

다기능 작업차를 위한 P.T.O 축 및 트랜스미션의 최적설계 및 개발

곽이구*, 김재열#

The Transmission Development with P.T.O Axle Design for Work Vehicle Including Multi-faculty

Lee-Ku Kwac* and Jae-Yeol Kim#

ABSTRACT

A transmission designed with P.T.O(Power Take-Off) axle for agricultural work vehicles including multi-purpose vehicles has been developed. It is focused on the 4-wheel drive transmission of synchronous contact type for practical use in fruit tree households which is required for a large-sized agricultural vehicle. Concerning to the specification performed, the load capacity is from 500kg to 1,000kg and the safety should be secured for passengers. In addition, the driving condition should also be secured under bad situations of the topographic slope, swampy land and the rest. In order to carry out above tests, a prototype vehicle through strength analysis of transmission design has been manufactured. Consequently, optimal design conditions on the power transmission with multi-purpose vehicle for various jobs are proposed such as an indication of optimal RPM and torque at a certain work situation. The performance test through the prototype of multi-purpose work vehicle is performed and the related data base is achieved. Finally, it is improved on troubles by the analysis of the results of R&D and provided the solutions on problems occurring to mass production in the future.

Key Words : P.T.O (동력취출장치; Power Take-Off), Transmission (변속기), Work Vehicle including Multi-faculty (다기능작업차)

기호설명

V = 차속
D = 타이어 동적직경
i = 변속비
 ω = 감속비

D_{p1} = 엔진 출력축 폴리직경
 D_{p2} = 감속기 입력축 폴리직경
 D_{p3} = 감속기 출력축 폴리직경
 D_{p4} = 클러치 입력축 폴리직경

1. 서론

접수일: 2006년 8월 9일; 게재승인일: 2008년 1월 30일

* 전주대학교 기계자동차공학과

교신저자: 조선대학교 메카트로닉스공학과

E-mail: jykim@chosun.ac.kr Tel. (062) 230-7035

현재 국내의 농업기계 제조기술은 동력 경운기, 소형트랙터(50PS 미만), 이앙기, 소형 콤파인등 수도작용을 자체적으로 생산할 수 있는 수준에 도달하였으며 승용, 대형화 안정성확보 기술개발에 치중하고 있다. 그러나 과수 분야에 사용되고 있는 기계기술은 아직 초보단계인 실정이다. 선진국의 경우 무인 스피드 스프레이어, 무인방제기, 예취기, 다기능 작업차, 공기 주입기 등이 보급되어 사용되고 있으며, 이는 곧 생산성 향상을 가져와 우리나라 과실중 대표적인 사과재배의 경우 총 노동 투입시간은 340h/10a 인데 반하여 43h/10a 인 미국의 7.9 배로 과수분야에 시급한 기술개발이 요구된다. 또한 선진국의 경우 고품질 과실의 안정적인 생산과 생산성이 높은 작업체계를 확립하는 방향으로 기술개발이 추진되어 왔으며, 다기능 작업차, 무인방제기 등과 같은 관리작업 중에서도 아주 많은 시간을 요구하는 작업을 위한 기계개발에 치중하여 판매하고 있는 실정이다. 그러나 국내의 농업기계는 1960년대 동력경운기, 엔진의 국산화를 시작으로 현재까지 많은 발전(수도작:90%기계화)을 하였으나 과수의 경우 상대적으로 아주 낮은 기계화율(30%)을 보이고 있으며, 특히 과수작업의 노동투입시간이 높은작업으로는 수확(17.2%), 적과(14.6%), 전정(11.8%) 및 병충해 방제(11.5%)로 나타나 이들 작업의 기계화가 시급한 것으로 나타났다.¹

현재 과수농가당 농지 면적이 적기 때문에 대형, 고가의 전용농기계 보다는 다양한 작업이 가능한 경운기나 관리기를 가장 많이 사용하고 있다. 그러나 경운기의 경우 사용상 불편함과 연간 활용도가 낮고 사고의 위험성이 높다는 단점을 가지고 있다. 또한 관리기의 경우 동력 운반기능뿐만 아니라 P.T.O(Power Take-Off)를 이용하여 전정전지, 양수, 방제, 살포, 로타리, 예초, 분무 및 잔가지 파쇄등 다양한 작업을 수행 할 수 있는 장점을 지니고 있으나 대다수 제품은 대형화 추세에 능가 현실에 필요한 적재용량과 동력이 부족하여 그 기능을 제대로 수행하지 못하고 있는 실정이다. 또한 농촌의 고령화에 따른 농기계 안전 사고의 급증에 따라 ISO, ASAE, 일본 안전감정기준 등 선진국의 경우 농기계의 안전장치에 대한 규정을 강화하고 있어 우리나라 동종 업계에도 이에 대한 기술개발이 시급한 실정이나 대부분 업체 자체 기술력으로 해결하기에는 어려움이 많은 실정이다.

따라서 이러한 문제점을 해결하고 연중 활용도

가 높은 다기능 작업차가 대안으로 제시되고 있어 이에 대한 개발이 필요하게 되었다. 특히 누구나 사용이 편리한 승용화, 주행 중 변속이 가능한 변속기능의 탑재 및 다양한 작업에 적용 가능한 P.T.O의 개발이 필요하게 되었다.^{2,3} 본 연구는 이러한 농가의 현실에 적용 가능한 다기능 작업차 개발의 일환으로 농업용 다기능 작업차 트랜스 및 선과 P.T.O를 개발하고자 한다.

2. 다기능 작업차의 미션설계

다기능작업차에 적용될 엔진은 미국 KOHLER engines사에서 제조된 가솔린 2기통 4행정사이클 공랭식(모델명:CH20)으로써 3,600rpm에서 20마력(HP)의 출력을 가지고 있다. 일반적으로 차량의 경우 차체의 무게, 엔진의 최대 토크, 노면 마찰력, 변속시 차체의 진행속도 등을 고려하여 노면에서의 미끄럼이 발생되지 않도록 변속비를 결정하지만 본 다기능 작업차의 경우 변속시의 안정감 보다는 작업에 따른 필요 속도가 더욱 중요하기 때문에 변속 단별 속도를 먼저 결정하고 그에 따른 변속비를 결정하도록 하였다. Table 1은 다기능 작업차의 요구속도를 보여주고 있다. 또한, 변속비를 결정하기 위하여 각 단별 차속은 다음과 같은 식(1)을 적용하여 결정하였다.^{4,7}

엔진의 출력축으로부터 발생된 동력을 감속기를 통하여 트랜스 및선으로 전달됨에 따라 감속기의 감속비를 고려하여 변속기의 감속비를 결정하고자 한다. 따라서, 감속기의 감속비는 식(2)와 같이 결정된다.

본 논문에서 개발하고자 하는 동기물림식과 같은 경우 일반적으로 구동륜에 활용될 수 있는 구동 토크는 기관토크의 약 80% 정도이므로 20%가량이 전동 손실에 해당된다. 그러므로 이러한 손실을 고려한 설계가 이루어져야 하며 변속비의 설정은 중요하다고 할 수 있다. 변속비의 설정은 기관의 회전수와 토크를 가지고 필요한 회전수와 토크를 가변 할 수 있도록 하는데 최고속 변속비의 경우는 다기능 작업차에서 필요로 하는 최고속도에 의해 결정되며, 최저속 변속비는 최대 견인력과 최대등판능력에 의하여 결정된다. 이 두 변속비 사이에서 결정되는 각 단수의 변속비는 기관의 속도/토크 곡선을 분석하여 이상적인 토크-속도 특성을 지니도록 설계되어야 한다.

Table 1 Demand speed for work vehicle including multi-faculty

저속		고속	
단	속도	단	속도
전진 1 단	1.5 ~ 2.5 Km/h	전진 1 단	3.0 ~ 4.0 Km/h
전진 2 단	2.5 ~ 4.0 Km/h	전진 2 단	5.0 ~ 6.0 Km/h
전진 3 단	4.0 ~ 7.0 Km/h	전진 3 단	8.0 ~ 9.0 Km/h
전진 4 단	6.0 ~ 10.0 Km/h	전진 4 단	12 ~ 13 Km/h
후진 1 단	1.0 ~ 2.0 Km/h	후진 1 단	2.0 ~ 3.0 Km/h

$$V = \frac{\pi \times D \times N \times 3,600}{60 \times 1,000 \times i} \quad (1)$$

$$\omega = \frac{D_{p2}}{D_{p1}} \times \frac{D_{p4}}{D_{p3}} \quad (2)$$

다기능 작업차의 엔진으로부터 발생된 동력은 감속기 및 변속기를 통과한 후 차동기어(Differential gear)에 전달된다. 이때, 최종 변속비를 검토하기 위해서는 차동기어의 감속비가 고려되어야 한다. 따라서, 본 다기능 작업차에 사용되는 감속비가 5.375 인 차동기어를 사용하였다. 차속과 구동력에 적합한 트랜스미션을 설계하고자 감속기의 감속비, T/M 의 변속비 및 디퍼런셜 기어의 감속비를 고려한 다기능 작업차의 최종변속비를 다음 Table 2 와 같이 결정하였다.

다기능 작업차의 엔진으로부터 발생된 동력의 전달과정을 개략적으로 나타내어보면 Fig. 1 과 같이 나타낼 수 있으며, 변속 단별 트랜스미션에서의 기어물림 과정을 Table 3 과 같이 결정하였다.

엔진으로부터 발생된 동력은 감속기를 통하여 트랜스미션에 전달된다. 이때, 엔진은 3,000rpm 에서 20PS 의 동력을 발생시키며 감속기를 통과한 입력축 회전수는 감속기의 감속비 4.988 을 적용하면 600rpm 으로 감속된다. 따라서 입력축에 작용되는 회전력은 식(3)과 같이 계산된다.

$$T = 716,200 \times \frac{H}{N} [kg \cdot mm] \quad (3)$$

Table 2 Final shaft ratio of transmission

구분	단	T/M 변속비	최종변속비
Low Speed Stage	Forward 1st	5.361	143.73
	Forward 2nd	3.185	85.391
	Forward 3rd	1.981	53.112
	Forward 4th	1.345	36.060
	Backward 1st	7.147	191.615
High Speed Stage	Forward 1st	3.986	106.867
	Forward 2nd	2.368	63.487
	Forward 3rd	1.473	39.492
	Forward 4th	1.000	26.811
	Backward 1st	5.315	142.498

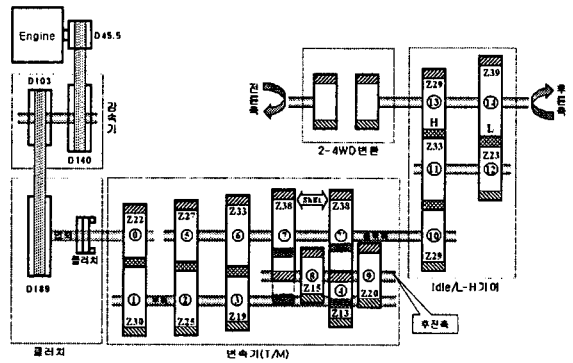


Table 4 Basic data for gears design

항목	기초데이터	항목	기초데이터
구동피니언토크	234[Nm]	기어의	1,200MPa
구동피니언회전수	600[rpm]	기어의	400MPa
기어박스내부온도	80℃	기어재질의	200,000MPa
냉각오일유입온도	40℃	기어재질의	0.28
구동원의	중간정도	기어재질의 밀도	7.85e-6 kg/mm ³
부하의 하중정도	중간정도	기어의 표면경도	브리넬 400
기어설계수명	25,550 시간	표면조도	50 μ inch
		마찰계수	0.05

Table 5 Gear shaping data for gears design

기어	치직각	치직각 압력각(deg)	나선각 (deg)	잇수 (개)	치폭 (mm)	전위 계수	기어 종류
	모듈 (mm)						
①	3.5	20.0	30	22	23	+2	Helical
②	3.5	20.0	30	30	20	+2	Helical
③	3.5	20.0	30	25	20	+2	Helical
④	3.5	20.0	30	19	19	+2	Helical
⑤	3.5	20.0	0	13	26	+2	Spur
⑥	3.5	20.0	30	27	19.5	+2	Helical
⑦	3.5	20.0	30	33	19.5	+2	Helical
⑧	3.5	20.0	0	38	20	+2	Spur
⑨	3.5	20.0	0	15	17	+2	Spur
⑩	3.5	20.0	0	20	18	+2	Spur
⑪	3.5	20.0	30	29	20	+2	Helical
⑫	3.5	20.0	30	33	20	+2	Helical
⑬	3.5	20.0	30	23	20	+2	Helical
⑭	3.5	20.0	30	29	20	+2	Helical
⑮	3.5	20.0	30	23	20	+2	Helical
⑯	3.5	20.0	30	39	20	+2	Helical

다기능 작업차의 트랜스미션 기어설계는 Fig. 2 와 같이 기어설계 절차에 의하여 행하였으며,⁵ 이 절차에 의해서 기어의 여러가지 독립변수와 종속 변수가 결정되어진다. 각 치차별 주요 설계 결과를 다음 Tab. 6 과 같이 구하였다. 단, 기어 설계시 피로 내구한도를 고려하여 총 기어 수명시간(총 운전 시간=7 시간/일×365 일/년×10 년 = 25,550 시간)을 적용하였다. 즉, 기어 등과 같은 동력 전달 부품 요소들은 반복적인 하중(주기적 하중, 비주기적 하중)을 받게 된다. 이러한 반복 피로하중을 받는 부품의 재질의 경우는 원래의 항복강도보다 훨씬 낮은 값의 피로 수명 강도를 가지며, 이를 피로 내구 한도라고 한다.

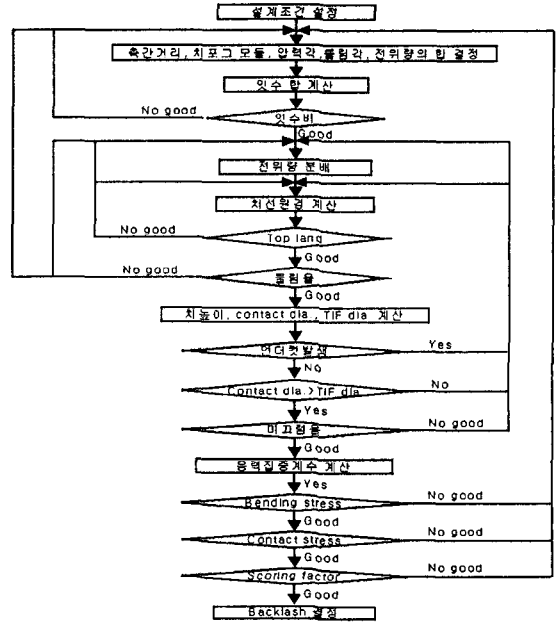


Fig. 2 Flow chart for transmission gear design

Table 6 Main design result of gear

기 어	피치원 직경 (mm)	기초원 직경 (mm)	치면 형상 계수	물림률		피 치 선속 도 (m/s)	면압 (MPa)		굽힘강 도 (MPa)	
				평 단	축 방향		안 강 도	전 계 수	안 강 도	전 계 수
①	88.91	81.97	0.45	2.66	0.91	2.79	1.25	0.59	345	0.73
②	121.24	111.77	0.47	2.66	0.91	2.79	1.25	0.58	330	0.76
③	101.04	93.15	0.46	2.67	0.89	3.17	1.17	0.62	306	0.82
④	76.79	70.79	0.44	2.65	0.86	2.41	1.41	0.52	427	0.59
⑤	45.50	42.77	0.44	2.4	0.0	1.43	2.43	0.3	861	0.29
⑥	109.12	100.59	0.46	2.67	0.89	3.17	1.17	0.61	306	0.82
⑦	133.37	122.95	0.47	2.65	0.36	2.41	1.41	0.52	400	0.63
⑧	133.0	124.98	0.47	2.86	0.0	1.65	2.17	0.34	743	0.34
⑨	52.50	49.34	0.44	2.86	0.0	1.65	2.17	0.34	793	0.32
⑩	70.00	65.78	0.47	2.4	0.0	1.43	2.43	0.3	806	0.31
⑪	117.20	108.05	0.47	2.82	0.91	3.68	983	0.75	253	0.99
⑫	133.37	122.95	0.47	2.82	0.91	3.68	983	0.74	253	0.99
⑬	92.95	85.69	0.46	2.80	0.91	2.92	1.14	0.64	323	0.77
⑭	117.2	108.05	0.48	2.82	0.91	4.19	803	0.90	219	1.14
⑮	157.62	145.31	0.48	2.80	0.91	2.92	1.14	0.64	310	0.82

이와 같은 기어 설계내용을 이용하여 기어의 강도를 보다 더 상세히 파악하고자 컴퓨터 유한요소해석 기법을 적용하였다. 유한요소해석에 의해 기어의 파손여부를 파악하고 안전율을 고려하여 기어의 크기를 최종적으로 설계 및 검토하였다. 여기에서 적용된 유한요소해석기법은 해석결과의 신뢰성 및 정확성을 고려하여 2 차원 치차 해석을 행하였다. 이러한 2 차원 해석은 기어의 이쪽을 고려하여 줄 수 있는 Plain-strain 기법을 이용하였다. 또한, 다기능작업차 밋선에서 맞물리는 기어쌍 중 가장 가혹한 전달하중(전달력)을 지니고 있는 1 속(단)의 경우에 대해 유한요소해석을 행하여 안전한 설계를 행하였으며, 기어 이쪽이 동일하게 적용한다면 1 속(단) 보다 전달하중이 적은 다른 쌍의 기어에 대해서는 안전하다고 볼 수 있다. 다기능 작업차의 엔진은 분당 회전수 3,000rpm 에서 최대 출력 20 마력(PS)을 나타내고 있으며, 감속기를 통하여 최종 트랜스 밋선의 입력축은 600rpm 으로 회전한다. 이때, 기어의 원주 피치 상에 걸리는 전달하중을 구하여 보도록 한다. 또한, 다기능 작업차의 트랜스 밋선 기어 중 후진과 고/저속 기어를 제외하고는 모두 헬리컬 기어를 사용하고 있다. 여기에서 유한요소해석에 적용한 모델의 경우 피니언 잇수가 13 개, 기어 잇수를 38 개, 나선각이 30°, 축 직각모듈을 3.5 라 한다면, 치직각모듈이 3.03, 피치원의 직경이 45.5mm, 피치원의 원주속도가 1.43m/s 이며 헬리컬기어의 원주피치상에 걸리는 전달하중은 1,049 kg이다. 피니언 기어의 원주 피치선상에 작용하는 전달하중에 대해 피니언 기어축 중심에서의 전달하중에 의한 회전력(Torque)은 전달하중에 피니언 기어의 반경을 곱하여 구할 수 있다. 따라서, 전달력(1,049kg)과 피니언 기어 반경(45.55/2 mm)으로부터 23,864kg·mm 의 회전력을 구한다. 치차의 강도계산에 있어서 신뢰성을 고려하여 유한요소해석법을 적용하였다. 해석모델로는 구동과 중동치차가 맞물리면서 회전하는 상태를 2,533 개의 절점과 2,755 개의 요소로 분할하여 접촉문제를 해결하였다. 구동치차를 회전시킬 때 걸리는 회전력을 작용시키면서 피동축의 거동을 파악하였다. 여기에 쓰이는 요소의 형태는 3 차원 해석효과를 나타낼 수 있는 Plain-strain 4 절점 요소이며, 치차 재료의 물성으로는 포아슨비 0.26, 영률 21,415 kg/mm² 및 밀도 7.8×10⁻⁶ kg/mm³을 적용하였다. Fig. 3 의 유한요소해석 모델링은 상용프로그램인 MARC 사의

MENTAT 를 이용하였다.

해석결과는 치차의 치형변화는 Fig. 4 와 같이 확인되었으며, 강도측면에서 안전도를 파악하기 위하여 전단응력분포를 살펴보면 Fig. 5 와 같다. 여기에서 알 수 있는 바와 같이 피니언 및 기어의 이뿌리 부위에서 최대 전단응력(Maximum shear stress)이 걸리게 되며, 여기에서 얻어진 전단응력 값은 3.56 kg/mm²로 나타났으며, 크랙발생여부를 파악하고자 Maximum shear stress Criterion Theory 를 적용하면 식(4)와 같다. 따라서, 회전력에 의해 기어에 발생하는 Y 값(7.12 kg/mm²)이 사용된 기어 재료의 항복강도 $\sigma_y = 30 \text{ kg/mm}^2$ 보다 적게 나타남으로 안전하다고 볼 수 있으며, 이때 기어의 안전율은 4.2 이다.

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{Y}{2}, Y = 2\tau_{\max} \quad (4)$$

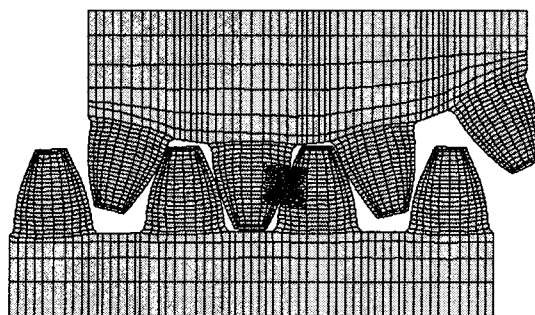


Fig. 3 FE model of gear

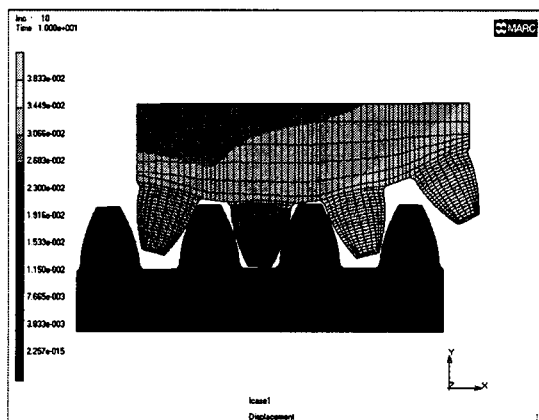


Fig. 4 Deformation of gear

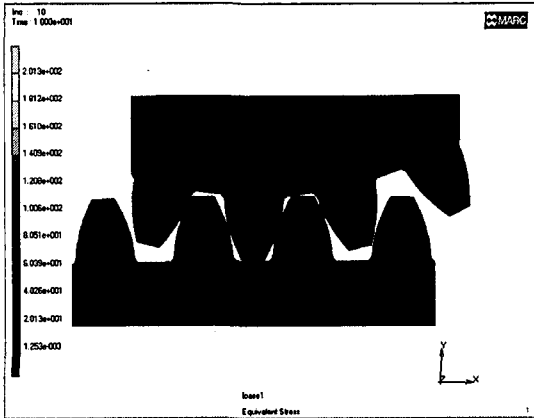


Fig. 5 Shear stress distribution of gear

3. 다기능 작업차의 P.T.O 축 설계

다기능 작업차에 쓰이는 P.T.O 축의 설계는 비틀림강성에 의해 많은 영향을 받고 있으므로 강성에 의한 축의 직경을 설계하고, 축의 비틀림각에 의해 설계 검토를 하도록 한다. 우선 P.T.O 축의 지름과 길이는 식 (5)(6)에 의해 구할 수 있다. 이는 단면이 균일한 지름을 지닌 중실축의 경우이며, 다기능 작업차의 트랜스 미션 및 다양한 부하작업에 적용하기 위하여 단면이 다른 단불이축으로 설계하였다. Fig. 6와 같이 설계된 P.T.O 축의 강성을 검토하고자 비틀림토크가 작용할 경우 비틀림각을 식(7)에 의해 구할 수 있다.

따라서 다기능 작업차의 P.T.O 축의 비틀림 강성을 검토하여 보면 계산한 결과, 축길이 1m 당 0.213° 만큼 비틀림이 발생하며 일반적인 축 설계의 제한 비틀림각 0.25° 이하로 나타남으로써 강성 측면에서 안전하다고 사료된다.

$$d = 120^4 \sqrt{\frac{H}{n}} \quad (5)$$

$$l = l_1 + \frac{d_1^4}{d_2^4} l_2 + \frac{d_1^4}{d_3^4} l_3 \quad (6)$$

$$\theta = \frac{32Tl}{\pi d_1^4 G} \quad (7)$$

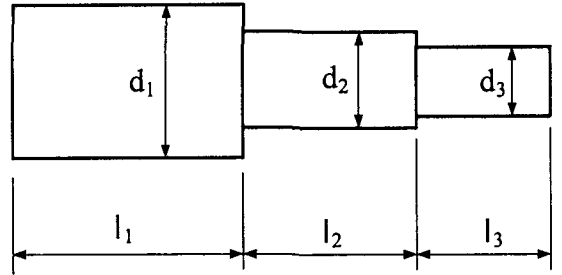


Fig. 6 Diameter and length of stepped P.T.O axle

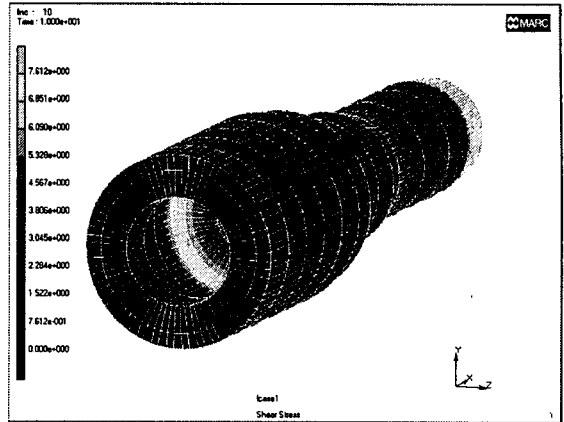
다기능 작업차의 엔진에서의 출력이 미션기어를 통하여 P.T.O 축에 전달되어 여러 가지 작업을 할 수 있도록 구성이 되어 있다. 그러므로 엔진출력이 미션기어를 통하여 P.T.O 축에 전달될 경우 작업차의 부하량에 따라 P.T.O 축의 안전성을 검토하여야 한다. 이러한 축의 안전성 검토에 있어서 이론적인 수식에 의해 행하여지는 경우가 지금까지 대부분이었으나 얻어낸 결과는 결코 신뢰성이 높지는 않다. 이론적인 수식을 구성할 때 여러 가지 현실성을 고려하지 못하고 단순화하기 때문에 계산결과는 실제의 경우와 거리감이 있게 마련이다.

따라서 보다 더 신뢰성과 정확성을 부여하고자 본 과제에서는 P.T.O 축의 안전설계에 유한요소해석기법을 적용하였다. 치차에 전달되는 전달하중에 의하여 P.T.O 축에 회전력이 발생된다. 이러한 과정을 컴퓨터 시뮬레이션하기 위하여 피니언, 기어 및 P.T.O 축을 동시에 3 차원 모델링 하였다.

엔진의 출력이 미션을 통하여 P.T.O 축에 전달될 경우 P.T.O 축 자체가 부하에 견딜 수 있는지를 파악하고자 Fig. 7과 같이 3 차원 모델링을 실시하였다. 여기에 사용된 모델은 8 절점 3-D Solid 요소 3,996 개와 6,635 개의 절점으로 구성되어 있으며, P.T.O 축의 양단을 고정하고 상부의 구동치차 중심에 엔진의 토크를 전달할 경우 P.T.O 축에 걸리는 등가응력(Von-Mises Stress)을 얻어 재료의 파괴강도와 비교함으로써 P.T.O 축의 손상 여부를 분석하여 P.T.O 축 설계에 활용하도록 한다.

P.T.O 축과 축연결 치차 한쌍의 3 차원 유한요소해석은 상용프로그램인 MARC 을 이용하였으며, 해석방법으로는 P.T.O 축의 우측단, 즉 작업부하가 걸리는 축단을 고정시킨 후 P.T.O 축 연결치차에 회전력(Torque) 28,644kg · mm 를 가하였다. 이때 치

차는 P.T.O 축을 중심으로 0.0013rad 만큼 회전하면서 변형 및 응력을 얻게된다. 다기능 작업차 밧선기어 한쌍과 P.T.O 축에 대한 유한요소해석을 실시한 결과를 Fig.8 에 나타내었다. 해석결과는 치차의 강도측면에서 안전도를 파악하기 위하여 응력집중현상 및 응력크기를 살펴보면, P.T.O 축의 고정단에서 최대 전단응력(Maximum equivalent stress)이 발생하며, 여기에서 얻어진 전단응력값은 7.612 kg/mm²로 나타남에 따라 크랙발생여부를 파악하고자 Maximum shear stress Criterion Theory 를 적용하였다. 따라서 회전력에 의해 P.T.O 축에 발생하는 Y 값(15.224kg/mm²)이 사용된 기어 재료의 항복강도($\sigma_y=30\text{kg/mm}^2$)보다 적게 나타남으로 안전하다고 볼 수 있으며, 이때 기어의 안전율은 약 2 정도이다.



(b) Shaft

Fig. 8 Shear stress distribution of P.T.O axle

4. 실차 성능평가시험

본 연구과제에서 개발된 트랜스 밧선 및 P.T.O 축 제품에 대한 적용성 평가를 하고자 현용 다기능 작업차에 적용하여 Fig. 9 과 같이 시제작 하였으며, 이를 이용하여 Table 7, 8, 9 와 Fig. 10 와 같이 주행시험, 적재승강시험, 연속운전시험 등의 실차 평가를 실시하여 그 결과를 Table 10 과 같이 검토 함으로써 현용 대비 신개발제품의 성능 차이를 파악하였다. Table 11 은 개발된 다기능 작업차의 특징을 보여 주고 있다.

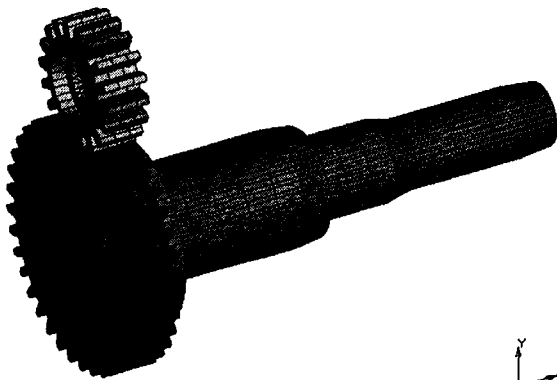
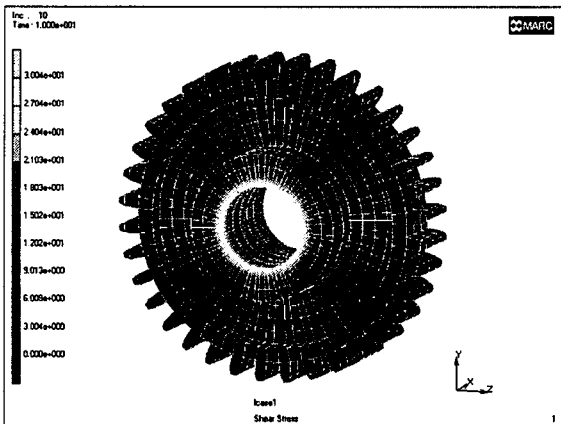
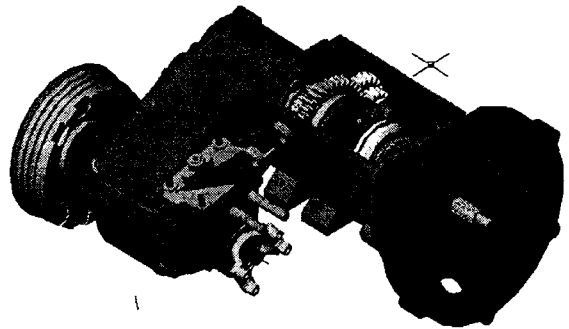


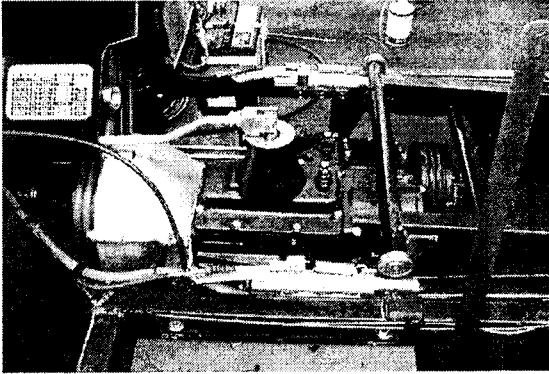
Fig. 7 FE Analysis of P.T.O axle



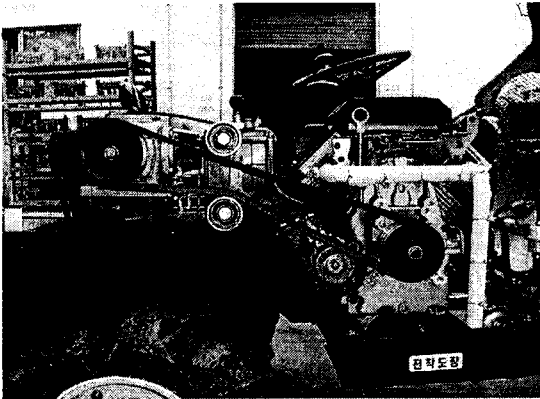
(a) Gear



(a) Modeling



(b) Photograph of the transmission and P.T.O shaft



(c) Photograph of the engine room

Fig. 9 Modeling and prototype of transmission

Table 7 Trial running test result

시험조건	시험노면 : 아스팔트, 차륜종류 : 고무바퀴
시험결과	주행속도(Km/h) 전진:1 단→2.20, 2 단→3.25, 3 단→7.70, 4 단→15.1 최고주행속도 : 15.1Km/h 최소선회반경:(좌선회)2700mm, (우선회)2700mm
	단별 엔진의 최대 출력 (PS) 전진:1 단→12.2, 2 단→14.0, 3 단→14.7, 4 단→16.1 단별 차축 출력 (PS) 전진:1 단→11.0, 2 단→12.2, 3 단→11.2, 4 단→6.2

Table 8 dump ascent and descent test (P.T.O)

시험조건	시험적재량: 1200kg 승강횟수 : 200 회
시험결과	적재정량의 120%를 적재하여 200 회 연속 승강 시험한 결과 유압장치 작동상태 및 프레임, 차축부에 이상없음

Table 9 Continuous operation test

시험조건	노면 : 비포장, 시험적재량 : 1200kg, 주행속도단수 : 1~8 단 시험시간 : 16 시간 (8 시간 × 2 회)
	시험결과

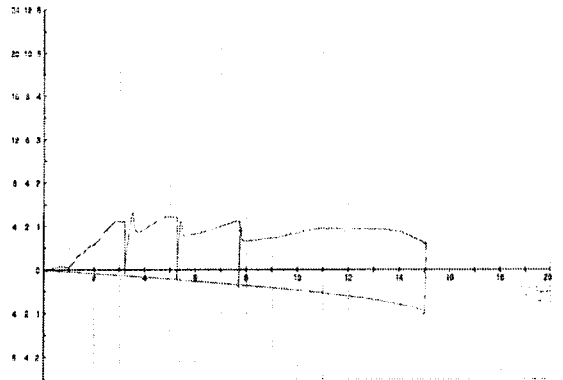


Fig. 10 Performance test table of chassis dynamometer for manufactured work vehicle including multi-faculty

주행시험에서는 전진 1 단에서 2.20 km/h, 2 단에서 3.25 km/h, 3 단에서 7.70 km/h, 4 단에서 15.1 km/h 를 보여주었으며, 최고주행속도는 15.1 km/h 였다. 또한 최소선회반경은 좌선회시 2700mm, 우선회시 2700mm 였다. 단별 엔진의 최대 출력은 전진 1 단에서 12.2(PS), 2 단에서 14.0(PS), 3 단에서 14.7(PS), 4 단에서 16.1 (PS)였으며, 단별 차축 출력은 전진 1 단에서 11.0(PS), 2 단에서 12.2(PS), 3 단에서 11.2(PS), 4 단에서 6.2(PS) 였다.

적재승강시험에서는 적재정량의 120%를 적재

하여 200 회 연속 승강 시험한 결과 유압장치 작동 상태 및 프레임, 차축부에 이상이 없었다.

연속운전시험에서는 각 주행단수를 수시로 변경하면서 비포장도로에 설치된 인공 돌기물을 300 회 통과하면서 연속운전 시험한 결과 이상이 없었다.

Table 10 Performance comparison of existing product and development product

구 분	개 발 품	기 존 제 품
차 체 중 량	1004kg	1084kg
적 재 용 량	1000Kg	650Kg
사 용 방 법	탑재형	탑재형
덤프 적재량	1000Kg	없 음
리프트적재량	600Kg	없 음
P.T.O 축	있음 1 단=100 ~ 800 RPM 2 단=800 ~ 1,500 RPM 3 단=2,500 ~ 3,000 RPM	없 음
덤프,리프트방식	유압펌프식(P.T.O 활용)	없 음
변 속 방 식	주변속기: 동기물림식 부변속기: 상시물림식	선택물림식 선택물림식
변 속 단 수	주변속기:전 4 단 후 1 단 부변속기: 2 단	전 4 단, 후 1 단 2 단
최고주행속도	15.1Km/h	12.1Km/h
변 속 방 법	주행 중 변속	정지 후 변속
최적설계적용	밋선 및 P.T.O 최적화	없 음
주 행 성	신개발 트랜스밋선 적용으로 우수한 주행성 확보	선택물림식으로 사용자 불편
작 업 성	다양한 작업이 가능한 P.T.O 및 덤프, 리프트의 적용으로 작업성 향상	운반기능만 수행하므로 작업성 및 활용도 낮음
시장 적용성	한국형 다기능작업차	사양화 추세

Table 11 Characteristic of developed work vehicle including multi-faculty

구 분	개 발 품	특 징
사 용 방 법	탑재형(장착형)	회전반경의 최소화
용 량	1,000kg	운반작업시 대형화
차 체 중 량	1004kg	대용량, 고부하 작업대응
P.T.O 취출	1 단=100 ~ 800rpm 2 단=800 ~ 1,500rpm 3 단=2,500 ~ 3,000rpm	각종작업기에 적용가능한 변속식 채택
P.T.O RPM	1,000 ~ 3,000	
주 행 엔 진	공냉 20 마력	대용량 대응
사 용 밋 선	동기 물림식	안전 편의성 향상
브 레 이 크	건식 디스크브레이크	-
용 도	과수, 채소, 일반농작업	범작업용

5. 결론

본 연구에서 적용하고자 하는 다기능 작업차는 적재량 500 ~ 1000kg, 승용, 적재함 덤프기능을 이용한 수확물 및 농자재의 운반, 하역작업은 물론 적재함 리프트 기능을 이용한 과일 적과, 봉지 썬우기, 수확작업, 분무기 탑재를 통한 병충해 방제 기능과, 가파른 경사지나 습지 및 부정지 등 악조건 하에서 주행성 보장을 위한 4 륜 구동용 트랜스 밋선 개발을 목표로 하였다. 또한, 동력취출장치를 이용하여 전정전지, 양수, 방제, 살포, 로타리, 예초, 분무 및 잔가지 파쇄기능을 수행하였다.

1) 다기능 작업차의 밋선과 P.T.O 를 설계하기 위해서는 설계목표 토크 및 마력, 소요 내구성, 변속비, 트랜스밋선 장착공간, 운할방법, 운할유종류, 기어재질 및 열처리, 기어배치, 타이어 종류 및 규격 등을 기초로 하여 트랜스 밋선에 사용되는 치차 설계의 중요 인자인 모듈, 공구 압력각, 치높이, 치선원경, 전위량, 중심거리, 비틀림각, 기어재질, 기어열처리 방법 등을 결정하였으며, 이와 같은 중요 설계인자들의 값을 이론적으로 구한 후 기어 및 축의 강성설계, 간섭체크 및 케이싱 설계 등을 통한 Trial and

- error 방식으로 최적의 값을 구하여 설계 제작 하였으며, 만족할만한 성능을 확인하였다.
- 2) 기어의 강도측면에서 안전도를 파악하기 위하여 유한요소해석을 수행하였으며, 피니언 및 기어의 이뿌리 부위에서 최대 전단응력(Maximum shear stress)이 발생하며, 전단응력값은 3.56 kg/mm²로 나타났다. 또한 회전력에 의해 기어에 발생되는 Y 값(7.12 kg/mm²)이 사용된 기어 재료의 항복강도 $\sigma_Y = 30 \text{ kg/mm}^2$ 보다 적게 나타났으며, 기어의 안전율은 4.2 이다.
- 3) P.T.O 축의 강도측면에서 안전도를 파악하기 위하여 유한요소해석을 수행하였으며, 응력집중현상 및 응력크기를 살펴보면, P.T.O 축의 고정단에서 최대 전단응력이 발생하며, 전단응력값은 7.612 kg/mm²로 나타났다. 또한 회전력에 의해 P.T.O 축에 발생되는 Y 값(15.224kg/mm²)이 사용된 기어 재료의 항복강도($\sigma_y=30\text{kg/mm}^2$)보다 적게 나타났으며, 안전율은 약 2 이다.
- 4) 실차 성능평가 결과 다음과 같이 보여 주었다.
- 주행시험
 - 주행속도(Km/h) :
전진:1 단→2.20, 2 단→3.25, 3 단→7.70, 4 단→15.1
최고주행속도 : 15.1
 - 최소선회반경:(좌선회)2700mm, (우선회) 2700mm
 - 단별 엔진의 최대 출력 (PS) :
전진:1 단→12.2, 2 단→14.0, 3 단→14.7, 4 단→16.1
 - 단별 차축 출력 (PS) :
전진:1 단→11.0, 2 단→12.2, 3 단→11.2, 4 단→6.2
 - 적재승강시험
 - 적재정량의 120%를 적재하여 200 회 연속 승강 시험한 결과 유압장치 작동상태 및 프레임, 차축부에 이상이 없었다.
 - 연속운전시험
 - 각 주행단수를 수시로 변경하면서 비포장도로에 설치된 인공 돌기물을 300 회 통과하면서 연속운전 시험한 결과 이상이 없었다.

참고문헌

1. Capalbo, S. M. and Denny, M., "Testing Long-Run Productivity Models for the Canadian and U.S. Agricultural Sectors," American Journal of Agricultural Economics, Vol. 68, No. 3, pp. 615-625, 1986.
2. Kim, D. C., Ryu, I. H. and Kim, K. U., "Analysis of tractor transmission and driving axle loads," Transactions of the ASAE, Vol. 44, No. 4, pp. 751-757, 2001.
3. Bean, T., Glascock, L. A., Wood, R. K., Carpenter, T. G. and Holmes, R., "Identifying potential barriers to developing a lighting and marking system for agricultural equipment on U.S. roadways," XII World Congress on Agricultural Engineering, ASAE, Vol. 2, pp. 286-292, 1994.
4. Chang, S. F., Chancellor, W. J. and Garrett, R. E., "Analysis of rice mechanization in Taiwan using optimization theory," Transactions of ASAE, Vol. 30, No. 5, pp. 1315-1322, 1987.
5. Leming, J. C., "Gear Design," SAE Paper No. 680381, pp. 29-42. 1990.
6. Dudley, W. D., "Handbook of practical Gear Design," McGraw-Hill, pp. 2.36-2.38, 1984.
7. Freeman, J. S. and Velinsky, S. A., "Design of vehicle power transmission system," Journal of Mechanical Design & Journal of Vibration and Acoustics, Special Combined Issue, Transactions ASME, Vol. 117, No. B, pp. 113-120, 1995.
8. Kahraman, A., "Dynamic analysis of a multi-mesh helical gear train," International power transmission and gearing conference, ASME DE, Vol. 43, Part 1, pp. 365-373, 1992.
9. Lee, C. T., Kwak, D. H., Jung, B. H. and Lee, J. K., "A Study on the Vehicle Dynamic Characteristic of Displacement Sensitive Shock Absorber," J. of KSPE, Vol. 20, No. 1, pp. 187-195, 2003.