그림 3-6 오일 작동 상태

제3절 차속 센서

밋션 전장 개발 부분인 차속 센서는 콤바인에 있어 자동공급깊이제어를 하는데 입력 신호 사용되며 예취 시작 시에 차속에 따라 최적의 지연 시간을 설치하여 작물이 이삭센서부까지 보내진 후 제어를 개시하므로 예취 초부터 바로 적절한 공급 깊이를 얻을 수 있도록 하기 위함과 콤바인 본기측 센서(이삭센서, 전자픽업, 2번 회전 센서, 변속레버 스위치, 차속상한 스위치, 가속 솔레노이드)와 밋션 전장 개발 부품인 차속센서로 부터 마이콘 유니트 FDS에의 입력 신호를 진단하고 이상이 있으면 METER PANEL의 체크 램프를 점멸시키고 LED 표시 장치에 에러를 표시하여 자기 진단을 하게끔 하기 위해 개발하였고 밋션에 취부하므로 오일 영향을 받지 않도록 Sealing이 용이한 밋션 좌측 상단에 설치하고 동력은 별도의 기어를 설치하여 차속 센서를 작동케 하였다

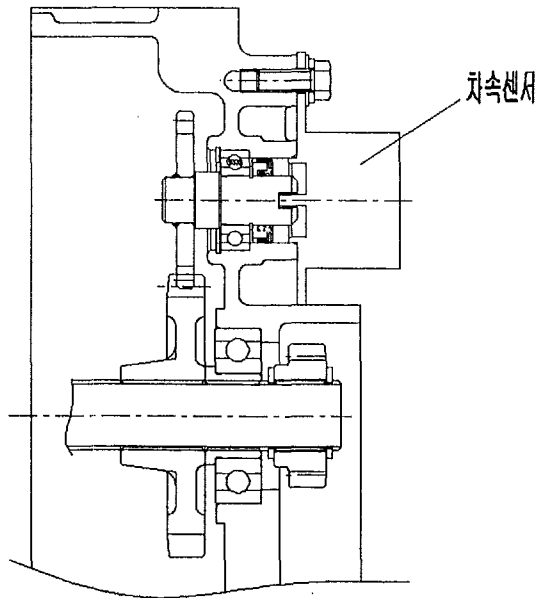


그림 3-7 차속센서 부착도

제4절 주차브레이크

콤바인의 주행장치는 크롤러 구동 type이고 무단변속장치인 HST로 구성되어 있어 증속 및 감속, 정지가 가능하므로 별도의 주차 브레이크 없이 주차 및 차량 탑재 이동시 필요한 주차브레이크만을 설치하였다.

주차브레이크의 작동은 페달을 밟으면 와이어가 주차브레이크 레버를 당겨 작동된다.

브레이크 슈를 보호하기 위하여 와이어와 레버 사이에 안전 스프링을 설치하여 과도한 작동에도 브레이크 슈가 손상되지 않도록 설계하였다.

이동 중에 갑자기 정지할 때 주차브레이크를 밟으면 무단변속레버와 주차브레이크 페달에 링크로 연결되어있어 정지할 수 있다. 무단변속레버가 HST를 중립으로 오면서 정차시키고 주차브레이크도 작동되어 정지시킨다.

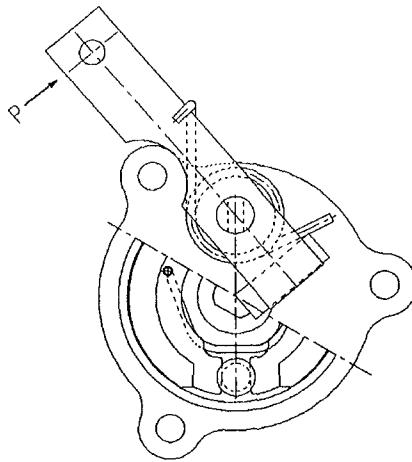


그림 3-8 주차브레이크 구조

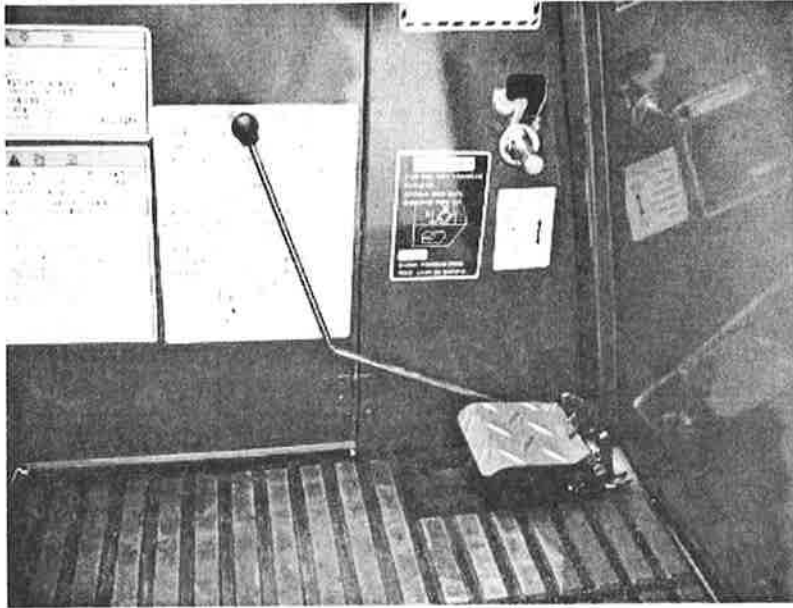


그림 3-9 주차브레이크 페달 작동 상태

제 4 장 주요 부분 설계 분야

제1절 구동에 필요한 동력

콤바인은 수확 작업을 하기 위해 보통 2조는 14~19마력, 3조는 30~41마력, 4조는 43~54마력 정도 소요되며(국내 기준) 그중 주행장치로 전체 동력 중 40% 이상이 주행하는데 필요로 하며 기계의 특성에 따라 다소 차이가 난다.

본 밧선 개발은 4조용 콤바인 54마력 기준으로 설계하였다.

특히 주행 장치의 소요 마력은 직진 주행시보다 선회 시에 많은 동력을 필요로 하며 부하도 최대로 많이 걸린다.

아래 표에 밧선 동력 전달 제원을 나타내었다.

항 목	사 양
최 대 마 력	54PS
정 격 회 전 수	2800RPM
무부하 최대회전수	3050RPM
밧선 동력전달방식	벨트구동
기계 최대중량	3510kg

※ 기계 총 중량 : 3510kg(곡물 충안시)

【 기계무게 2670kg + 곡물 최대 적재무게 720kg (1200ℓ 곡물×곡물비중0.6)
+ 운전자70kg + 부속품 50kg 】

또한 콤바인의 작업에 있어 주행부 부하에 영향을 주는 요소들이 다음과 같이 있다.

- 크롤러형상, 폭, 길이,
- 작업조건
- 포장지 조건(건답, 습답, 초습진)
- 주행속도

제2절 동력전달 계통 및 차속 계산

가. 동력전달 계통

그림 4-1과 같이 엔진에서 벨트로 구동되어 HST로 동력이 전달되고 HST에서 밧선내부로 동력이 전달되게 된다.

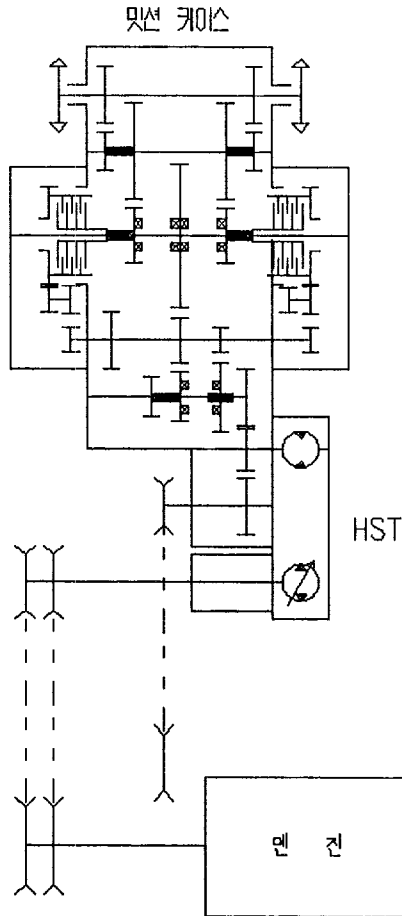


그림 4-1 동력전달 계통도

나. 차속 계산

1) 계산식

차속은 부변속 3단(중립포함 4단)으로 도복, 표준, 주행으로 다음의 공식에 의해 계산되어지고, 차속은 실제 사용되어지는 HST 압력에서의 용적효율과 벨트 효율, 기계효율을 얼마로 적용 할 것인가에서 다소 차이가 발생되며 계산시 고려하였다.

$$\text{차속} = \frac{N \times P \times \mu B \times \mu H}{G} \cdot \frac{\pi \times D}{1000 \times 60} \quad (m/s)$$

2) 차속 계산 결과

상기 식에 의해 아래 차속이 계산되어졌다.

부변속 단수	차 속 (m/s)
도 복	0.98
표 준	1.40
주 행	2.46

제3절 구성 부품 설계

1. 기어 사양 계산

기어 사양은 계산 프로그램에 의해 몇 가지만 대표적으로 다음과 같이 나타내었다. 또 기어의 정도(精度)는 JIS 5급 수준으로 기어강도, 축간 거리등을 고려하여 대부분 전위기어를 사용하였고 단가와 소음 등을 고려하여 선택하였다.

```

***** RESULT OF CALCULATION *****
=====
PARTS NO.          c7910-16141          c7910-15641
DESCRIPTION        33gear              23gear
NO. OF TEETH       33                  23
NORMAL MODULE      (Mn)                3.5
NORMAL PRESS ANGLE (Ao)                20
HELIX ANGLE        (Bo)                0
AXLE DISTANCE      (Ax)                101.21721
MODIFI. COEFFI.    (X)                .822
AMOUNT OF MODIFI. (Xm)                1.877
P. C. D.           (Dc)                115.50000
OUTER DIA.         (Dk)                127.53442
ROOT DIA.          (Dr)                111.80400
WHOLE DEPTH        (H)                7.86521
ADDENDUM           (Hk)                6.01721
GIVEN NO.          5                    4
DISPLACEMENT       (Sm)                50.08170
CONTACT INTERVAL    (E)                1.35601
=====
    
```

```

***** RESULT OF CALCULATION *****
=====
PARTS NO.          c7910-15711          c7910-15654
DESCRIPTION        16sonor gear        26gear
NO. OF TEETH       16                  26
NORMAL MODULE      (Mn)                3.5
NORMAL PRESS ANGLE (Ao)                20
HELIX ANGLE        (Bo)                0
AXLE DISTANCE      (Ax)                73.50000
MODIFI. COEFFI.    (X)                0
AMOUNT OF MODIFI. (Xm)                0
P. C. D.           (Dc)                56.00000
OUTER DIA.         (Dk)                63.00000
ROOT DIA.          (Dr)                46.55000
WHOLE DEPTH        (H)                8.22500
ADDENDUM           (Hk)                3.50000
GIVEN NO.          3                    4
DISPLACEMENT       (Sm)                26.61546
CONTACT INTERVAL    (E)                1.55981
=====
    
```

그림 4-2 기어계산결과

2.. 콤바인에서의 주행성능선도

차속이 적은 경우는 구동력이 증대되고, 차속이 증대될 경우 구동력은 감소되고 L(도복), M(표준), H(주행) 단수가 사용되어지는 위치는 그림 4-3과 같다.

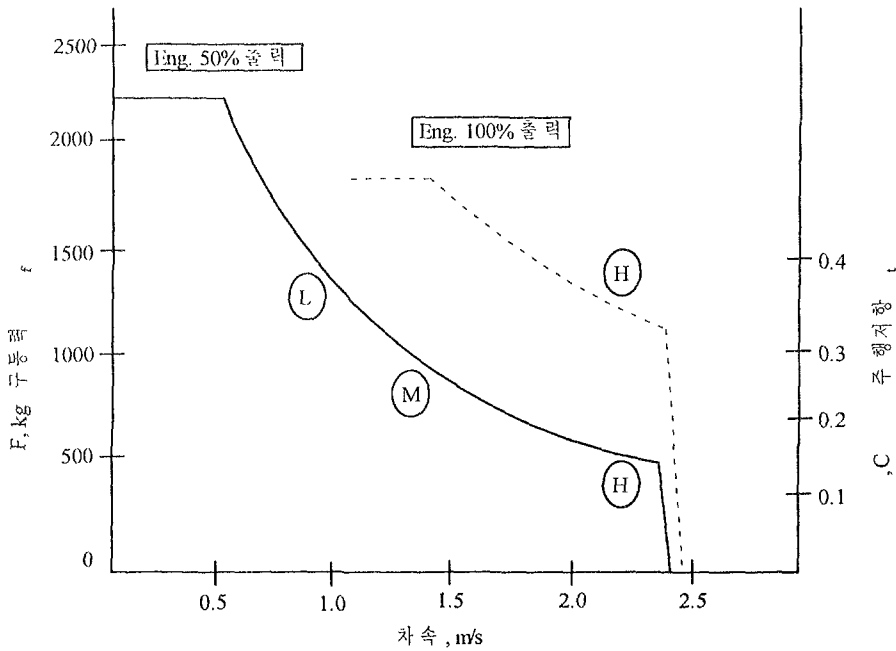


그림 4-3 주행성능선도

3. 각 축별 Torque

가. HST 출력축 Torque 계산

$$\text{선회마력 } H_c = \frac{P_q \times r \times \eta t}{450 \times 10^3}$$

$$\text{출력토크 } T_h = 716.2 H_c / n^3$$

나. 각 축별 부하비율

중동축에 걸리는 계산 부하를 100%로 기준 하여 비율을 결정하였다.

축	입력축	2축	3축	4축	5축	중동축
부하비율(%)	4.7	9	11.3	15.8	41.8	100

4. Transmission Gear 강도계산

밧선 내부에 축 및 기어, 베어링 등 여러 부품이 많으나 여기서는 몇 가지 주요 부분의 설계 사항을 도시하였다.

또 직진 주행 시와 Soft Turn ,Spin Turn시의 사용 부하가 다르고 작업자, 포장지의 작업조건에 따라 이상 부하가 많이 걸리므로 기본 설계 계산을 토대로 하여 실제 시험과 비교 고려해야 한다.

가. 치의 굽힘 강도

치(齒)에 작용하는 하중은 물림률과 하중의 방향에 따라 복잡한 분포를 보이며 특히 주속도(周速度)의 영향으로 동적 하중이 부가되고, 또 치(齒)의 재료, 각종 기계적 성질 등에 따라 치의 굽힘응력에 따른 파괴에 영향을 미치므로 고려되어야 하고 계산식은 다음과 같다.

$$\text{허용하중 } P = \frac{75He}{v}$$
$$v : \text{주속도 (m/s)} = \frac{\pi Dn}{60 \times 1000}$$

f_v 를 속도계수라 하면

$$\text{저속용 (0.5 ~ 10 m/s)} \quad f_v = \frac{3.05}{3.05 + v}$$

$$\text{고속용 (6 ~ 20 m/s)} \quad f_v = \frac{6}{6 + v}$$

이상에 의하여 스퍼어 기어의 굽힘강도식은 다음과 같다.

$$P_b = f_v \sigma b m y$$

나. 면압강도

$$P_p = f_v K m b \frac{2Z_1 Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

5. 축의 강도계산

가. 기어 반력 및 축의 굽힘 Moment

1) 변속축의 강도

밋선 내부 여러 축에서 대표적으로 변속 축에 대하여 굽힘 모멘트 작동방향에 대해 검토하였다.

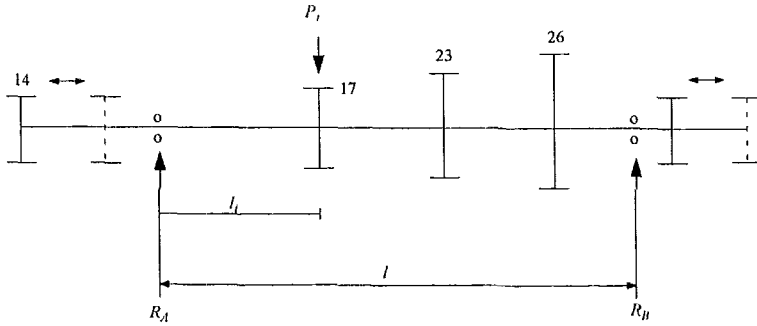
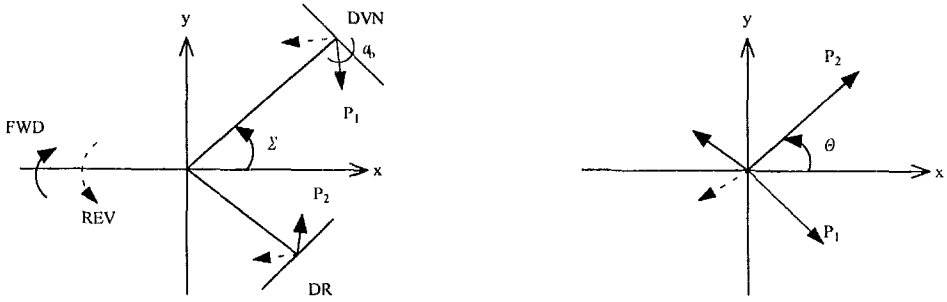


그림 4-4 축의 작용힘 방향

2) 치합 압력각 α_b 및 응력의 방향

회전 방향	힘	θ
FWD REV	DR DVN	$\Sigma + (90^\circ + \alpha_b)$
FWD REV	DVN DR	$\Sigma - (90^\circ + \alpha_b)$

3) 축 반력 R_a, R_b

$$R_a = \sum \frac{\ell_i}{\ell} P_i \quad R_b = \sum P_i - R_a$$

4) 굽힘 Moment, M_i

$$M_i = R_a \ell_i - \sum P_{i-1} (\ell_i - \ell_{i-1})$$

나. 축하중

변속(도복, 표준, 주행)축에 대하여 직진, Spin Turn, Soft Turn시 작동하는 축하중에 대해 다음 식에 의해 계산되었다.

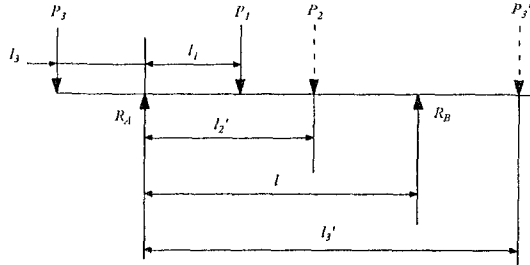
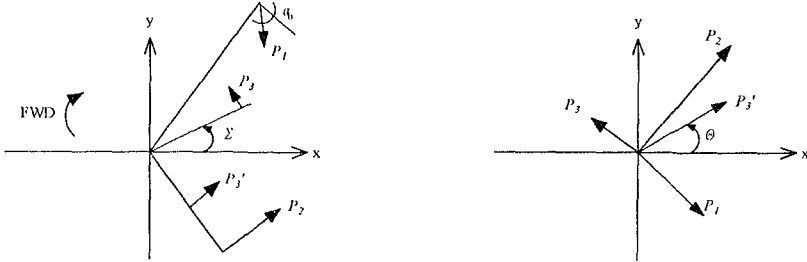


그림 4-5 축에 작용하는 힘

$$P = 2T \times 10^3 / dm \cos \alpha_b$$

$$P_x = P \cos \theta$$

$$P_y = P \sin \theta$$

$$R_{bx} = \sum \frac{\ell_i}{\ell} P_{ix}$$

$$R_{by} = \sum \frac{\ell_i}{\ell} P_{iy}$$

$$R_{ax} = \sum P_{ix} - R_{bx}$$

$$R_{by} = \sum P_{iy} - R_{by}$$

직진 시와 Soft Turn, Spin Turn시의 부변속 축에 변속단수별(도복, 표준, 주행) 걸리는 Torque 상태를 계산한 결과를 나타내며 직진시 도복 속도일 때 P2부분에 가장 큰 Torque 가 걸리며 주행 속도일 때 P2부분이 Torque가 가장 적게

결린다.

Spin Turn에서는 도복 속도 P_2 지점에 토크가 가장 크고 주행속도시 P_3 지점에서 가장 적은 토크가 결린다.

Soft Turn에서는 도복 속도 P_2 지점에 토크가 가장 크고 주행속도시 P_3 지점에서 가장 적은 토크가 결린다.

따라서 부변속축에 걸리는 도복단수의 토크 크기 순은 직진 > Spin Turn = Soft Turn 으로 되고 직진시 도복 속도 일 때 크롤러 양쪽이 같이 작동하면서 축의 중심부분에 가장 큰 토크가 걸리므로 설계 시 이런 사항을 고려하여 재질, 열처리방법,공차 등을 고려하였다.

부변속 축의 설계 계산에서 Spin Turn 도복 단수에서 축의 R_b 부분에서 가장 큰 반력이 생겼고 R_a 부분은 Soft Turn 도복 단수에서 가장 큰 반력이 발생하는 것으로 계산되어졌다.

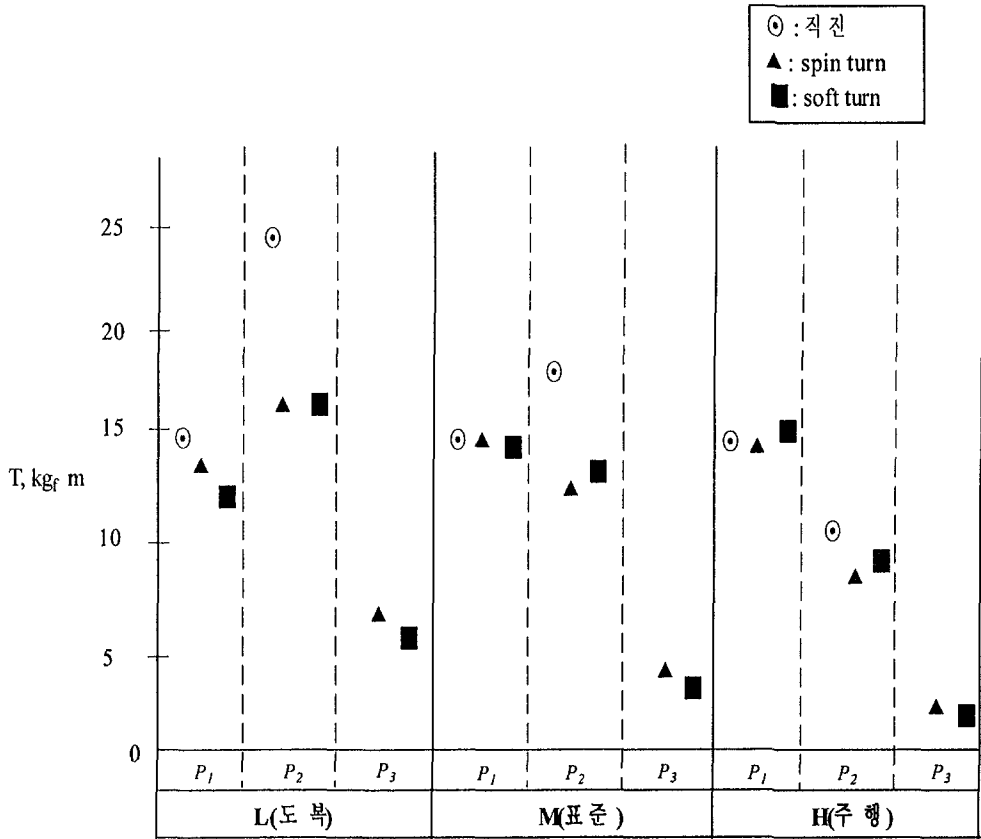


그림 4-6 선회조건별 축토크

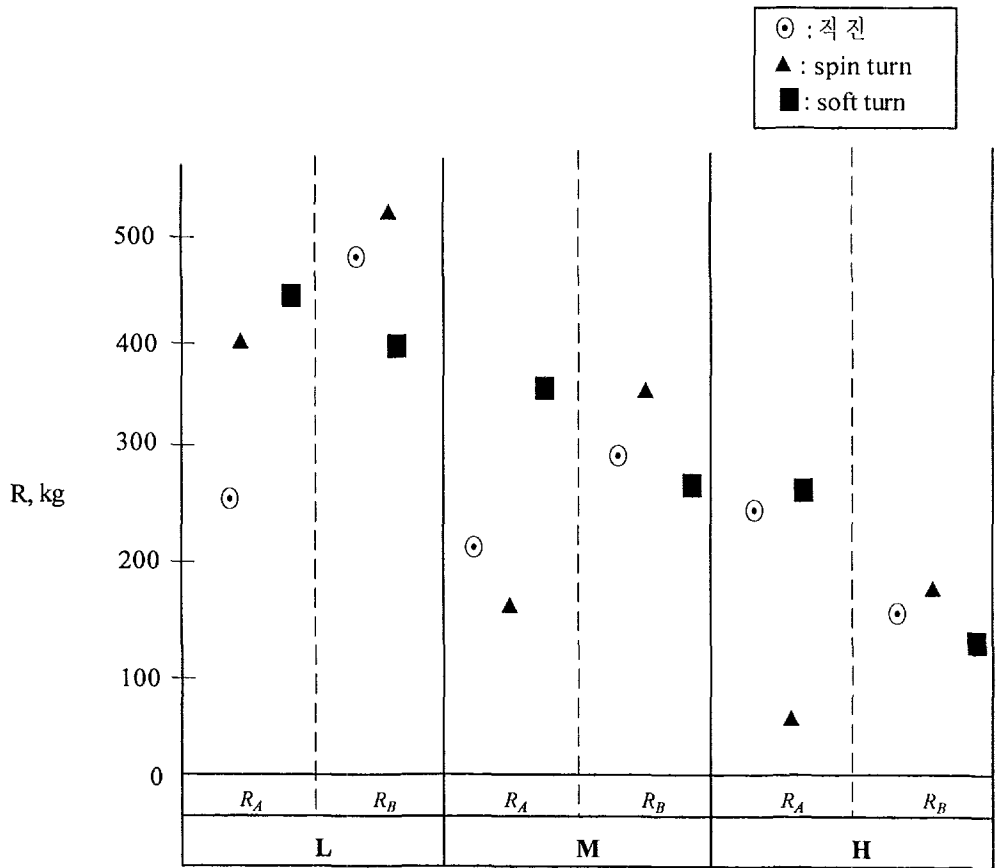


그림 4-7 부변속 축반력

6. 조향 클러치 설계

콤바인에 있어 조향 기능은 작업 중 가장 많이 작동하는 부위로 유압실린더가 밧선내부의 도그를 작동시키며 직진시는 좌·우측 조향클러치가 같이 연결되어 작동하며 Soft-Spin Turn시는 좌측, 우측 조향에 따라 한쪽 클러치만 연결된 상태에서 반대측 클러치는 끊겨 마찰판을 압착하면서 동력이 전달된다.

클러치 수는 편측 4개로 구성하고 한 기어에 양측으로 설치하였다. 축과 클러치기어는 축에 고정 시 Key 또는 Spline등으로 고정시 설치공간 협소로 불가능하므로 압입 공정을 선택하였으며 또한 압입 설치시 이탈 하중도 고려하여야 되므로 특수 공정을 거쳐 제작을 하였다.

가. 조향 클러치축 Torque

조향 클러치축의 토크는 선회마력, HST용량, 효율, 용적효율 등을 감안하여 최종축에 걸리는 출력토크와 감속비, 효율이 고려되어 계산된다.

$$T_s = T_h \times r \times \eta_m$$

$$T_h = 716.2 \frac{H_c}{n_3} \quad (n_3 = \eta_v \times n_1)$$

나. 클러치면압

클러치 면에 생기는 작용 힘의 상태는 그림4-8과 같이 분석되며 계산식 검토와 더불어 제작시 면압강도를 증대시키기 위하여 표면조도, 재질, 열처리, 기계적 성질, 가공공정을 고려하여 설계하였다.

$$\text{클러치 면압 } P_0 = \frac{3R_2' T_s}{nB(R_2'^3 - R_1'^3)}$$

$$T_s = \frac{nP_0 B}{3R_2'} \times (R_2'^3 - R_1'^3)$$

$$R_1' = \frac{D_1}{2} \cos \theta \quad R_2' = \frac{D_2}{2} \cos \theta$$

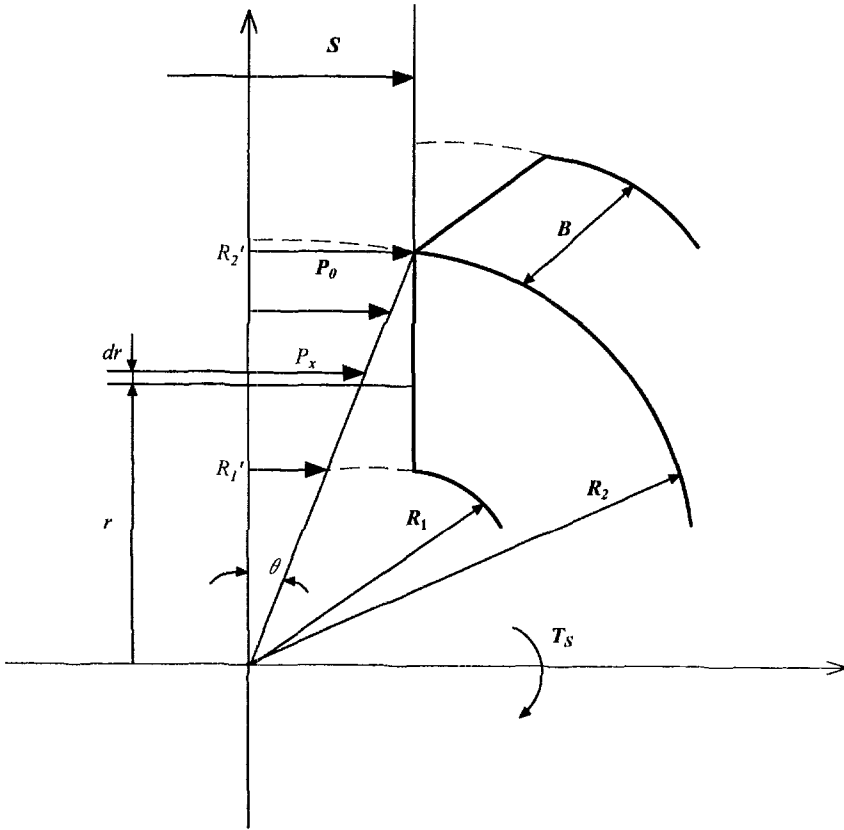


그림 4-8 클러치에 작용하는 힘

7. One Way Clutch

밋선에서 예취부 쪽으로 동력을 전달하는 풀리에 내장하였으며 콤팩트 특성상 예취부는 버 절단 및 이송을 목적으로 설치되어 있으며 역회전 작동부에 많은 문제가 발생되므로 역회전 방지용으로 설치하였다.

따라서 One Way 클러치는 정회전시만 동력을 전달 시키고 역회전시는 동력이 끊기는 구조로 되어있다.

가. One Way Clutch 구조

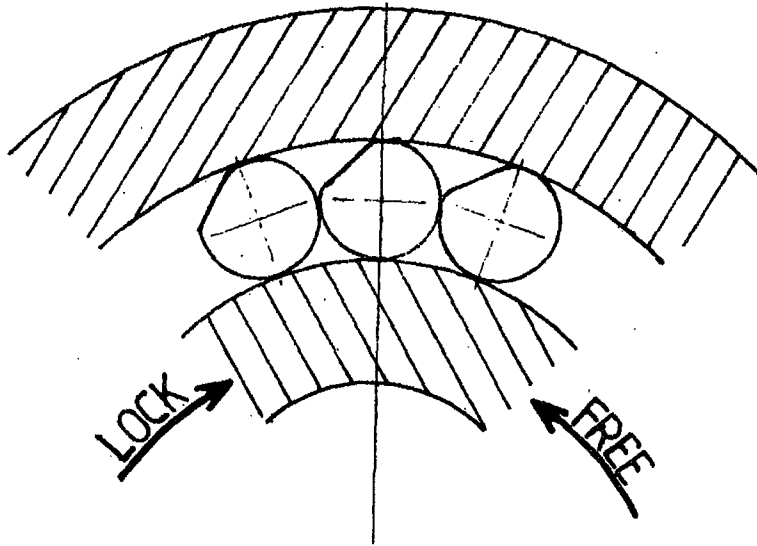


그림 4-9 one-way clutch 구조

나. One Way Clutch 토크 계산식

$$T = 716 \times \frac{H}{N} \times SF \quad (\text{kg}_f \cdot \text{m})$$

따라서 One Way Clutch 사양은 다음과 같이 결정하였다.

규격 : B205K

Max, Torque : 10 kg_f · m

Max, Overrunning : 1800 / 400

8. 주차브레이크 설계

브레이크 마찰제 재질은 석면과 Resin Mould중에서 Resin Mould는 강도 및 열에 약하여 파손 및 소착관계로 석면재질로 선택하였다.

가. 주차브레이크 설계 계산

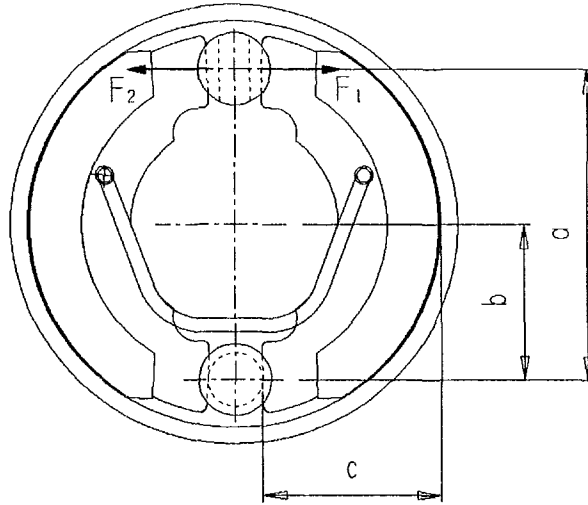


그림 4-10 주차브레이크 작동원리

$$1) \text{ 제동력 } Q = \mu P_1 + \mu P_2$$

$$2) \text{ 토크 } T \left(\frac{F_1 \times a}{b - \mu c} + \frac{F_2 \times a}{b + \mu c} \right) \times \frac{\mu D}{2}$$

$$F_1 = \frac{P_1}{a} \cdot (b - \mu c)$$

$$F_2 = \frac{P_2}{a} \cdot (b + \mu c)$$

9. 조향장치 설계

조향장치의 유압회로도 는 그림 4-11과 같이 설계하였으며 유압펌프 압력은 150 kg/cm^2 , 용량 2.6cc/rev , 릴리프밸브 압력은 115kg/cm^2 로 하였다.

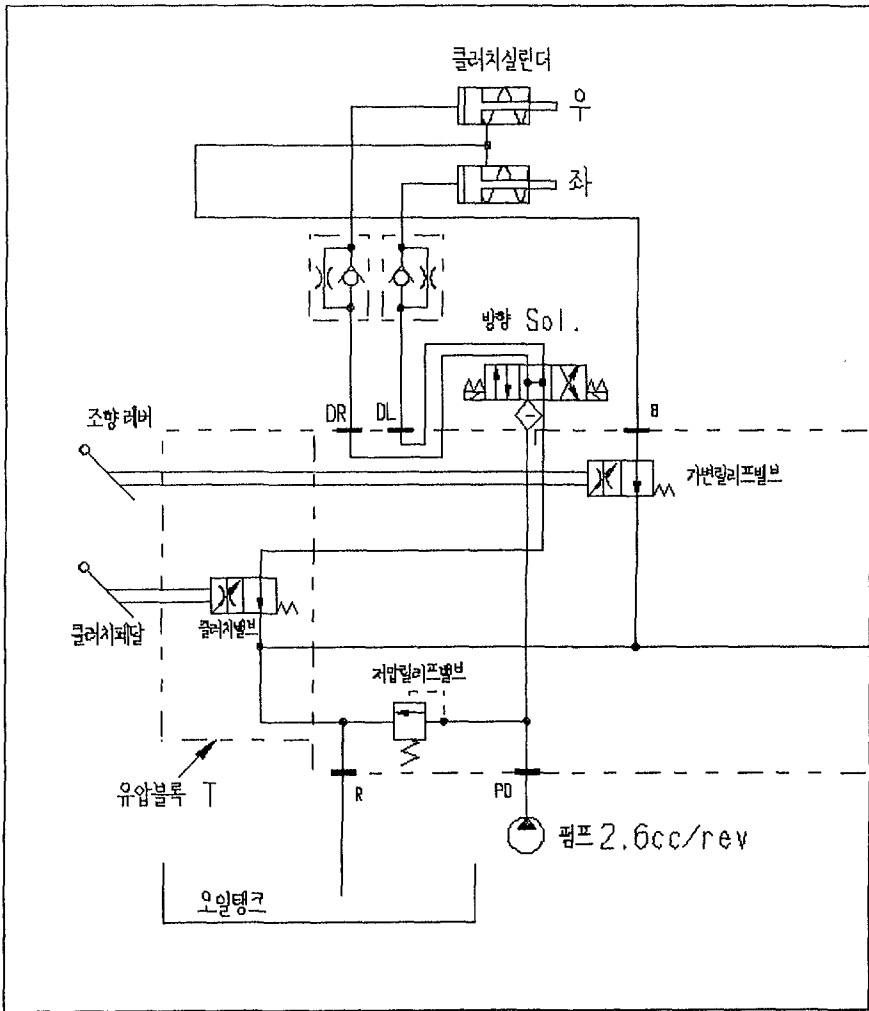


그림 4-11 조향장치 유압회로도

가. 가변 릴리프밸브

클러치 실린더로부터 밸브유니트로 되돌아오는 오일의 회로압을 조정하고 클러치 실린더의 피스톤에 작용하는 압력을 변화시킨다.

로드를 下방향으로 눌러면 회로압이 높게 된다. 최고 압력은 저압 릴리프밸브에 의해 규제된다.

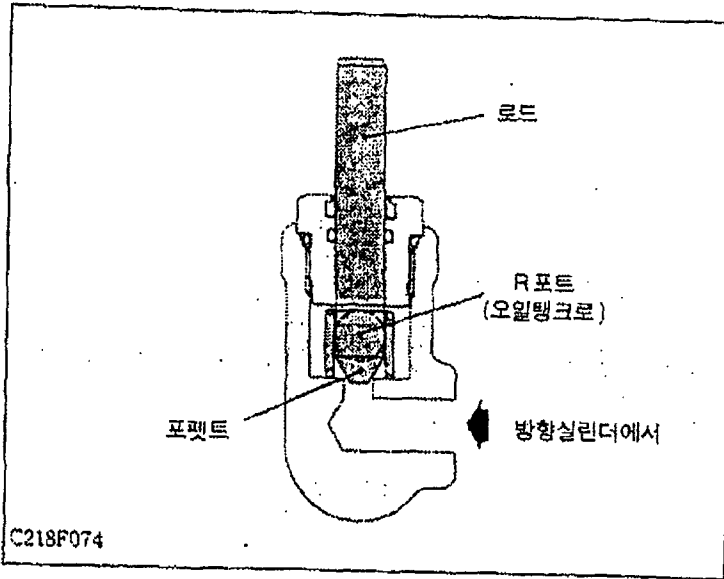


그림 4-12 가변 릴리프밸브 구조

나. 클러치 실린더

방향수정 및 선회시에는 방향 솔레노이드밸브가 작동되고, 클러치 실린더 왼쪽, 오른쪽 port에 압송되어 오는 오일에 의해 피스톤이 압출된다.

이것에 의하여 밧션 내의 클러치가 끊어지지만 피스톤이 약 15.5mm가 압축되면 오일은 브레이크 port로부터 가변 릴리프밸브로 보내어진다.

조향레버를 왼쪽 혹은 오른쪽으로 기울이는 조작량에 따라 가변 릴리프밸브 회로

압이 상승하여 피스톤을 미는 힘이 강하여 브레이크가 작동된다.
 이 브레이크를 작동시키기 위한 제 2 스트로크는 24mm까지 열려진다

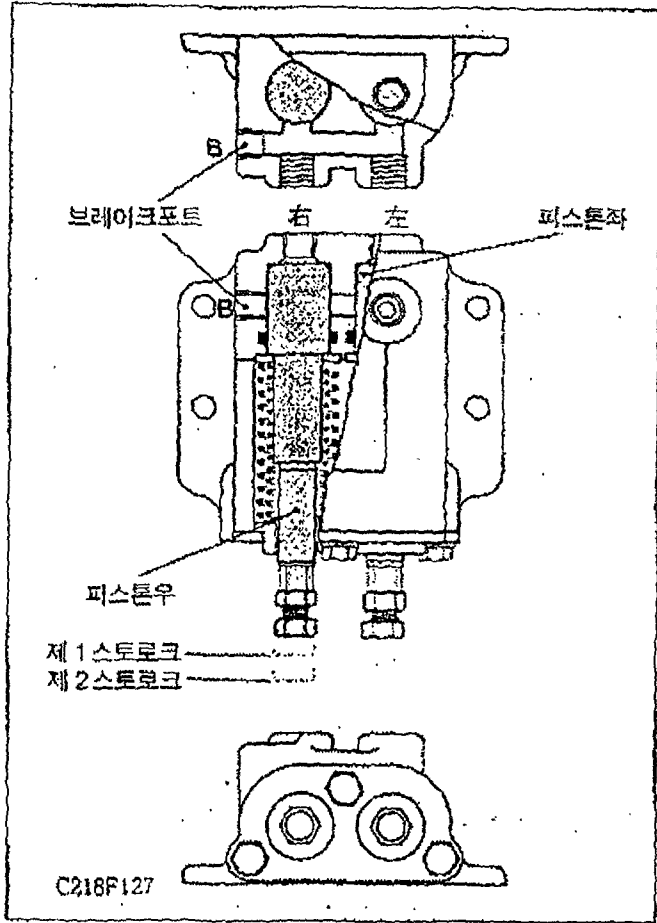


그림 4-13 클러치 실린더 구조

다. 인라인 오리피스(in-line orifice)

클러치페달을 밟으면 좌·우 클러치실린더가 1 스트로크까지 내려와 밧션 내부 클러치를 중립으로 오게 하기 위해 좌·우 클러치 실린더 유량을 일정하게 하여 좌·우 클러치 실린더가 동시에 같은 길이로 나오게 하기 위함이다.

라. 저압 릴리프밸브

클러치 실린더의 좌·우에 작동하는 유압회로의 최고압력을 규제한다.

저압 릴리프밸브 셋팅압력은 $113 \sim 117 \text{ kg/cm}^2$ 으로 되어있다.

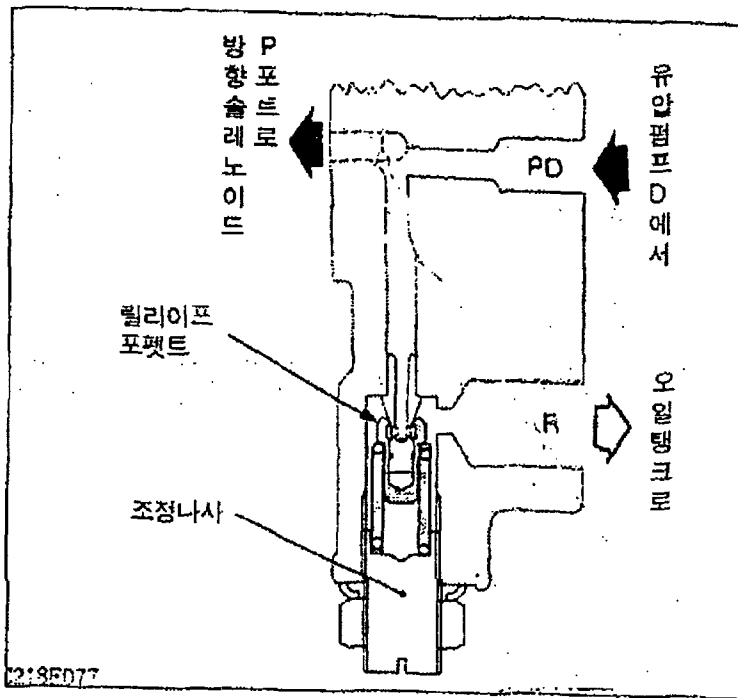


그림 4-14 저압 릴리프 밸브 구조

마. 클러치 체크밸브

클러치 체크밸브는 클러치 페달을 밟은 상태에서 조향레버를 조작 했을 때 작동한다.

유압블록 T의 오일 압력이 상승되면 클러치 체크밸브의 포켓트를 눌러 열린다. 따라서 오일은 조향클러치 실린더로부터 밸브유니트로 돌아오기 전에 T파이프로부터 클러치 체크밸브를 통과하여 탱크로 돌아온다.

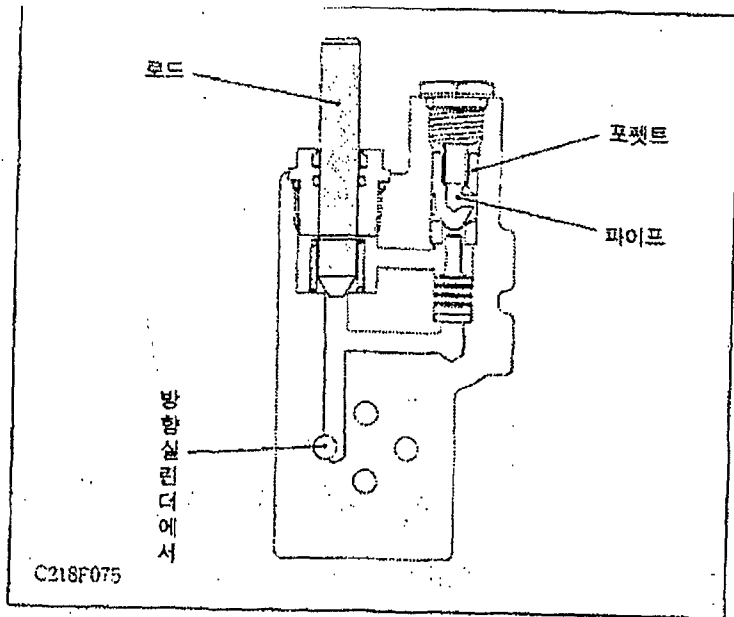


그림 4-15 클러치 체크밸브 구조

10. 미세방향 조정장치 및 조향자동 시스템 설계

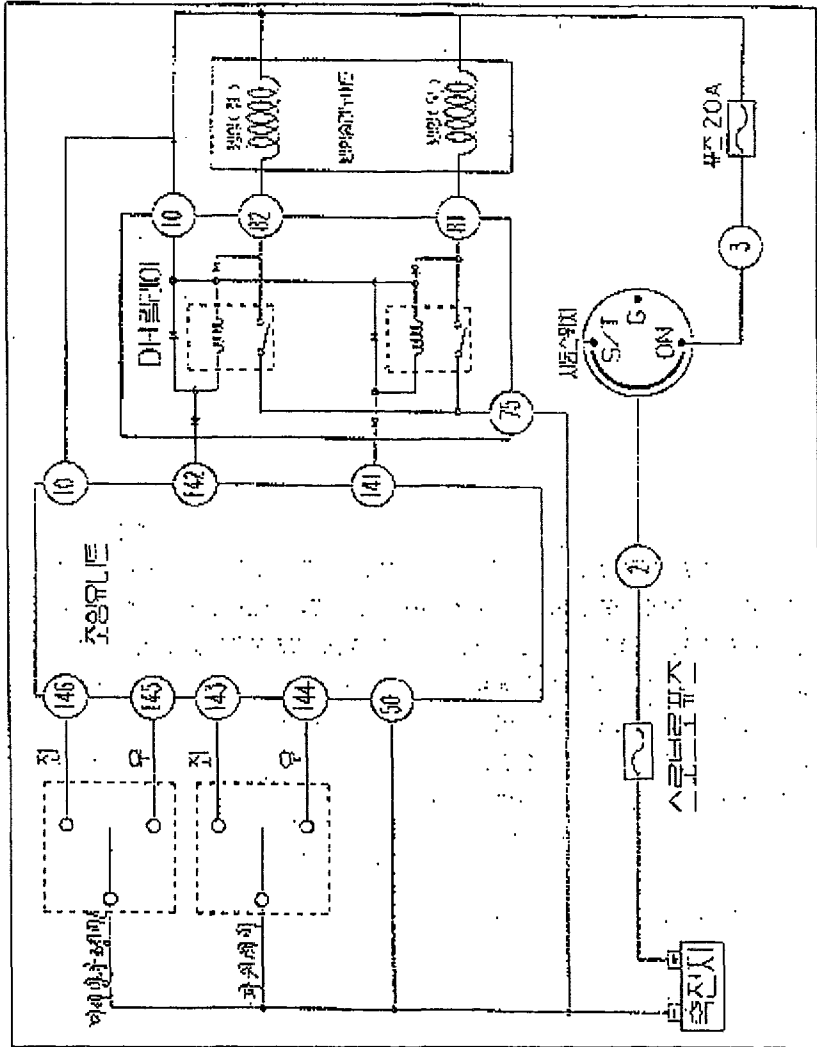


그림 4-16 시스템 결선도

11. 밧선 설계 조합도

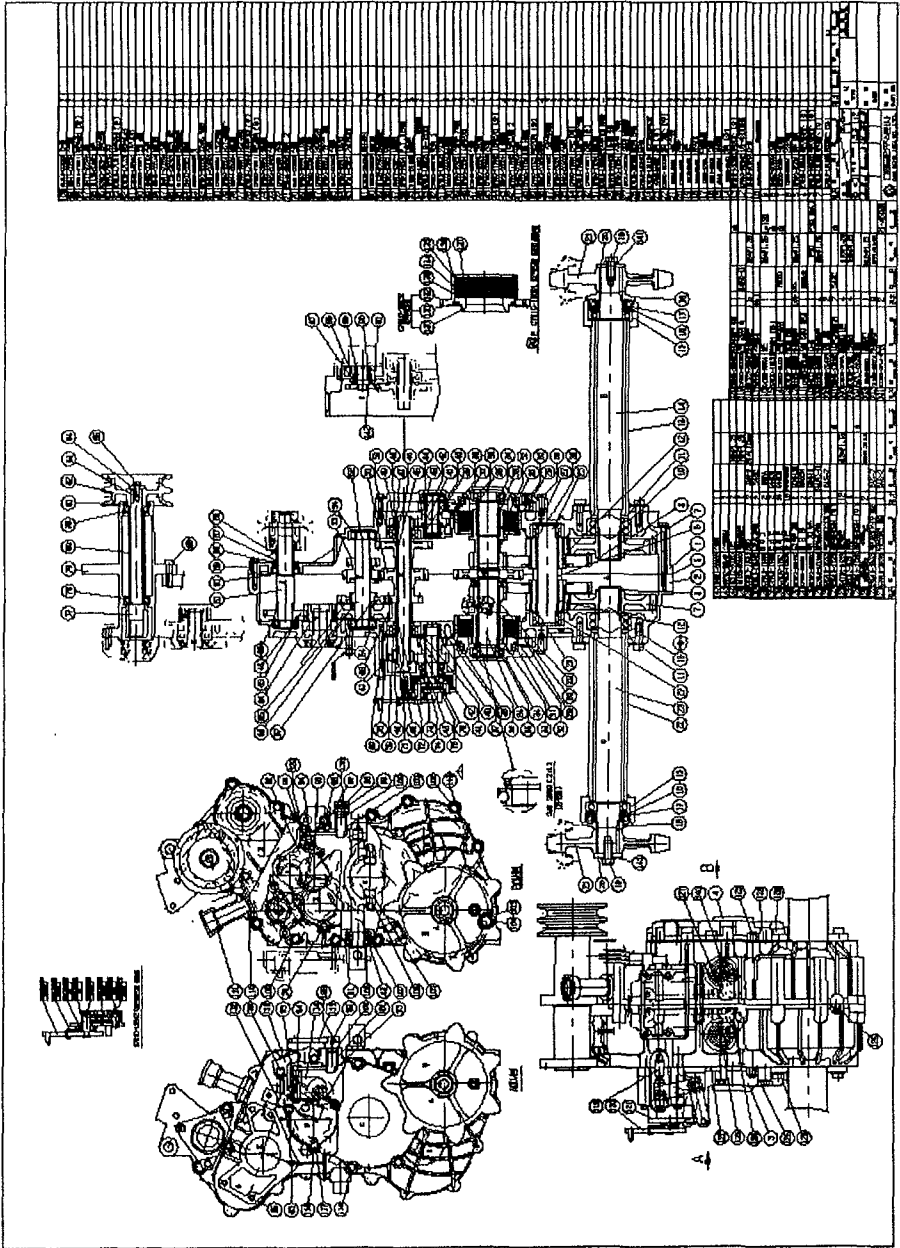


그림 4-17 밧선 설계 조합도

제4절 HST 설계

HST 용량 선정은 콤팩트의 특성 즉 Soft-Spin시 최대선회부하, 직진주행성능 중립위치 등을 고려하여 설계하였다.

1. HST 부하계산

가. 미션 감속비 γ 및 효율 η

1) 직진시 $\gamma_d = 0.92$

2) Soft Turn $\gamma_s = 0.92$

3) Spin Turn $\gamma_p = 0.90$

나. Sprocket Torque, T_s

$$T_s = \frac{1}{2} \times C_t \frac{W}{\eta k} \times \frac{P}{\sin(180/Z)}$$

다. Spin Turn시 HST부하 토크 T_{hp}

$$T_{hp} = \frac{1}{2} T_s \times \frac{1}{\gamma_d \eta_d} + \frac{1}{2} T_s \times \frac{1}{\gamma_p \eta_p}$$

라. Soft Turn시의 HST부하 토크 T_{hs}

좌·우 크롤러의 주행저항이 속도에 비례한다고 가정하면

$$C_t' = \frac{\gamma_d}{\gamma_s} \times C_t$$

$$T_{hs} = \frac{1}{2} T_s \times \frac{1}{\gamma_d \eta_d} + \frac{1}{2} T_s' \times \frac{1}{\gamma_p \eta_p}$$

마. Piston Motor 회전력 및 토크

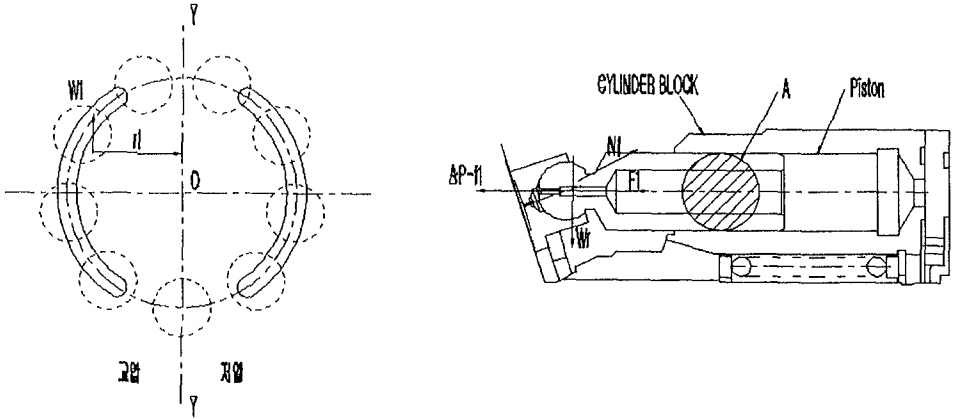


그림 4-18 피스톤 모터 회전력 작용상태

Cylinder Block에 P의 압력으로 보내진 고압오일은 Piston에 작용해서 $F_1 \times (P \times A)$ 으로 Swashplate를 밀고 그 반력으로서 F_1 의 힘이 발생된다.

이 F_1 은 경사진 Swashplate 에 의해 N_1 이라는 Thrust 분력과 W_1 의 Radial 분력으로 나뉘어 진다. W_1 은 그림과 같이 Piston의 상,하사점을 연결하는 Y-Y에 대해 Torque $T = W_1 \times r_1$ 을 발생하며 Torque의 합력 $\sum (r_1 \times W_1) \times i$ 으로서 회전력이 생긴다.

$$\text{Cylinder Block 의 이론출력 Torque} = \frac{P \times q}{2\pi}$$

바. 펌프토출용량

$$Q = Dpth \times N \times \eta_v \times \frac{\tan \alpha}{\tan 16^\circ}$$

사. 1회전당 용량

$$Q_r = \pi \times d^2 \times 9 \times D \times \frac{\tan \alpha}{4} \quad (\text{cc/rev})$$

아. 고압릴리프 압력선정

$$P = H \times 1.2 \times 450 \times \frac{1}{N} \times \frac{1}{Q} \times 1000$$

2. 중립각 설정

펌프에서 토출되어진 오일은 Neutral 밸브에서 저압측 회로(또는 Drain)로 흐른다. 이렇기 때문에 Motor로의 오일이 흐르지 않게 되고, 중립이 확보되게 되어 있다.

Valve에서의 흐르는 유량이 설정유량을 초과하면, Valve의 전후에 발생하는 압력차이에 의해 Valve가 닫히고 이 시점에 오일이 모터로 흘러가 모터가 회전한다.

밸브의 설정유량에 상당하는 펌프 사판의 회전각이 중립폭이 되는 원리로 설계하였다.

가. Neutral밸브의 설정유량과 중립폭의 관계

$$\text{중립폭 } \theta = 2 \times \tan^{-1} \times Q \times \frac{\tan \alpha}{Dth} \times \frac{N_i}{1000}$$

3. 설계 회로도

HST작동 회로도는 다음과 같이 설계하였다.

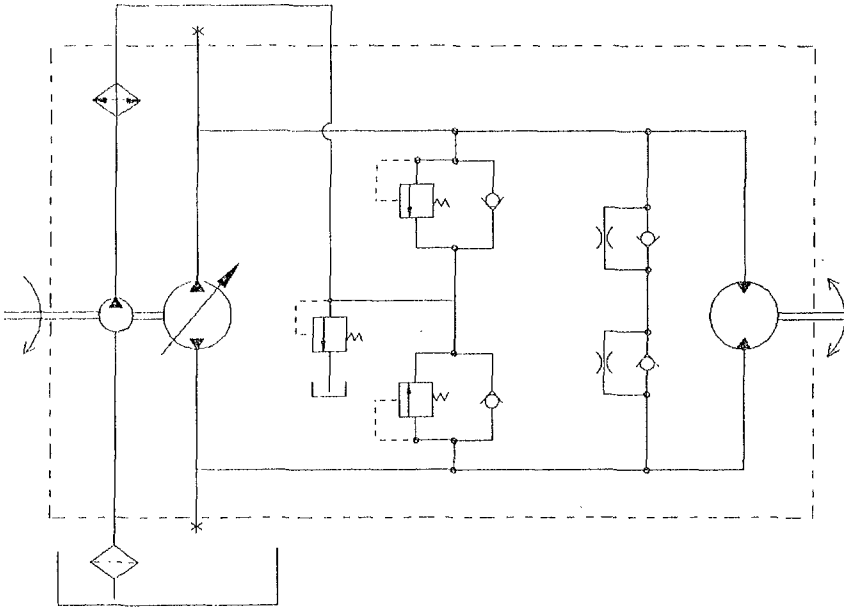


그림 4-19 HST유압회로도

4. HST 주변장치

가. 주변장치 구성 : HST에서 발생하는 온도를 80℃ 이내로 유지시키기 위하여 Oil Cooling장치를 엔진 냉각팬 앞에 설치하였다.

또 오일을 저장하는 23리터 Tank를 별도 설치하였으며 1차 Filter로 200mesh 50 mesh 철망으로 구성된 필터를 설치하였고 2차 Filter는 10미크론으로 HST에 직접 연결하였다.

그리고 HST에서 발생하는 진동이 Rod로 전달되어 레버의 조작시 문제가 되므로 HST와 레버 사이에 방진고무를 설치하여 조작성을 증대시켰다.

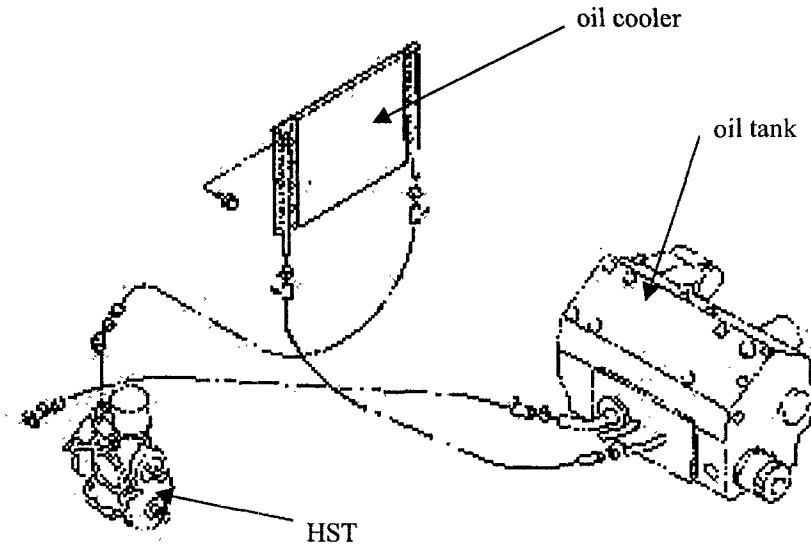


그림 4-20 HST 주변장치

5. 결정사양

항 목	사 양
펌프 1회전당토출량	0~37cc/rev
모터 1회전당 흡입량	37cc/rev
사판각	전진,후진 18도
최고 릴리프밸브 설정압력	250kg/cm ²
Charge 펌프 토출량	7.35cc/rev
Charge 릴리프밸브 설정압력	6 kg/cm ²

6. HST 설계 조합도

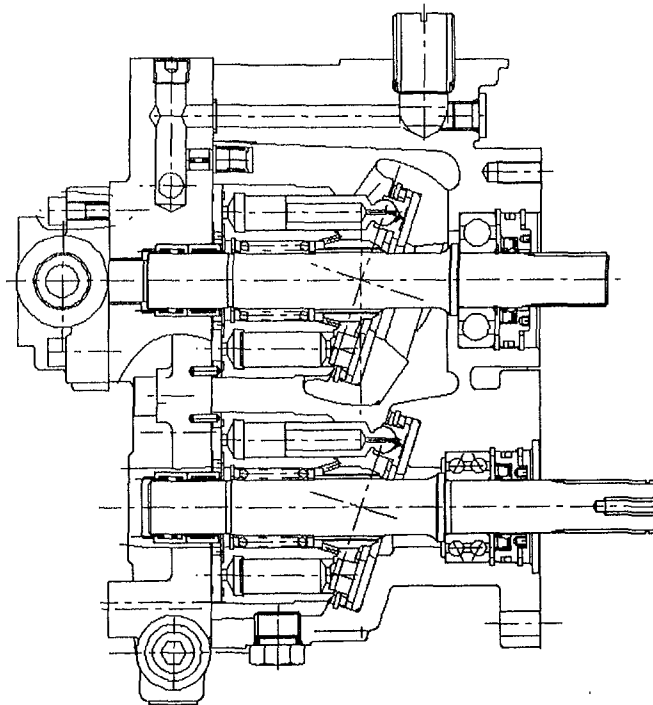


그림 4-21 HST 조합도

제 5 장 시험분야

제1절 시험 개요

국내 Field 조건은 지역 특성이 뚜렷하여 많은 조건을 가지고있다.

따라서 농기계 시장이 적은데다 판매업체도 많으므로 각 지역 특성에 맞게 별도로 만들기는 어렵다.

크게 지역 특성을 살펴보면 서해안 지역(경기, 전남·북, 충남)은 국내 최대 곡창지역으로 간척지 및 초습전 지역이 많다. 그리고 내륙(경남·북, 충북, 기타)은 산지가 많고 건답 및 일반 습지가 다소 있다.

따라서 서해안지역에서 사용하는 각종 농기계들은 다른 지역에 비해 내구 연한이 짧다. 1인당 벼농사 면적도 넓고 기계 교체 주기가 다른 지역에 비해 짧다. 보통 사용시간은 서해안 지역은 200hr~300hr이 되고 내륙지역은 100hr~200hr이 된다.

콤바인은 다른 농기계에 비해 엔진부하가 Full인 상태에서만 작업하고 수확시 존동안 집중적으로 사용하므로 내구성이 많이 고려되어야한다..

또한 기상이변 시 벼의 쓰러짐과 노동력 부족으로 포장지가 마르지 않는 상태, 즉 초 습지에서 조기 수확하기 위해 작업을 하려는 농가들이 증가함에 따라 가혹한 작업 부하로 기대 내구성에 영향을 미치게 된다.

제2절 Soft-Spin Turn 성능시험

1. Soft- Spin Turn 성능시험

Soft- Spin Turn 성능시험은 선회 반경, 선회시간, 선회상태, 선회부하 등이 있다.

가. 선회 반경 및 시간

항목	선회 반경(mm)	선회시간(sec) 표준상태
Spin Turn	1020	7초
Soft Turn	2525	13초
Brake Turn	1900	11초

기존 Brake Turn 과 비교시 Spin Turn의 선회시간은 1.57배 단축되고 선회반경은 1.86배 감소되는 것을 알수있다.

또 Soft Turn의 선회시간은 1.18배 상승되고 선회반경은 1.32배 증가되는 것을 알 수 있다.

Soft Turn과 비교시 Spin Turn의 선회시간은 1.86배 단축되고 선회반경은 2.47배 감소되는 것을 알 수 있다.



(a) Soft Turn 시



(b) Spin Turn 시

그림 5-1 선회반경 및 시간 측정장면

나. 선회 상태

1) Soft Turn 시

선회 반경은 크지만 선회가 안정적이고 선회 부하가 적게 걸리고 또한 포장지를 뭉개는 현상이 없었다.

2) Spin Turn 시

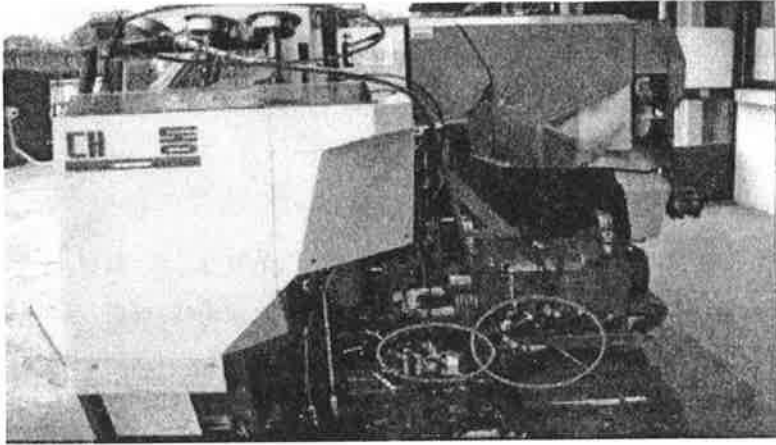
선회 반경이 매우 적으면서 선회가 신속히 이루어지므로 선회 부하가 많이 걸리고 포장지를 뭉개는 현상이 있다. 건담과 습지의 상황에 따라 부하 및 선회상태가 다르며 약 1cm의 빠짐 깊이에서 흙의 점도가 적은 조건에서 선회가 매우 안정적으로 되었다.

다. 선회 부하

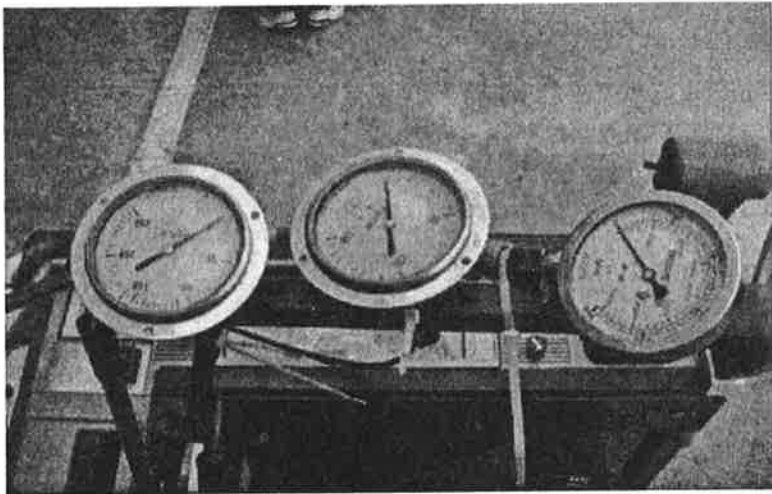
지형 조건에 빠짐 깊이에 따라 많은 차이가 있다

부하 측정은 HST에 걸리는 고압 Relief압력을 측정하면 쉽게 알 수가 있다.

각 포장지 별로 상호 비교하기 위해 측정하였다.



(a)



(b)

그림 5-2 선회 압력체크 장면

1) 건담(乾沓) 기준 압력측정치 (최대부하하중)

조 건			측정값 kg/cm ²
표 준	Soft Turn	좌회전	150
		우회전	150
	Spin Turn	좌회전	210~220
		우회전	210~220
주 행	직 진		170~200

2) 습지(濕地) 기준 압력측정치 (최대부하하중)

조 건			측정값 kg/cm ²
표 준	Soft Turn	좌회전	140
		우회전	165
	Spin Turn	좌회전	190~200
		우회전	190~210
주 행	직 진		140

※ 습지의 압력은 포장지 빠짐 깊이, 점도 등에 따라 많은 차이가 날 수 있다

3) 시멘트 포장 기준 압력측정치 (무 부하 하중)

조 건			측정값 kg/cm ²
표 준	Soft Turn	좌회전	100
		우회전	100
	Spin Turn	좌회전	140
		우회전	140
주 행	직 진		60

라. 시험 결과

선회 부하는 표준단수에서 Brake Turn과 비교시 Spin Turn이 선회부하가 1.07배 컸으며 Soft Turn 은 1.48배 부하가 적게 걸렸다.

Soft Turn과 Spin Turn시 선회부하는 Spin Turn에서 회전반경과 급속한 회전으로의 부하가 더 많이 걸리며(습지1.27배 건담1.46배), 좌·우회전의 압력도 콤파인 좌우 무게 중량 차이로 약간 차이가 나며 좌 조향성이 좋다. (콤바인 작업시 좌조향으로 80%이상 사용)

또한 포장지의 조건에 따라 압력 차이가 많이 나며, 일반 습지에서 좌·우 선회성이 좋았는데 이것은 흙의 점도(粘度)가 작은 상태에서 크롤러와 Slip하면서 선회 되기 때문이다.

그러나 Spin Turn에서의 점도가 높은 포장지는 과부하와, 선회성도 좋지 않기 때문에 Soft Turn 기능으로 전환하여 사용하는 것이 작업 요령이라 할 수 있다.

제3절 구성 부품 시험

1. HST 시험

HST시험에는 효율(용적, 기계효율), 압력, 소음, 출력토크, 성능시험 등이 있다.

가. HST TEST기 시험

HST Test기에서 시험은 효율, 토오크, 사판조작력, 소음, 압력 등을 측정 할 수 있다.

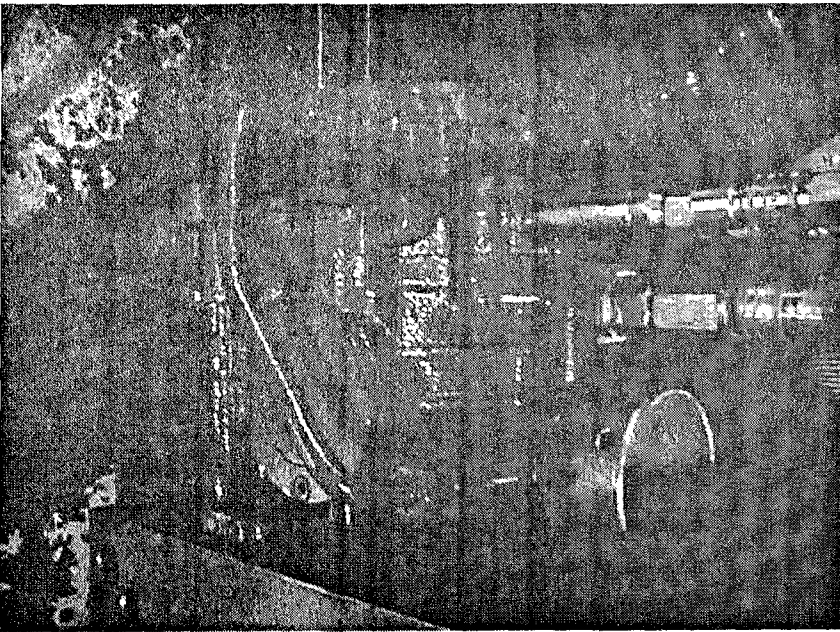


그림5-3 HST TEST 장면

나. HST 경사지 시험

경사지에서 시험은 등판 능력, 중립 상태에서 미끄럼 상태등을 측정하였다.

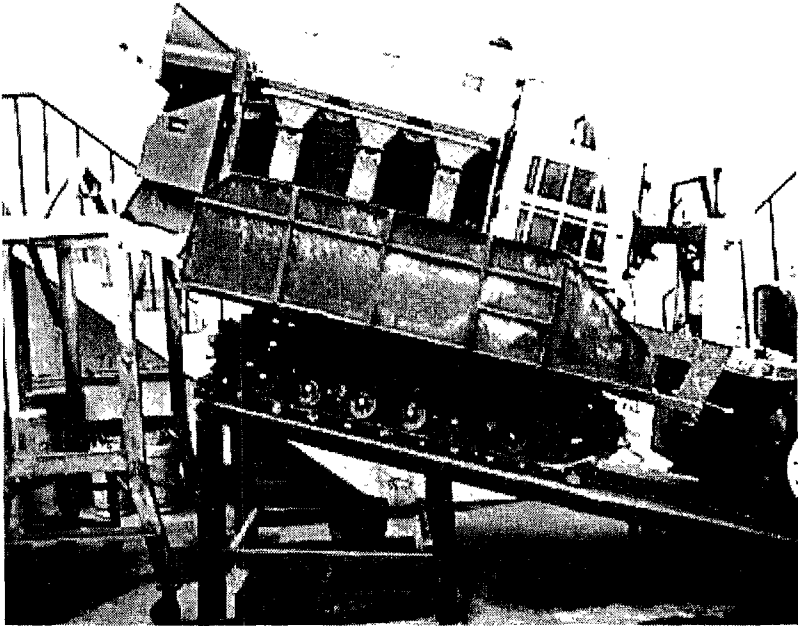
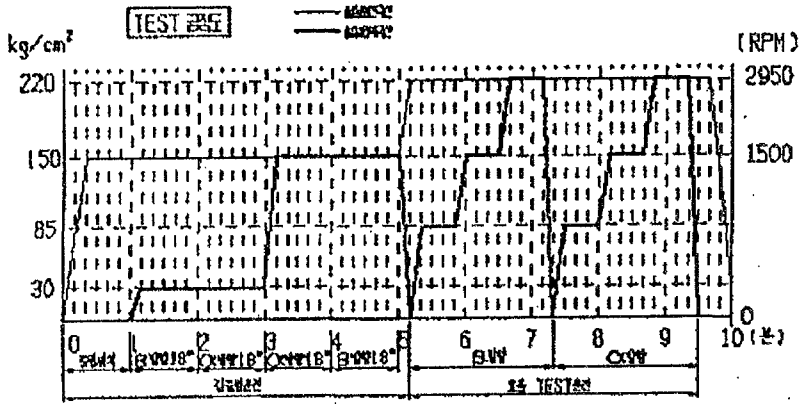


그림 5-4 HST 시험장면

2. HST 시험기준

초기 길들이기 운전을 5분간 압력을 $30.85.150\text{kg/cm}^2$ 올리면서 실시한후 효율 및 압력 체크등은 5분이 지난시점부터 $85.150.220\text{kg/cm}^2$ 으로 사판을 전진과 후진 방향으로 실시하여 Data값을 얻는다.



HST TEST 사양 및 조건	
도송장치	Pump 0-37cm ³ /rev Motor 37cm ³ /rev
회전	Chergic Pump 610.7cm ³ /rev
유체	ISO VG16 등유 TERS
유압	45~55
FILTER	10um
유압	NASS9001
Strainer	150 mesh
시험장	Pump 0-185 Motor 185 CM1

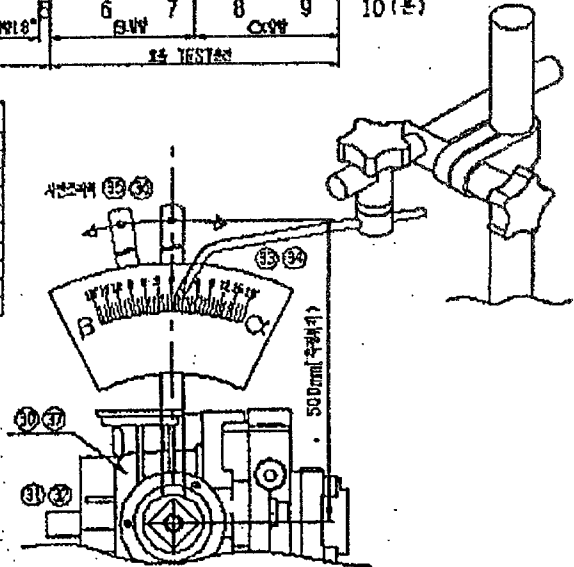


그림 5-5 HST 시험방법

NO	검사항목	규격치	측정기	검사방법
26	α 회로릴리프크래킹압력(kgf/cm ²)	0-2LPM일때 235이상	PRESS GAUGE	측정
27	α 회로릴리프셋팅압력(kgf/cm ²)	20LPM일 때 250±5	"	"
28	β 회로릴리프크래킹압력(kgf/cm ²)	0-2LPM일때 235이상	"	"
29	β 회로릴리프셋팅압력(kgf/cm ²)	20LPM일 때 250±5	"	"
30	수압(공기압)TEST	5kg/cm ² 에서압이새지 않을것	수압TEST	육안
31	α 입출력회전비(입력:2 950RPM)	사관18°에서 2860~3040	TEST-BENCH	측정
32	β 입출력회전비(입력:2 950RPM)	사관18°에서 2860~3040	"	"
33	α 중립확보범위 각도 (입력:60kg/cm ²)	1.5°~2°	검사지그	"
34	β 중립확보범위 각도 (입력:60kg/cm ²)	1.5°~2°	"	"
35	사관조작+중기하중 (입력:220kg/cm ²)	5kg이하	PUSH- PULL GAUGE	"
36	사관조작-리턴하중 (입력:220kg/cm ²)	3.2kg이하	"	"
37	길들임운전(동위. α , β) 입력1500RPM, 입력130kg/cm ²)	각각2분간운전 이상소음이 없을것	TEST-BENCH	진동발생 및이상소음 라인
38	차지압력	5.3~6.7kg/cm ² (220kg/cm ²)	"	test및측정 값출력
39	측정압력 (설정압:220kg/cm ²)	217~223kg/cm ²	"	"
40	출력토크 (설정압:220kg/cm ²)	11.06kg-m이상	"	"
41	용적효율 (설정압:85kg/cm ²)	96.5~98.5%	"	"
42	용적효율 (설정압:220kg/cm ²)	85%이상	"	"
43	진효율(설정압:220kg/ cm ²)	71%이상	"	"

그림 5-6 HST 시험기준서

3. 시험 DATA

가. 효율 및 토크

1) 측정 DATA

사판 경사 방향		A			B		
설정압	kgf/cm ²	85.0	150.0	220.0	85.0	150.0	220.0
측정압력	kgf/cm ²	84.6	150.3	222.1	85.4	149.3	220.6
입력 회전수	RPM	2950.0	2950.0	2951.0	2949.0	2950.0	2951.0
출력 회전수	RPM	2842.8	2681.0	2598.6	2845.1	2663.1	2508.1
입력 Torque	kg-m	6.1	10.0	14.4	6.2	10.6	13.8
출력 Torque	kg-m	4.0	7.7	11.5	4.0	7.7	11.8
용적 효율	%	96.4	90.9	88.1	96.5	91.0	85.0
전 효율	%	62.8	70.5	69.9	61.8	66.3	72.7
RELIEF 압력	kgf/cm ²	250.0			250.0		
무부하시 회전비		2950/ 2809			2950/ 2811		

그림 5-7 HST 시험 효율 및 토크 DATA

<Data 허용치>

- 용적효율 : 96.5 -98.5%
- 전효율 : 71%이상
- 출력토크 : 11.06 kg.m이상
- Charge 압력 5.3 - 6.7 kg/cm²
- 사판조작하중 : 5 kg이하

2) 효율 및 토크 선도

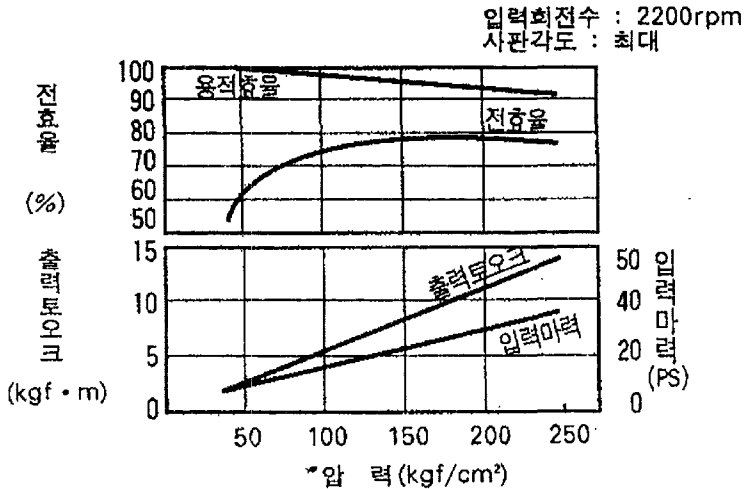


그림 5-8 HST 시험 효율 및 토크 선도

3) 시험 결과

출력 토크 및 효율은 기준치에 적합한 결과가 나왔으며, 압력이 증가되면 용적효율이 감소되는 것을 알 수 있다.

그러나 전효율은 180kg/cm²정도까지 상승하였다가 서서히 감소되는 것을 알 수 있다.

그리고 사용시간이 증가함에 따라 같은 압력에서 용적효율은 약간 감소하였다가 변함이 없었으며, 전 효율도 증가되었다가 일정하게 유지되었다. 그러나 사용시간이 많이 증가하면 부품 내구성 등으로 서서히 감소 될 것이다.

나. 사판 조작 시험

HST를 콤바인에 탑재하여 출발시의 승차감, 조작성등을 개선하기 위해 실시하였으며 부변속 표준위치에 무단 변속레버를 서서히 조작하는 것과 급속히 조작하는 2가지 방법으로 시험하였다.

1) 조작 압력 선도 측정 DATA

가) 무단 변속레버를 서서히 조작시 작동 압력 선도

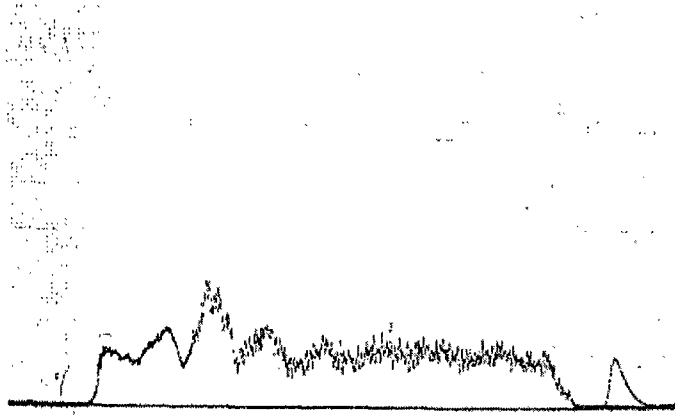


그림 5-9 HST 사판 작동 토크 선도(개선전)

나) 무단 변속레버를 급속히 조작시 작동 압력 선도

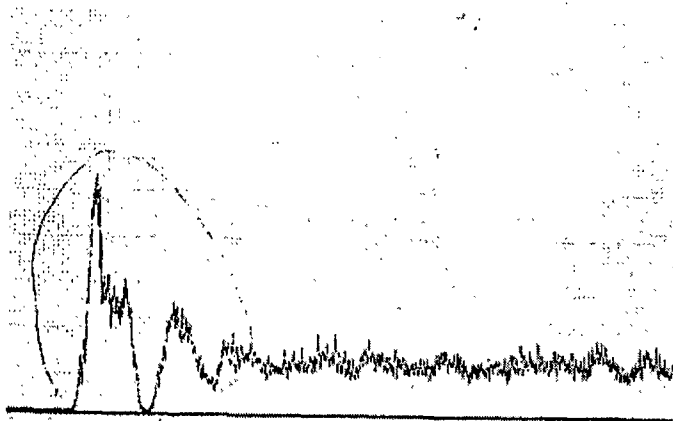


그림 5-10 HST 사판 작동 압력 선도(개선전)

3) Neutral Valve 변경 구조

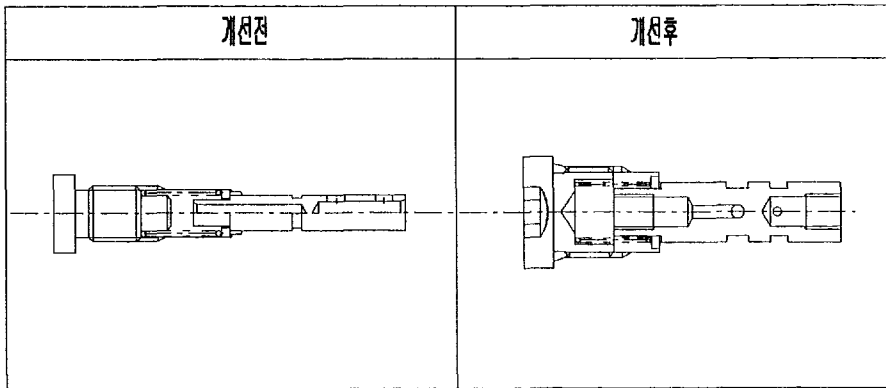


그림 5-11 IIST Neutral Valve 변경 구조

4) Neutral Valve 변경 시 압력 선도

가) 무단 변속레버를 서서히 조작시 작동 압력 선도

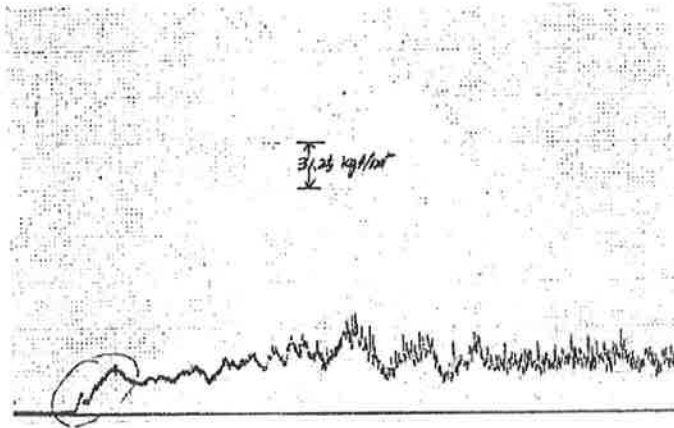


그림 5-12 HST 사판 작동 압력 선도(개선후)

나) 무단 변속레버를 급속히 조작시 작동 압력 선도

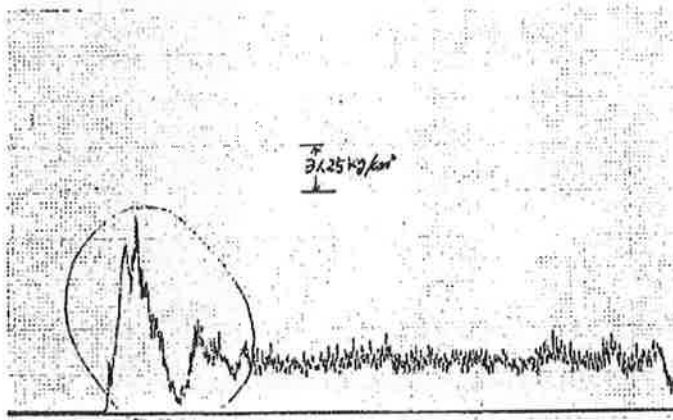


그림5-13 HST 사판 작동 압력 선도(개선후)

4) 시험결과

시험 Data를 보면 초기 출발시 압력이 순간적으로 증가되었고 조작각이 증대 되었을 때 압력이 안정되는 것을 볼 수 있다.

개선 전 무단변속레버를 서서히 조작시 83kg/cm²정도의 압력이 상승하였고, 급작히 조작시는 161kg/cm²까지 상승하였다.

개선 후는 무단변속레버를 서서히 조작시 67kg/cm²정도의 압력이 상승하였고, 급작히 조작시는 135kg/cm²까지 상승한 것을 알수있다..

따라서 초기 Start시 조작 압력이 많이 걸려 Jumping현상이 약간 있어 Neutral Valve 구조를 개선하여 부드럽게 Start될 수 있도록 하였다.

다. 고압 릴리프 Valve 압력 측정

설정압력 250kg/cm²으로 유량이 증가하면서 압력이 서서히 증가하여 유량 44 LPM에서 30kg/cm² 정도 차이로 서서히 증가하는 특성을 보였다.

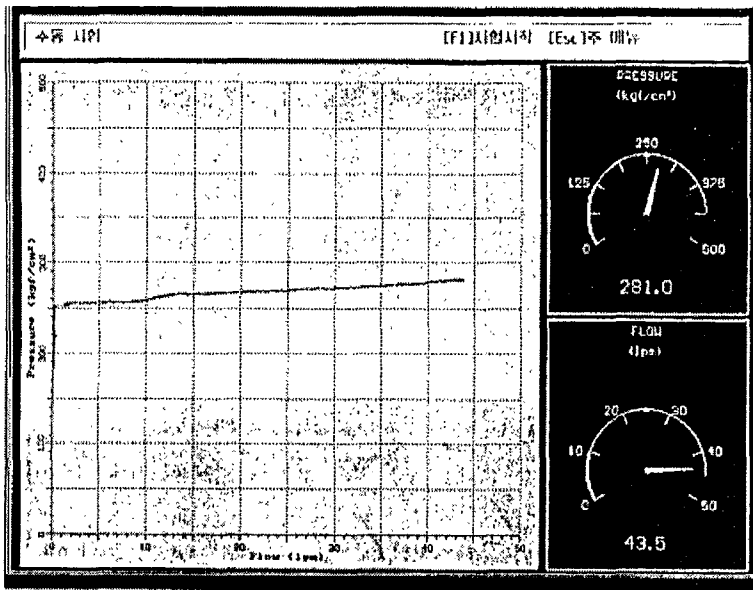


그림 5-14 HST 압력 측정 DATA

4. One Way Clutch 내구성 시험

가. 시험방법

기대를 정지상태에서 예취조수 1조의 러그에 2kg의 부하를 걸어 연속시험하고 조건은 콤팩트 예취, 탈곡 입력, 부변속 표준, 무단변속 속도최대, 엔진회전수 최대 로 하여 시험하였다.

나. 검사성적서

Chemical Composition (%)												
Element	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Cu		Remark (Material)	
Rule	0.90~1.10	0.15~0.35	0.30~	0.02	0.02	1.30~1.60					SUJ2	
Article												
캠 클러치												
국 산(불)	0.98	0.29	0.35	0.014	0.013	1.45					SUJ2	
(케이스)	0.97	0.27	0.34	0.013	0.014	1.51					SUJ2	
일 산(불)	0.99	0.28	0.39	0.012	0.013	1.48					SUJ2	
(케이스)	0.98	0.26	0.37	0.011	0.016	1.56					SUJ2	
Physical Properties												
Items	Y. S	T. S	E. L	R. A	Bend Test	Flar	Impact Value	Hardness		Case Depth		Remark
	(kgf/cm ²)	(kgf/cm ²)	(%)	(%)	(°)	Test	(kgf/cm ²)	Surface (HRC)	Core (Core)	A (m/m)	B (m/m)	
Rule								60~61				
Article												
국 산(불)				62.9	62.7	62.5	62.4	61.5	60.7			
(케이스)				62.9	61.2	62.4	62.1	61.8	62.4			
일 산(불)				60.6	61.3	61.3	61.1	61.3	61.8			
(케이스)				60.1	60.8	60.2	60.4	60.5	60.7			

그림 5-15 검사 SHEET

다. 시험결과

예취부는 작동양호 하였고, 캠 및 하우징 내부에 약간의 마모는 있었으나 작동 및 성능상 하자는 없었고 일산과 비교하였을 경우 거의 유사하였다.

사용수명은 600Hr 정도가 된다.

5. 클러치축 이탈 하중 시험

밋선 내부 클러치축과 기어압입 관련사항으로 압입부는 다른 고정방법이 내부 구조상 어려우므로 압입으로 제작한 것에 대한 이탈하중 시험이다.

가. 이탈하중측정

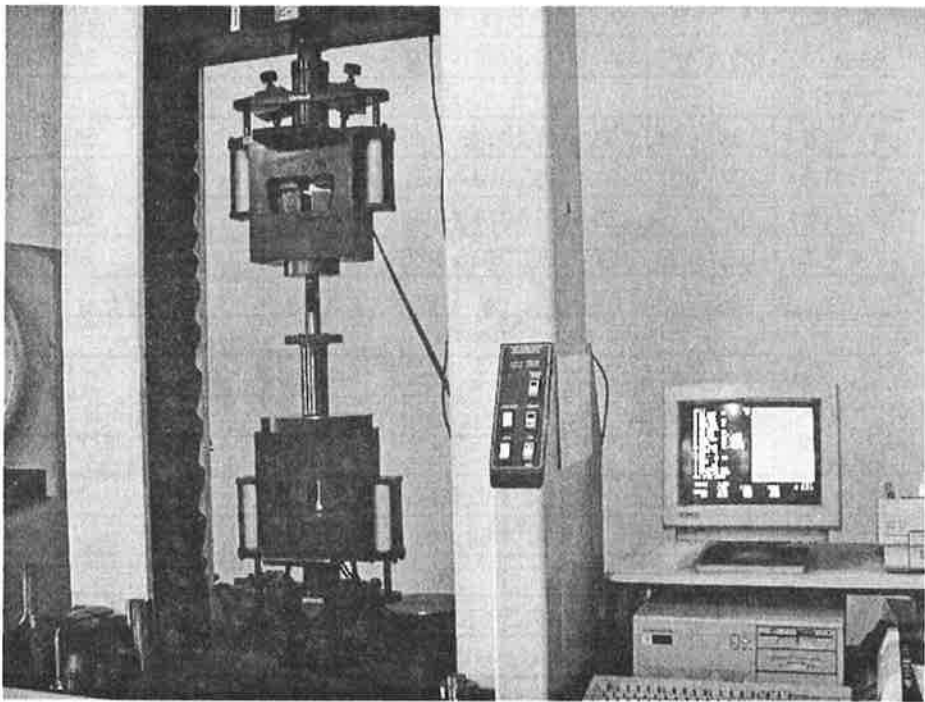


그림 5-16 이탈하중 시험장면

나. 조건별 이탈시험 data

아래 Data는 25EA를 압입하여 공차, 표면조도에 따라 이탈하중이 어느 정도의 차이가 발생하는가를 알 수 있다.

순항중 No	33기어 Nn	축 No	33 기어			사이드슬릿차축			압입 공차 (0.097~ 0.123)	이탈 하중 (100)
			외경 (-0.013 ~+0.003)	압입부 (-0.2~ +0.3)	표면 조도 (3.25)	외경 (+0.10 ~+0.11)	압입부 (0~ +0.5)	표면 조도 (3.25)		
1	4	1	-0.007	+0.67	1.84	+0.110	+0.35	1.92	+0.117	6.122
2	10	2	-0.008	+0.24	1.26	+0.109	+0.35	2.12	+0.117	6.286
3	20	3	-0.010	+0.26	1.56	+0.110	+0.20	2.08	+0.120	6.189
4	9	4	-0.011	+0.16	1.44	+0.109	+0.15	1.36	+0.120	6.142
5	21	5	-0.010	+0.65	1.18	+0.107	+0.30	1.68	+0.117	6.301
6	3	6	-0.009	+0.61	1.61	+0.106	+0.30	1.40	+0.115	6.435
7	6	7	-0.009	+0.01	1.72	+0.109	+0.30	1.32	+0.118	6.442
8	5	8	-0.010	+0.16	1.32	+0.108	+0.35	1.56	+0.118	6.067
9	15	9	-0.010	-0.04	1.56	+0.109	+0.25	1.24	+0.119	6.387
10	19	10	-0.012	+0.35	1.08	+0.108	+0.25	1.48	+0.120	6.552
11	11	11	-0.008	+0.37	1.60	+0.107	+0.30	2.16	+0.115	6.256
12	22	12	-0.009	+0.64	1.20	+0.108	+0.20	2.28	+0.117	6.389
13	2	13	-0.008	+0.44	1.64	+0.109	+0.15	2.80	+0.117	6.739
14	7	14	-0.008	-0.03	1.44	+0.106	+0.45	2.36	+0.114	6.384
15	12	15	-0.009	+0.31	1.00	+0.108	+0.3	2.00	+0.117	7.158
16	8	16	-0.009	-0.01	1.12	+0.107	+0.15	2.68	+0.116	6.922
17	25	17	-0.011	+0.34	2.92	+0.110	+0.30	3.52	+0.121	7.280
18	16	18	-0.011	-0.02	1.48	+0.107	+0.15	2.00	+0.118	6.804
19	1	19	-0.011	+0.06	1.68	+0.108	+0.50	2.04	+0.119	6.446
20	14	20	-0.009	+0.05	1.72	+0.108	+0.40	3.40	+0.117	6.300
21	17	21	-0.008	+0.15	1.96	+0.109	+0.35	2.80	+0.117	6.960
22	25	22	-0.008	+0.04	1.32	+0.108	+0.35	2.64	+0.116	6.058
23	18	23	-0.008	+0.13	1.92	+0.107	+0.40	2.40	+0.115	6.766
24	13	24	-0.013	+0.01	0.88	+0.107	+0.30	1.80	+0.120	6.891
25	24	25	-0.010	+0.34	1.56	+0.108	+0.10	2.44	+0.118	6.059

그림 5-17 조건별 이탈시험 DATA

다. 이탈길이별 하중특성

초기 이탈시 하중이 급작스럽게 증가하였다가 점차 물림길이 감소로 이탈하중이 서서히 감소하는 것을 알 수 있다.

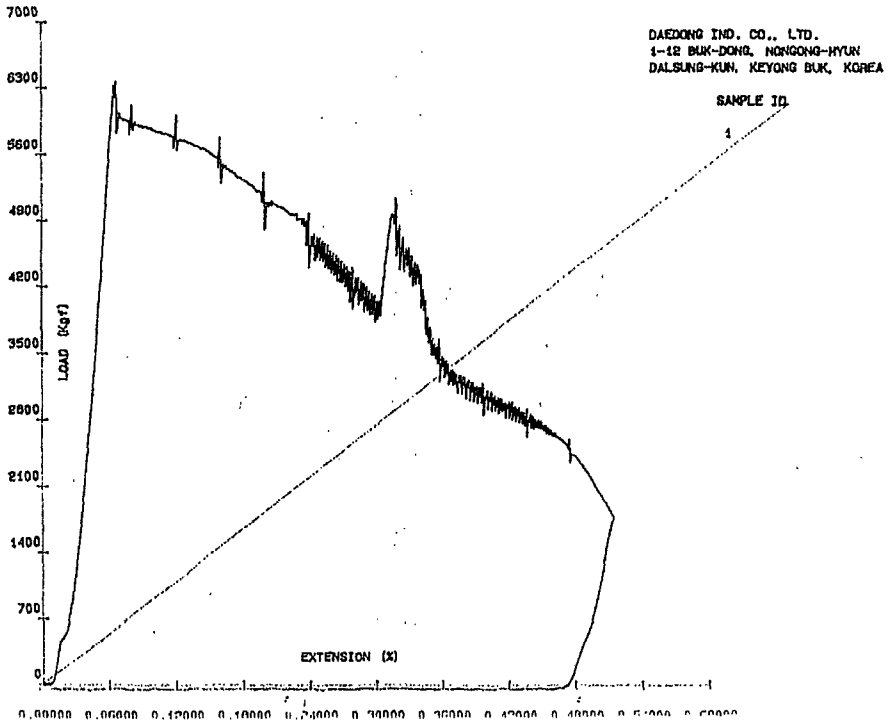


그림 5-18 이탈길이별 하중특성 곡선

NUMBER OF CYCLES 1
 EXT AT PEAK .067
 PEAK LOAD 6389.308

EXT AT BREAK -.004
 BREAK LOAD-38.077

Segment No.	Deflection (% of 2540 mm)	Force (Kgf)	Stress (Kgf/mm ²)
1	.04	2299.846	2299.846
2	.079	5955.23	5955.23
3	.118	5795.308	5795.308
4	.157	5559.23	5559.23
5	.197	5186.077	5186.077
6	.236	4904.308	4904.308
7	.276	4363.616	4363.616
8	.315	4934.769	4934.769
9	.354	3564	3564
10	.394	3053.769	3053.769
11	.433	2840.538	2840.538
12	.472	2520.692	2520.692
13	.512	1789.615	1789.615
14	-.004	-38.077	-38.077

그림 5-19 이탈길이별 하중특성 DATA

라. 시험결과

이탈하중 시험결과는 최저 5.7ton이상 양호하게 측정되었으며, 축과 구멍의 공차, 표면조도, 물림길이 등 물림률에 따라 다소 차이가 났다.

제4절 종합 내구성 시험

1. 내구성 시험관련 시험조건 및 실제 작업 조건 검토

및선 내구성 시험은 시험장비에 부착하여 시행하기 보다는 Field 시험이 가장 효과적이며 Field에서 발생 될 수 있는 여러 가지 조건에 가장 근접하여 시험을 할 수 있기 때문에 시험효과가 가장 좋을 것으로 판단되어 Field 내구성시험을 실시하기로 하였다.

따라서 습전 포장지에서 연속적으로 최대 부하하중을 걸어 시험하였을 때, 실제 수요자 작업 기준으로 하였을 경우와 내구수명 영향이 어떻게 되는지 비교하기 위해 작업 조건을 검토하였다.

가. 수요자 1년 평균 사용 시간 : 250hr

나. 900평 작업시 : 80회 조향

다. 콤바인 연간 평균 조향 작동 횟수 : 25000회

라. 포장 작업 유형별 선회횟수

마. 시험조건과 실작업 조건 비교

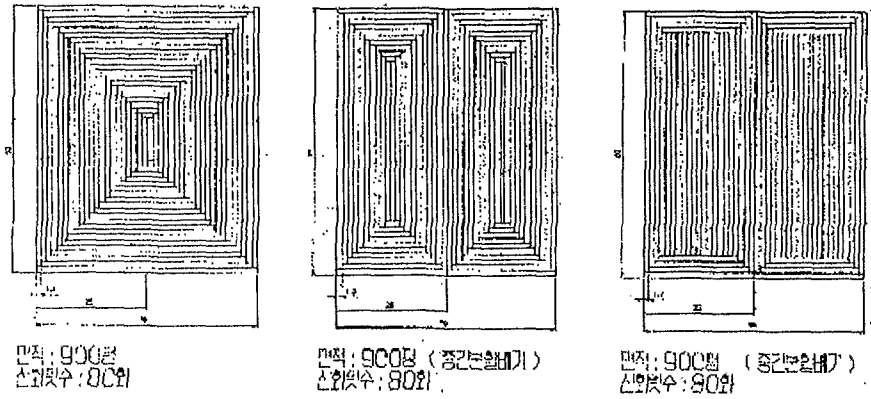


그림 5-20 포장 작업 유형별 선회 횟수 산출

항 목	시 험 조 건	실제 작업조건
적재하중	3440kg 상시탑재	2700kg~3440kg를반복
조향횟수	1020회/60분	100회/60분
Spin/Soft Turn 절환	상시 Spin Turn상태	Spin : Soft Turn 비율 6 : 4
부변속	상시표준조건	표준:도복 비율 8:2
포장조건	30cm이상의 간척지습전	초습전 : 습전 : 일판포장비율 2 : 3 : 5
기타	탈곡, 예취부 미작동	탈곡, 예취부, 작동

2. 시험방법

초 습전에서 밧전을 콤바인에 탑재하여 본기 + 최대부하하중 740kg을 상시 탑재하여 Spin Turn 부변속 표준 단수에서 주변속 최대 속도로 하여 지그재그 연속 주행시험을 하였다.

시험은 전남 간척지 및 당사 습전 시험장에서 실시하였다.

3. 내구성 시험 및 실증 시험 장면



그림 5-21 수확 시험장면



그림 5-22 수확시험장면

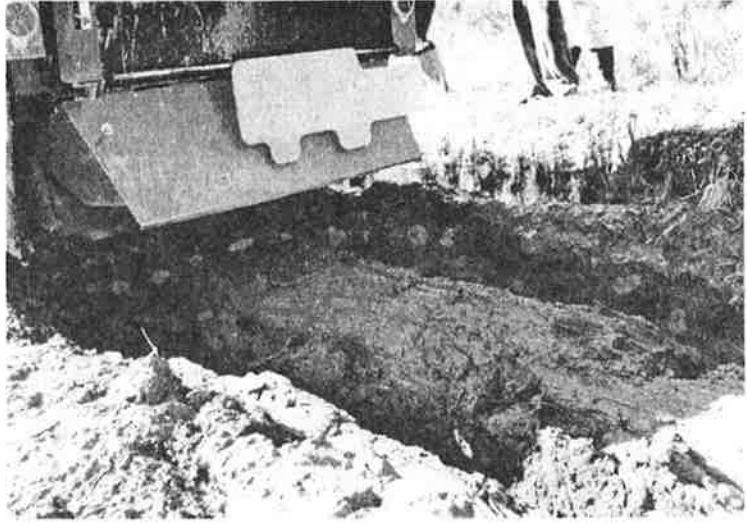


그림 5-23 초습전 시험장면

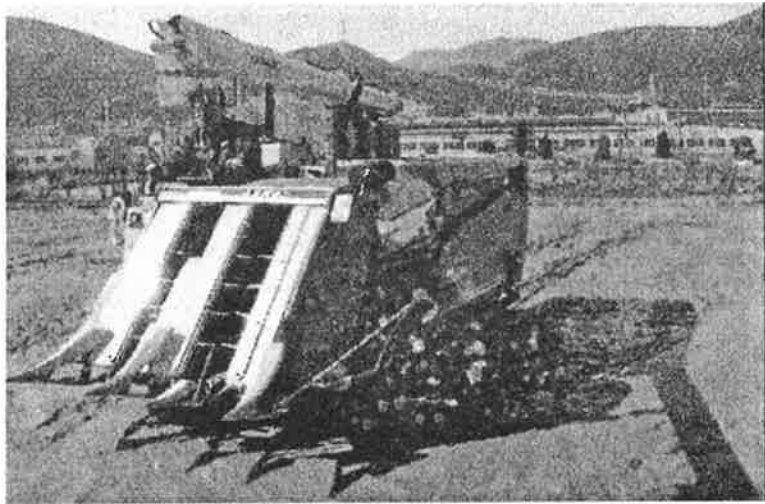


그림 5-24 내구성 시험장면



그림 5-25 초습전 내구성 시험장면

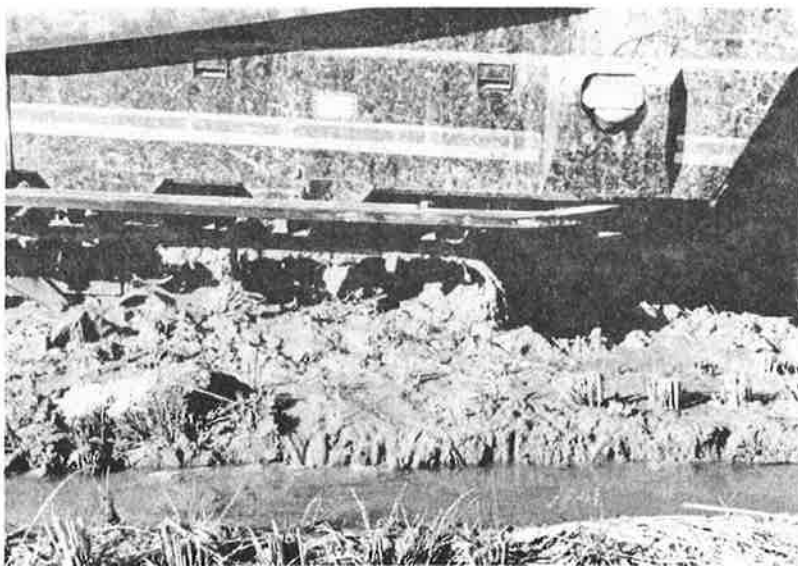


그림 5-26 습전 성능 시험장면(a)

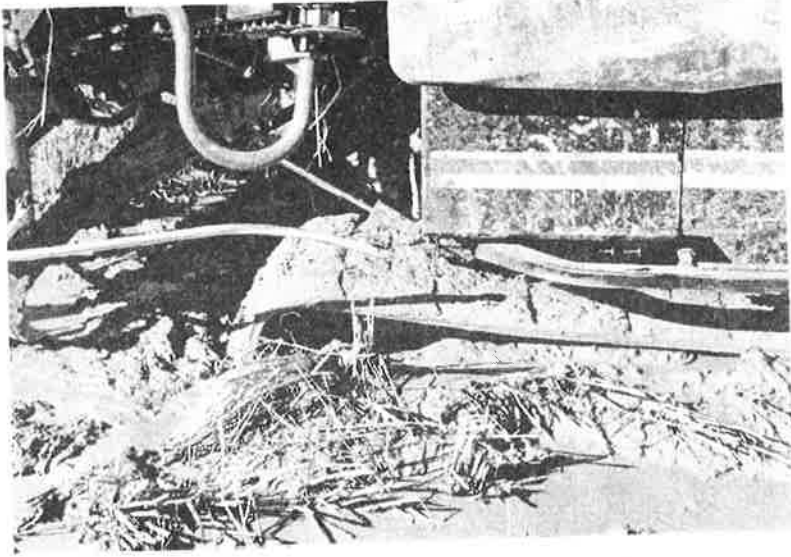


그림 5-27 습전 성능 시험장면(b)



그림 5-28 field 시험장면

4. 시험결과

내구성 시험은 몇 차례에 걸쳐 200시간 실증 시험을 하였으며, 시험결과 Spin Turn에서 최대의 부하를 받았으며 특히 건담과 깊은 습전에서 부하가 많이 걸렸다. 따라서 시험 시 나타난 문제부위의 축 및 기어 재질, 열처리방법 등을 개선하였다

제 6 장 결 론

콤바인의 선회방식을 SOFT TURN, SPIN TURN의 2가지 기능으로 작업 여건에 따라 레버 하나로 전환이 가능하게 되었다.

기존 선회방식은 BREAK TURN으로 고정되어 작업조건에 따라 선택 할 수 없었으나 부하가 많이 걸리는 습지는 SOFT TURN 기능을 사용함으로써 기존보다 33% 정도 부하가 적게 걸리고, 일반 포장지에서는 SPIN TURN 으로 신속히 선회 함으로 선회시간이 1.3배 정도 빠르며 선회반경도 약 1m 정도로 기존보다 훨씬 작게 작업할 수 있으므로 작업성과 조작성이 편리하게 되었다.

개발부품의 활용성 증대를 위해 개발 된 SOFT-SPIN TURN 밋선에 일부 부품을 변경하여 BREAK TURN 기능도 가능 하도록 하여 개발 투자가치를 증대 시켰다.

내부 강도도 54hp 엔진에 견딜 수 있도록 하여 대용량 그레인탱크 탑재와 습지에서도 작업성이 우수하도록 하였다.