

농용 무인헬리콥터의 원심클러치 설계 - 동력 전달의 이론분석 -

이재홍 구영모 신시균

Centrifugal Clutch Design for an Unmanned Helicopter - Theoretical Analysis of Power Transfer -

J. H. Lee Y. M. Koo S. K. Shin

Abstract

An agricultural unmanned helicopter was suggested for an alternative to current pesticide application methods to solve such problems as high cost, low efficiency, shirking task and unsafe work. To pursuit this trend, researches on the development of unmanned helicopters have been accelerated in Korea as well.

In this research, a guide type centrifugal clutch that plays an important role in the unmanned helicopter was studied. Theoretical analyses and experimental tests were conducted for designing an optimal clutches. Main design factors of the guide type centrifugal clutch were found to be spring constant, free length of spring, mass of friction sector, contact area, allowable pressure, number of friction sector, friction coefficient, radius of drum, and clutch arrangement. And these design factors could be the functions of engaging engine speed and desired power transfer capacity.

The result of the single clutch test showed the power transfer capacity of 14.1 PS at 5,800 rpm and the result of the dual clutch test showed that the capacity of 17.7 PS at 5,600 rpm. These experimental results agreed well the theoretical simulations.

Keywords : Unmanned helicopter, Friction clutch, Centrifugal clutch, Torque transfer capacity, Power transfer capacity

1. 서론

관행적 방제작업은 다른 농작업에 비하여 많은 노동력과 시간, 비용이 투입되는 반면 효율이 떨어진다. 벼의 경우 방제와 관련된 노동력 투하시간이 3.16 hr/10a로 전체의 15.4%를 차지한다(조, 2004). 이는 동력 분무기 등으로 대표되는 현재의 방제 시스템에 의한 결과로 생산비 상승, 작업자의 중독, 불균일 살포 등의 문제점을 가지고 있다.

이러한 현재의 방제 시스템을 대체할 수 있고 우리나라 농가 현실에 적합한 방법으로 소형 무인 헬리콥터를 이용한 항

공방제가 제시되었다. Koo 등(2006)에 의하면 농용 무인헬리콥터에 의한 방제는 다른 관행적인 방제 방법에 비하여 경제적인 측면에서 유리하여 농용 무인헬리콥터는 1회 비행(flight batch)에 15~20 분의 작업시간 동안 2~3 ha의 포장능률을 보이고, 능숙한 보조자와의 작업에서 시간당 3 회 비행이 가능하므로 시간당 6~10 ha(50~80 ha/day)의 유효포장능률을 보인다. 농약은 1:10의 고농도로 희석하여 80 L의 혼합액을 10 ha에 살포할 수 있으므로 이는 약제량(AI)으로는 3~8 L/10 ha의 살포율로서 관행적인 방법보다 1/2~1/5의 수준이다.

또한 근거리 원격조종으로 방제하므로 농약 중독 사고를

The research was supported by the MOCIE, Korea under the IUPL (Industry-University Partnership Laboratory) support program supervised by SMBA. The article was submitted for publication in January 2008, reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in February 2008. The authors are J. H. Lee, KSAM member, Graduate student, Y. M. Koo, KSAM member, Professor, and S. K. Shin, Intern Researcher, Dept. of Bio-industrial Machinery Engineering, Kyungpook National University. Corresponding author: Y. M. Koo, Professor, Dept. of Bio-industrial Machinery Engineering, Kyungpook National University, Daegu, Korea; E-mail: <ymkoo@knu.ac.kr>.

방지하고 쾌적하게 작업할 수 있으며, 작물 바로 위 3~4 미터의 낮은 고도에서 약제를 살포하므로 로터의 후류가 약제의 비산을 막아주며, 후류에 의하여 작물의 기저 부분까지 효과적으로 방제가 가능하는 등 이점이 많다.

농용 무인헬리콥터는 일반적으로 엔진, 클러치, 트랜스미션, 로터, 테일부 등의 주요 설계요소로 구성된다. 그 중에서 엔진으로부터의 동력을 트랜스미션으로 전달하는 클러치는 이들 상태에서는 동력을 차단하고 일정 회전속도 이상에서 충분한 동력을 전달하도록 설계되어야 한다. 농용 무인헬리콥터가 이와 같은 클러치 설계를 통해 무동력 회전(auto rotation)이 가능해야 하는 이유는 비행 중 엔진이 정지할 경우 활공을 가능케 함으로써 급격한 추락을 방지하여 안전성을 도모하고(이 등, 2003), 엔진의 시동토크를 줄이며 트랜스미션의 내구성을 유지할 수 있기 때문이다.

또한 모든 농기계는 작업자의 안전을 위해 국내에선 농업기계화 연구소가 법령으로 고시한 다음 사항을 준수해야 한다. “시동장치는 변속위치가 중립 또는 클러치를 끊은 상태에서만 작동되는 구조일 것.”, “원심식 클러치를 사용하고 칼날이 장비된 기계는 기관 공회전 속도의 125% 이내의 회전속도에서 칼날부가 작동되지 않는 구조일 것.”(농업공학연구소 고시 제2007-1호).

원심 클러치는 소형원동기나 체인톱에 주로 사용되며 축이 설계된 일정 속도를 초과할 때 마찰요소가 반경방향으로 작동하여 드럼의 내벽과 밀착되어 동력을 전달한다. 이러한 클러치의 특징은 앞서 언급한 농용 무인헬리콥터의 클러치가 갖추어야 할 일정 회전속도 이상의 동력 전달, 엔진 정지시 동력차단 등의 조건을 만족하고 있다.

원심 클러치는 힌지점을 기준으로 마찰편이 회전하면서 확장하여 동력을 전달하는 피벗형과 가이드가 안내하는 경로를 따라 마찰편이 확장하여 동력을 전달하는 가이드형으로 구분할 수 있으며, Seok 등(2006)의 연구에서는 체인톱에 사용되는 가이드형 원심 클러치를 적용하여 사용하였으나, 농용 무인헬리콥터에서 요구하는 원심 클러치의 성능을 충분히 만족하지 못하여 2개를 복열로 사용하였다.

Weight(2004)는 몇 가지 유연 마찰편 원심클러치의 이론적인 고찰과 실험을 통하여 모델을 제시하였다. 그러나 원심클러치들의 메카니즘은 다양하고 특이하여서 각 설계에 대한 수학적 모델은 특정적으로 구성해야만 했다.

이에 유상하중 20 kg급 농용 무인헬리콥터에 적합한 원심 클러치의 설계를 위하여, 본 연구에서는 가이드형 원심 마찰 클러치에 대한 이론 분석을 수행하고 공시 클러치를 이용한 실험결과와 비교하여 이론식을 검증하였다.

2. 가이드형 원심 클러치의 이론적 분석

원심 클러치는 마찰편이 드럼에 접촉하는 순간까지는 원심력과 스프링력이 균형을 이루다가, 일정 회전속도(접속속도) 이상이 되어 마찰편이 클러치 드럼에 닿으면 스프링력을 일정하게 유지하지만 원심력은 회전속도에 따라 증가한다. 따라서 원심력에서 스프링력 만큼 상쇄된 순 작용력이 클러치 드럼에 작용하여 토크 및 동력을 전달하게 된다(St. John, 1979).

그림 1에서 접촉이후에도 스프링 변위는 같으므로 스프링력의 크기는 같고 식 1과 같다.

$$F_k = k(x_0 - x_f) \quad (1)$$

여기서 x_0 는 접속시 스프링의 변위량, x_f 는 자유장, k 는 스프링 상수로서 스프링 고유의 값이다. 이러한 스프링력들(F_{k1} 및 F_{k2})은 이들이 원심력의 법선방향과 이루는 각(ϕ_1 및 ϕ_2)에 의해 원심력의 작용점인 무게중심(G)을 기준으로 하는 원심력의 접선 및 법선 좌표의 벡터 스케일로 표시할 수 있으며 이들의 합력(F_{ks}) 역시 접선 및 법선 방향 분력(F_{kst} 및 F_{ksn})으로 나타낼 수 있다.

마찰편이 등각속도 운동($\alpha_o = 0$)을 한다고 가정하면, 법선 방향의 원심력(F_{cn})만 존재하게 되어 원심력(F_n)은 식 2와 같이 나타낼 수 있다. 여기서 m 은 마찰편의 하나의 질량, r 은 무게중심 반경, ω 는 원심 클러치의 각속도이다. 이 때 마찰편에 작용하는 모든 힘의 합, 즉 그림 1에 보이는 작용력(F)은

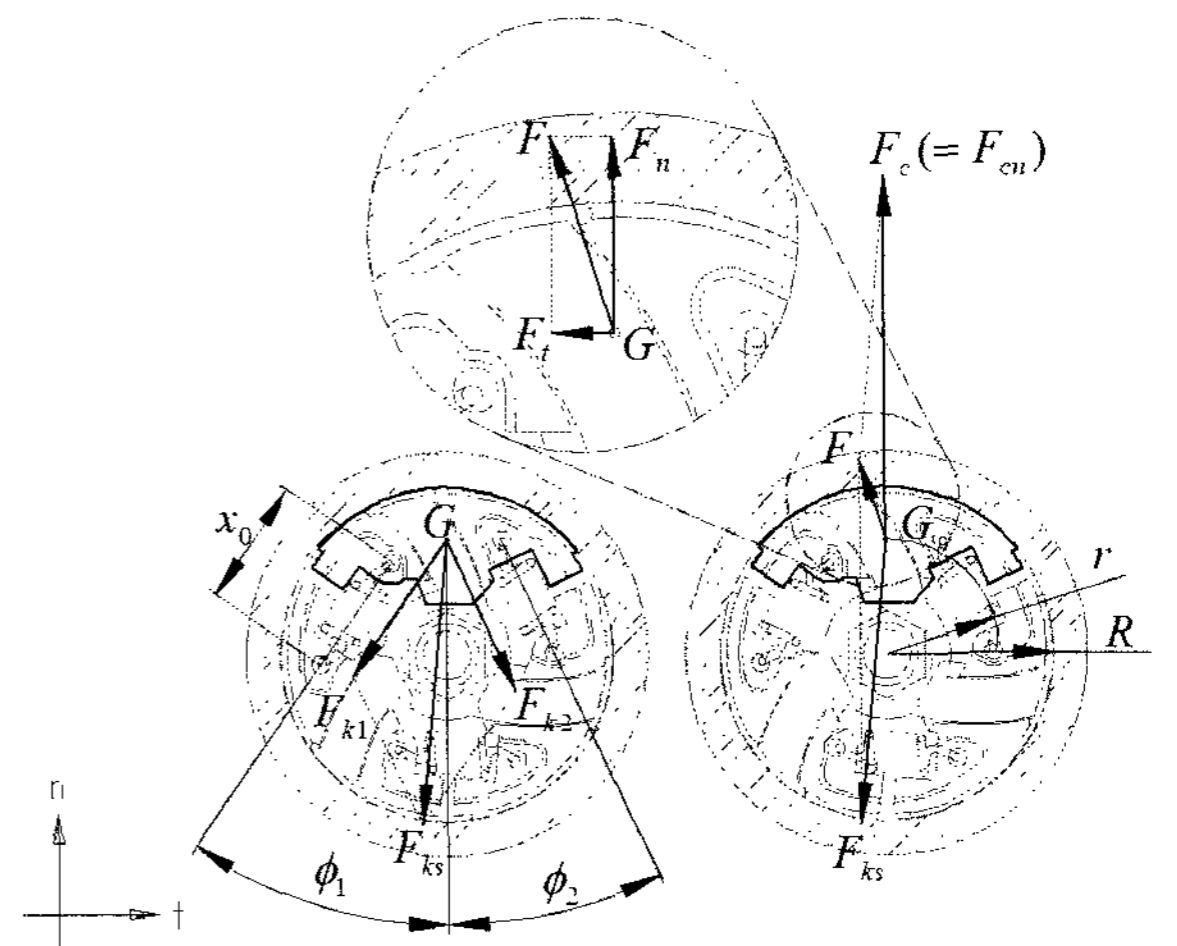


Fig. 1 Analysis of force balance on clutch drum. (F_c : centrifugal force, F_{cn} : normal centrifugal force, F_{ks} : spring force resultant, F : total resultant, F_n : normal total resultant, F_t : tangential total resultant, G : center of gravity, r : radius of center of gravity, R : radius of drum, F_{k1} and F_{k2} : spring forces, ϕ_1 and ϕ_2 : angles of spring force and normal direction, x_0 : free spring length).

식 3과 같이 나타낼 수 있고 작용력(F)의 접선 및 법선 방향 성분(F_t 및 F_n)은 식 4, 5와 같이 나타낼 수 있다(이, 2008).

$$F_c = F_{cn} = m r \omega^2 \quad (2)$$

$$\vec{F} = \vec{F}_c + \vec{F}_{ks} = \vec{F}_{cn} + \vec{F}_{ks} \quad (3)$$

$$F_t = F_{kst} = F_k(\sin\phi_2 - \sin\phi_1) \quad (4)$$

$$F_n = F_{cn} + F_{ksn} = m r \omega^2 - F_k(\cos\phi_1 + \cos\phi_2) \quad (5)$$

원심 클러치에 의해 드럼으로 전달되는 토크(T_c)는 식 6과 같이 법선방향 작용력(F_n)에 의한 마찰력 및 접선방향 작용력(F_t)의 합과 드럼의 반경(R)의 곱으로 나타낼 수 있으며, 이때의 전달동력(P_c)은 식 7과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_c = N n (\mu F_n - F_t) R \quad (6)$$

$$P_c = T_c \cdot \omega \quad (7)$$

여기서 F_t 의 부호는 자기배력일 경우 음(-)이며, 자기감력일 경우 양(+)으로 하였으며, N 은 원심 클러치의 열 수, n 은 마찰편의 수, μ 는 마찰계수 이다.

또한, 실제 헬리콥터를 구동하게 하는 양력을 발생시키는 주 로터의 토크(T_r) 및 출력(P_r)은 식 8과 9로 나타낼 수 있으며, 여기서 r_g 는 구동기어 잇수 분의 종동기어 잇수인 기어 비이고, η_g 는 기어효율이며, t 는 감속 단수이다.

$$T_r = T_c r_g (\eta_g)^t \quad (8)$$

$$P_r = T_r \times \frac{\omega}{r_g} \quad (9)$$

그러나, 마찰편과 드럼 사이에 법선방향 작용력(F_n)이 소재의 고유 특성인 허용압력(p_a) 이상으로 작용할 시에 이를 초과하는 작용력은 소재의 압축파손에 이르러 열과 마모일로 소실된다. 따라서 이때 법선방향 작용력(F_n)은 법선방향 허용 작용력(F_{na})으로 대체되며 이는 식 10과 같이 나타낼 수 있으며, 여기서 A 는 마찰면적이다.

$$F_{na} = p_a \cdot A \quad (10)$$

따라서 $F_n \leq F_{na}$ 이면, 주 로터로 전달되는 토크(T_r) 및 출력(P_r)은 식 11 및 12와 같이 나타낼 수 있다.

$$T_r = N n \{ \mu [m r \omega^2 - F_k(\cos\phi_1 + \cos\phi_2)] + F_k(\sin\phi_1 - \sin\phi_2) \} R r_g (\eta_g)^t \quad (11)$$

$$P_r = N n \{ \mu [m r \omega^2 - F_k(\cos\phi_1 + \cos\phi_2)] + F_k(\sin\phi_1 - \sin\phi_2) \} R (\eta_g)^t \omega \quad (12)$$

또한, $F_n > F_{na}$ 이면, 전달 토크(T_r) 및 출력(P_r)은 허용 작용력(F_{na})에 의하여 제한되며 식 13 및 14와 같이 나타낼 수 있다.

$$T_r = N n \{ \mu (p_a \cdot A) + F_k(\sin\phi_1 - \sin\phi_2) \} R r_g (\eta_g)^t \quad (13)$$

$$P_r = N n \{ \mu (p_a \cdot A) + F_k(\sin\phi_1 - \sin\phi_2) \} R (\eta_g)^t \omega \quad (14)$$

3. 재료 및 실험 방법

가. 공시클러치

본 연구에서는 그림 2에서 보는 바와 같은 체인톱(3120 xp, 8.4 hp, Husqvarna)에 사용되는 가이드형 원심 클러치를 공시재료로 선정하였다. 공시 클러치는 폭 12 mm, 질량 62 g인 부채꼴 모양의 3개의 마찰편, 외경 80 mm인 나선형의 가이드, 그리고 유효직경 8.5 mm, 재료직경 2 mm인 3개의 스프링으로 이루어져 있다.

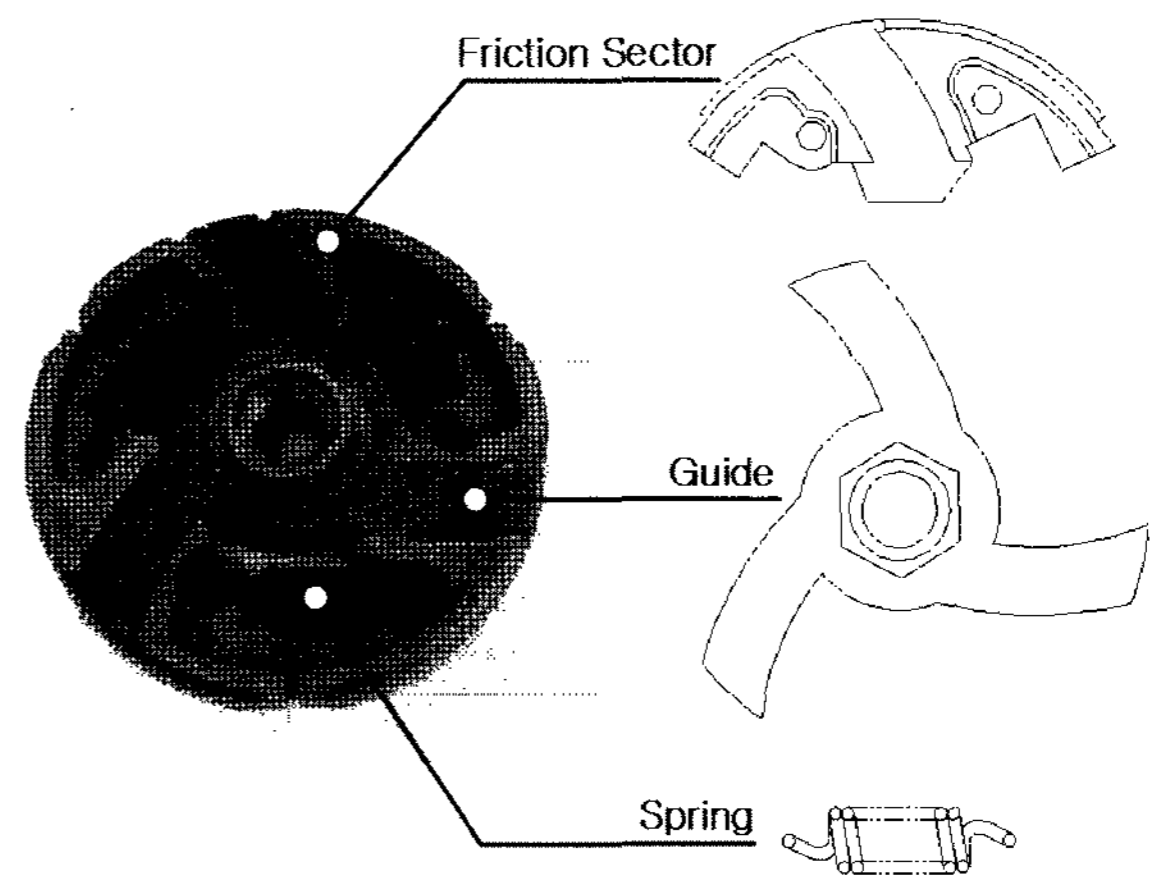


Fig. 2 A guide type centrifugal clutch used in the experiments.

마찰편은 회전운동을 하면서 그 원심력으로 동력을 전달하게 되는데, 마찰편이 갖는 주요 설계요소는 질량, 무게중심, 마찰계수, 허용압력, 마찰면적 등이 있다. 여기서 원심력의 크기와 관계된 질량(m)은 저울에 의한 실측으로, 원심력의 방향 및 크기와 관계된 무게중심(G) 및 무게중심 거리(r)는 3D 시뮬레이션에서 산출하였다(Table 1).

앞의 이론 분석에서 마찰편 재질에 따른 허용압력을 초과하는 법선 방향 작용력은 압축파손으로 열과 마모일로 손실된다. 이 허용 법선 방향 작용력은 주철의 허용압력(p_a)과 3D

Table 1 Design factors for friction sector and their values

Design factors	Symbol	Value	Unit
Mass	m	62	g
Coordinate of the center of gravity	G	29, 0, 0	x, y, z mm
Radius of the center of gravity	r	29	mm
Friction coefficient	μ	0.25	dimensionless
Allowable pressure	p_n	10	kgf/cm ²
Contact area	A	613	mm ²

시뮬레이션에서 산출한 마찰면적(A)의 곱으로 계산된다.

또한, 마찰편은 별도의 라이닝(혹은 페이싱)이 없는 형태로 그 재질은 주철이며 드럼과 건식 마찰을 하면서 상용 회전수에서 슬립에 의한 상대 선속도가 5 km/hr(1.38 m/s) 이하이다. 이러한 조건에서 마찰계수(μ)는 상대속도에 따른 주철재의 마찰계수 0.25를 보인다(최 등, 2003).

스프링은 원심력에 의해 마찰편이 확장된 변위량에 비례하여 스프링력을 형성한다. 본 연구에서 사용한 공시클러치의 스프링 상수(k)는 UTM(universal test machine)을 이용한 인장시험 결과를 통해 산출하였으며, 변위량 변화를 알기 위해 스프링의 자유장(x_f)을 실측하고, 2D 도면 작도에 의해 마찰편의 드럼 접촉시의 스프링 변위(x_0)와 법선 방향과 스프링력이 이루는 각들(ϕ_1, ϕ_2)을 측정하여 표 2와 같이 보였다.

Table 2 Design factors for clutch spring and their values

Design factors	Symbol	Value	Unit
Spring constant	k	44,100	N/m
Spring free length	x_f	28.5	mm
Spring length during engagement	x_0	31.5	mm
Spring force angle 1	ϕ_1	35.1	degree
Spring force angle 2	ϕ_2	24.9	degree

나. 실험장치

원심 클러치의 각 설계요소가 전달 토크 용량 및 전달동력 등의 성능에 미치는 결과를 분석하기 위하여, 실험의 측정변수를 엔진온도, 슬립율 및 출력 분석을 위한 엔진과 테일 축의 회전속도, 전달 토크 용량 및 출력 분석을 위한 주 로터 축의 토크로 정하고 실험 장치를 동력계, 측정부, 수집부, 처리부 등으로 나누어 구성하였다.

동력계(dynamometer)는 브레이크 부하형 간이 동력계를 제작하여 그림 3과 같이 프레임, 부하장치, 시험기로 구성하였다. 부하장치는 자동차에 쓰이는 드럼 브레이크와 이를 제

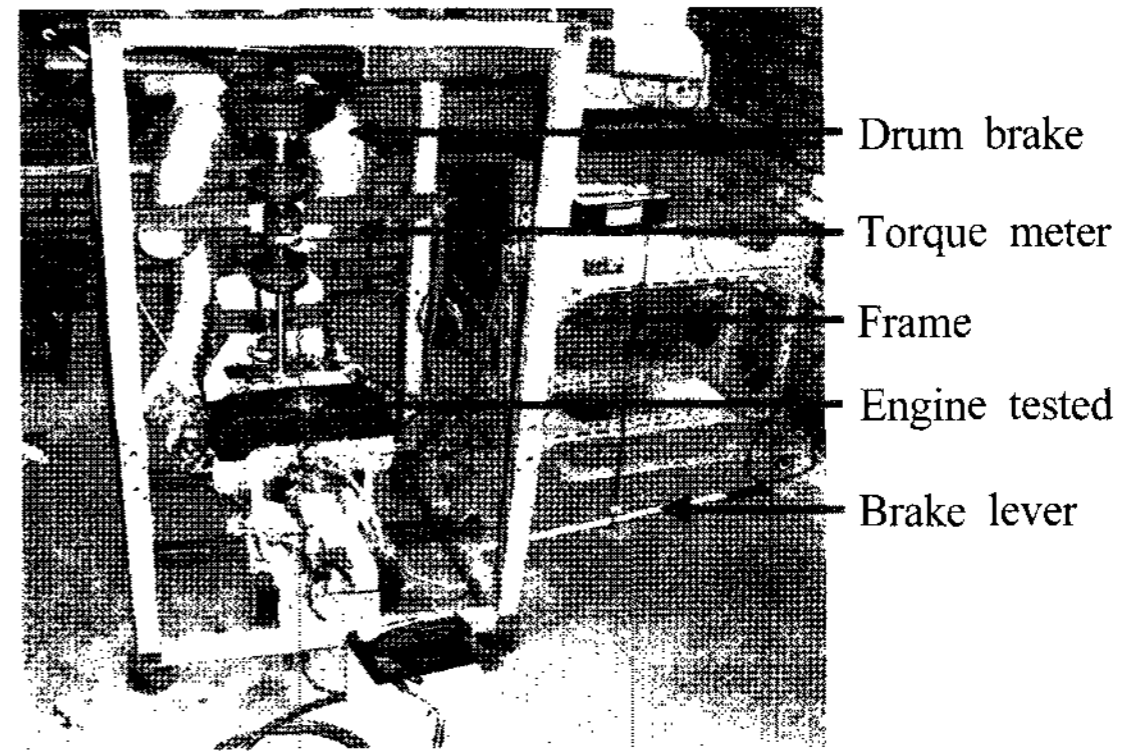


Fig. 3 A house dynamometer constructed for the experiment.

동할 수 있는 레버로 구성하였으며, 드럼 브레이크는 주 로터 축 및 토크미터와 동심을 유지하기 위해 커플링으로 연결하였다.

데이터 측정부는 열전대(thermocouple; K12, KECO), 엔코더(encoder; S40-6-0100Z0, Tektronix), 토크미터(torque meter; 01324-023, Sensor development Inc.)의 센서와 인디케이터(indicator), 전원 공급 장치(power supply)의 부가장치로 구성하였다. 열전대는 엔진의 좌우측에 하나씩 장착하여 엔진의 온도 데이터를 측정하였으며, 엔코더는 엔진의 출력축과 클러치를 거친 이후의 테일 축에 각각 장착하여 회전 속도를 측정하였다. 토크미터는 피시험 동력장치의 최대 토크를 예상하고 안전을 등을 고려하여 용량이 2,300 kgf·cm(2,000 lb-in)인 토크미터를 선정하였다. 측정된 데이터는 인디케이터로 보내져 표시창에 표시된 후에 데이터 로거에 기록되었다.

데이터 수집부는 데이터 로거(data logger; 21XL, Campbell Scientific Inc.)를 사용하였다. 측정부의 출력 단자는 프로그램에 의해 설정된 데이터 로거의 변환기 및 카운터(counter) 채널에 연결하고 저장 모듈에 저장된 프로그램을 덤핑하여 데이터 로거를 설정하였다. 각 데이터의 정상적인 수집여부를 디스플레이 창을 통해 확인한 후 저장 구간을 선정하여 데이터를 저장 모듈에 저장하였다. 데이터 처리부는 PC와 인터페이스(SC532, Campbell Scientific Inc.), 저장 모듈(storage module; SM192, Campbell Scientific Inc.)로 구성하였다.

다. 실험지 분석 및 이론 검증 방법

동력계를 이용한 성능 실험은 회전속도를 일정하게 하는 방법과 토크를 일정하게 하는 방법이 있는데, 본 실험에서는 목표 토크를 설정하고 회전속도와 토크를 동시에 제어하는 방식을 사용하였다. RC(radio control)조정에 의한 회전속도와 브레이크 레버에 의한 부하토크를 조정하는 방법에 의하여 동시에 적절한 수준으로 조정하였다.

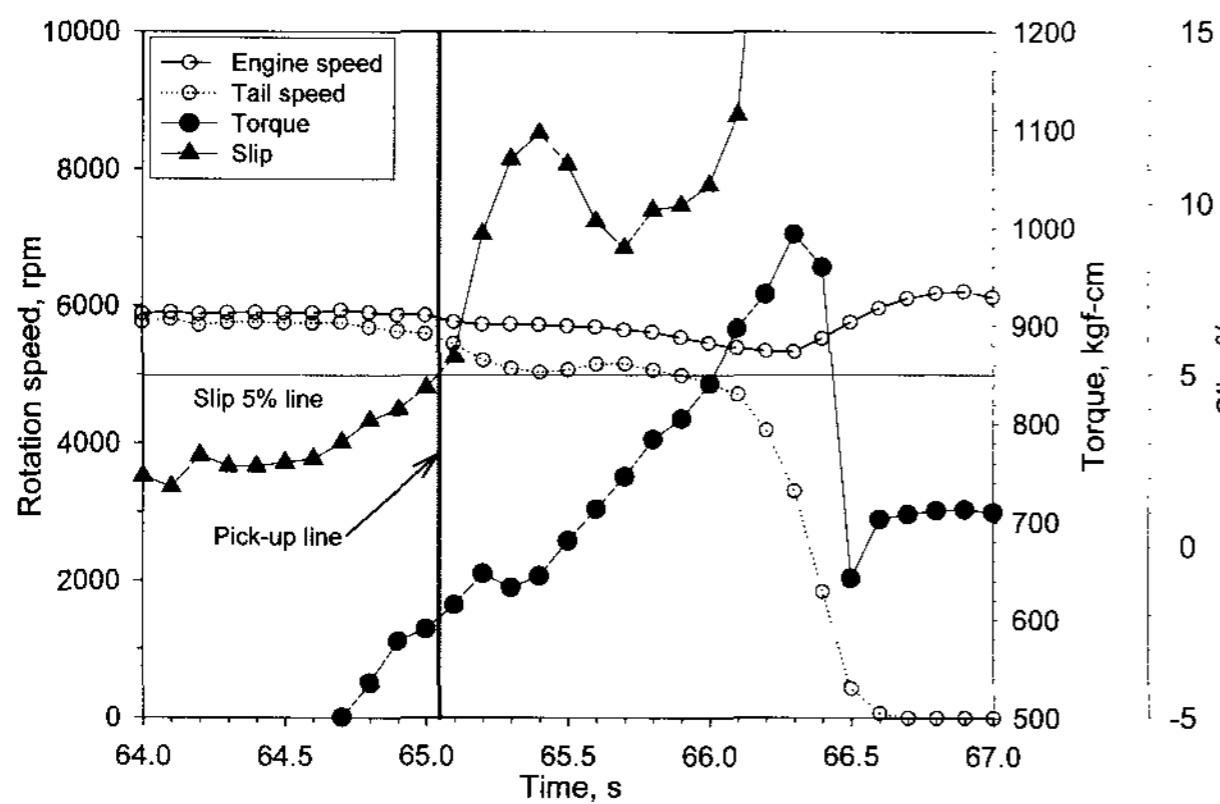
실험은 원심 클러치의 배열 수를 1개 또는 2개로 하여 마찰 면적, 질량 등의 설계요소를 변화시켜 실험을 진행하였다. 복열(複列) 클러치 실험(dual clutch experiment)과 단열(單列) 클러치 실험(single clutch experiment)을 차례로 진행하였고, 각 실험에서 목표 토크를 3(600, 800, 1000 kgf·cm) 구간으로 나누어 이에 대하여 각 5~8회 수행하였다.

연속적인 실험에서 발휘된 토크를 충분히 제동하는 부하를 얻는 순간의 실험치를 얻기 위하여 식 15에 보인 슬립율(s)의 개념을 사용하였다(Seok et al., 2006).

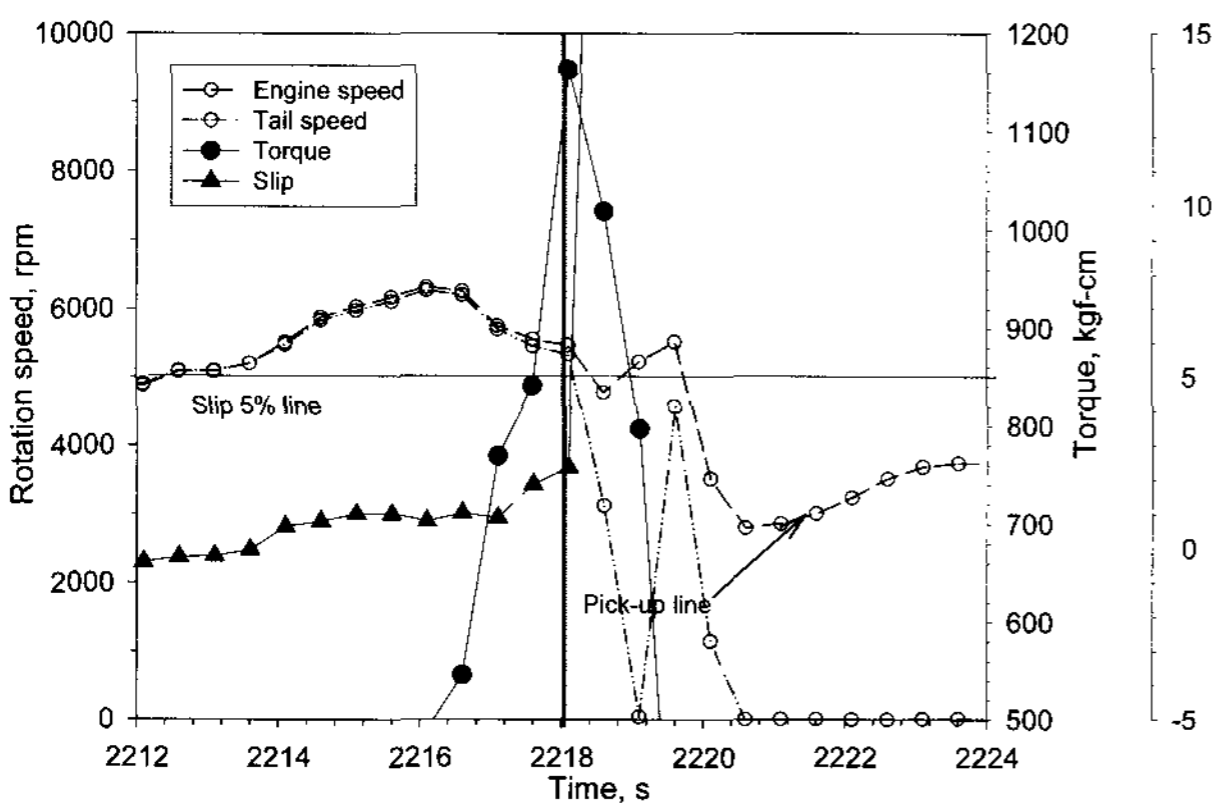
$$s = \frac{\omega_E - \omega_T}{\omega_E} \times 100(\%) \quad (15)$$

여기서, ω_E 는 엔진의 분당 회전수, ω_T 는 클러치 이후 테일 축의 분당 회전수이다.

그림 4.a의 단열(單列) 클러치 실험에서는 최대 토크점에서 엔진과 테일의 회전속도 차이, 즉 슬립이 과도하게 발생하였으며, 이는 엔진의 출력 토크가 단열(單列) 클러치의 토크 전달 용량을 초과함을 나타내는 것으로 열과 마모를 발생시킨



(a) single clutch experiment



(b) dual clutch experiment

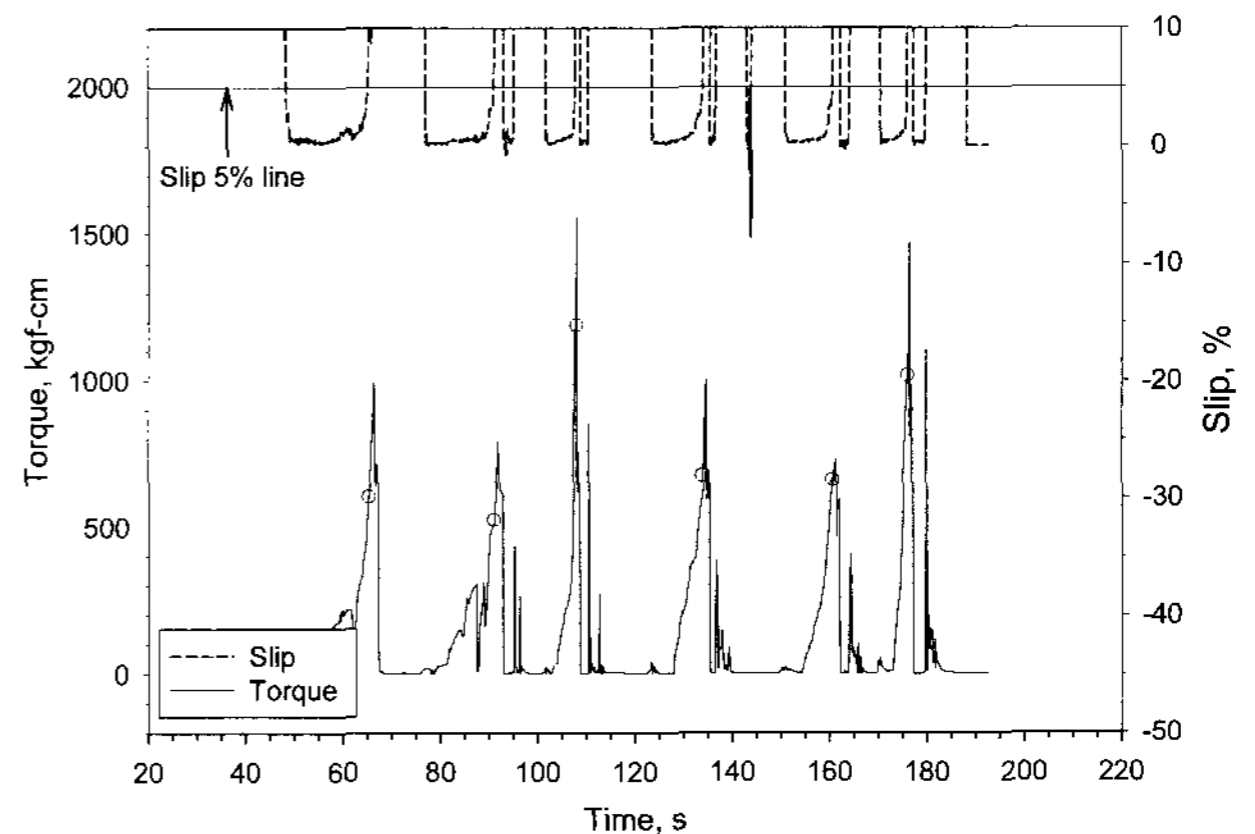
Fig. 4 Selection of pick-up point during dual clutch experiment.

다. 그러나 그림 4.b의 복열(複列) 클러치 실험에서는 대부분의 경우 최대 토크점에서의 슬립율이 5%이하로 충분한 토크 전달 용량을 보여 이를 유효 데이터로 추출하였다. 그 외, 단열(單列) 클러치 실험과 같이 과도한 슬립이 발생하는 경우에 대하여서는 최대 토크점 이전 슬립율이 5%내외인 토크점을 유효한 데이터로 선정하였다.

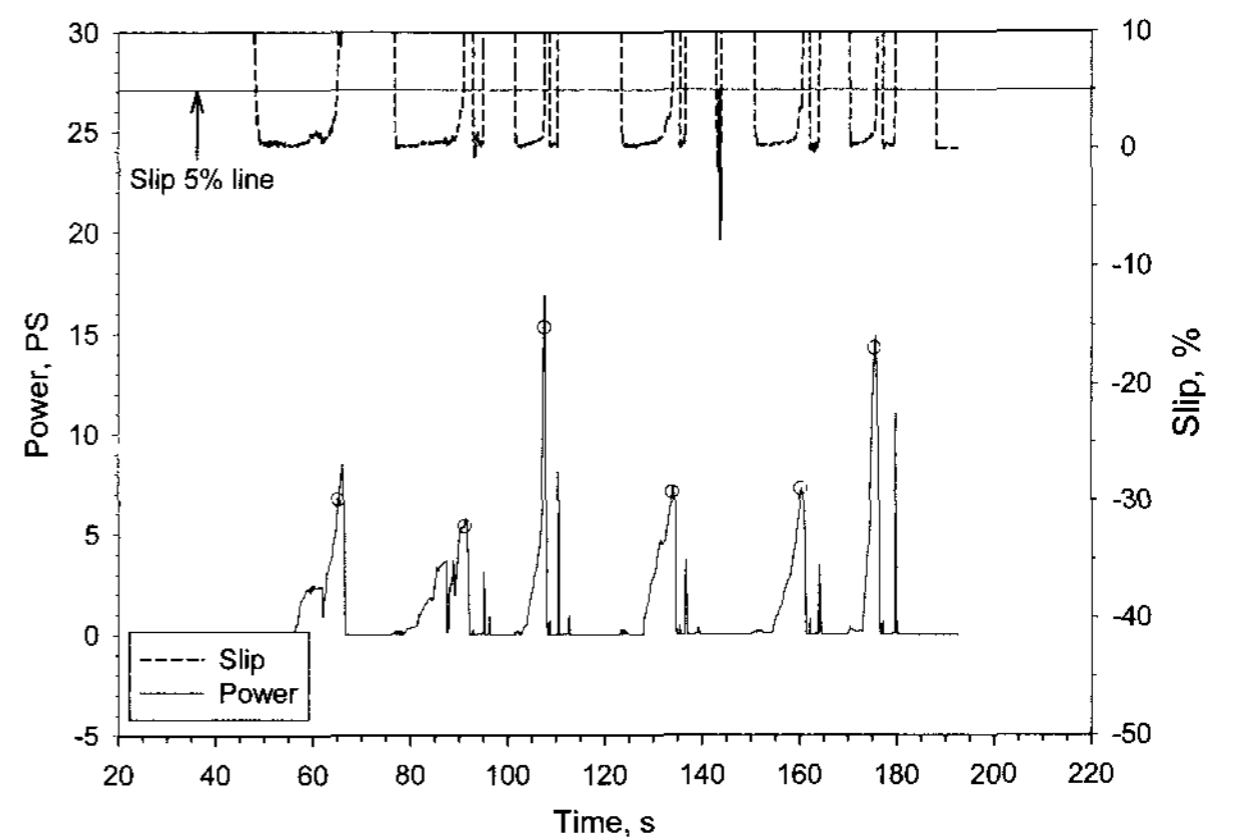
4. 결과 및 고찰

가. 단열(單列) 클러치 실험

상기한 단열(單列) 클러치 실험 방법에 의하여 엔진 회전속도와 클러치를 거친 테일의 회전속도에 대한 데이터를 비교하여 슬립율 5%일 때의 지점을 선정한 전형적인 결과를 그림 5에 나타내었다. 슬립율 5% 지점의 토크 값을 선정하는데 있어 최대 토크점 이전 구간에서 선정기준(슬립율 5%)에 해당하는 토크 및 출력을 추출하였다. 이와 같은 방법으로 3회 걸친 단열 클러치 실험에서 총 23개의 유효 데이터를 얻었다.



(a) pick-up points of torque



(b) pick-up points of torque

Fig. 5 Selection of pick-up points at 5% slip during the single clutch experiment.

단열(單列) 클러치의 실험 결과를 그림 6과 같이 이론치와의 비교를 통해 실험치와 이론치의 유사성을 검증하였고, 엔진 상용 회전수 이하에서 클러치 자체의 용량에 의해 전달 토크 및 동력이 제한되고, 엔진 회전수 6,000 rpm에서의 단열(單列) 클러치 이론 출력은 14.1 PS으로, 이는 제품설명서상 엔진의 최대 출력 약 22.3 PS에 손실을 감안하더라도 단열(單列) 클러치의 동력 전달 용량이 부족함을 알 수 있었다.

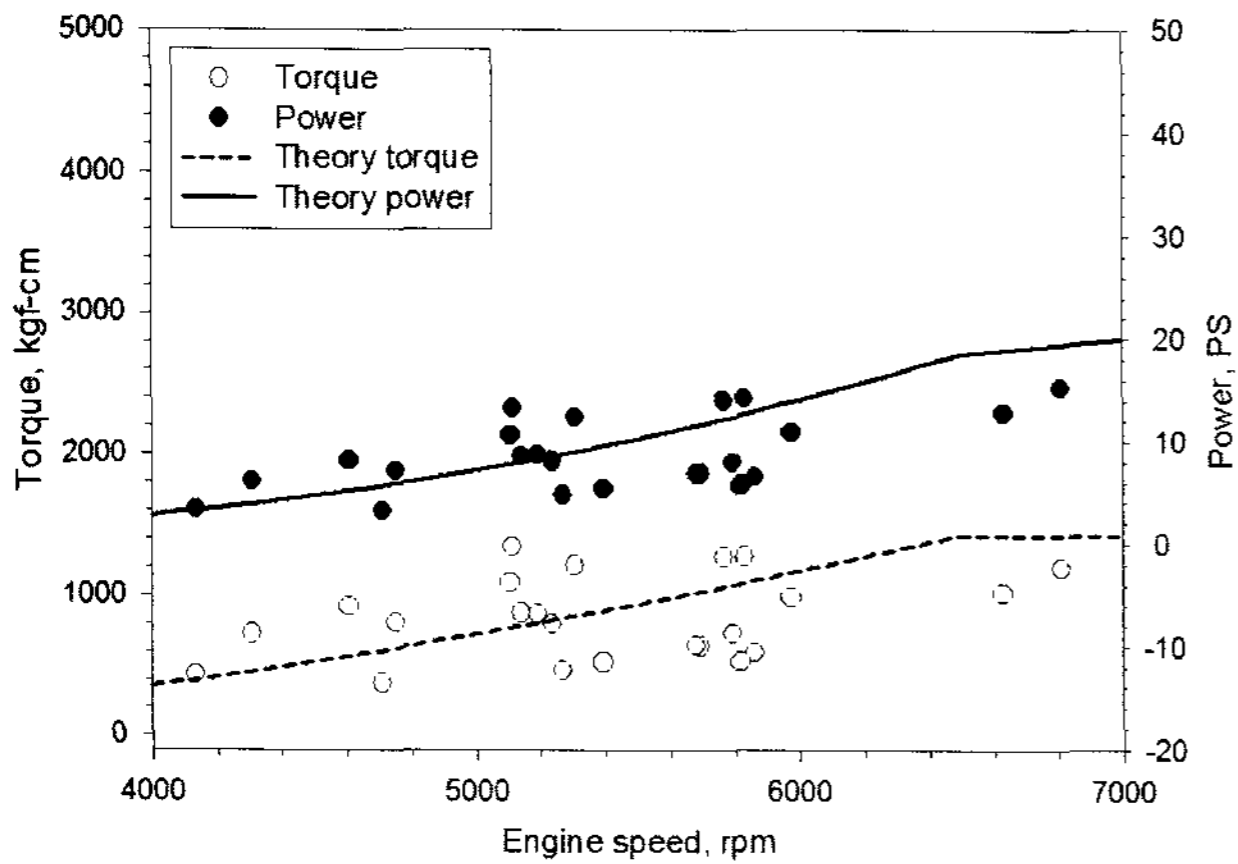


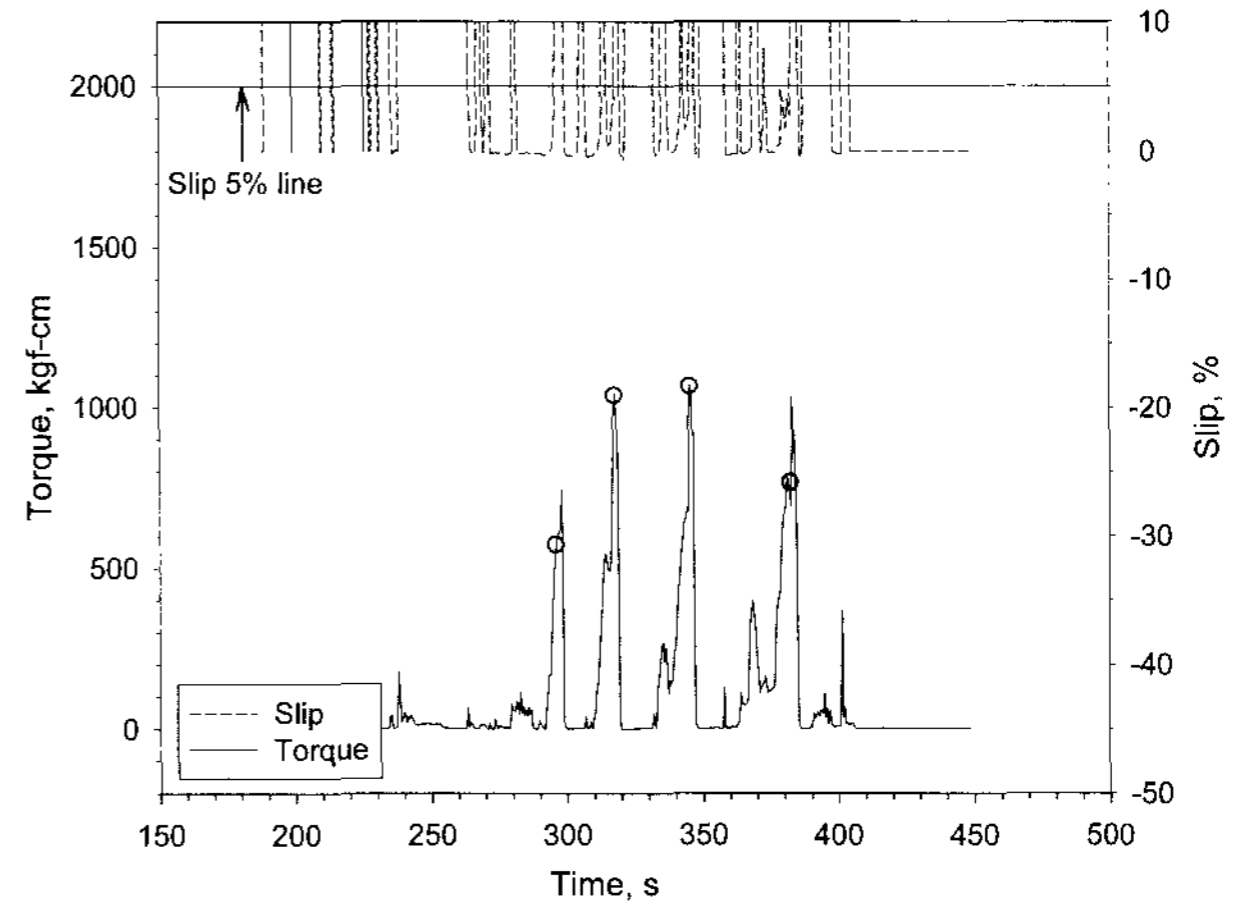
Fig. 6 Comparing the single clutch test results with the theoretical simulation.

나. 복열(複列) 클러치 실험

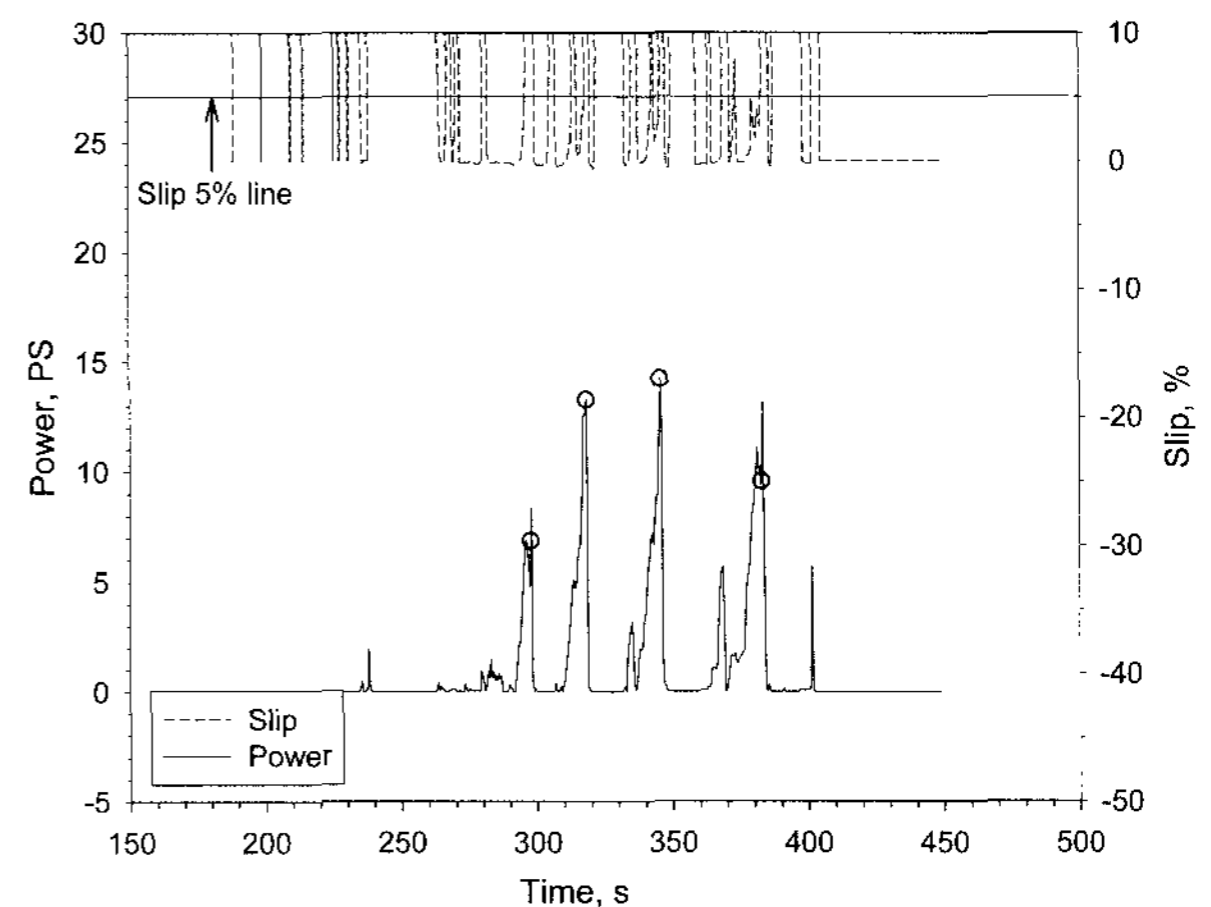
이전 기술한 복열(複列) 클러치 실험 방법에 의하여 최대 토크점에서의 엔진과 클러치를 거친 테일의 회전속도를 비교한 결과 슬립율은 다수의 경우 5% 이내로 충분한 토크 용량을 가졌다. 따라서, 충분한 토크 용량을 지녔을 경우 그림 4.b와 같이 최대 토크점에서의 토크와 출력 값을 추출하였으며, 슬립율이 5% 이상인 경우는 단열(單列) 클러치의 경우와 동일한 선정 방법으로 토크와 출력 값을 추출하였다. 이와 같은 방법으로 7회 걸친 복열 클러치 실험에서 총 29개의 유효 데이터를 얻었다(Fig. 7).

복열(複列) 클러치의 실험결과를 그림 8에서 이론치와 비교하여, 실험치와 이론치의 유사성을 검증하였고, 엔진 회전 속도 약 5,600 rpm 이하에서는 클러치 자체의 용량에 의해 전달 토크 및 동력이 제한되었고(17.7 PS), 그 이상에서는 클러치의 용량이 충분함에도 엔진의 출력이 감소하여 실제 전달하는 동력이 감소한 것을 알 수 있었다(Seok et al., 2006). 따라서 복열 클러치의 엔진 회전수 6,000 rpm에서의 이론 출력은 28.3 PS으로, 이는 제품설명서상 엔진의 최대 출력 약 22.3 PS을 충분히 전달할 수 있으리라 생각된다.

그러나 공시클러치의 단열(單列) 클러치 실험 결과에 의한 최대 출력(15.3 PS)과 Husqyna사의 엔진톱 설계 목표치(8.5



(a) pick-up points of torque



(b) pick-up points of torque

Fig. 7 Selection of pick-up points at 5% slip during the dual clutch experiment.

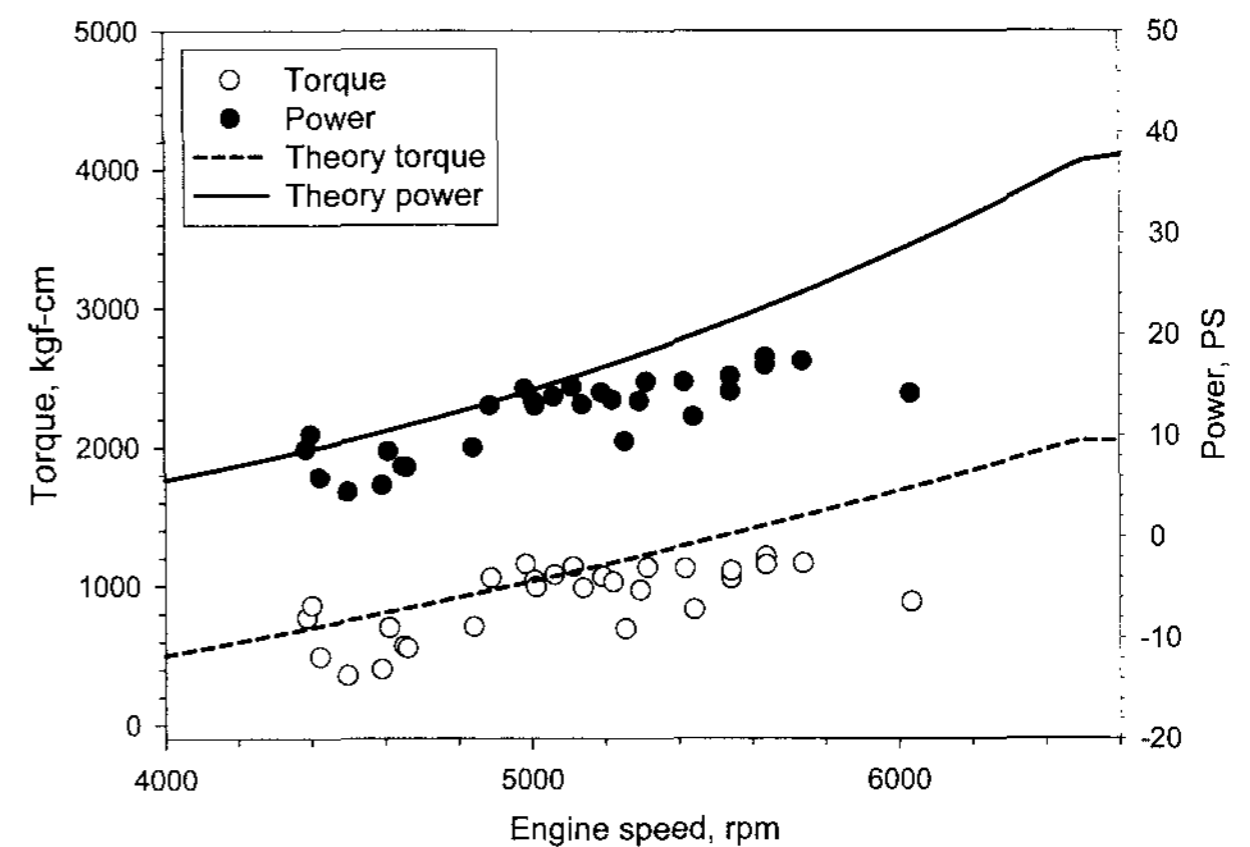


Fig. 8 Comparing the dual clutch test results with theoretical simulation.

PS)를 비교할 때, 전달여유율은 80%로 설계되어 있음을 알 수 있었으며, 농용 무인헬리콥터 적용시 경량화 설계를 감안하여 전달여유율을 50%로 선정하여 엔진 회전수 6,000 rpm

에서 목표 출력이 33.5 PS가 되도록 설계할 경우, 복열 클러치는 전달여유율을 적용한 경우에 충분한 동력 전달 용량을 갖지 못하였다고 판단되었다.

5. 요약 및 결론

현 방제작업의 고비용, 저효율, 노동집약성, 농약중독성 등의 문제에 대하여 농용 무인헬리콥터에 의한 방제작업이 대안으로 제시되고 있으나, 수입 기종에 의한 방제작업에 의지하는 우리나라의 여건상 수출국의 군사상 이유와 기술유출 우려 등으로 인해 국제교역이 금지되어 이를 해소하기 위한 농용 무인헬리콥터의 국산화가 시급하다. 특히 농용 무인헬리콥터에 사용되는 원심 클러치의 경우 동력의 전달 및 단속, 안전과 직계되는 주요 설계요소이다. 그러나 아직 그에 대한 연구가 미미하여 본 연구에서는 농용 무인헬리콥터의 주요 구성품인 원심 클러치에 대하여 가이드형 원심 클러치를 공시 클러치로 선정하고, 이에 대한 이론 분석을 수행하고 이를 공시 클러치를 이용한 실험과 비교를 통해 검증하였다. 이를 토대로 농용 무인헬리콥터에 적합한 가이드형 원심 클러치를 설계하였으며, 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 가이드형 원심 클러치에 대한 이론분석을 통하여 주요 설계요소가 스프링의 스프링상수, 자유장, 마찰편의 질량, 무게중심, 마찰면적, 허용압력, 갯수, 마찰계수, 가이드의 형상, 드럼의 반경, 클러치의 배열 등이며 이들은 클러치 접속 회전수, 엔진의 최대 출력점, 설치 공간 등의 조건에 의하여 설계되어짐을 구명하였다.
- (2) 실험 결과 단열 클러치는 14.1 PS @ 5,800 rpm, 복열 클러치는 17.7 PS @ 5,600 rpm를 전달하였으며, 이는 이론 분석 결과와 일치하였다. 그러나 두 실험 모두 설

계 조건인 50% 전달 여유율을 만족하지 못하였음을 알 수 있었다.

따라서 설계조건에 따라 새로운 용량의 원심클러치를 설계할 필요가 제기되었으며, 본 이론분석을 통하여 개발한 이론식을 바탕으로 주요 설계치를 시뮬레이션이 가능하리라 판단된다.

참고문헌

1. Koo, Y. M., C. S. Lee, T. S. Soek, S. K. Shin, T. G. Kang, S. H. Kim and T. Y. Choi. 2006. Aerial application using a small RF controlled helicopter (I) -status and cost analysis-. Journal of Biosystems Engineering 31(2):95-101. (In Korean)
2. Soek, T. S., Y. M. Koo, C. S. Lee, S. K. Shin, T. G. Kang and S.H. Kim. 2006. Aerial application using a small RF controlled helicopter (II) -development of power unit-. Journal of Biosystems Engineering 31(2):102-107. (In Korean)
3. St. John, R. C. 1979. Centrifugal clutch basics. Power Transmission Design 21(3):52-55.
4. Weight, R. G. 2004. High-torque Capacity Compliant Centrifugal Clutches. M. S. Thesis, Brigham Young University, Provo, Utah, USA.
5. 농업공학연구소. 고시 제2007-1호. 2007. 농업기계 검정·검사 및 안전장치확인요령.
6. 이수갑, 최기영, 장세명(S. Newman 원저). 2003. 헬리콥터공학. 도서출판인터비전, 서울.
7. 이재홍. 2008. 농용무인헬리콥터의 가이드형 원심클러치 설계, 석사학위논문. 경북대학교, 대구
8. 조흥기. 2004. 담수직파재배 경제성 분석. 농림과학기술대전. 농림부, 과천.
9. 최경진, 이동형, 이회성, 송문석, 신유정. 2003. 답면 브레이크 슈의 마찰계수와 제동성능향상을 위한 평가기술. 한국철도학회 2003년도 추계학술대회논문집(III) pp. 377-382.