

다판 클러치의 Drag 분석, 설계 제안

The analysis of drag in the multi-clutch, Design proposal

곽희성*	김정훈*	정삼석*	강영선*	남상일*
			정회원	정회원
H. S. Kwak	J. H. Kin	S. S. Jung	Y. S. Kang	S. I. Nam

1. 서론

오늘날 산업용 차량은 대부분 유압식 클러치를 채택하여 사용하고 있다. 유압식 클러치는 운전자가 손쉽게 엔진으로부터 동력을 바퀴까지 전달 또는 차단하는 기능을 갖고 있기 때문이다. 차량속도에 대한 운전자의 다양한 요구는 다수의 변속 단수를 갖는 기어트레인이나 연속가변식 변속기(CVT) 원하고 있다. 그 중에 기어단을 단속하는 클러치는 엔진의 회전력과 차량 관성력을 효과적으로 연결 또는 차단을 위해 다수의 마찰판과 유체압력을 이용하여 작동된다. 유압식 클러치는 동작방식에 따라서 유체압력이 작동하면 동력을 전달하는 POSITIVE방식과 자체 탄성 스프링력에 의해서 동력을 전달하는 NEGATIVE방식이 있다. POSITIVE방식 유압식 클러치는 동력전달시 어큐뮬레이터를 이용하여 충격을 줄이고, 부하 변동시 승차감각을 향상할 수 있는 장점이 있다. TRX500 트랙터에 사용되는 유압식 클러치는 POSITIVE방식을 채택하고 있다.

클러치는 회전력을 단속하는 장치이다. 그래서 클러치가 전달할 수 있는 회전력을 클러치 용량이라고 한다. 클러치 용량은 구동기 회전력보다 커야 하며 일반적으로 구동기기 회전력의 1.5배에서 2.5배 정도로 설계한다. 클러치 용량이 너무 크면 집속할 때 충격이 커져 구동기기에 영향을 주게 된다. 심지어 구동기기 엔진이 멈추는 경우도 발생된다. 그리고 클러치 용량이 너무 적으면, 클러치가 미끄러지기 쉬어 마찰판면이 빨리 마모되어 클러치를 자주 교환해야 하는 불편이 있다. 작동을 원하지 않는 클러치는 입력축 회전력이 출력축에 전달되어서 안 된다. 그러나 다수의 마찰판과 플레이트 사이에 존재하는 유체점성의 전단력이 입력축 회전력의 일부를 출력축으로 전달하게 되어 출력축이 회전하게 된다. 이런 현상을 Drag현상이라 하고, 그 회전력 Drag Torque라고 한다. 본 연구는 클러치에서 발생하는 Drag현상에 대해서 점검하고, 설계과 시험을 통해서 Drag현상을 줄이는 방안을 제시하겠다.

* 동양물산기업(주) 중앙기술연구소

2. 재료 및 방법

트랙터에서 동력을 전달하지 않는 상태, 즉 중립상태에서 클러치는 동력을 전달하지 않는다. 그러나 유압식 클러치는 상대 회전 운동하는 Disc와 Plate사이에 오일윤활막이 형성되어 있고, 오일의 점성력에 의해서 출력축이 따라 돌면, 차량은 중립에서 움직이게 된다. 또는 PTO 클러치에서 출력축이나 로타리같은 작업기가 회전하게 되는 현상이 발생한다. 이 현상을 방지하기 위해서는 별도의 클러치 제동장치가 필요하게 된다. 그러나 클러치를 차량에 적절하게 맞추어서 설계할 경우, 별도의 제동장치 없이 클러치를 설계할 수 있다. 그래서 차량의 동작에 영향을 최소화 할 수 있는 Drag현상에 대해서 연구를 수행하여 Drag현상이 최소화 할 수 있는 클러치 설계안을 제시하겠다. 먼저 본 연구는 트랙터에 사용하는 Power Shift용 클러치나 PTO(Power Take Off) 클러치에 관한 설계 방안을 제시한다.

클러치를 구동시키는 엔진 관성력과 차량 관성력을 모델링한 결과, 두 개의 관성장치가 서로 일정한 감속비로 연결된 상태로 모델링이 된다. 입력축은 엔진이나 유압기기로 연결이 되어 있고, 출력축에는 관성장치로 구성된다.

표 1. 차량 제원

모델	TRX500 (65마력급 트랙터)		
차량 총 중량(W)	3360	kgf	
후륜 타이어 반경(R)	651	mm	
정격 입력 토오크(엔진)	19.7	kgfm	
정격 입력 회전수(엔진)	2400	RPM	
차량 동력	66(65)	ps(hp)	
기어단수	Poweshift 3단	L, M, H	
	주변속 5단	1, 2, 3, 4, 5	
	부변속 2단	HI, LOW	
차량 구름저항계수(C)	0.03		
대표적인 기어비(I)		차량속도	클러치저항토오크
전진, M단, 주변속5단, 부변속HI	17.32246	34.03 km/hr	0.16 kgfm
후진, M단, 주변속5단, 부변속HI	15.49904	38.04 km/hr	1.19 kgfm
후진, H단, 주변속3단, 부변속LOW	68.44931	8.618 km/hr	4.69 kgfm
전진, L단, 주변속1단, 부변속HI	514.9247	1.144 km/hr	5.24 kgfm

차량의 동력

$$L_s = \frac{FS}{time} = F V = \frac{TN}{716} [ps]$$

입력축 토크

$$T_{input} = 71620 \frac{L_s}{N_{input}} = P \frac{D}{2} [kgfm]$$

동력전달율은 감속비와 같다.

$$\epsilon = \frac{N_{input}}{N_{output}} = \frac{Z_{output}}{Z_{input}} = \frac{T_{trans}}{T_{input}}$$

평지에서 구름저항에 의한 클러치 저항토크

$$T_{friction} = \frac{W \times C \times R}{I}$$

클러치에서 동력전달

$$J_{input} + B_{input} + F_{input} + \frac{1}{\epsilon} (J_{output} + B_{output} + F_{output}) = T_{trans}$$

$$T_{trans} = F_{cent} r + F_{flow} r + T_{drag}$$

전달되는 Torque에 대한 출력축의 저항(F_{output})은 베어링이나 기구적인 마찰에 의한 저항으로 정의할 수 있다. 그래서 조립시 Bearing Rolling Torque를 설정하고, 베어링 저항이 Drag토크를 감소되는 동력전달을 방지하게 된다. TRX500 기종의 PTO축의 베어링은 볼 베어링이고, 조립상태를 측정된 결과 Rolling Torque는 0.23kgfm이다.

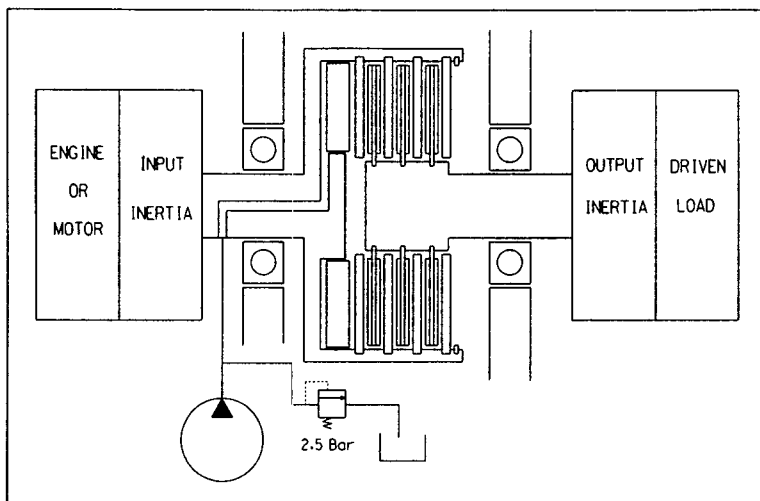


그림 1. TRX500 트랙터 PTO 클러치 도식도

표 2. 클러치 설계인자

	개선전 설계인자	개선후 설계인자.
마찰판 수량 n_f	5ea	4ea
마찰판 외경 r_o	71.0mm	71.0mm
마찰판 내경 r_i	52.0mm	52.0mm
윤활간격 h	0.5mm	0.7mm

Disc와 Plate에 작용하는 힘을 정리하려면, 먼저 피스톤의 운동방정식은

$$m_{\pi st} \frac{dv_{\pi st}}{dt} = P_{oil} A_{\pi st} + F_{cent} + F_{flow} - F_{seal} \text{sgn}(v_{\pi st}) - F_{spring}$$

$$\frac{dx_{\pi st}}{dt} = v_{\pi st}$$

이중에 Disc와 Plate에 작용하는 외력은

$$F_{plate}^h = P_{oil} A_{\pi st} + F_{cent} + F_{flow} - F_{seal} \text{sgn}(v_{\pi st}) - F_{spring}$$

Drag현상이 발생하기 위해서는 피스톤에 직접적인 유체압력은 없는 상태이고, Seal 저항과 스프링 반력은 피스톤에 움직이지 않으므로 무시된다.

$$F_{plate}^h = F_{cent} + F_{flow}$$

Disc와 Plate안에 유체가 회전하면서 Disc에 유체원심력을 전달하게 된다.

$$F_{cent} = \frac{\pi \rho \omega_o^2}{4} [r_o^4 - 2r_e^2(r_o^2 - r_i^2) - r_i^4]$$

축에서 직접적으로 Disc와 Plate에 분사되는 유체의 유동력이 작용할 경우 유체력은

$$F_{flow} = 2C_d C_v w x_d (P - 0)$$

클러치 Drag Torque $T_{dag.}$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$T_{dag.} = 2\Pi \cdot n_f \cdot \int_{r_i}^{r_o} \alpha_r \cdot \frac{\mu r^3}{h} \cdot \omega \cdot C_{re} \cdot dr$$

여기서,

r 마찰면 평균 회전 반경

$\alpha_r = \frac{Q_s}{Q_r}$ 유체막을 형성하는 체적 내에서 흡입과 배출유량 비율

$Q_s = N_{pump} q_{pump}$ 유체막안으로 흡입되는 유체 유량

$Q_r = N_{outlet} q_{outlet}$ 유체막에서 원심력으로 인한 배출되는 유체 유량

$\mu = \nu \times \rho$ 유체점성계수

ω 마찰판과 디스크 사이에 상대속도

$C_{re} = (1 + 0.0012 Re^{0.94})$ 난류형태 강도

$Re = \frac{\rho r \omega h}{\mu}$ 레이놀드수(Reynolds's number)

오일의 온도에 대한 보상

$\rho = 0.8671 - 6.667 \times 10^{-4} \times T (60^\circ C)$

압력에 대한 보상을 하면(60°C)

$\rho = 0.8271 + 7.12 \times 10^{-5} \times P(2.6 \text{ kgf/cm}^2)$

$\rho = 0.8257 \times 1000 \text{ kg/m}^3$

$= 0.8257 \times 1000 \div 9.81 \text{ kgf sec}^2 / \text{m}^4$

$= 8.4169 \times 10^{-7} \text{ kgf sec}^2 / \text{cm}^4$

$\nu = \frac{\mu}{\rho} [cSt]$ 동점성계수 : Multagri Gear Oil THF500 온도별 동점성계수

53.8cSt(38℃), 16.5cSt(60℃), 10.4cSt(80℃), 9.26cSt(93℃)

3. 결과 및 고찰

차량 구름저항에 의한 PTO 클러치 축의 저항토크 표 1.과 같다. 트랙터는 다양한 감속비를 제공하고 있기 때문에 저속으로 주행하는 모드에서는 감속비가 큰 관계로 클러치의 Drag 현상이 발생된다. 클러치 축단에 설치된 베어링의 Rolling Torque와 차량의 구름 저항토크이상으로 Drag 현상이 발생할 경우 차량은 움직이게 된다.

트랜스미션 설계시 마찰판의 위치와 오일레벨에 따라서 Drag Torque가 변하게 된다.

트랜스미션 설계시 마찰판의 총면적을 줄이고, 윤활간격을 늘려주면, Drag 현상을 현저하게 줄어든다. 기온이 저온인 경우 Drag 현상도 기어오일의 온도가 상승하면, 이런 현상은 줄어든다. 본 시험을 통하여 TRX500 트랙터의 PTO축의 마찰저항은 차량의 최소 구름저항 0.16kgfm와 PTO축의 Bearing Rolling Torque 0.23kgfm이므로 약 0.4kgfm 정도이다. 그래서 벤치시험 장치에서 마찰판의 윤활 간격을 0.5mm에서 0.7mm로 변경한 결과 Drag 량이 0.6kgfm에서 0.43kgfm로 줄어든다. 그러므로 클러치 설계시 최대 감속비에서 클러치 주변의 마찰 저항치가 Drag Torque보다 작게 설계되어야 한다. 본 트랙터에서는 초기 시험시(저온)나 저속단에서 중립인 상태에서 Drag이 발생하는 현상을 개선할 수 있었다.

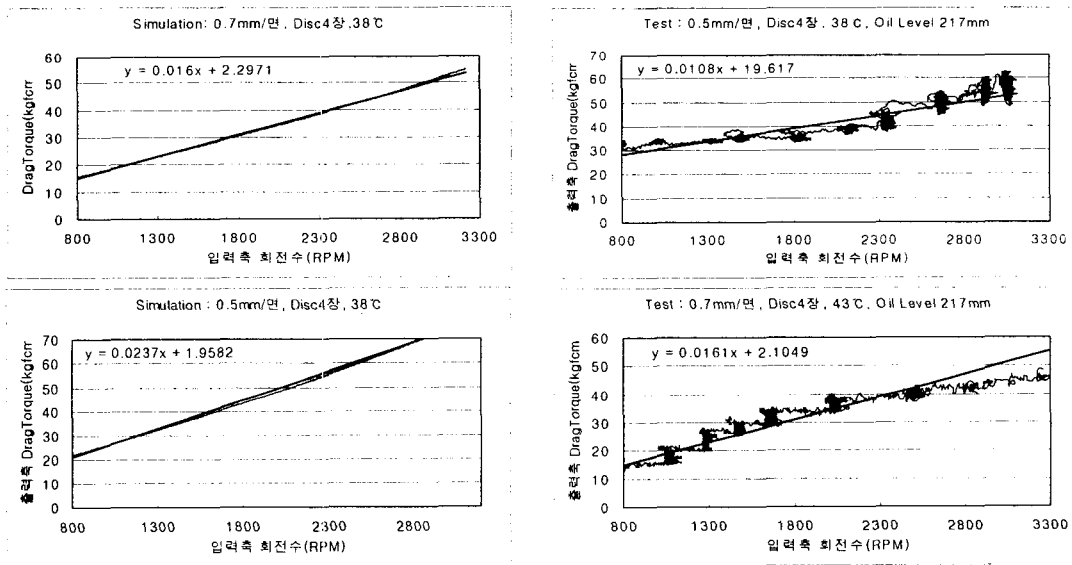


그림 2. TRX500 PTO축단 클러치 Drag Torque 시뮬레이션과 시험

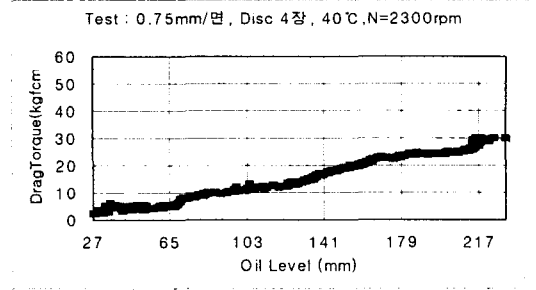
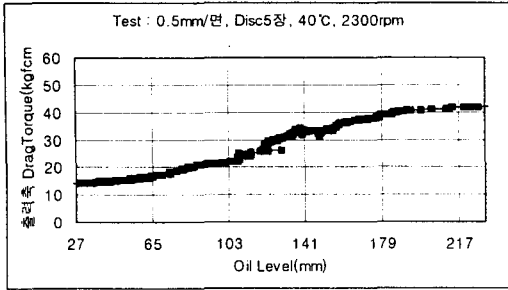


그림 3. TRX500 PTO축단 클러치 DragTorque

Oil Level ; 65mm : 마찰판 하단, 141mm : 마찰판 중간단, 217mm : 마찰판 상단

4. 결론

유압식 클러치 설계시 여러 가지 설계인자가 있지만, 그 중에 기어단의 배치를 통한 오일 레벨과 마찰판의 수량과 마찰판 사이에 윤활 간격에 따라서 DragTorque가 결정된다. 그 중에 마찰판의 윤활간격을 조절하는 것이 쉽고, 클러치 시스템을 개선 보완하는데 편리하다. 그 외 윤활압력이나 윤활 오일량으로 DragTorque를 조절할 수 있지만 그 개선 효과가 뚜렷하지 않다. 그리고 클러치 축에 볼베어링대신 Taper Roller Bearing을 이용하여 Bearing 예압을 증가시켜서 Rolling Torque를 키우는 것도 좋은 방법이 될 것이다. 근본적으로 클러치에서 Drag현상이 발생된다. 그러나 DragTorque크기가 Bearing Rolling Torque와 차량의 구름 저항을 이상으로 설계해서는 안된다. 본 연구를 통해서 DragTorque량을 계산하는 식을 제시하고, 이 식을 근거로 하여 클러치 Drag량을 측정하여 검증하였다.

5. 참고문헌

- 1) "Theoretical Investigation On Automatic Transmission Efficiency", Dong-Hoon Park, Tae Seok Seo, Do Gi Lim, and Hee Bock Cho. Hyundai Motor Co. pp. 49~61.
- 2) "Hydraulic losses in gearboxes with oil immersion", Vestnik Mashinostroeniya, VOL. 55, ISSUE 5, 1975, pp. 13-17.
- 3) Ball and Roller Bearing, NSK
- 4) Hydraulic Control Systems, Herbert E. Merritt
- 5) Bearing Setting, TIMKIM