

벨트클러치 전동방식의 농업용 소형 스키드 스티어 로더*

Small Agricultural Skid-steer Loader Using Belt Clutch Power Transmission

김상현*	신범수*	정준모**	김창식*
정희원	정희원		정희원
S.H.Kim	B.S.Shin	J.M.Jung	C.S.Kim

ABSTRACT

Since the skid-steer loader is able to work for excavating, lifting and transporting load even at the narrow space, they are widely used in the regular farm and the livestock farm. The skid-steer loader normally adopts the hydrostatic transmission because the power to move the machine backward and forward should be delivered independently on both sides of wheels. Contrast to the mechanical system such as chain and belt transmissions, however, the hydrostatic transmission is less efficient in the use of energy and more difficult in the maintenance.

This study was intended to investigate the feasibility of using triangular-type belt clutch and V-belt transmission for the newly developed skid-steer loader in order to overcome the problems stated in the hydrostatic transmission. In the developed triangular-type belt clutch, the centers of driving, driven and idler sheaves are arranged in the triangular shape in a plane, and V-belts were loaded loosely on three sheaves. The power is transmitted by pressing the idler connected to a lever on the loosened V-belt. Contrast to the normal belt clutch using two sheaves, the newly developed belt clutch has the characteristics of small contact-angle of the driving sheave at no bucket load and increasing contact-angle at the time of power transmission.

The results of research can be summarized as follows: 1) The developed triangular-type belt clutch adopted a spring-loaded slackside idler which could transmit more power than a fixed idler could by sacrificing the belt life. The life of V-belt used in the power transmission reached at 500 hours(6 months) when the engine power of 11.8 kW was transmitted. Also, it was feasible to develop the large industrial skid-loader with the V-belt transmission by using the proper set of sheaves.

2) The developed skid-steer loader changed the rotating radius and speed with bucket loads as the conventional skid steer loader did. The rotating speed was 47 deg/s at the maximum bucket load of 2.74 kN when the minimum rotating radius was 1.5m.

3) The power required in turning at the bucket load of 2.74 kN was 4 kW and the slippage of V-belt was less than 1%.

주요용어(Key Words) : 스키드 스티어 로더(Skid-steer Loader), 삼각 벨트클러치(Triangular-type Belt Clutch), 벨트수명(Life Time of Belt)

* 강원대학교 농업생명과학대학 농업기계공학과

** 정일공업(주) 중앙연구소

+ 본 연구는 정일공업(주)의 연구비 지원에 의하여 수행되었음.

1. 서론

일반적으로 트랙터는 경운·정지작업과 같은 포장내 작업에 이용되고 있으나, 프론트 로더 등을 부착하여 부산물처리 및 축산분뇨처리 등과 같은 포장 밖의 작업에 이용되는 경우도 많다. 농작업의 능률을 고려하여 최근에는 트랙터의 출력이 50kW이상으로 대형화되는 추세이나 프론트 로더 등의 작업기를 부착한 포장 밖의 작업에는 주로 20-30kW 정도만의 동력이 소요된다(Alcock, 1987). 특히, 포장밖작업은 주로 제한된 작업장내에서 이루어지는 경우가 많으므로 회전성능이 우수하며 또한 사용 동력의 적정화를 기할 수 있는 스키드 스티어 로더의 이용이 증대되고 있는 실정이다. 스키드 스티어 로더는 농작업중 i)목장의 축사내부나 방목장의 분뇨처리, ii)유기질 비료의 생산을 위한 운반 및 처리, iii)농·목장의 사료와 부산물 운반에 연계된 작업, iv)특히 좁은 작업장내에서 트랙터 부착용 로더의 작업이 불가능한 경우 등에 주로 사용된다.

스키드 스티어 로더는 한 차륜에 고정된 좌우의 두 차륜이 서로 속도 차이를 갖거나 혹은 서로 반대방향으로 회전하여 미끄러지며 조향되는 자주식 기계로서 리프트 암에 부착된 버킷에 의한 작업을 주 목적으로 설계되었으며 기계의 구조와 성능에 관한 규정은 SAE J732(1980)에 정의되어있다. 미끄러져 조향되기 때문에 스키드 스티어 로더는 버킷에 하중을 적재하고 빠른 회전과 동시에 좁은 공간에서 작업이 가능하며, 미끄러지며 회전하는 특성은 두 차바퀴 축의 각 안쪽 바퀴와 바깥쪽바퀴에 가해진 추력에 따라 변화하게 된다. 기존의 스키드 스티어 로더는 양쪽바퀴의 동력을 독립적으로 전달하기 위해 유압구동방식(H.S.T)을 사용하고 있는데, 유압펌프와 모터를 사용하는 기존의 방법으로는 에너지효율의 측면에서 낮을 수밖에 없는 한계를 갖고 있다.

본 연구의 목적은 기존의 스키드 스티어 로더의 성능을 유지하며 전동효율을 높일 수 있는 벨트클러치 방식의 적용 가능성을 분석하고 벨

트 클러치 방식이 채택된 새로운 개념의 스키드 스티어 로더의 성능을 평가하는데 있다.

2. V 벨트 전동장치의 이론적 분석

스키드 스티어 로더의 차체 좌우측 차륜은 서로 독립적으로 전·후진해야 하므로 양쪽에 정·역 두방향의 동력이 전달되어야 한다. 차체의 한쪽에 있는 전륜과 후륜은 동일 회전방향과 속도를 갖고 다른 쪽의 전·후륜과는 회전방향이 독립적이어야 하기 때문에, 벨트클러치에 의해 차체 좌우측 각각에 독립적으로 전·후진의 동력을 전달하기 위해서는 차체 좌우측에 회전방향이 반대인 두개씩의 동력취출축이 필요하게 된다. 본 연구에서 개발된 벨트전동방식은 양쪽에 벨트클러치를 2개씩 설치하여 운전자의 작동레바에 의해 벨트클러치를 선택하면 해당 동력 취출축의 동력이 주행장치에 전달된다.

그림 1의 동력전달체계에서 보는 바와 같이, 1차 변속기어가 선택되면 폴리 #3와 #4의 회전방향은 차체의 전진방향이 되며 폴리 #1과 #2는 후진방향의 회전을 한다. 벨트클러치에 의해 폴리 #1과 #3 중 한 폴리과 폴리 #5가 연결되고, 폴리 #2, #4 중 한 폴리과 폴리 #6이 연결되면 폴리 #5, #6에 동력이 전달되어 변속기내의 두 개의 독립된 2차변속기어를 통해 좌우의 차륜에 구동동력이 전달된다. 벨트클러치가 연결되지 않거나 1,2차변속기어가 선택되지 않을 때는 차륜에 브레이크가 작동하도록 되어 있다.

가. 벨트 클러치의 구조 및 작동원리

본 연구에서 개발된 벨트 클러치는 그림 2에서 보는 바와 같이 구동 폴리(폴리 #3 혹은 #4) 및 피동 폴리(폴리 #5 혹은 #6)와 한 개의 아이들 폴리를 삼각형으로 고정배치하고 벨트를 느슨하게 걸어놓은후 동력전달시에는 또다른 움직이는 아이들폴리를 이용하여 벨트에 장력을 주어 전진방향의 동력을 전달한다. 차륜의 회전방향을

바꾸는 방법으로 후진방향으로 회전하는 풀리(풀리 #1 혹은 #2)와 아이들풀리를 추가로 설치하고 피동 풀리(풀리 #5 혹은 #6)와 함께 삼각형을 이루며 전진방향에서와 같은 방법으로 동력을 전달한다. 차체 좌우측에 하나씩의 주행레바가 있고 각 주행레바에 2개의 4절 기구를 연결하고 각 4절 기구에 아이들풀리가 하나씩 연결되어 있다. 이 2개의 아이들 풀리는 각각 차체의 전진 및 후진방향의 동력을 전달하게 된다. 따라서 주행레바를 전,후로 일정한 거리를 이동시킴으로써 삼각 벨트크리치를 작동시키며, 각각의 아이들 풀리가 구동풀리와 피동풀리를 연결시킨다. 주행레바를 앞,뒤로 움직임에 따라 차체도 앞,뒤로 이동하며 좌,우 주행레바의 모든 조합에 의한 차체이동을 연속적으로 행할 수 있다. 특히 주행레바의 작동을 천천히 할 때 벨트전동의 특징인 슬립의 영향으로 부드러운 출발 및 작업을 할 수 있는 특징이 있다. 개발된 벨트 클러치방식의 변속장치는 스킵스티어 로더의 모든 기본적인 주행이 가능하며 양쪽 차륜의 구동을 자유롭게 할 수 있는 방식인 유압구동방식을 대체할 수 있는 대안으로 제시될 수 있다. 또한 동력전달방법이 풀리와 V벨트로 구성되어 유압 구동방식보다 에너지 효율이 높으며 고장시 정비가 간단하고 수리비가 저렴한 특징이 있다.

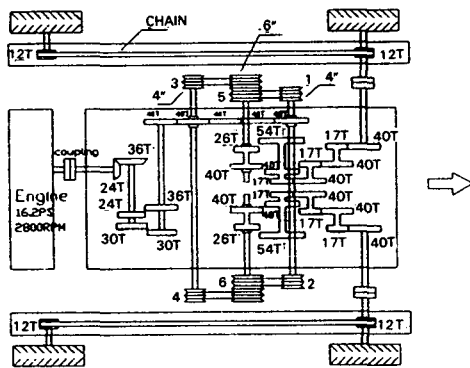


Fig. 1. Power transmission system for the developed skid steer loader.

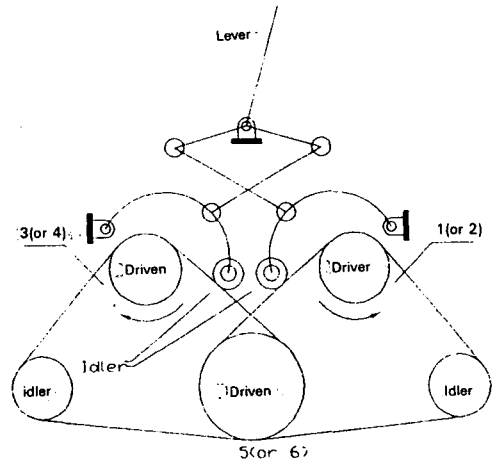


Fig. 2. Schematic diagram of triangular type belt clutch mechanism.

나. 삼각 벨트클러치의 특성 및 V 벨트의 선정

본 연구에서 개발된 삼각 벨트 클러치는 두개의 V풀리사이에 작동하는 벨트클러치에 비해 동력단절시 벨트의 구동 풀리 포위각이 작으며 동력전달시에는 반대편 벨트의 저항없이 구동 풀리 접촉각을 증가시킬 수 있는 특징이 있다. 그림 3에서 보는 바와 같이, 삼각 벨트클러치는 구동 풀리, 피동 풀리 및 내부 아이들풀리로 삼각형으로 형성하여 구성하였으며, 이 때 벨트의 피치길이는 1.09m(43inch)가 되고, 느슨하게 설치하기 위해 실제로는 0.05m가 긴 1.14m(45inch) 길이의 벨트가 장착되어 있다. 외부 아이들러의 압착 후 길이는 1.19m(47inch, Take up-2inch)이었으며 이때 벨트의 각 풀리의 접촉각을 그림 3에 나타내었다. 또한 삼각 벨트클러치를 작동하는 아이들 풀리는 운전자의 힘으로 압착하게 하여 그 구조가 스프링 장착 아이들러와 유사한 작동을 하게 된다.

Pitch length	1092.2mm(43")	$\theta_1 = 201^\circ$
Install allowance	50.8mm(2")	$\theta_2 = 154^\circ$
Take-up	50.8mm(2")	$\theta_3 = 124^\circ$
Total length	1193.8mm(47")	$\theta_4 = 119^\circ$

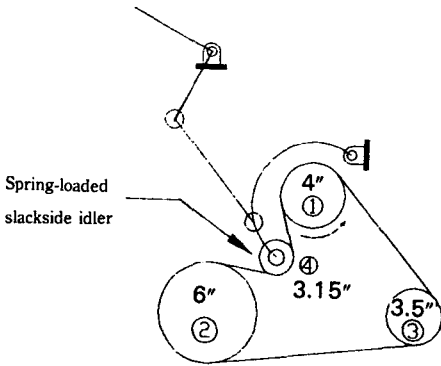


Fig. 3. Length and contact-angle of V-belt.

실험 차체에 탑재된 엔진의 출력은 11.8kW로 B형 V벨트를 양쪽에 2줄씩 4개를 설치하여 동력을 전달할 수 있도록 하였다. 스키드 스티어 로더의 주된 작업 방법은 좌우측 차륜에 서로 다른 방향의 회전동력을 전달하여 작업하는 경우이며 이때 한 줄의 벨트는 2.95kW의 동력을 전달한다. V 벨트에 의한 전달동력을 분석하기 위해 그림 4와 같은 벨트클러치를 가정하고, 고정아이들러 방식과 스프링 장착 아이들러 방식의 두 가지 경우를 비교분석 하였다. 표 1은 2.95 kW 전동시 설계 장력비 5 : 1에서 긴장측과 이완측의 장력을 표시한 것이며 1.8kW 전동시의 장력도 비교하였다. 고정 아이들러를 설치한 경우는 긴장측 및 이완측의 장력합계가 일정하며 스프링 장착 이완측 아이들러를 설치한 경우는 이완측 장력이 스프링의 힘에 의해 일정하게 유지하며 동력을 전달하므로, 이론적인 절단 슬립 (Breakaway slip)이 발생하는 장력비 20 : 1에서 고정 아이들러가 설치된 경우 최대 동력은 4kW 이었으며 스프링장착 이완측 아이들러가 설치된 경우 14kW 이었다. 이와 같은 결과는 Porter(1984)의 연구결과와 일치한다. 스프링장착 이완측 아이들러는 전동 동력을 증대시키는 장점이 있으나 엔진 최대 토크 이상의 부하에서 토크제한 (Torque limiting)이 작동되지 않아 동력원이 정지하는 등의 문제점이 발생된다. 그러나 스키드 스티어 로더는 주행작업시 일정한 토크 이상의 큰 부하가 소요될 때 바퀴가 제자리에서 미끄러

며 회전하여 엔진에 무리를 가하지 않는 특성이 있다. 본 연구에 채택된 스프링 장착 이완측 아이들러는 탑재된 엔진의 동력을 충분히 전달할 수 있으나 긴장측 장력이 커짐으로 벨트 수명이 단축되는 문제점이 제기될 수 있기 때문에 다음과 같이 벨트의 수명을 분석하였다.

Table 1. Analysis of V-belt tension

	Tension ratio		Fixed Idler	Spring-loaded Slackside Idler
2.95 KW	5 : 1	Effective Pull	328.6 N	328.6 N
		Tightside	411.0 N	411.0 N
		Slackside	82.4 N	82.4 N
		Total Pull	493.4 N	493.4 N
1.8 KW		Effective Pull	201.1 N	201.1 N
		Tightside	347.3 N	283.5 N
		Slackside	146.2 N	82.4* N
		Total Pull	494.4* N	365.9 N
Theoretical Breakaway Slip (KW)	20 : 1		4 kW	14.0 KW

P.D. of Driver : 92.7mm
 P.D. of Driven : 143.5mm
 Belt speed : 9.06m/sec

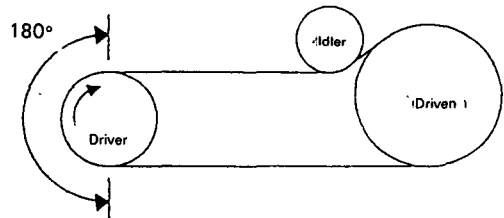


Fig. 4. Schematic diagram of belt drive for the analysis.

다. V 벨트의 수명(Fatigue 분석)

본 연구에서 개발된 삼각 벨트클러치는 스프링 장착 이완측 아이들러로 작동되는 상태에서 벨트의 피로한계를 분석하였다. 외부 아이들러를 삼각 벨트클러치에 압착시켜 동력을 전달할

때 V벨트는 피로파괴가 일어나기 전에 일정횟수의 피이크하중을 받게 된다. 벨트의 피이크하중 F_i 는 긴장측 장력 T_1 과 벨트가 풀리에 감길 때 발생하는 휨응력 T_{bi} 및 원심력 T_{ci} 의 합으로 표시할 수 있다(Spotts, 1985). 상대적으로 작은 값인 원심력을 무시하고, 4개의 각 V벨트 풀리가 벨트에 가한 피이크하중을 표시하면 그림 5와 같다.

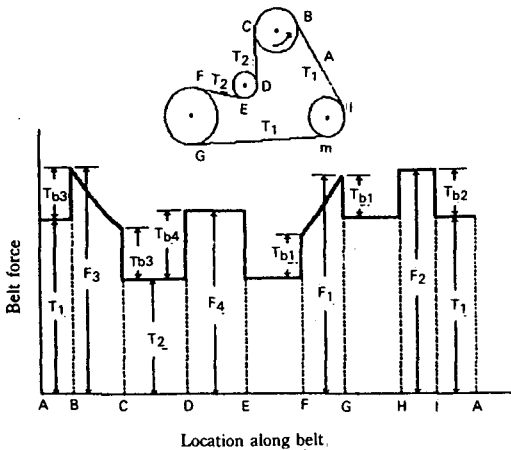


Fig. 5. Force at different points along belt.

설계시 스프링 장력에 해당하는 일정한 힘인 이완측 장력 T_2 는 작업자가 레버로 벨트에 가한 힘으로 0.178 kN 으로 가정하였을 때, 휨응력은 $T_{bi} = c K_b / d_i$ (1)

여기서 T_{bi} : i 번째 V풀리의 휨응력(kN)

K_b : 576, B형 V벨트의 계수
(Spotts, 1985)

d_i : i 번째 V풀리의 피치직경(mm)

c : 0.11303, 단위변환 보정계수

으로 구하며, 긴장측 장력은 101.6mm(4inch)인 구동풀리가 1864rpm으로 회전하며 11.8kW의 동력을 4개의 벨트로 전달할 때 서비스계수 1.2를 고려하여 구하였다. 긴장측과 이완측의 장력비는 산업용 벨트전동에 적용되는 설계 장력비인 5를 선택하였다(Porter, 1984). 벨트가 F_i 의 피이크하중을 반복해서 받을 때 견딜 수 있는 최대 횟수 M_i 은

$$M_i = (224.72 Q / F_i)^x \dots\dots\dots(2)$$

여기서 Q : 1,193 (B형 벨트의 경우, Spotts, 1985)

x : 10.924(B형 벨트의 경우, Spotts, 1985)

F_i : 피이크 하중(kN)

i : 아래첨자로 4종류의 풀리를 1,2,3,4로 구분

로부터 구하며, F_i 의 피이크하중이 한번 가해질 때 $1/M_i$ 만큼의 수명이 단축된다. 따라서 벨트의 피로파괴가 발생할 때까지 벨트가 일정한 풀리를 N 번 통과한다고 가정할 때 한번의 벨트 회전에 따라 $1/N$ 만큼 벨트수명이 단축되며 4개의 V풀리를 벨트가 통과하므로 다음과 같은 식으로 표시할 수 있다.(Miner's equation)

$$1/N = 1/M_1 + 1/M_2 + 1/M_3 + 1/M_4 \dots\dots\dots(3)$$

따라서 벨트가 N 번 일정한 풀리를 통과하는데 소요되는 시간은

$$L_r = 50 * N * L_v / (12 * 60 * V) \dots\dots\dots(4)$$

여기서 L_r : 벨트수명(hour)

L_v : 벨트길이(mm)

V : 벨트속도(cm/sec)

이 된다.

개발된 삼각 벨트 클러치의 풀리 조합을 기초로 계산된 벨트의 수명은 일반 산업용의 벨트 수명보다 짧다. 따라서, 벨트 클러치를 실용화하는 관점에서 벨트 수명을 일정 수준 이상 보장하는 설계가 필요하다. 스킵 스티어 로더의 전동장치에 적용될 삼각 벨트 클러치의 풀리 조합을 변경하여 계산한 결과 벨트 수명 및 최대 전동동력이 증대되었다. 표 2는 4개의 B형 벨트로 삼각 벨트클러치를 작동할 때 벨트수명을 500시간 및 1000시간까지 보장하는 풀리의 조합을 나타낸 것으로 개발된 풀리조합으로 7.4kW(10HP)

의 주행동력을 전달할 때 500시간이 보장된다. 전,후진작업에 4개씩 8개의 벨트가 장착되어있으므로 500시간의 수명은 1일 8시간, 한달 20일 작업기준으로 6개월의 작업기간을 나타낸다. 표 2에서 보는 바와 같이 삼각벨트클러치에 적용될 폴리의 조합을 변경하면 29.0kW(40HP)의 동력 전달이 가능한 것으로 판단된다.

Table 2. Sheave size for belt clutch with different power transmission and belt life (Belt Life : 500hr)

Power (kW)	Size of Sheave (mm)		
	Driving	Driven	Idler
29.0	177.8(7)	228.6(9)	228.6(9)
21.8	152.4(6)	177.8(7)	177.8(7)
14.5	127.0(5)	152.4(6)	127.0(5)
7.3	101.6(4)	152.4(6)	88.9(3.5)
5.8	101.6(4)	152.4(6)	88.9(3.5)

(Belt Life : 1000hr)

Power (kW)	Size of Sheave (mm)		
	Driving	Driven	Idler
29.0	-	-	-
21.8	177.8(7)	177.8(7)	177.8(7)
14.5	152.4(6)	152.4(6)	127.0(5)
7.3	101.6(4)	152.4(6)	127.0(5)
5.8	101.6(4)	152.4(6)	101.6(4)

unit in() : inch

3. 실험 장치 및 방법

삼각 벨트클러치 전동방식이 채택된 스kid 스티어 로더의 성능을 평가하기 위하여 작업 성능, 소요 동력 및 벨트 전동시의 슬립률 등을 측정하였다. 기존의 스kid 스티어 로더와 비교하여 본 연구에서 개발된 스kid 스티어 로더의 주요 제원을 표 3에 나타내었다.

Table 3. Major specifications of skid steer loaders on the markets

	Engine (kW)	Rated Load (SAE, kN)	Weight (KN)	Wheel base (m)	Height (m)
A	31.3	7.3	20.1	1.07	1.85
B	33.5	7.6	26.5	0.98	2.11
C		4.5	16.1	0.91	1.93
D		5.1	17.9	0.91	1.93
E	43.2	10.2	36.9	0.96	2.16
F		8.0	26.2	0.94	2.06
G	20.9	4.9	19.7	0.89	1.97
New	11.9	2.9	9.7	0.89	1.86

New : Skid steer loader with belt clutch

가. 스kid 스티어 로더의 작업성능

스kid 스티어 로더의 기본적인 작업특성은 차체 전방에 장착된 버킷에 하중을 싣고 좁은 공간에서도 전후 및 좌우로 이동이 용이함에 있다. 미끌리며 선회하는 특징이 작업과정에서 잘 적용되기 위해 작업기의 무게중심은 버킷 하중에 따라 변화되며 따라서 버킷하중에 따라 작업기의 회전성능도 변화하게 되므로, 버킷 하중을 변화시키며 성능을 평가하였다.

(1) 무게중심

스kid 스티어 로더의 무게중심은 인장용 하중변환기를 뒷바퀴 축에 걸고 앞바퀴 밑에는 10 cm높이의 받침목을 설치한 후 기체가 수평을 유지할 때 로드셀의 출력을 스트레인 지시기로 측정하여 구하였으며, 이 때 차량전체를 달아 올려 차량총무게도 측정하였다.

(2) 회전성능

스kid 스티어 로더의 회전방법은 좌,우측바퀴에 서로 다른 방향의 회전동력을 전달하여 회전하는 방법과 한쪽은 정지된 상태이며 다른 쪽

은 구동력에 의해 회전하는 두 가지 방법이 존재한다. 또한 버켓의 부하에 따라 각 방법에 의한 회전속도 및 회전반경의 차이를 보인다.

회전성능 실험은 토양함수율(2.1% w.b.) 및 다짐정도가 비교적 균일한 강원대학교 부속목장내 농작업기 통로의 토양 위에서 행하였다. 버켓의 부하를 일정하게 고정하고 상기의 두 가지 방법으로 회전을 할 때 차체 네 바퀴 각각의 미끄러진 궤적의 지름을 측정하였으며 동시에 한 회전에 소요된 시간을 측정하였다. 작업기 엔진의 회전속도는 상용회전속도인 2200rpm 이었으며 작업기의 기어는 1단에 고정하였다. 회전반경은 측정된 각 바퀴의 회전궤적을 작도법에 의해 차체의 회전중심을 구하고 회전중심으로부터 차체의 각끝단의 회전원을 측정하여 구하였다. 회전속도는 차체가 360도 회전에 소요된 시간을 회전각속도(deg/sec)로 계산하여 각 버켓부하에 따른 속도변화를 구한다. 버켓의 부하는 0kN, 0.69kN, 1.37kN, 2.06kN, 2.74kN의 5 종류였으며 버켓은 밑부분이 토양 표면위 0.5m에 고정시켜 실험하였다. 회전성능 실험은 각조건하에서 3회 반복을 하였다.

(3) 무게중심과 회전중심과의 관계

회전성능은 버켓부하에 따라 변화한다. 버켓부하의 증가에 따라 무게중심이 변화되며 따라서 스키드 스티어 로더의 회전중심이 변화되어 차체의 회전성능의 변화가 생긴다. 차체의 버켓부하에 따른 무게중심은 계산을 통해 구해지며, 회전중심은 각 차륜의 회전 궤적을 실험을 통해 측정하여 구하였다. 무게중심과 회전중심과의 관계를 구명하면 일정한 버켓부하가 가해질 때 평형추(Balance weight)등을 이용하여 회전중심을 변화시킬 수 있게 되어 적절한 회전속도를 유지할 수 있는 방법을 찾을 수 있다. 따라서, 계산식과 실험결과에 따른 관계식에 기초하여 차체의 회전속도를 일정한 속도 이상으로 유지할 수 있는 평형추의 위치를 구하였다.

나. 스키드 스티어로더의 소요동력

소요동력은 개발된 스키드 스티어 로더의 엔진부분과 변속장치 사이에 회전속도 및 토크를 동시에 측정할 수 있는 토크 변환기를 설치하여 측정하였다. 토크 변환기의 출력인 토크 및 회전속도를 자료수집장치(Polycoder, HarvesterMaster Co.)를 이용하여 수집, 저장한 후 실험실에서 분석하였다. 실험은 엔진 회전속도 2200rpm 일 때 2.58km/hr의 속도인 1단기어에서 행하였다.

(1) 회전소요동력

건조되고 다져진 토양 위에서와 콘크리트 바닥 위에서 스키드 스티어 로더의 회전실험을 하였다. 버켓의 부하는 0kN, 0.69kN, 1.37kN, 2.06kN, 2.74kN의 5 종류로 변화하며 차체의 두 가지 회전방법인 양쪽동력과 한쪽동력만을 사용하는 경우 각각의 소요동력을 측정하였다.

(2) 버켓부하의 상승소요동력

부하를 가진 버켓이 지면에서부터 2m 높이까지 상승할 때 소요되는 시간 및 동력을 측정하여 스키드 스티어 로더의 성능을 측정했다. 5 단계의 부하에서 각각 3회 반복하여 실험하였다.

다. 슬립율 측정

스키드 스티어 로더의 차륜 구동력은 기어와 벨트클러치를 통하여 전달된다. 벨트클러치 부분의 벨트 슬립율은 일정한 엔진속도에서 구동폴리의 피치원주속도를 측정하고 폴리조합을 거쳐 계산된 피동폴리의 피치원주속도를 실측된 값과 비교하여 구하였다. 구동폴리의 회전속도는 토크 변환기에 부착된 회전속도 측정장치에 의해 구하였으며, 피동폴리의 회전속도는 피동축에 로터리 엔코더를 장착하여 측정하였다. 버켓의 부하를 5 단계로 변화하며 회전방법을 달리하여 슬립율을 측정하였다.

4. 결과 및 고찰

가. 스키드 스티어 로더의 성능

삼각 벨트클러치방식이 채택된 스키드 스티어 로더의 작업성능은 보고된 타기종과 마찬가지로 버킷의 부하에 따라 회전반경과 회전속도 등이 변화였다.

(1) 무게중심

표 4에서 보는 바와 같이, 버킷에 부하가 없을 때 후륜의 토양반력은 전차중의 58%이었으며 계산에 의한 무게중심은 두 차축의 중간지점에서 0.068m 뒤쪽에 있었다. 그러나 버킷부하가 증가함에 따라 후륜의 토양반력은 줄어들어 무게중심은 점차 앞으로 이동하며, 2.74kN의 부하에서는 무게중심이 차축 중간지점에서 0.198m 앞으로 이동하였다. 이러한 현상은 미끌리며 회전하는 스키드 스티어 로더의 작업성능에 영향을 미치게 되어 무부하시는 후륜의 토양반력이 크고 부하의 증가에 따라 전륜의 반력이 커져서 회전에 용이하게 될 수 있는 조건을 제시한다.

Table 4. Center of gravity and weight distribution with different bucket loads

Bucket Load(kN)	Center of Gravity(m)	Distribution(%)	
		Front Wheels	Rear Wheels
0.0	-0.068	42.36	57.64
0.59	0.0	50.04	49.96
0.98	0.042	54.71	45.29
1.57	0.099	61.13	38.87
2.06	0.142	66.00	34.00
2.35	0.167	68.75	31.25
2.74	0.198	72.21	27.79

(2) 회전성능

스키드 스티어 로더의 성능은 일정한 버킷 부하를 갖고 작업할 때 회전반경이 작고 또한 회

Table 5. Radius of rotation and elapsed time for one revolution

Bucket Load (kN)	Radius of Rotation (m)		Time for one rev. (sec)	
	Power (Both Sides)	Power (One Side)	Power (Both Sides)	Power (One Side)
0.00	1.487	1.986	11.83	21.8
0.69	1.465	1.987	11.83	24.3
1.37	1.600	2.011	10.33	20.8
2.06	1.642	2.004	8.67	15.8
2.74	1.641	2.008	7.67	14.3

전시간이 짧은 것이 바람직하다고 하겠다. 표 5에서 보는 바와 같이, 회전하는 방법중 좌우측에서 서로 다른 방향의 회전동력을 전달하는 경우가 한쪽만의 동력으로 회전하는 경우에 비해 회전반경이 작았으며 회전시간도 짧았다. 일반적으로 회전반경을 결정하는 회전중심은 두 가지 회전방법 모두에서 버킷하중이 증가함에 따라 앞으로 이동되어, 좌우측에서 서로 다른 방향의 동력을 전달하는 경우 차체의 회전가능 최소반경이 무부하시 1.49m 에서 2.74kN의 부하시 1.64m로 커지는 경향을 보였다. 차체의 회전속도는 두 회전방법에서 모두 버킷부하의 증가에 따라 빨라져서 좌우측에서 서로 다른 방향의 회전동력을 전달하는 경우 최대 47deg/s로 보고된 문헌(Hanson, 1989)의 36deg/s 보다 빨랐다. 이러한 현상은 버킷 하중의 증가에 따라 차체의 무게중심이 앞으로 이동되어 회전시 후륜이 미끌리며 회전할 수 있기 때문으로 판단된다. 따라서 차체가 미끌리며 회전하는 회전성능은 버킷부하의 변화에 따라 전후륜에 작용하는 차체 무게 분포에 따라 변한다. 본 연구에서 개발된 스키드 스티어 로더의 무부하시 회전속도가 낮은 이유는 무부하시 차체의 무게중심이 두 차축사이의 중앙에 위치하여 미끌림저항이 모든 차륜에서 크게 나타났던 것으로 판단되며 평형추를 차체 후부에 부착하는 경우 차체 무게중심의 이동으로 회전

성능이 향상될 것으로 판단된다.

(3) 무게중심과 회전중심과의 관계

버킷 부하에 따른 차체의 무게중심과 회전중심의 관계는 표 6에서와 같다. 버킷 부하가 증가

Table 6. Centers of gravity and turning

Bucket Load(kN)	Center of Gravity(m)	Center of Turning(m)
0.00	-0.068	0.00
0.68	0.011	0.152
1.37	0.081	0.288
2.06	0.142	0.349
2.74	0.198	0.347

할수록 무게중심은 차체 앞쪽으로 이동하고 동시에 차체의 회전 중심도 앞쪽으로 이동하여 결국 후륜의 회전 반경이 커지게 된다. 그러나, 평형추 등을 작업부하에 따라 적절히 선택하여 차체에 부착하게 되면 차체의 무게중심이 변화하게 되고 따라서 회전성능도 달라 질 수 있다. 그림 6은 평형추를 차체 뒤쪽에 0.98 kN 및 1.96kN 을

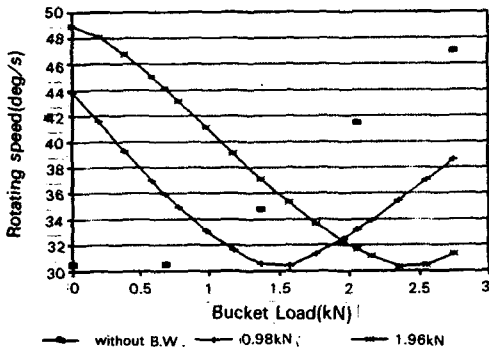


Fig. 6. Effect of balance weight.

부착하였을 때 버킷부하에 따라 회전속도의 변화를 나타낸 것이다. 평형추를 부착하지 않은 경우에는 버킷 부하가 증가할수록 회전속도가 빨라지지만, 평형추를 부착하게 되면 차체의 버킷 부하에 따라 감소하였다가 다시 증가하게 된다. 따라서, 버킷 부하에 따라 평형추의 위치를 변화시켜 무게중심을 일정하게 유지함으로써 일정한

회전속도를 얻을 수 있게 된다. 본 연구에서 개발된 스키드 스티어 로더에 1.96kN의 평형추를 부착하여 회전속도를 42.5deg/s 이상으로 유지하기 위한 평형추의 위치를 시뮬레이션한 결과는 그림 7에 나타내었다. 즉, 차체에 부착될 평형추의 위치를 제어한다면 최적의 회전성능을 얻을 수 있는 것으로 판단되었다.

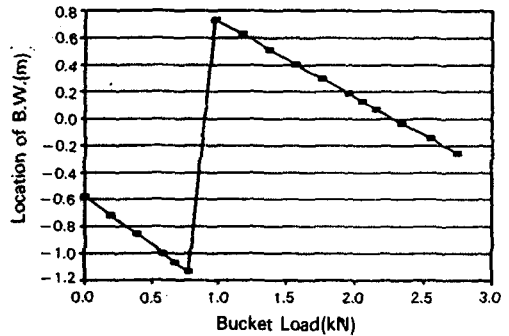


Fig. 7. Location of B.W.(1.9kN) to maintain turning speed of 42.5 deg/s according to bucket loads.

나. 스키드 스티어 로더의 소요동력

스키드 스티어 로더가 작업중 버킷의 부하에 따라 회전 소요동력과 버킷 상승 소요동력은 차이를 보였다.

(1) 회전소요동력

표 7은 버킷부하를 변화시키고 바닥상태 및 회전방법에 따라 차체를 360도 회전시켰을 때 소요되는 동력을 나타낸 것이다. 토양 및 콘크리트바닥에서의 차체의 회전소요동력은 버킷부하가 2.74 kN까지 변할 때 바닥간의 차이는 없었으나 회전방법에 따라서는 큰 차이를 보였다. 즉 회전반경이 작은 좌우측바퀴에 서로 다른 방향의 회전동력을 전달하는 회전방식(양쪽전달)이 한쪽동력에 의해 회전하는 경우(한쪽전달)보다 2-3배정도의 동력이 더 소요되었다. 이러한 현상은 양쪽전달방식이 한쪽전달경우보다 회전각속도가 2배정도 빠른 결과에 기인한 것으로 판단되어 작업장의 면적이 충분할 경우 한쪽전달

Table 7. Power requirement for turning on different surfaces

Bucket Load (kN)	Power Requirement(kW)			
	Soil		Concrete	
	Both Sides	One Side	Both Sides	One Side
0.00	3.56	1.33	3.77	1.36
0.69	4.14	1.63	3.99	1.61
1.37	3.99	1.80	3.97	1.71
2.06	3.94	1.60	3.97	1.71
2.74	3.84	1.52	3.27	1.03

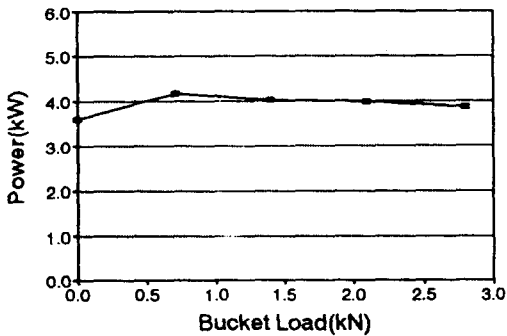


Fig. 8. Power requirement for turning according to bucket loads.

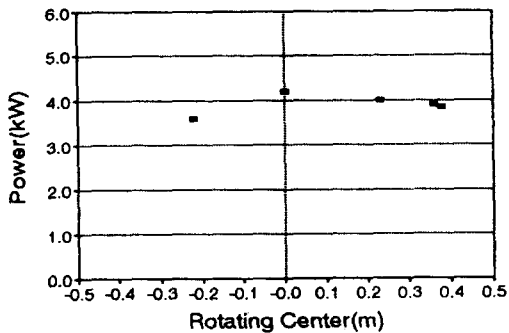


Fig. 9. Power requirement for turning according to location of rotating center.

방법에 의해 적은 동력으로 작업이 가능한 것으로 판단된다. 그림 8은 토양 위에서 양쪽동력전달의 경우 버켓부하의 변동에 따라 회전소요동력을 표시한 것으로 무부하에서 부하가 커짐에 따라 소요동력이 급격히 커졌다가 줄어들었다. 또한 그림 9는 버켓부하에 따라 변하는 차체의

회전중심과 회전소요동력과의 관계를 표시한 것으로 회전중심이 차체의 중앙부에 있을 때 회전소요동력이 최대인 것을 나타냈다. 이러한 현상은 버켓부하의 증가에 따라 차체 전체하중의 증가에 의한 효과보다는 차체 무게중심이 변한 결과 회전중심이 차체의 중앙에 위치할 때 회전시 차체의 미끌림저항이 커지며 회전중심이 중앙에서 멀어질 때 후륜이 쉽게 미끄러지는 특성이기인 것으로 판단된다. 버켓부하를 변화시켰을 때 토양과 콘크리트 바닥에서 각 회전방법에 따른 회전소요동력은 크기와 경향이 비슷했다. 차체무게와 버켓하중의 비가 비슷하고 차체의 무게가 본 연구에서 개발된 차체의 2.7배이며 최대 버켓하중이 2.5배인 스kid 스티어 로더를 대상으로 실험한 Hanson(1989)의 실험결과와도 비슷한 경향을 보였으나 일정한 버켓하중에서 최대 회전소요동력은 26kW로 본 연구에서 개발된 스kid 스티어 로더의 4.1kW에 비해 6.3배정도 큰 것으로 나타났다.

(2) 버켓부하의 상승소요동력

버켓의 상승속도는 엔진 회전수가 2200rpm일 때 최대속도로 버켓을 상승케하여 소요 동력을 측정하여 그림 10에 나타내었다. 무부하일 때 버켓 상승소요동력은 0.94kW 이었으며 2.74kN의 부하에서 2.18kW로 0.45kW/kN의 증가를 보여 Hanson(1989)의 실험결과인 0.49kW/kN 과 비슷하였다.

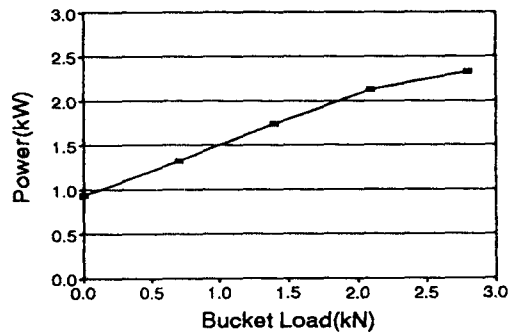


Fig. 10. Power requirement for lifting according to bucket loads.

(3) 벨트 슬립을

표 8은 삼각벨트클러치가 구동폴리에서 피동 폴리로 동력을 전달할 때 버켓 부하에 따라 발생하는 벨트의 슬립율을 나타낸 것이다. 실험 범위 내에서의 슬립율은 1% 미만으로 낮았으며 양쪽에 구동동력을 서로 반대방향으로 전달하는 경우 슬립율이 다소 커졌다가 줄어드는 특성을 보였으나 한쪽에 구동력을 전달하는 경우는 슬립율이 점차 커지는 경향을 보였다. 양쪽에 구동 동력을 전달하는 경우 버켓하중이 0.68kN에서 슬립율이 높은 이유는 이때에 차체의 무게중심이 차체의 중심을 지남으로 바퀴의 미끄럼저항이 커지는 특성에 따른 것으로 판단된다. 따라서 벨트슬립을 감소하는 방안으로 무게중심의 위치를 적절히 이동하는 방법이 필요하다.

Table 8. Belt slippage on bucket loads

Bucket Load (kN)	Slippage(%)	
	Both Sides	One Side
0.00	0.733	0.787
0.68	0.916	0.891
1.37	0.725	0.919
2.06	0.836	0.912

5. 요약 및 결론

스키드 스티어 로더는 버켓에 하중을 적재하고 좁은 공간에서 작업이 가능하여 일반농가와 축산농가에서 사용이 점차 확대되고 있다. 스키드 스티어 로더는 작업특성상 양쪽바퀴에 독립적으로 전후진 동력을 전달해야 하므로 유압구동방식을 주로 사용하고 있는 실정이다. 유압펌프와 모터를 사용하는 기존의 유압식 전동방법은 기계식에 비해 에너지 효율이 낮고 고장시 수리에 전문적인 기술이 필요한 문제점이 있다.

본 연구에서는 기존의 유압 구동방식의 스키드 스티어 로더의 성능을 유지하며 전동효율을 높일 수 있고 수리가 용이한 삼각 벨트클러치 방식의 적용 가능성을 분석하고 벨트 클러치 방

식이 채택된 스키드 스티어 로더의 성능을 평가하였다. 개발된 삼각 벨트클러치는 구동축과 피동축 및 아이들리축이 삼각형으로 배치되고 각축에 장착된 V폴리에 V벨트를 느슨하게 설치하여 외부에서 레버로 작동하는 아이들러가 V벨트를 압착하여 동력이 전달되는 구조이다. 삼각 벨트클러치는 두개의 폴리 사이에서 작동되는 벨트클러치에 비해 구동폴리의 벨트접촉각이 무부하시에는 작고 동력전달시에는 증가하는 특징이 있다.

본 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 개발된 삼각벨트클러치는 스프링 장착 이완축 아이들러를 적용하여 전달동력을 증대시킨 장치로 실험차체의 동력원인 11.8 kW의 동력을 전달할 경우 벨트 수명이 500 시간(6개월)이었다. 삼각벨트클러치에 채택된 V폴리의 조합에 따라 벨트수명 및 전달동력이 커져서 고효력의 산업용 스키드 스티어 로더개발이 가능하다.
2. 개발된 스키드 스티어 로더는 보고된 기존의 스키드 스티어 로더와 같이 버켓 부하에 따라 회전반경과 회전속도 등이 변화하였으며, 버켓 최대부하인 2.74kN에서 작업기 회전속도는 47deg/s이었고 최소회전반경은 1.5m 이었다.
3. 버켓부하 2.74kN에서 회전작업에 소요된 동력은 4kW이었으며 삼각 벨트클러치의 벨트슬립율은 1%이하이었다.

참고문헌

1. Adams, J., Jr. 1961. V-belt Design for Farm Machinery, Agricultural Engineering, July, 348-349, 362
2. Alcock, R. 1987. A battery powered skid-steer loader, the 「skidtric」. The Agricultural Engineer 42(1):4-8
3. ASAE Standard: ASAE S301.2, Front-End

- Agricultural Loader Rating, ASAE Standard 1993
4. Hanson, G.A. and R. Alcock. 1989. SDSU-NRECA Battery Powered Skid-steer Loader: Test Procedures and Results, Trans. ASAE 5 (4):507-513
 5. Porter, G.T. 1984. Using V-belts to Limit Torque, Agricultural Engineering, March, 18-22
 6. SAE J732 FEB80, Specification Definitions - Loaders, SAE 36 Standard
 7. Spott, M.F. 1985. Design of Mechanical Elements -6th ed. Prentice-Hall. p.296