

DOI <https://doi.org/10.9725/kstle.2017.33.2.71>

## 습식 DCT의 드래그 토크 저감을 위한 클러치 패드 유로 설계

조정희<sup>1</sup> · 한준열<sup>1</sup> · 김우정<sup>3</sup> · 장시열<sup>2,\*</sup>

<sup>1</sup>국민대학교 자동차공학 전문대학원, <sup>2</sup>국민대학교 자동차공학과  
<sup>3</sup>현대파워텍(주)

### A Study on the Wet Clutch Pattern Design for the Drag Torque Reduction in Wet DCT System

Junghee Cho<sup>1</sup>, Juneyeol Han<sup>1</sup>, Woo-Jung Kim<sup>3</sup> and Siyoul Jang<sup>2,\*</sup>

<sup>1</sup>Graduate School, Dept. of Automotive Engineering, Kookmin University

<sup>2</sup>Dept. of Automotive Engineering, KookMin University

<sup>3</sup>Hyundai Powertech, Ltd.

(Received October 12, 2016; Revised February 28, 2017; Accepted March 2, 2017)

**Abstract** – The drag torque in the wet clutch system of a dual clutch transmission system is investigated because it is relatively high, up to 10 of the total output torque of the engine, even when the clutch is in the disengagement state with zero torque transfer. Drag torque results from the shear resistance of the DCTF between the friction pad and separator plate. To reduce the drag torque for ensuring fuel economy, the groove pattern of the wet clutch friction pad is designed to have a high flow rate through the pattern groove. In this study, four types of groove patterns on the friction pad are designed. The volume fraction of the DCTF (VOF) and hydrodynamic pressure developments in the gap between the friction pad and separator plate are computed to correlate with the computation of the drag torque. From the computational results, it is found that a high VOF and hydrodynamics increase the drag torque resulting from the shear resistance of the DCTF. Therefore, a patterned groove design should be used for increasing the flow rate to have more air parts in the gap to reduce the drag torque. In this study, ANSYS FLUENT is used to solve the flow analysis.

**Keywords** – DCT(듀얼 클러치 트랜스미션), clutch pack(클러치 팩), friction material(마찰재), drag torque(드래그 토크), flow path(유로), engagement(체결), disengagement(풀림)

#### Nomenclature

$h$  : Oil film thickness [m]  
 $r_{in}$  : Inner radius of friction plate [m]  
 $r_{out}$  : outer radius of friction plate [m]  
 $r_m$  : Mean radius of friction plate [m]  
 $N$  : Number of plate  
 $P_a$  : Atmospheric pressure [N/m<sup>2</sup>]  
 $V_r$  : Flow velocity in radial direction [m/s]

$V_\theta$  : Flow velocity in circumferential direction [m/s]  
 $V_z$  : Flow velocity in axial direction [m/s]  
 $\omega$  : Rotational speed [rpm]  
 $\omega_1$  : Rotational speed of friction plate [rpm]  
 $\omega_2$  : Rotational speed of separate plate [rpm]  
 $\mu$  : Viscosity [kg/m·s]  
 $\rho$  : Density [kg/m<sup>3</sup>]  
 $T$  : Drag torque [N·m]

#### 1. 서 론

\*Corresponding author : jangs@kookmin.ac.kr  
Tel: +82-2-910-4831

오늘날 환경문제와 석유 자원의 고갈로 인해 배기가

스 규제가 심해지고 있다. 이산화탄소 등 배기가스 규제와 연비효율 향상에 대응할 수 있는 자동차 동력원 및 동력전달 구조의 기술 수요는 갈수록 커지며 중요해졌다. 이에 따라 많은 자동차 회사들은 자동차 동력전달계(powertrain system)의 효율을 높일 수 있는 연구를 활발히 진행 중이며, 그 중에서도 연비 향상 및 주행성능 향상을 위해 새로운 형태의 변속기를 개발하고 있다. 엔진의 작동점을 최적화하기 위해 변속기를 다단화하고 있으며, 동력단절을 최소화 하기 위한 DCT(Dual Clutch Transmission)는 그 대표적 변속기 형태이다[1].

DCT는 홀수 및 짝수 단을 분리시켜 동력전달을 하며, 변속시점 선택등의 변속제어를 홀수단과 짝수단을 교대로 체결하는 방식을 취한다. 즉, 홀수 단이 체결되어 있다면 짝수단의 클러치 팩은 체결을 위해 준비하고 있는 형태이다. 따라서 DCT 클러치팩의 관점에서 본다면 홀수단은 체결상태(engagement)이고 짝수단은 항상 풀림(disengagement) 상태로, 또는 그 반대의 조합으로 작동된다. 이러한 작동조건에서 풀림 상태에 있는 클러치 팩의 해당하는 단속클러치는 변속기유(dual clutch transmission fluid, DCTF)의 점성에 의한 드래그 토크는 경우에 따라서 최대 엔진 동력의 10%까지 발생하게 된다. 이러한 이유로 변속기가 동력을 전달하지 않는 상태에서 발생하는 이러한 드래그 토크를 최소화 해야 한다. 따라서 DCT의 특성상 항상 풀림상태에 있는 클러치 팩이 존재하여, 드래그 토크를 줄이는 설계가 필요하다[2].

본 연구는 일반적으로 많이 사용하는 waffle 형태의 마찰재(friction pad) 그루브(groove)에서 풀림 상태일 때 유량을 크게하며, 유동저항을 작게하기 위한 Y형상의 유로를 설계하였으며, 이 Y형상을 비대칭(AY) 및 곡률 형태(RY)로 수정한 형태의 그루브 패턴에서의 드래그 토크 해석을 수행하였다. 이 때 비대칭과 곡률 형태는 회전 방향을 고려하여 설정하였다. 해석 방법은 계산영역의 격자요소에서 DCTF-공기 비율에 따른 VOF(volume fraction) DCTF와 공기의 비율을 고려한 해석을 진행하였으며, 상용 CFD 프로그램 FLUENT를 이용하였다.

## 2. 해석의 대상 및 조건

### 2-1. 습식 클러치 팩 구조와 드래그 토크

#### 2-1-1. 습식 클러치 팩 구조

습식DCT의 클러치 팩 내부에는 홀수단을 담당하는 외경 클러치팩과 짝수단을 담당하는 내경 클러치팩이

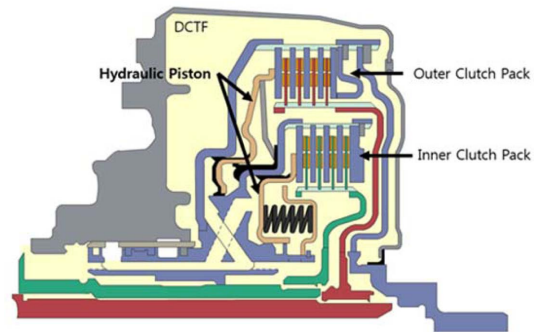


Fig. 1. Wet clutch pack of dual clutch transmission.

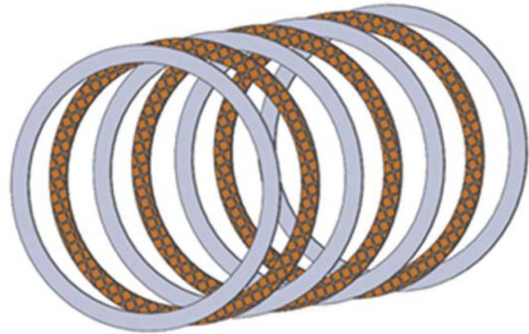


Fig. 2. Wet type multiple disk clutch.

존재하며, 이들 클러치 팩은 변속기유(DCTF)로 윤활되고 있어 마찰열 발생 억제와 윤활을 위해 클러치 패드 분리판(separator) 틈새는 변속기유로 채워져 있다. 체결과 풀림은 유압피스톤과 리턴 스프링(return spring)을 이용한다. 습식클러치 팩 내부에는 다판 클러치를 사용하며 마찰열을 냉각 시키기 위해 변속기유를 사용한다. 이러한 변속기유는 클러치 패드 틈새 사이에서 DCTF 점성에 의한 전단 저항을 일으키기 때문에 드래그 토크(drag torque)가 발생하게 된다.

#### 2-1-2. 드래그 토크의 발생

엔진의 구동력은 크랭크샤프트를 출력축으로 하여 변속기로 전달되기 바로 전에 클러치 팩에 전달된다. 이 때 변속을 하기 위해서는 동력을 일시적으로 단속해야 하는데, 이 기능을 DCT에서는 클러치 팩이 담당한다. 이 때 습식 클러치 팩의 작동은 하나의 클러치 팩이 체결상태 일 때 다른 하나의 클러치는 풀림 상태로 놓여지게 되며 기어단의 변속이 진행될과 동시에 클러치 팩의 체결이 전환된다. DCT의 습식 클러치 팩은 홀수단이던 짝수단이던 두 개중 하나는 반드시 풀

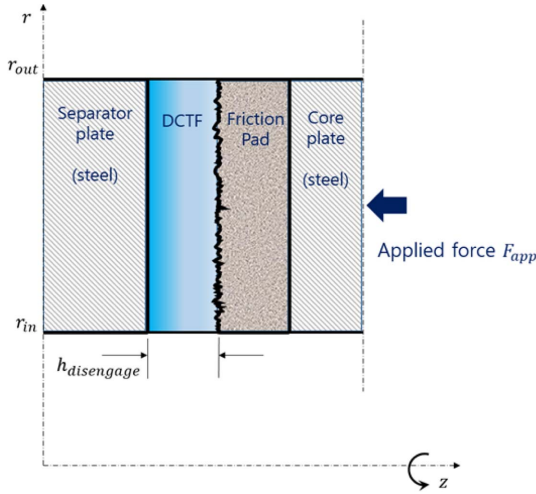


Fig. 3. Drag torque occurrence.

림상태가 된다. 이때 풀림 상태의 습식 클러치 팩은 동력을 전혀 전달하지 않아야 하지만, 마찰패드와 분리판 사이의 변속기유의 전단 유동에 의한 드래그 토크가 발생하게 된다. 이러한 드래그 토크는 엔진동력을 불필요하게 소모시키기 때문에 이를 최소화 할 수 있는 설계 방법이 차량의 연비효율 증진 방법으로 매우 중요하게 대두되고 있다[3].

2-2. 변속기유의 운동 특성과 수학적 모델

2.2.1. Laminar flow

변속기유는 분리판(separate plate)과 코어 플레이트(core plate) 사이에서 회전에 의하여 원심력과 점성력에 의해 유동한다. 상대 회전 속도가 가장 큰 4000 rpm에서 레이놀즈수가 2000이하로, 모든 rpm 영역에서 층류운동 특성을 보인다. 마찰판(friction pad)은 코어

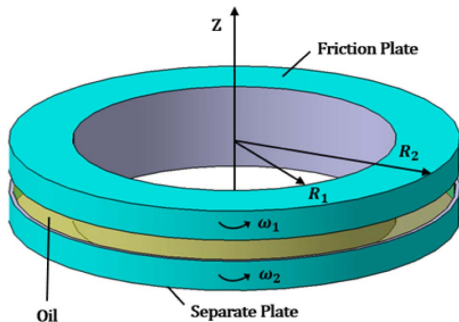


Fig. 4. Contact between friction pad and separator disk with DCTF.

플레이트에 부착되어 있으며, 변속기유가 직접적으로 닿는 면은 마찰판과 분리판이다. 두 판 사이의 변속기유는 주로 회전에 의한 원심력으로 이동하며, 회전수가 크거나 회전축에서 멀어질수록 선속도가 커져 유입되는 변속기유량보다 유출량이 많아지게 되어 클러치 외경으로 캐비테이션 현상(cavitation)이 발생한다.

캐비테이션은 주로 변속기유의 증기압에 의해 발생되며, 이러한 현상이 많으면 많을수록 DCTF에 의한 전단저항이 작아져서 드래그 토크는 감소한다. 따라서 드래그 토크를 저감할 수 있는 방법은 풀림상태의 습식 클러치 패드 틈새에서 변속기유가 틈새에서 빠르게 외경 방향으로 유출될 수 있게 하는 설계 기법이 적용될 수 있다[3].

2-2-2. 변속기유의 수학적 모델

DCTF의 모델은 원통좌표계( $r, \theta, z$ )로 표현할 수 있으며, 속도 벡터( $V_r, V_\theta, V_z$ )를 이용하여 표현한다. 공기가 포함되어 있는 2상 유동(two phase flow)에 대한 Navier-Stokes방정식은 다음과 같다. (1)은  $r$  모멘텀, (2)는  $\theta$  모멘텀, (3)  $z$  모멘텀을 나타낸다[4].

$$\rho \left( \frac{\partial V_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} - \frac{V_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial V_r}{\partial z} \right) = \rho g_r - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial V_r}{\partial r} \right) - \frac{V_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} \right) \tag{1}$$

$$\rho \left( \frac{\partial V_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} - \frac{V_r V_\theta}{r} + u_z \frac{\partial V_\theta}{\partial z} \right) = \rho g_\theta - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} \right) - \frac{V_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial V_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} \right) \tag{2}$$

$$\rho \left( \frac{\partial V_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial V_z}{\partial r} + \frac{V_\theta}{r} \frac{\partial V_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial V_z}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial V_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 V_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 V_z}{\partial z^2} \right) \tag{3}$$

초기 경계조건으로 마찰판과 분리판의 슬립은 존재하지 않으며, 마찰 패드와 분리판 표면에서의 DCTF 흐름은 다음과 같다.

$$V_r(r, \theta, 0) = 0, \quad V_r(r, \theta, h) = 0 \tag{4}$$

DCTF모델의 회전각속도는  $\omega_s, \omega_r$ 로 나타낼 수 있으며 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$V_\theta(r, \theta, 0) = r\omega_s, \quad V_\theta(r, \theta, h) = r\omega_f \quad (5)$$

압력을 고려한 경계조건은

$$P(r, \theta, z) = P_a = 0 \quad (6)$$

이다.

식 (4)-(6)의 가정을 통하여 Navier-Stokes 방정식을 다음과 같이 간단히 할 수 있다.

$$\frac{\partial V_r}{\partial r} + \frac{V_r}{r} = 0 \quad (7)$$

$$V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} - \frac{V_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_r}{\partial r} \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} - \frac{V_r}{r^2} \right) \quad (8)$$

$$V_r \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{V_r V_\theta}{r} = \frac{\mu}{\rho} \left( \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial r} + \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial z^2} - \frac{V_\theta}{r^2} \right) \quad (9)$$

$$0 = -\frac{\partial p}{\partial z} \quad (10)$$

수식의 좌변은 관성항을 나타내며 식 (10)은 z축방향으로의 DCTF의 압력이 일정함을 나타낸다.

최종적으로 Separator plate와 friction plate 사이의 압력 지배 방정식은 다음과 같다.

$$P(r) = -\frac{60\mu}{\pi r h^3} + \rho r \left( \omega_s^2 + \omega_s \Delta\omega + \frac{3}{10} \Delta\omega^2 \right) \quad (11)$$

FLUENT상에서 volume fraction은 식 (12)을 통하여 구할 수 있다.

$$\frac{1}{\rho_q} \left[ \frac{\partial}{\partial t} (\alpha_q \rho_q) + \nabla \cdot (\alpha_q \rho_q \vec{v}_q) \right] = S_{\alpha_q} + \sum_{p=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \quad (12)$$

### 2-2-5. Drag torque

드래그 토크는 마찰판과 분리판이 상대속도로 회전하면서 두 판 사이에 존재하는 DCTF의 전단저항에 의해 발생한다. 전단저항은 계산영역 내의 각 격자점에서 형성되는 전단 응력을 회전 중심축에서의 거리를 곱하여 전체 영역에서 적분하여 계산한다[5].

$$T = \int r \times \tau dA \quad (13)$$

FLUENT 상에서 전단 응력은 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$\tau_{wall} = \frac{\partial v}{\partial n} \quad (14)$$

## 2.3. 해석 모델 및 조건

### 2-3-1. 해석 모델

드래그 토크 저감을 위한 습식 클러치 마찰판 그루브

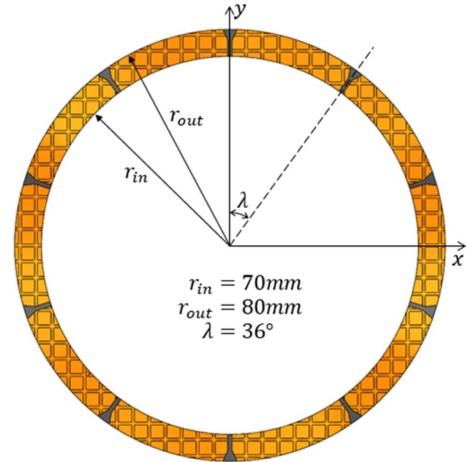


Fig. 5. Detailed friction pad of Y model.

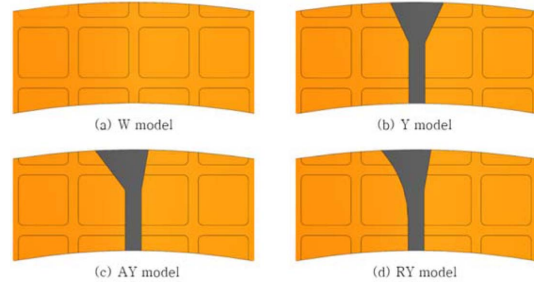


Fig. 6. Detailed groove pattern of friction pad.

패턴의 해석 모델은 총 네가지 이다. 클러치 내 외경 크기는 내경은 70.0 mm, 외경은 80.0 mm이다. 와플(waffle) 패턴을 기본으로 Fig. 6에서 (b), (c), (d)에 존재하는 Y형태의 그루브 패턴은 전체 클러치 패드에 대하여 10개씩 존재하며 패턴 위치 주기는 36°이다. 변속 기유의 원활한 배출을 위해 추가로 Y형태의 유로를 추가하였으며, 회전 방향을 고려하여 더욱 원활한 배출을 위해 비대칭 형태의 AY 모델(c)과 같이 유로를 설계하였다. 또한 비대칭 형태의 AY 모델에서 DCTF를 더 원활히 배출 시키기 위해 회전 방향을 고려하여 한 쪽 방향에 곡률을 준 형태의 RY 모델(d)을 추가로 설계하였다. Fig. 6에서 Y 모델(b), AY 모델(c), RY 모델(d)의 추가 유로는 형태는 다르지만 마찰면적을 동일하게 설계하였다. 이는 추가 유로의 면적이 같음을 의미한다. 각

Table 1. Frictional area percentage of four types

Waffle type	68.25%
Y type, AY type, RY type	65.03%

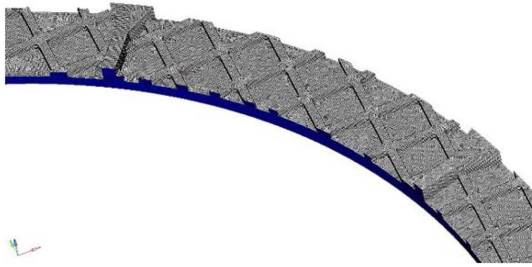


Fig. 7. Fluid Modeling in ANSYS FLUENT.

모델의 전체 면적 대비 마찰면적은 Table 1과 같다. 유동해석을 위해 필요한 모델링은 분리판과 마찰재 사이에 존재하는 DCTF와 공기를 대상으로 하였으며 CFD를 수행하기 위하여 격자 생성을 하였으며, 그 형태는 Fig. 7에 나타내었다.

2-3-2. 해석 조건

클러치 패드 전체 360°에 걸쳐서 Y자형이 10개 존재하며, 대칭 형태의 형상을 가졌기 때문에 계산영역을 전체 형상의 반인 180°에 대하여 모델링을 하였다. 계산영역의 연속 부분을 경계조건에 반영하여 주기 경계조건(Periodic boundary condition)을 적용하였다. 분리판과 코어 플레이트가 시계방향으로 회전한다고 가정했을 때, 두 플레이트 사이의 상대회전운동을 하는 DCTF의 운동은 반 시계방향으로 설정하였다(Fig. 8).

DCTF의 공급은 클러치의 내경으로 들어가며 원심력

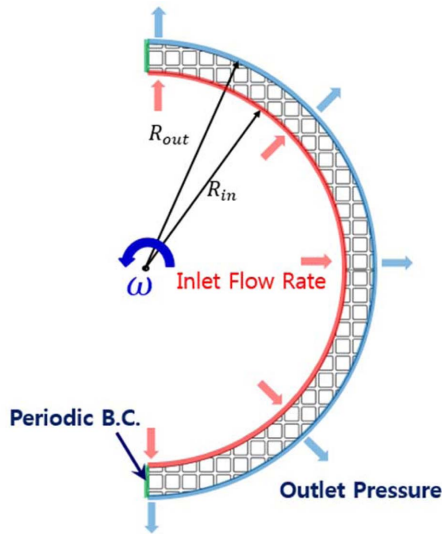


Fig. 8. Boundary conditions for flow analysis.

Table 2. Properties of analysis condition

DCTF (40°C)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	846.67
	Viscosity (kg/ms)	0.0264
Air (40°C)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	1.177
	Viscosity (kg/ms)	1.85e-005
Outlet pressure		atm. pressure
Volumetric flow rate (L/min)		1.0

에 의해 외경 쪽에서 배출된다. 초기에는 틈새 사이에 공기가 가득 차 있는 상태에서 변속기유가 공급되는 조건으로 설정하였으며, 일정한 시간(~1.0 sec)이 지나면 정상상태로 되는 과정을 설정하였다. 이 때 마찰판과 분리판이 상대 운동함에 따라 틈새 사이에 공기와 변속기유가 존재하는 부분(Volume of Fluid Fraction, VOF)를 고려하여 해석 한다. 변속기유와 공기 등 해석에 쓰인 이들 물성치와 조건은 Table 2에 나타내었다[2].

3. 결과 및 고찰

3-1. 잔류 DCTF양 비교

Fig. 9 부터 Fig. 12는 마찰판의 회전속도가 각각

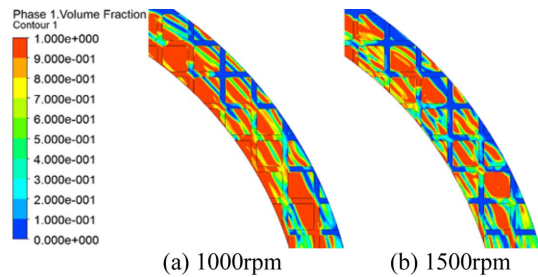


Fig. 9. Volume fractions of W type at 1000 rpm and 1500 rpm.

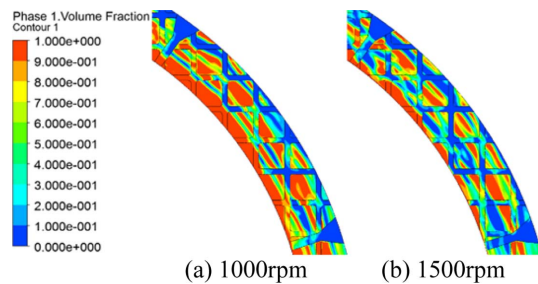


Fig. 10. Volume fractions of Y type at 1000 rpm and 1500 rpm.

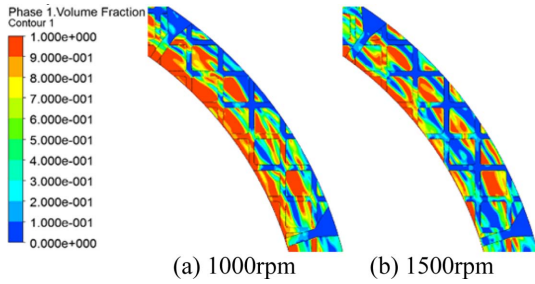


Fig. 11. Volume fractions of AY type at 1000 rpm and 1500rpm.

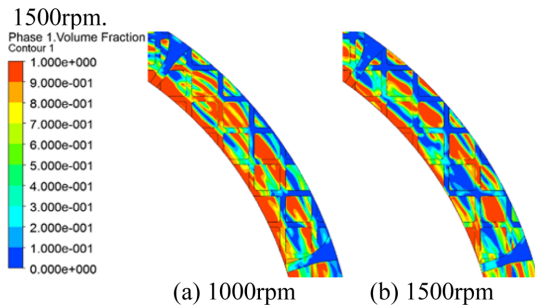


Fig. 12. Volume fractions of RY type at 1000 rpm and 1500 rpm.

1000 rpm, 1500 rpm에서 각 패턴 모델에서 마찰판과 분리판의 틈새내에 존재하는 공기와 DCTF의 비율 (VOF) 해석한 결과이다. 각 회전수에서 와플 타입의 경우 틈새에서 DCTF가 가장 많이 존재하는 것을 볼

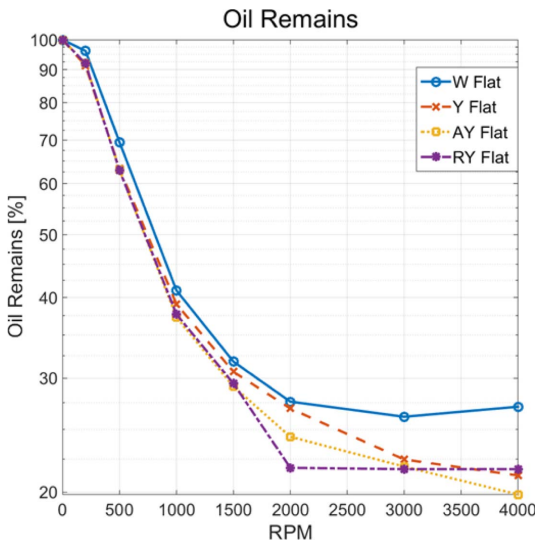


Fig. 13. Volume fractions of four type friction pads.

수 있으며, 추가로 유로가 설계된 타입들(Y, AY, RY)은 와플타입 보다는 틈새에서의 VOF가 작게 형성되는 것을 확인할 수 있다. 그 이유는 회전수가 증가함에 따라 와플 패턴 위에 새롭게 형성된 Y, AY, RY 형태의 유로를 통하여 DCTF가 클러치의 외경으로 더 많이 배출되기 때문이다. Fig. 13은 마찰판 회전수별 평균 잔류 DCTF의 비율을 나타낸 그래프이다. DCT의 변속 시점에서 형성되는 마찰판의 주요 상대속도 영역인 500~2500 rpm의 영역에서 와플타입은 전체적으로 많은 DCTF가 빠져나가지 못한 것을 확인할 수 있다. 이것은 DCTF에 의한 전단저항력이 커질 수 있는 가능성이 있음을 보여준다.

3-2. Dynamic pressure 비교

각 타입 별 마찰판과 분리판 사이 틈새에서 형성되는 동압(hydrodynamic pressure)을 비교하였다. Fig. 14 부터 Fig. 17은 1000 rpm에서 동압을 비교한 해석 결과이다. 동압은 틈새 부분에서 DCTF가 많을수록 높

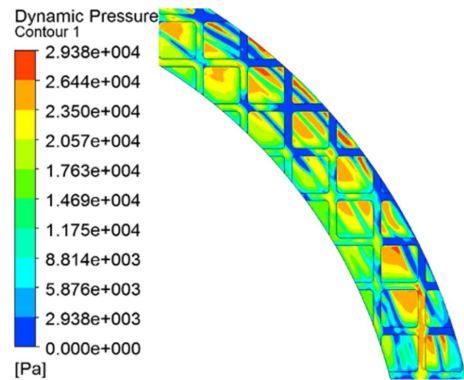


Fig. 14. Dynamic pressure of W type at 1000 rpm.

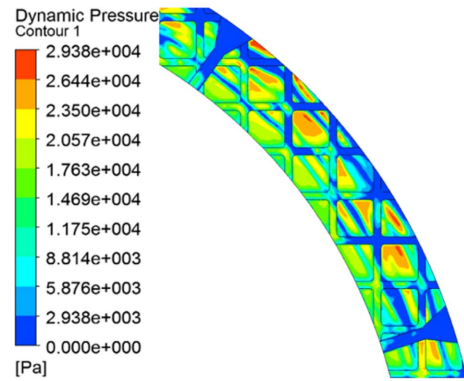


Fig. 15. Dynamic pressure of Y type at 1000 rpm.

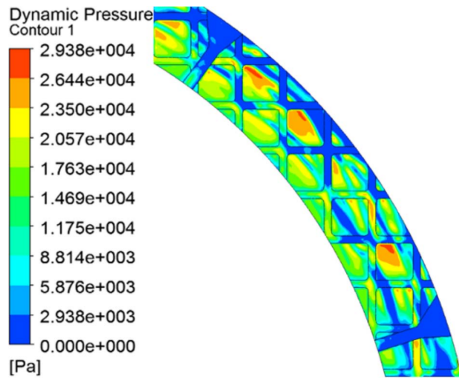


Fig. 16. Dynamic pressure of AY type at 1000 rpm.

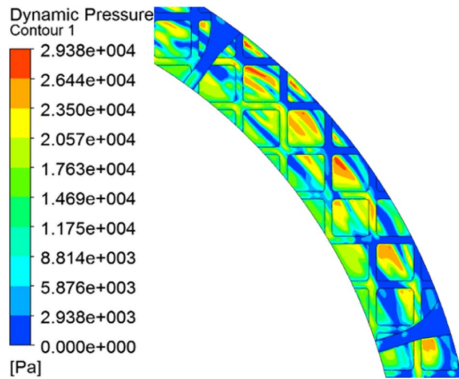


Fig. 17. Dynamic pressure of RY type at 1000 rpm.

게 형성되는 것을 확인하였다. 앞서 비교한 VOF 해석 결과와 동압 해석결과가 매우 비슷한 형태를 보여주고 있다. 와플타입의 경우 DCTF에 의해 마찰면에 보다 큰 면적으로 동압이 형성되고 있는 것을 보여주고 있다. 이것은 DCTF가 다른 타입들에 비해 원활하게 빠져 나가지 못해 발생하는 현상이다. 이에 반하여 Y, AY, RY타입등 와플 타입에 추가로 설계된 유로에서는 동압이 낮게 형성되는 것을 볼 수 있다. 그러나 유로 주변은 상대적으로 틈새가 작기 때문에 동압이 높게 형성되어 동압이 낮게 형성하는 유로를 통해 DCTF가 신속히 빠져나가는 현상을 볼 수 있다.

### 3-3. Drag torque 비교

각 타입 별 회전속도에 따라 드래그 토크를 비교한 결과를 Fig. 18에 나타냈다. 드래그 토크가 가장 높게 형성된 타입은 와플타입이고, Y, AY, RY등 추가로 유로를 설계한 타입에서는 와플타입 보다 드래그 토크가 낮게 형성되는 것을 확인하였다. 또한, 대칭형인 Y 유

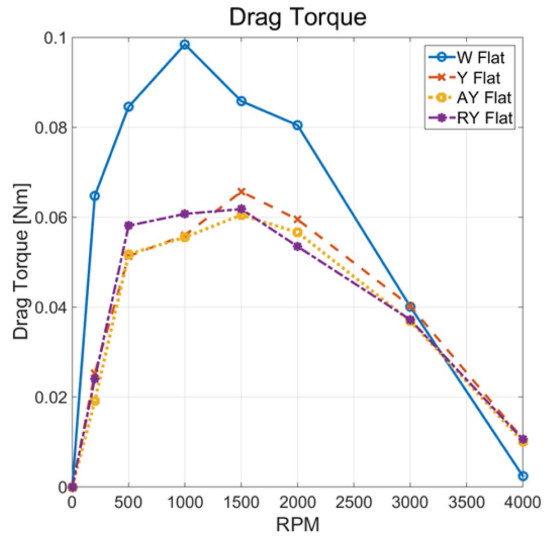


Fig. 18. Drag torque comparison of four types.

로 보다는 회전을 고려한 비대칭 AY타입의 형태가 드래그 토크를 저감하는데 더 좋은 효과를 보이는 것을 확인하였다.

드래그 토크는 DCTF의 전단응력에 의해 발생하는 토크로 마찰판과 분리판의 좁은 틈새에 DCTF에 의해 발생한다. 따라서 VOF가 큰 DCTF의 잔여량이 가장 많은 와플타입에서 드래그 토크가 크게 형성되는 것을 확인 할 수 있다. 드래그 토크를 저감하기 위해 두 판 사이의 DCTF를 빠르게 배출시킬 수 있는 설계가 필요함을 알 수 있다.

## 4. 결 론

본 연구는 습식 DCT의 클러치 팩에서 클러치 풀림 상태에서 마찰판의 그루브 패턴에 따른 드래그 토크 변화를 해석하였다. 기본 패턴은 일반적으로 많이 사용하는 와플 타입이고, DCTF를 신속히 배출하여 드래그 토크를 저감할 수 있는 유로를 설계한 Y, AY, RY 타입의 마찰판 패턴을 설계하였다.

1. 습식클러치에서 일반적으로 많이 쓰이는 와플타입과 본 연구에서 고안한 Y, AY, RY 타입을 비교했을 때 추가로 유로를 형성한 모델에서 와플타입보다 드래그 토크가 감소하는 경향을 확인하였다.
2. 이것은 마찰판과 분리판 틈새에서 변속기유가 신속히 배출되게 함으로서 DCTF에 의한 전단 저항을 감소시키는 것을 알 수 있다.

### Acknowledgements

본 연구는 2017년도 국민대학교지원과 한국연구재단의 지원(No.2015005154)을 받아 수행된 연구임.

### References

- [1] Kim, H. Y., Jang, S. Y., Kim, W. J., Shin, S. C., "Analysis of Dynamic Behaviors of Transmission Fluid Film in Wet Clutch Pad according to Patterned Grooves", *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 30, No. 2, pp. 92-98, 2014.
- [2] Lee, S. H., Jang, S. Y., Kim, W. J., Cho, S., "Study of Flow Behaviors in the Groove Patterns of Wet Clutch Pad", *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 2013, No. 10, pp. 108-109, 2013.
- [3] Ivanović, V., Herold, Z., Deur, J., Hancock, M. et al., "Experimental Characterization of Wet Clutch Friction Behaviors Including Thermal Dynamics", *SAE Int. J. Engines*, Vol. 2, No. 1, pp. 1211-1220, 2009, doi: 10.4271/2009-01-1360.
- [4] Iqbal, S., Al-Bender, F., Pluymers, B., Desmet, W., "Mathematical Model and Experimental Evaluation of Drag Torque in Disengaged Wet Clutches", *ISRN Tribol.*, Vol. 2013, doi:10/5402/2013/206539.
- [5] Kitabayashi, H., Li, C., Hiraki, H., "Analysis of the Various Factors Affecting Drag Torque in Multiple-Plate Wet Clutches", *SAE Int. J. Engines* 2003-01-1973, 2003.