

기계적 잠금장치의 적용여부에 따른 덕티드팬 클러치의 최적설계 및 분석

김수철^{1,†}, 김재승¹, 문상곤¹, 이근호¹¹한국기계연구원

Optimal Design and Analysis of Ducted Fan Clutch With or Without Mechanical Lock-up

Su-chul Kim^{1,†}, Jae-seung Kim¹, Sang-gon Moon¹ and Geun-ho Lee¹¹Korea Institute of Machinery and Materials

Abstract

Wet multi-disk clutch, a power switching device of the ducted fan, was optimized and results were analyzed. The clutch was divided into two types depending on whether a mechanical lock-up was applied or not. It was optimized under each design condition. Transfer torque capacity, friction material surface pressure, friction surface temperature, and drag torque were calculated as factors to optimize the clutch. The volume of separator plate and drag torque were used as the objective function for optimization. In the case of Type 1, which did not include a mechanical lock-up, the clutch could be operated regardless of the pitch angle of the ducted fan. However, the outer diameter of the friction surface was doubled, the volume was increased by 5~7 times, and the drag torque was increased by 7~12 times compared to those of Type 2, which included a mechanical lock-up.

초 록

덕티드팬의 동력절환장치인 클러치의 마찰판 사양을 최적설계하고 그 결과를 분석하였다. 클러치는 기계적 잠금장치의 적용 여부에 따라 2가지 방식으로 구분하고 각자의 설계 조건 하에 최적화 되었다. 클러치를 최적 설계하기 위한 인자로 전달토크 용량, 마찰재 면압, 마찰면의 온도 및 드래그 토크 등을 계산하였고, 클러치 분리판의 부피와 드래그 토크의 최소화를 최적설계의 목적함수로 활용하였다. 기계적 잠금장치가 포함되지 않은 Type 1의 경우 덕티드팬의 피치각에 상관없이 클러치의 작동이 가능하지만, 기계적 잠금장치가 포함된 Type 2에 비해 마찰면의 외경이 약 2배정도 증가하였고, 부피는 약 5~7배, 드래그 토크는 약 7~12배 정도 증가하였다.

Key Words : Ducted fan clutch(덕티드팬 클러치), Wet clutch(습식클러치), Clutch optimization(클러치 최적설계), Mechanical lock-up(기계적 잠금장치), Clutch lock-up(클러치 잠금장치)

1. 서 론

덕티드팬(Ducted fan)은 수직이착륙을 위한 항공기에서 주로 채택되는 시스템 중 하나이다. 덕티드팬은 팬과 직결된 모터에 의해 구동되거나, 팬에 연결된 기어박스나 기어박스에 연결된 모터 혹은 엔진에 의해

구동된다.

엔진과 기어박스를 이용하여 덕티드팬을 구동하는 경우, 팬의 작동여부를 조절하기 위해서는 클러치와 같은 동력절환장치가 필요하다. 동력절환장치는 보통 습식 혹은 건식 클러치를 이용하여 구성되며, 동력이 절환될 때 마찰 열이 발생하기 때문에 이를 해소하기 위한 윤활 및 냉각장치도 갖추어야 한다. 따라서 동력절환장치가 장착될 경우 파워트레인의 무게 및 부피가 크게 증가할 수 있어 경량화를 위한 최적 설계가 필요하다.

Received: Sep. 26, 2022 Revised: Nov. 29, 2022 Accepted: Nov. 29, 2022

† Corresponding Author

Tel: +82-42-868-7918, E-mail: sckim@kimm.re.kr

© The Society for Aerospace System Engineering

덕티드팬의 동력전환장치에 대한 연구는 국내는 물론 전세계적으로도 공개된 사례가 거의 없다. 공개된 사례 중 대표적인 것으로는 수직이착륙기인 F-35B가 있다. F-35B는 기본적으로 고정익기이지만, 덕티드팬과 클러치를 활용하여 수직이착륙이 가능하도록 구성된 전투기이다. F-35B의 리프트팬은 1,850 lbf의 큰 추력을 발생시키며, 동력전환장치는 이러한 동력을 전달하기 위해 건식의 마찰 클러치와 기계적 잠금장치(Mechanical lock-up)로 구성되었다[1].

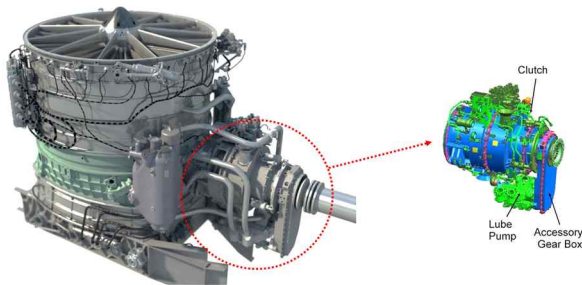


Fig. 1 Ducted fan and clutch (F-35B)

덕티드팬용 동력전환장치는 아니지만 클러치를 활용한 항공용 동력전달장치로 NASA에서 연구 중인 틸티드 로터용 변속장치가 있다. NASA의 변속장치는 습식 다판 클러치를 활용하여 총 3가지 방식으로 고안되었으며, 그 중 OFFSET COMPOUND GEAR(OCG) 방식은 지속 연구 개발 중에 있다[2].

국내에서는 차세대 항공기에 대한 다양한 컨셉 연구가 수행되고 있으며 그 중에는 덕티드팬을 활용한 수직이착륙 고정익기, 회전익기, UAM 등에 대한 컨셉도 제안되고 있다. 덕티드팬이 장착된 회전익기 컨셉은 기어박스를 통해 팬을 구동하게 되며, 만약 덕티드팬의 동력전환이 필요하다면 F-35B와 같은 동력전환장치가 필요하게 된다.

본 연구는 덕티드팬의 동력전환을 위한 클러치의 최적 설계를 위해 수행되었다. 동력전환장치로 건, 습식 클러치 중 열적 작동안정성이 높은 습식 클러치를 채택하였으며, 기계적 잠금장치의 적용 여부에 따라 습식클러치 설계안을 2가지로 구분하였다. 습식클러치를 설계하기 위해 전달토크 용량, 열용량 등을 분석하였으며, 이를 최적화하기 위해 다목적 최적알고리즘의 일종인 NSGA-III를 활용하였다.

2. 덕티드팬 클러치 설계

2.1 클러치 컨셉 구성

덕티드팬 클러치는 엔진이 켜지고 수직이착륙을 위

해 팬을 구동하려 할 때 작동되며, 작동된 후 항공기가 고속 기동 등에서 날개의 양력과 후방 로터 등의 추력으로만 비행하여 팬의 양력을 더 이상 필요로 하지 않을 때 해제되어 팬의 구동에 따른 동력손실을 최소화하는 컨셉을 갖는다. 본 연구에서는 클러치 시스템을 기계적 잠금장치의 포함 여부에 따라 Type 1과 2로 구분한 설계안을 구성하였다. 잠금장치를 포함하지 않는 Type 1의 경우 Fig. 2와 같이 구성된다. 입력축으로 들어온 동력은 클러치를 통해 출력축으로 전달되며, 두 축 사이에 기어는 장착되지 않기 때문에 두 축의 속도비는 1:1이다.

기계적 잠금장치를 포함하는 Type 2는 Fig. 3과 같이 Type 1의 구성을 포함하며 잠금장치를 위한 락업 스플라인, 피스톤 및 베어링 등이 추가된 형태이다.

Type 1의 경우 별도의 잠금장치가 없기 때문에 클러치 마찰판에서 덕티드팬의 필요한 토크를 모두 전달해야 한다. 반면 Type 2의 경우 덕티드팬의 피치 제어를 통해 동기화를 위해 필요한 토크를 최소화하고, 이때 클러치를 작동한다는 전제하에 클러치 용량을 최소화할 수 있다. 또한 동기화 후 기계적 잠금장치를 작동시켜 실제 필요한 최대 토크를 전달할 수 있다. 따라서 Type 2는 클러치 마찰판이 전달해야 하는 토크를 Type 1에 비해 크게 줄일 수 있으며, 기계적 잠금장치로 인하여 설계 여유도(Redundancy)도 확보할 수 있다.

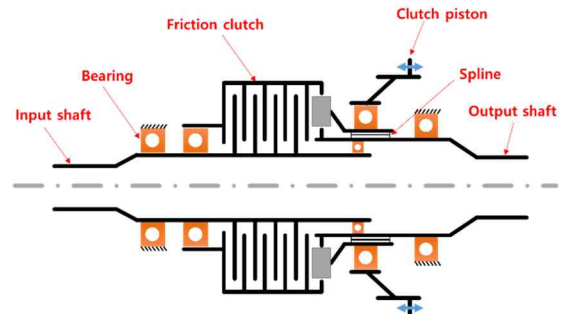


Fig. 2 Wet multi-plate clutch (Type 1)

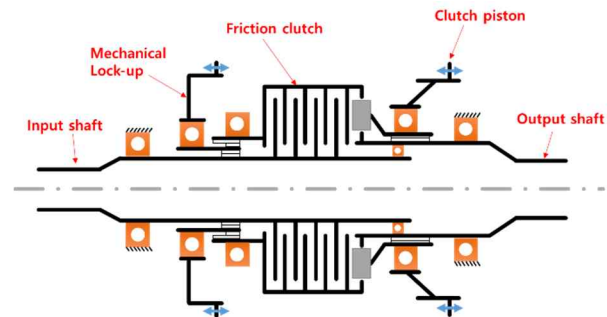


Fig. 3 Wet multi-plate clutch with mechanical lock-up (Type 2)

습식 클러치 내부의 원판은 클러치 하우징에 연결되는 원판과 축에 연결되는 원판으로 구분할 수 있다. 일반적으로 축에 연결되는 원판에만 마찰재가 부착되며, 이를 마찰판(friction plate)이라고 한다. 이 경우 하우징에 연결된 원판은 강철 소재로만 제작되어 마찰열을 흡수하는 방열체 역할을 하며 이를 분리판(separator plate)이라고 한다. Figure 4는 마찰판과 분리판의 형상을 보여준다.

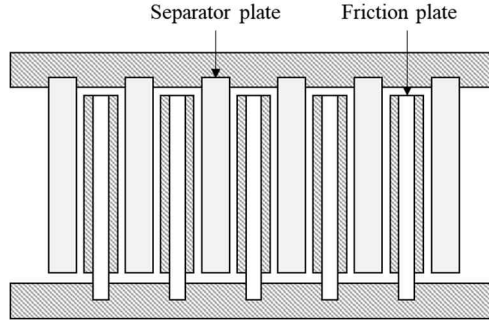


Fig. 4 Clutch plates

2.2 작동 조건

설계 대상인 덤티드팬 클러치가 전달해야 하는 최대 속도 및 토크는 각각 3,300 rpm, 1,000 N.m 이며, 동력 전환 시 최대 슬립시간은 10 sec 이다. Figure 5는 작동 시 입출력 속도 및 클러치 전달토크 선도를 보여준다. 입출력 속도는 Type 1과 2 모두 동일하며, 클러치 전달토크는 Type에 따라 다르다. Type 1의 마찰판은 변속 시 1,000 N.m 의 토크를 전달하며, Type 2는 20% 수준인 200 N.m 의 토크만 전달한다. Type 1의 작동조건에서 설계된 클러치는 덤티드팬의 피치각이 어느 위치이든지 작동 가능한 장점이 있으며, Type 2의 경우 팬의 피치각이 최소일 때만 작동할 수 있다는 단점이 있다.

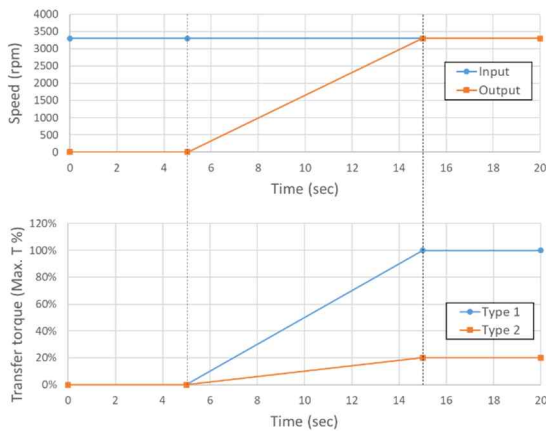


Fig. 5 Clutch operating conditions for Type 1 and 2

2.3 클러치 사양 검토

클러치가 안정적인 성능을 확보하려면 충분한 설계 용량을 확보해야 한다. 클러치를 설계하기 위해 검토해야 하는 부품은 하우징, 마찰판, 축 등 다양하지만, 클러치의 설계 용량은 마찰판의 크기와 마찰면의 수에 따라 크게 좌우되기 때문에 마찰판의 설계가 클러치 설계의 핵심 요소가 된다. 마찰판 설계 시 검토해야 하는 항목으로는 전달토크 용량, 마찰면의 면압, 열용량, 드래그 토크 등이 있으며, 설계자는 이러한 항목들이 설계 조건 내에 위치하도록 설계해야 한다.

클러치의 전달토크는 일반적으로 아래와 같은 수식으로 계산할 수 있다[3].

$$T_c = \frac{2\mu_f(r_{fo}^3 - r_{fi}^3)}{3(r_{fo}^2 - r_{fi}^2)} \cdot F_p \cdot (1.01 - \frac{N_f}{100}) \quad (1)$$

여기서 T_c 는 클러치 전달토크이며, μ_f 는 마찰계수, r_{fo} 는 마찰면의 외경, r_{fi} 는 마찰면의 내경, N_f 는 마찰면의 수, F_p 는 마찰면에 가해지는 피스톤의 힘이다.

이때 전달토크 안전율은 아래와 같이 계산된다.

$$SF_T = \frac{T_{e,max}}{T_{c,max}} \quad (2)$$

여기서 $T_{e,max}$ 는 클러치가 전달해야 하는 최대 토크, $T_{c,max}$ 는 최대 피스톤 힘에서의 클러치 전달토크이다.

클러치 마찰면의 면압은 아래와 같은 수식으로 단순하게 계산할 수 있다.

$$P_c = \frac{F_p}{A_f - A_{groove}} \quad (3)$$

여기서 P_c 는 마찰면의 면압, A_f 는 마찰면의 총 면적, A_{groove} 는 마찰면의 그루브 면적이다.

이때 마찰면의 면압 안전율은 아래와 같이 계산된다.

$$SF_c = \frac{P_a}{P_{c,max}} \quad (4)$$

여기서 P_a 는 클러치 마찰재의 허용 면압, $P_{c,max}$ 는 최대 피스톤 힘에서의 면압이다.

드래그 토크는 Iqbal[4]이 제시한 수식을 이용하면 아래와 같이 표현된다.

$$T_{da} = \frac{\pi\mu_{ol}\Delta\omega N_f}{2h}(r^{*4} - r_i^4) + \frac{\pi\mu_{ol}\Delta\omega N_f}{h}\phi(r_o^2 - r^{*2}) \quad (5)$$

$$T_{dm} = \frac{2\pi\mu_{m\dot{\omega}}\Delta\omega N_f}{h}\left[\frac{1}{4}(r_o^4 - r^{*4}) - \frac{\phi}{2}(r_o^2 - r^{*2})\right] \quad (6)$$

$$\phi = \frac{6\mu_{ol}Q_a}{\rho\pi h^3\omega_c^2} \quad (7)$$

$$\omega_c = \sqrt{\omega_2^2 + \omega_2(\omega_2 - \omega_1) + 0.3(\omega_2 - \omega_1)^2} \quad (8)$$

$$r^* = \sqrt{\phi} \quad (r_i \leq r^* \leq r_f) \quad (9)$$

여기서 T_{da} 는 오일 필름에 의한 토크 손실이며, T_{dm} 은 오일 분무에 의한 토크 손실이다. μ_{oil} 은 오일의 동점도, μ_{mist} 는 오일 분무의 동점도, $\Delta\omega$ 는 $\omega_2 - \omega_1$, ω_1 은 마찰판 입력회전속도, ω_2 는 마찰판 출력 회전속도, r^* 는 오일 필름막이 깨지기 시작하는 지점의 반경, r_o 는 마찰면의 외경, r_i 는 마찰면의 내경, h 는 마찰면 사이의 틈새이다.

만약 마찰재의 흠의 영향을 고려한다면 총 드래그 토크(T_d)는 아래의 수식으로 계산할 수 있다[5].

$$T_d = (1 - ag)(T_{da} + T_{dm}) \quad (10)$$

여기서 ag 는 마찰면의 전체면적 대비 흠의 면적비이다.

클러치의 열용량은 마찰면의 온도가 마찰재의 한계 허용온도 보다 작을 때를 기준으로 할 수 있으며, 마찰면의 온도를 예측하기 위한 수식은 집중계 해석(Lumped system analysis)을 적용하면 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\rho_s V_s c_s \frac{dT}{dt} = h_c A_f N_f (T_{oi} - T) + \Phi \quad (11)$$

여기서 ρ_s 는 방열체의 밀도, V_s 는 방열체의 부피, c_s 는 방열체의 비열, T 는 방열체의 평균 온도, T_{oi} 은 마찰면에 공급되는 오일의 온도, t 는 시간이다. h_c 는 마찰면의 대류열전달계수, A_f 는 마찰면의 면적, Φ 는 마찰면에 발생하는 시간당 에너지이다. Fig. 4와 같은 구조의 클러치라면 분리판을 방열체로 간주할 수 있으며, 마찰판은 제외된다. 이는 마찰재와 강철 소재의 분리판의 열전도도가 약 170~500배 정도로 크게 차이 있기 때문이다.

마찰면의 온도를 정확하게 예측하기 위해서는 마찰면의 대류열전달계수의 선정이 매우 중요하며, 본 연구에서는 Kim 등[6]이 제시한 값을 활용하였다.

마찰면의 허용 온도 안전율은 아래와 같이 계산된다.

$$SF_{Temp} = \frac{T_a}{T_m} \quad (12)$$

여기서 T_a 는 클러치 마찰재의 허용 온도, T_m 은 작동 조건에서의 최대 히트싱크의 평균 온도이다.

2.4 최적설계 조건

항공용 클러치의 최적설계의 최우선 목표는 요구 전달토크, 면압 및 열용량을 만족시키면서 최대한 무게와 드래그 손실을 줄이는 것이다. 이에 따라 클러치 최적 설계를 위한 목적함수를 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \text{Minimize } f_1 &= V_{plate} \\ \text{Minimize } f_2 &= T_{drag} \end{aligned}$$

여기서 V_{plate} 는 클러치 마찰판 중 방열체 역할을 담당하는 분리판(separator plate)의 부피를 나타내며, T_{drag} 는 클러치 마찰판의 최대 상대속도인 3,300 rpm

안에서의 발생하는 최대 드래그 토크를 의미한다.

최적설계를 위한 클러치 설계변수는 마찰판의 내, 외경 및 마찰면의 수로 선정하였다. 최적화에 사용된 설계변수 및 범위는 Table 1과 같다. 설계변수로 선정되지 않은 설계인자들은 Table 2와 같이 고정된 상수로 입력된다. 전달토크 안전율은 피스톤의 최대 작동압력, 피스톤의 내경을 상수로 고정한 경우 설계 입력값으로 활용할 수 있다. 이 경우 피스톤의 외경이 전달토크 안전율을 맞추기 위해 역으로 계산된다. 최적설계 시 전달토크 안전율은 순간적인 외부충격에도 슬립이 발생하지 않도록 1.5를 기준으로 계산되도록 설정되었으며, 최대 작동압력은 16 bar, 피스톤의 내경은 50 mm 로 적용하여 피스톤의 외경이 계산되도록 하였다. 최적화 시 설계 제약조건으로 마찰면 면압 안전율은 전달토크 안전율과 마찬가지로 순간적인 외부충격에도 파손이 발생하지 않도록 1.5 이상으로 하였으며, 마찰면의 온도 안전율은 외부의 순간적인 충격에는 크게 영향받지 않기 때문에 1.5보다 낮은 1.2로 선정하였다. 또한 피스톤의 외경은 마찰면의 외경보다 작도록 구성하였다.

클러치 최적설계를 위해 다목적 최적화 알고리즘인 NSGA-III (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm III)를 이용하였다. NSGA는 유전알고리즘의 일종으로 목적함수 간에 확실하게 우열을 가릴 수 있는 경우에 대해 순위를 선정하고 이를 이용하여 최적화하는 방법이다. 최적화 알고리즘에서 총 세대 수와 세대 당 설계조건 수는 결과가 어느정도 수렴되도록 모두 200개로 설정하였다.

Table 1 Design variables

Design variable	Min.	Max.	Step
Outer diameter (mm), d_o	50	500	1
Ratio of inner diameter, d_i/d_o	0.5	0.95	0.01
Num. of friction surface, N_f	2	20	2

Table 2 Fixed design variables

Design variable	Value
Friction coefficient	0.10
Groove area ratio	0.20
Thickness of Separator plate	5 mm
Piston inner diameter	50 mm
Flowrate for cooling	10 lpm

Supply lubricant temperature	70 °C
Lubricant	ISO VG 46
Max. piston pressure	16 bar
Allowable surface temperature	350 °C
Allowable compressive stress	3.5 MPa

3. 결과 및 분석

Type 1과 Type 2의 클러치 설계 조건에 따른 최적화 결과는 Fig. 6, 7과 같이 파레토 최적(Pareto optimal)의 형태로 나타났다. 최적해들은 모두 설정된 제약조건을 만족한다. 제약조건으로 설정된 면압 안전율은 최종 세대인 200번째 세대에서 Fig. 8과 같이 5~25 사이에 흩어진 형태로 나타났으며, 마찰면 온도 안전율은 Fig. 9와 같이 1.2로 수렴되어 클러치의 크기가 더 이상 줄어들지 못하게 제약하였다. 따라서 주어진 설계조건에서 온도 안전율이 클러치 사양을 결정하는 주요 조건임을 알 수 있다.

분리판의 부피는 Type 1의 경우 1650~1850 cm³ 사이에서, Type 2의 경우 약 230~340 cm³ 에서 최적화되었다. 두 방식의 부피는 약 5~7배 정도 차이로 Type 1이 더 크게 나타났으며, 절대적인 수치로는 약 1500 cm³ 정도 차이가 발생하였다.

두 방식의 분리판 무게 차이는 분리판의 밀도가 7850 kg/m³ 일 때 약 11.7 kg 정도이다. 기계적 잠금 장치의 무게를 고려하면 Type 1, 2의 무게 차이가 일정부분 감소하겠지만, 마찰판과 하우징 등 기타 부품의 무게 증가를 고려하면 두 방식의 클러치 무게 차이는 더 커질 수도 있다.

드래그 토크의 경우 Type 1은 25~65 N.m, Type 2는 2~9 N.m 정도에서 최적화되었다. 드래그 토크는 Type 1과 2의 차이가 약 7~12배 정도로 Type 1이 더 컸으며, 회전속도 차이 3300 rpm 을 이용하여 출력으로 환산하면 Type 1의 경우 약 8.6~22.5 kW, Type 2의 경우 0.7~3.1 kW 정도이다. Type 1의 경우 드래그 토크에 의한 손실이 매우 크기 때문에 클러치가 작동되지 않은 경우 냉각유량을 감소시키는 등의 손실을 저감하는 장치를 고려해야 한다.

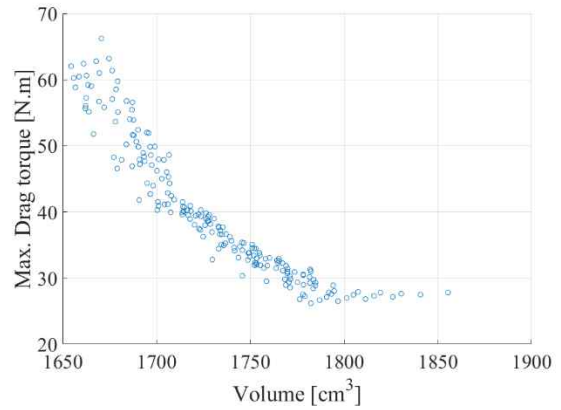


Fig. 6 Optimization result – Type 1

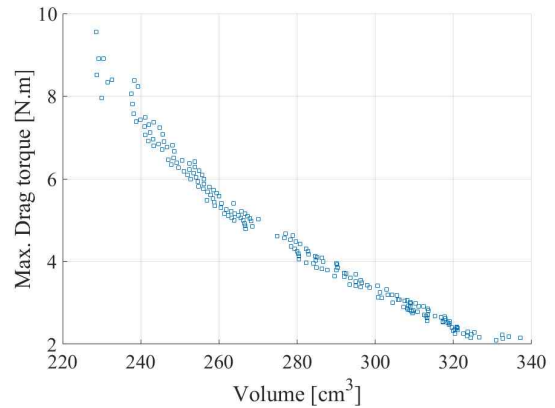


Fig. 7 Optimization result – Type 2

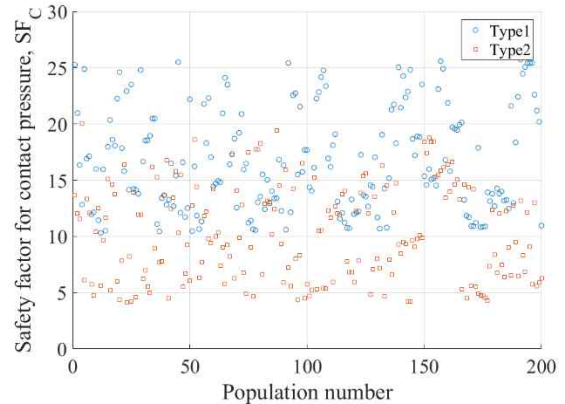


Fig. 8 Safety factor for contact pressure in the final generation

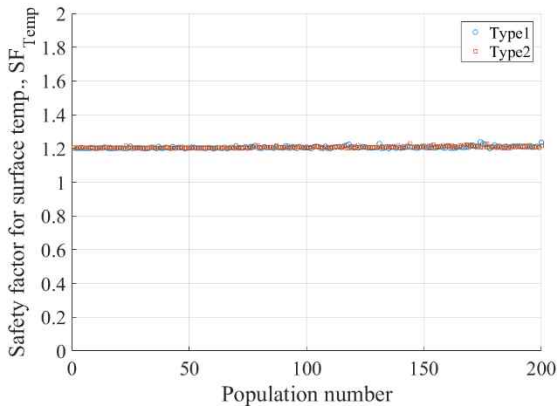


Fig. 9 Safety factor for surface temperature in the final generation

두 방식에서의 마찰면 수에 따른 외경을 나타내면 Fig. 10과 같다. Type 1의 외경은 일반적으로 마찰면의 수에 따라 Type 2보다 약 2배 정도 큰 값을 보였다.

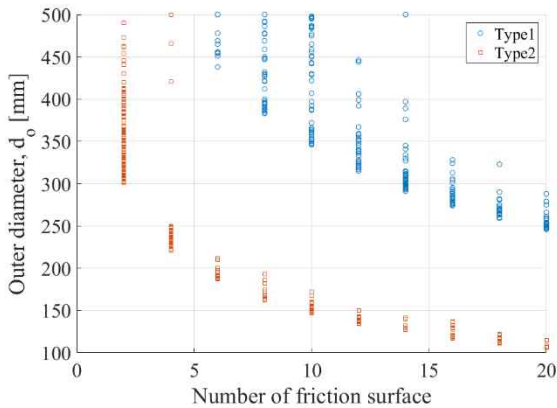


Fig. 10 The outer diameter of Type 1 and 2 for the number of friction surface

4. 결 론

기계적 잠금장치의 적용 여부에 따른 2가지 방식의 덕티드팬 습식다판클러치에 대해 최적설계를 수행하고 그 결과를 분석하였다. 기계적 잠금장치가 적용되지 않은 Type 1의 경우 클러치 부피가 1650~1850 cm³ 사이에서 최적화되었으며, 드래그 토크는 25~65 N.m 에서 최적화되었다. Type 2의 경우 클러치 부피는 약 230~340 cm³ 에서 최적화되었고, 드래그 토크는 2~9 N.m 에서 최적화되었다.

Type 1은 변속자유도가 높지만, 기계적 잠금장치가 적용된 Type 2에 비해 분리판의 부피가 5~7배 정도 더 크게 나타났으며, 드래그 손실도 약 7~12배 정도 증가하였다. 또한 마찰판의 외경도 Type 1이 2에 비

해 2배 이상 크게 나타났다. 또한 최적 설계안의 설계 제약조건을 분석한 결과, 최종적으로 수립된 사양은 최소 마찰면의 온도 안전율에 수립되어 설계 사양을 결정하는 지배적인 요소가 마찰면의 온도인 것을 알 수 있었다.

Type 1은 덕티드팬의 변속 자유도를 최대한 확보할 수 있으나 Type 2에 비해 클러치 크기와 드래그 손실이 매우 커진다. Type 2는 변속 자유도는 제약되지만 클러치 크기와 드래그 손실을 최소화할 수 있다. 따라서 기체에서 요구되는 설계의 방향성에 덕티드팬의 동력전환 제어에 대한 자유도보다 덕티드팬 클러치의 경량화 및 효율이 중요시 된다면 기계적 잠금장치가 포함된 Type 2의 설계안이 보다 나은 설계안이 될 수 있다.

후 기

이 논문은 2022년 정부(방위사업청)의 재원으로 국방기술진흥연구소의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. KRIT-CT-21-013(협약번호), 차세대 회전익기 동력 전달장치용 핵심부품, 2022년)

References

- [1] S. P. Wurth, "F-35 propulsion system integration, development, and verification," *Aviation Technology, Intergration, and Operations Conference*, pp. 25-29, June 2018.
- [2] M. A. Stevens, "Two-speed rotorcraft research transmission power-loss associated with the lubrication and hydraulic rotating feed-through design feature," *NASA/TM-2018-219929*, 2018.
- [3] A. J. Grzesiak, R. C. Lam, D. K. Fairbank, K. Martin, and T. D. Snyder, "Friction Clutch," *Design Practice: Passenger Car Automatic Transmission*, Ch. 6, 2012
- [4] S. Iqbal, F. Al-Bender, B. Pluymears, and W. Besmet, "Model for predicting drag torque in open multi-disks wet clutches," *ASME, J. Fluids Eng.*, Vol. 136, 021103, 2014.
- [5] K. Park, M. Kang, J. Lee, W. C. Son, J. Harianto, A. Kahraman, "Development of an analysis program to predict efficiency of automotive power transmission and its applications," *SAE Technical Paper*, 2018-01-0398, 2018
- [6] S. C. Kim, and S. B. Shim, "Modeling of heat transfer for a wet multi-plate clutch based on empirical data," *Journal of automobile engineering*, Vol. 232(12), 1634-1647, 2017.