

## 농용 무인헬리콥터의 원심클러치 설계 - 최적 설계치의 시뮬레이션 -

이재홍 구영모

### Centrifugal Clutch Design for Unmanned Helicopter - Simulation of Optimal Factors -

J. H. Lee Y. M. Koo

#### Abstract

Aerial application using an agricultural unmanned helicopter was suggested for an alternative against current pesticide application methods. Centrifugal clutches play important roles in the performance and safety of the helicopter operation. A previous study analyzed and verified the power transfer theory of the guide type centrifugal clutch. Based on the clutch theory, optimal designs of the clutch became possible and feasible using a simulation method.

Design criteria of the clutch were the power transfer capacity of 24.66 kW(33.5 PS) at the rated engine speed and the engaging range speed of 3,000~3,500 rpm. Various designs were accomplished using the simulation. An optimal clutch was simulated by determining the values of spring constant and mass of friction sector, which were 94,700 N/m and 123.7 g, respectively. The design performed the power capacity of 24.86 kW(33.8 PS) and engagement speed of 3,069 rpm, meeting the design criteria. Using the designed clutch, an efficient transfer of the power would be possible for the unmanned agricultural helicopter.

**Keywords :** Aerial application, Unmanned helicopter, Friction sector, Centrifugal friction clutch, Power transfer capacity, Engaging rotation speed

#### 1. 서론

현 방제작업의 고비용, 저효율, 노동집약성 및 작업자의 안전 등의 문제에 대하여 농용 무인헬리콥터에 의한 방제작업이 우리나라 농가 현실에 적합한 방법으로 현재의 방제 시스템에 대한 개선안으로 제시되고 있다(Koo et al., 2006). 또한, 수출국의 군사상 이유와 기술유출 우려 등으로 인해 국제 교역이 금지되어, 이에 대응하기 위한 농용 무인헬리콥터의 국산화가 시급하다.

이러한 농용 무인헬리콥터의 주요 설계 요소 중에서 엔진으로부터의 동력을 트랜스미션에 전달하는 클러치는 아이들 상

태에서는 동력을 차단하고 일정 회전속도 이상에서 충분한 동력을 전달하도록 설계되어야 하며, 무동력 회전(auto rotation)이 가능하도록 원심클러치의 형태이어야 한다(Lee et al., 2003). 이러한 요건을 충족시키기 위해 개발된 무인 헬리콥터 등에서는 원심 클러치를 사용하고 있고, Seok 등(2006)은 설계된 일정 속도를 초과할 때 가이드가 안내하는 경로를 따라 마찰편이 확장하여 드럼의 내벽과 밀착되어 동력을 전달하는 가이드형 원심클러치를 농용 헬리콥터 설계에 적용하였다.

그러나 원심클러치의 동력전달에 대한 연구가 미흡하여 Lee 등(2008)은 농용 무인헬리콥터의 주요 구성품인 가이드형 원심 클러치에 대한 이론 분석을 수행하였고 실험 결과와

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 on 2009-01-20, reviewed on 2009-03-10, and approved for publication by editorial board of KSAM on 2009-04-02. The authors are Jac Hong Lee, KSAM member, Graduate Student, and Young Mo Koo, KSAM member, Professor, 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>.

의 비교를 통해 이론식을 검증하였다. 같은 연구에서 가이드형 원심 클러치의 주요 설계요소가 스프링의 스프링상수, 마찰편의 질량, 무게중심, 마찰면적, 허용 면압력, 마찰계수, 가이드의 형상, 드럼의 반경, 클러치의 배열 등이며 이들은 클러치 접속 회전수, 엔진의 최대 출력점, 설치 공간 등의 조건에 의하여 설계되어짐을 구명하였다. 그러나 실험 결과 무인 헬리콥터의 설계 조건인 50% 전달 여유율을 만족하지 못하였다고 결론지었고, 개발한 이론식을 바탕으로 설계조건을 만족하는 용량의 주요 설계치를 시뮬레이션 할 수 있도록 원리를 마련하였다.

따라서 본 연구에서는 검증된 이론식에 근거하여, 농용 무인헬리콥터에 적합한 클러치 접속 회전수 3,000~3,500 rpm 과 여유율을 고려한 상용회전수에서 24.66 kW(33.5 PS) 이상의 동력 전달 용량을 가지는 가이드형 원심 클러치의 시뮬레이션 설계를 목표로 하였다.

## 2. 시뮬레이션 설계 방법

Weight(2004)는 몇 가지 독특한 유연 마찰편 원심클러치 (compliant centrifugal clutch)의 이론적인 분석을 통하여 동력전달 모델을 제시하였다. 원심클러치들의 설계형태(메카니즘)는 다양하고 독특하여서 각 설계에 대한 수학적 모델은 특징적으로 구성해야만 했다. Lee 등 (2008)은 그림 1 과 같은 동력전달을 가지는 그림 2에 보인 가이드형 원심 클러치의 이론적 분석을 통하여 힘의 평형과 동력 전달 용량을 밝혔으며 전달 원리는 표 1과 같은 주요 설계 요소들에 의해 결정됨을 구명하였다. 그 결과 허용 면압력 이내에서 등각속도 운동을 한다고 가정하였을 때, 가이드형 원심 클러치의 동력 전달용량 ( $P_r$ )은 식 1과 같이 나타낼 수 있었고, 농용 헬리콥터에 적용하기에 공시 클러치의 용량이 부족함을 지적하였다.

$$P_r = Nn\{\mu[mr\omega^2 - F_k(\cos\phi_1 + \cos\phi_2)] + F_k(\sin\phi_1 - \sin\phi_2)\}R(\eta_g)^t \omega \quad (1)$$

여기서  $\omega$ 는 원심 클러치의 각속도,  $F_k$ 는 스프링력,  $\phi_1, \phi_2$ 는 스프링력들이 원심력의 법선방향 분력과 이루는 각,  $\eta_g$ 는 기어효율,  $t$ 는 변속 단수이다(표 1의 변수 참조).

본 연구의 클러치 설계에서는 농용 무인헬리콥터의 적정성능을 고려한 다음과 같은 설계지침을 기준으로 시뮬레이션을 행하였다.

- ① 엔진 상용 회전수 (6,000 rpm)에서 동력전달 여유율을 감안한 엔진 최대 출력의 1.5배인 24.66 kW(33.5 PS) 이상의 동력 전달 용량을 갖는다.

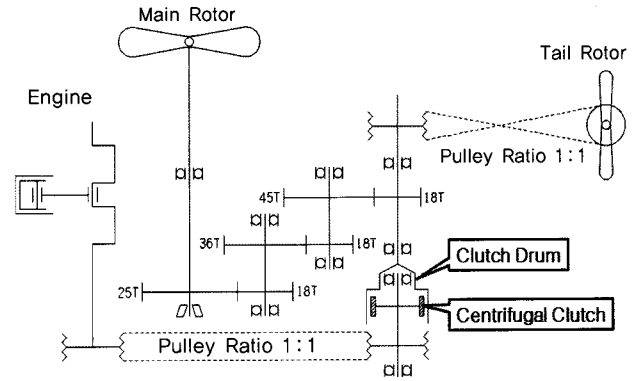


Fig. 1 Power flow of unmanned helicopter.

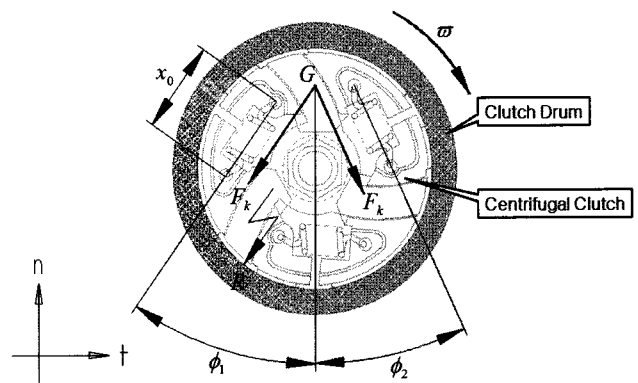


Fig. 2 Guide type centrifugal clutch and design factors ( $G$ : center of gravity,  $F_k$ : spring forces,  $\phi_1$  and  $\phi_2$ : angles of spring force and normal direction,  $x_0$ : Spring engaged length,  $R$ : Radius of drum,  $\omega$ : angular velocity).

Table 1 Design factors of the guide type centrifugal clutch (Lee et al., 2008)

Symbol	Design factors
$k$	Spring constant
$x_f$	Spring free length
$x_0$	Spring engaged length
$\phi_1, \phi_2$	Spring force angles
$m$	Friction sector mass
$r$	Radius to the gravity center
$A$	Contact area
$p_a$	Allowable pressure
$n$	Number of friction sector
$N$	Number of clutch
$\mu$	Friction coefficient
$R$	Radius of drum

- ② 엔진 회전수 3,000~3,500 rpm에서 클러치가 드럼에 접촉되어 동력을 전달하기 시작한다.

조건 ①을 만족하는 마찰면 질량  $m$ 은 식 1에서  $\omega = \omega_{\max}$ 와  $P_r = P_{\max}$ 의 조건에서, 스프링력 ( $F_k$ )을 스프링상수 ( $k$ )와 변위량 ( $x_0 - x_f$ )으로 나타내면, 식 2에서 얻을 수 있다. 여기서,  $x_0$ 는 접촉시 스프링의 길이,  $x_f$ 는 자유장이다(표 1의 변수 참조).

$$m = \frac{1}{r\omega_{\max}^2} \left[ \frac{P_{\max}}{\mu N n R (\eta_g)^t \omega_{\max}} + k(x_0 - x_f) \left\{ \frac{(\sin \phi_2 - \sin \phi_1)}{\mu} + (\cos \phi_1 + \cos \phi_2) \right\} \right] \quad (2)$$

또한, 조건 ②를 만족하는 스프링 상수 ( $k$ )는  $\omega$ 를 접촉각 속도( $\omega_{s0}$ ),  $P_r$ 을 영(零)으로 두고, 스프링력 ( $F_k$ )을 상기와 같이 나타내면, 식 3에서 얻을 수 있다.

$$k = \frac{(mr\omega_{s0}^2) / (x_0 - x_f)}{\frac{(\sin \phi_2 - \sin \phi_1)}{\mu} + (\cos \phi_1 + \cos \phi_2)} \quad (3)$$

따라서 표 1에 나타난 마찰면의 질량 ( $m$ )과 스프링 상수 ( $k$ )를 제외한 나머지 설계치가 결정되면 식 2와 3을 연립하여 식 4 및 5와 같이 상기 조건을 만족하는 마찰면의 질량 ( $m$ )과 스프링 상수 ( $k$ )를 구할 수 있다(표 1의 변수 참조).

$$m = \frac{P_{\max}}{\mu N n R (\eta_g)^t \omega_{\max} (\omega_{\max}^2 - \omega_{s0}^2) r} \quad (4)$$

$$k = \frac{P_{\max} \omega_{s0}^2}{N n R (\eta_g)^t \omega_{\max} (\omega_{\max}^2 - \omega_{s0}^2) (x_0 - x_f) \left\{ (\sin \phi_2 - \sin \phi_1) + \mu (\cos \phi_1 + \cos \phi_2) \right\}} \quad (5)$$

또한, 재료의 허용면압 이상으로 압력이 가해짐으로써 열과 마모에 의한 손실을 방지하기 위하여 엔진 상용 회전수에서 허용 법선방향 작용력이 법선방향 작용력이 보다 커야 하므로, Lee 등 (2008)이 언급한 조건인  $F_n \leq F_{na}$ 에 의해 식 6과 같이 최소 마찰 면적 ( $A$ )을 나타낼 수 있다. 여기서  $p_a$ 는 마찰면의 허용 압력이다.

$$A \geq \frac{mr\omega_{\max}^2 - F_k (\cos \phi_1 + \cos \phi_2)}{p_a} \quad (6)$$

본 연구에서는 가이드형 원심 클러치를 구성하는 마찰면과 스프링의 설계를 수행하였으며 그 시뮬레이션은 다음과 같은 방법으로 진행하였다.

- 1단계 : 표 1의 기타 설계 요소의 설계치를 3D 설계를 통하여 구현하고, 상기 설계식에 의해 주요 설계 요소인 마찰면의 질량과 스프링 상수, 최소 마찰 면적을 TK solver v.5.3을 이용하여 산출한다.
- 2단계 : 변형된 외형 설계를 통해 식 4의 결과와 동일한 질량을 가지는 3D 설계를 NX 4.0을 이용하여 수행하고 이 마찰면이 가지는 무게중심 거리, 마찰 면적, 스프링력 작용각 등의 기타 설계 요소의 설계치를 산출한다.
- 3단계 : 산출된 기타 설계 요소의 설계치를 1단계의 식에 다시 대입하는 피드백 과정을 거쳐 가이드형 원심 클러치의 시뮬레이션 설계를 수행한다.

이와 같은 설계 단계과정을 다양한 설계의도에 따라서 실시하였다. 즉 최소 설계요소의 변경을 위한 광폭설계, 드럼반경의 증대를 통한 슬립 설계와 적정 스프링 상수의 설계 등을 피드백 과정을 통하여 최적화하였다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 가. 광폭 설계

최소한의 설계 변경을 통해 상기 설계지침을 만족하는 가이드형 원심 클러치를 설계하고자 설계식에 의해 마찰면의 질량 및 스프링 상수 등을 산출하고, 산출된 마찰면의 질량에 대해 드럼의 반경을 고정하고 마찰면의 폭을 증가시키는 광폭 설계를 실시하였다. Lee 등(2008)이 언급한 복열클러치와 유사한 설계로서 이중열이 일체되어 있는 형태이다. 그림 3은 공시 클러치와 광폭 설계의 시뮬레이션을 비교한 것으로, 광폭 설계 (B)의 시뮬레이션 결과를 Lee 등(2008)의 단열클러치(A)와 복열클러치(AA)의 시뮬레이션 결과를 함께 비교하였다.

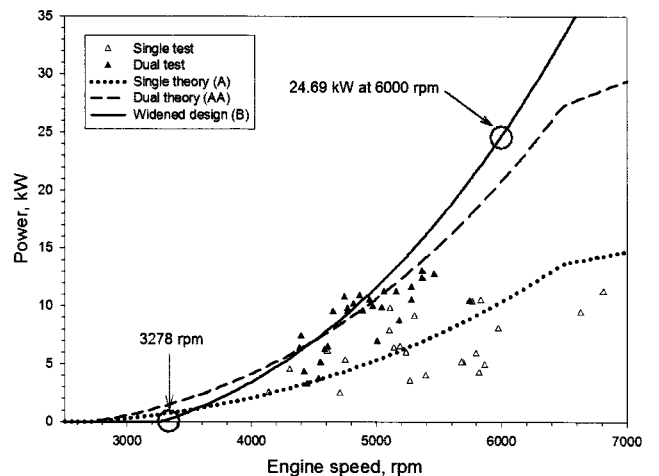


Fig. 3 Simulation of power transfer capacity of the widened design (B) comparing with those of the single (A) and dual (AA) clutches as well as the experimental results.

광폭 설계된 클러치는 공시 클러치에 비해 마찰편의 폭을 12 mm에서 36 mm로 증대시켜 설계한 결과, 질량이 62 g에서 165.7 g으로 약 2.7배, 마찰면적이 613 mm<sup>2</sup>에서 2,106 mm<sup>2</sup>로 약 3.5배 증대하였으며, 스프링상수를 44,100 N/m에서 128,000 N/m로 약 2.9배 증대시켜야 했다. 그 결과 광폭 설계된 가이드형 원심 클러치는 엔진 상용 회전수(6,000 rpm)에서 24.69 kW(33.6 PS)의 동력 전달 용량을 가지고, 엔진 회전수 3,278 rpm에서 마찰편이 드럼에 접촉하여 동력을 전달시키면서 설계지침 모두를 만족할 수 있었다.

**나. 슬림(감량) 설계**

광폭 설계에 의한 마찰편의 질량이 165.7 g으로 설계되어 감량설계가 필요하다고 판단되었으므로, 마찰편 폭의 축소 및 드럼 반경의 증대를 통해 마찰편의 질량을 감축하면서 상기의 설계지침을 만족시키는 설계를 시도하였다. 드럼의 반경(R)을 증대하여 설계식에 의해 마찰편의 질량과 스프링 상수를 산출하고, 이를 3D 시뮬레이션과 설계식의 피드백 과정을 통해 슬림 설계를 수행하였다. 그림 4는 드럼 반경 증대에 따른 설계 조건을 만족하는 마찰편의 폭 및 질

량, 클러치의 동력 전달 용량과의 관계를 나타낸 것이다. 설계지침을 만족하는 마찰편의 폭과 질량은 드럼 반경이 증가함에 따라 감소하였다. 마찰재의 허용압력과 마찰편의 면적에 의해 결정되는 허용 동력 전달 용량 역시 감소함을 알 수 있었다(Lee et al., 2008).

특히 약 48 mm의 드럼반경을 기준으로 허용 동력 전달 용량이 클러치의 동력 전달용량을 제한하게 된다. 그 이상의 조건에서는 농용 무인헬리콥터의 상용 회전수에서 소재의 압축 파손에 의한 열과 마모가 발생하고 동력전달은 제한될 것으로 예상된다. 따라서 충분한 마찰면적을 가지며 경량 슬림 설계된 마찰편은 드럼 반경이 약 48 mm일 때, 마찰편 폭 14 mm, 마찰편 질량 127.8 g인 가이드형 원심 클러치로 최적화 될 수 있다. 그림 5는 최적화된 슬림(감량) 설계의 시뮬레이션을 Lee 등(2008)의 단열클러치(A)와 복열클러치(AA)의 시뮬레이션 결과를 함께 비교한 것이다.

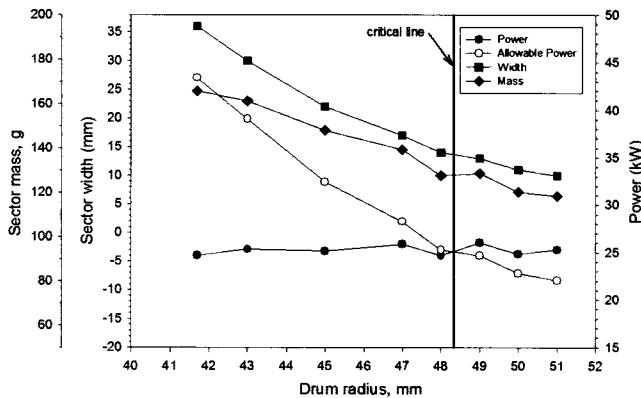
슬림 설계(C)는 광폭 설계(B)에 비해 드럼 반경을 41.7 mm에서 48 mm로 증대하고 마찰편의 폭을 36 mm에서 14 mm로 축소시켜 마찰편의 질량이 165.7 g에서 127.8 g으로 약 37.9 g 감량하였다. 본 설계에서 마찰편은 3개 이므로 총 113.7 g의 감량 효과가 있었다. 공시 클러치에 비해서는 마찰편의 폭이 12 mm에서 14 mm로, 반경이 42 mm에서 48 mm로 증대되어 질량이 62 g에서 127.8 g으로 약 2.1배로 증대되었고 마찰면적이 613 mm<sup>2</sup>에서 1,055 mm<sup>2</sup>로 약 1.7배 증대되었다.

이러한 슬림 설계된 가이드형 원심 클러치는 엔진 상용 회전수(6,000 rpm)에서 24.66 kW(33.5 PS)의 동력 전달 용량을 가지므로 설계지침 ①을 만족하였으며, 엔진 회전수 3,227 rpm에서 마찰편이 드럼에 접촉하여 동력을 전달시키므로 설계지침 ②를 만족하였다.

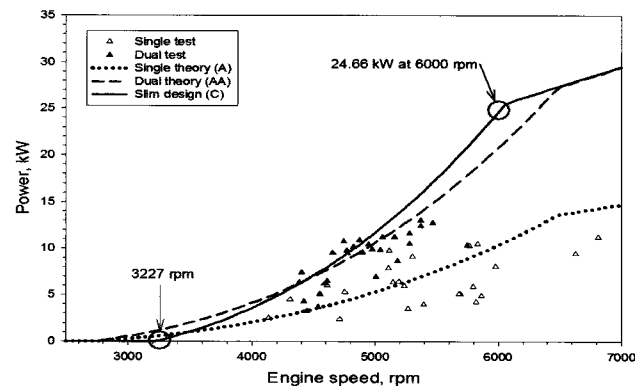
**다. 적정 스프링 상수(k)의 설계**

슬림 설계(C)에서의 스프링 상수 (94,000 N/m)를 만족하는 스프링은 KS B 2400(압축 및 인장용 원통 코일 스프링 설계 기준)에 의하여 설계하였다. 이렇게 설계된 스프링의 재료경은 2.6 mm, 코일경은 9.8 mm로 설계되어 스프링의 외경은 12.4 mm로 이는 마찰편의 스프링 자리 폭(12 mm)보다 더 크다. 따라서 상기 슬림 설계에서 마찰편의 스프링 자리폭을 13 mm로 증대하고 재료경 증대 및 피로 강도 개선을 위한 자유장의 증대에 대한 변위량 변화를 근사하게 유지하기 위해 스프링 취부 위치를 변경하였다. 그림 6은 k 값이 적정화된 설계(D)의 시뮬레이션을 Lee 등(2008)의 단열클러치(A)와 복열클러치(AA)의 시뮬레이션 결과를 함께 비교한 것이다.

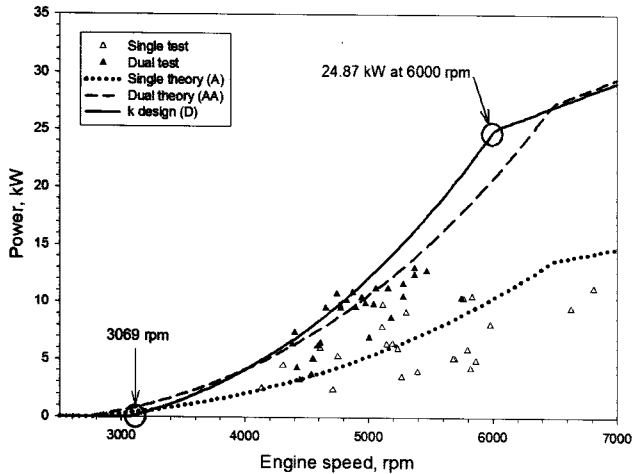
이러한 적정 스프링상수(k)로 설계된 가이드형 원심 클러치는 엔진 상용 회전수(6,000 rpm)에서 24.86 kW(33.8 PS)의 동력 전달 용량을 가지므로 설계지침 ①을 만족하였으며, 엔



**Fig. 4** Determining optimal width and mass of friction sector as to the change of drum radius for meeting the power transfer design criteria.



**Fig. 5** Simulation of power transfer capacity of the slim design (C) comparing with those of the single (A) and dual (AA) clutches as well as the experimental results.

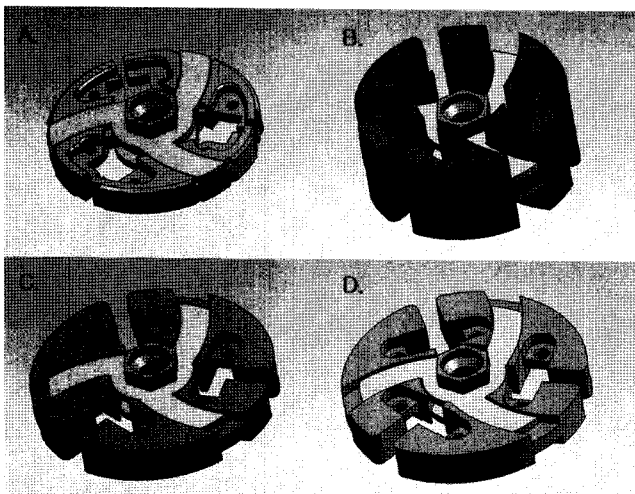


**Fig. 6** Simulation of power transfer capacity of the k design (D) comparing with those of the single (A) and dual (AA) clutches as well as the experimental results.

진 회전수 3,069 rpm에서 마찰편이 드럼에 접촉하여 동력을 전달시키므로 설계지침 ②를 만족하였다.

**라. 시뮬레이션 설계의 비교**

그림 7에 Lee 등(2008)의 연구에서 사용된 공시 클러치(A)와 본 연구에서 이론적으로 설계된 가이드형 원심 클러치 3종(광폭 B, 슬림 C, 적정 스프링상수 D)에 대한 3D 시뮬레이션을 시각적으로 비교하였으며, 이들의 주요 설계치를 표 2에 비교하였다. 다양한 시뮬레이션 결과 엔진 상용 회전수(6,000 rpm)에서 목표 출력 24.66 kW(33.5 PS)이상의 동력 전달 용량을 가지고, 마찰편과 드럼의 접촉 엔진 회전수가 3,000~3,500 rpm이 되어 설계지침을 만족한 가이드형 원심 클러치의 설계가 가능하였다.



**Fig. 7** Comparison of guide type centrifugal clutches in 3D simulation (Design A : the original clutch design, B : widened design, C : slim design, D : spring coefficient k design).

다양한 설계는 먼저, 마찰편 폭의 증대를 통해 질량의 증대와 원심력을 증가시켜 설계 지침을 만족하는 광폭 설계(B)를 수행하였으며, 그 결과 마찰편의 폭 및 질량, 스프링상수가 2배 이상 크게 증가하였다.

이에 대하여 경량화를 고려한 마찰편의 폭 축소 및 스프링상수의 저감을 위한 설계가 필요하였다. 따라서 광폭 설계 대비 폭을 감소시키는 반면 직경의 증가로 질량과 무게 중심 거리를 증대하여 원심력을 공시 클러치 대비 증대시키고 동력 전달 용량을 증대시키는 슬림 설계(C)를 수행하였다. 그 결과 마찰편의 폭은 공시클러치 대비 약 1.2배, 질량은 약 2.1배, 스프링상수는 약 2.1배, 무게 중심 거리는 약 1.1배, 드럼 반경은 약 1.2배 증대시켜 설계지침을 만족 시킬 수 있었다.

그러나 공시클러치 대비 스프링상수가 증대된 스프링(재료 경 및 유효경 증대)의 치수조정을 위한 재설계가 필요하였으며, 이에 대해 스프링 외경 이상의 스프링 자리 확보를 위한 외형 변경 및 스프링의 재료직경의 증대 및 피로 강도 개선을 위한 자유장 증대의 필요에 의해 스프링 취부 위치를 변경하는 적정 스프링상수 설계(D)를 수행하였다. 그 결과 대부분의 설계요소의 설계치는 슬림 설계(C)와 유사하나 설계 지침을 만족하는 농용 무인헬리콥터에 적용 가능한 가이드형 원심 클러치의 설계를 완료하였다(Table 2).

**4. 요약 및 결론**

**Table 2** Comparing the values of the designed guide type centrifugal clutches with the original clutch (Design A : the original single clutch, B : widened design, C : slim design, D : k design)

Design factors	Symbol	Simulation and design				Unit
		A	B	C	D	
Spring constant	$k$	44,100	128,000	94,000	94,700	N/m
Spring length at engagement	$x_0$	31.5	32.3	32.3	33.4	mm
Free length of spring	$x_f$	28.5	28.5	28.5	30	mm
Width of sector	$w$	12	36	14	14	mm
Friction sector mass	$m$	62	165.7	127.8	123.7	g
Center of gravity	$r$	29	29.1	32.3	32.4	mm
Angle of spring force 1	$\phi_1$	35.1	34.7	33.5	33.6	degree
Angle of spring force 2	$\phi_2$	24.9	25.3	26.5	26.4	degree
Radius of drum	$R$	41.7	41.7	48	48	mm
Contact area	$A$	613	2,106	1,055	1,052	mm <sup>2</sup>
Rotation speed at engagement	$\omega_{s0}$	2,737	3,278	3,227	3,069	rpm
Power @ 6,000 rpm	$P_r$	10.39	24.69	24.66	24.86	kW

현 방제작업의 고비용 및 저효율 문제에 대하여 농용 무인 헬리콥터에 의한 방제작업이 대안으로 제시되고 있다. 농용 무인헬리콥터의 클러치는 기능성과 안전성의 이유로 일정 회전속도이상에서 동력 전달이라는 특성을 가져야 하는 중요한 핵심설계요소이다.

그러나 국내에서는 이에 대한 연구가 미미하여, Seok 등 (2006)은 타 용도의 기성품을 사용하여 충분한 동력 전달 용량을 얻기 위해 원심 클러치의 배열을 증대시키기도 하였다. 따라서 Lee 등(2008)은 이론적인 동력전달의 원리를 구명함으로써 설계의 기초를 마련하였고, 본 연구에서는 이론 분석을 토대로 농용 무인헬리콥터의 설계조건을 만족하는 가이드형 원심 클러치의 시뮬레이션 설계를 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 엔진 출력 16.4 kW (22.3 PS)를 전달하기 위한 가이드형 원심 클러치의 동력 전달 용량을 50%의 전달여유율을 고려하여 엔진 회전수 6,000 rpm에서 24.66 kW (33.5 PS)로 설정하였으며, 마찰편의 드림 접속시 엔진 회전수가 3,000~3,500 rpm이 되도록 설계지침을 정하였다.
- (2) 최소 설계 변경에 의한 광폭 설계에서는 마찰편 폭의 증대를 통한 질량 증대와 스프링 상수의 증대를 통해 설계 지침 조건을 만족하는 가이드형 원심 클러치를 설계하였다.
- (3) 경량화와 면압력 제안을 고려한 슬림 설계에서는 드림의 반경 및 무게 중심 거리를 증대하여 설계지침 조건을 만족하면서, 광폭 설계보다 경량이며 슬림한 가이드형 원심 클러치를 설계하였다.
- (4) 슬림 설계에서의 스프링 상수는 공시 클러치의 것보다 약 2.1배 스프링의 적용이 가능하게 하기 위하여 마찰

편의 외형 설계를 일부 변경하였고 k의 적정값을 계산하였다.

- (5) 광폭 설계 및 슬림 설계, k 설계를 순차적으로 수행하여 엔진 상용 회전수 6,000 rpm에서 24.86 kWn (33.8 kW)의 동력 전달 용량을 가지며, 엔진 회전수 3,069 rpm의 마찰편 접속 회전수를 가지는 농용 무인헬리콥터에 적합한 가이드형 원심 클러치의 시뮬레이션 설계를 완료하였다.

### 참 고 문 헌

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. Lee, J. H., Y. M. Koo and S. K. Shin. 2008. Centrifugal clutch design for unmanned helicopter, - theoretical analysis of power transfer-. Journal of Biosystems Engineering 33(1):14-29. (In Korean)
3. Lee, S. K., G. Y. Choi, and S. M. Chang (translated) (S. Newman ed.). 2003. The foundations of Helicopter Flight. Intervision Publishing Co., Seoul, Korea.
4. 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)
5. Weight, R. G. 2004. High-torque capacity compliant centrifugal clutches. M. S. Thesis, Brigham Young University, Provo, Utah, USA.