

습식클러치 마찰재의 체결 거동에 의한 마찰열 해석

김해용¹ · 장시열^{2†} · 김우정³

¹국민대학교 자동차공학전문대학원, ²국민대학교 자동차공학과
³현대파워텍(주)

Frictional Heat Generation in Wet Clutch Engagement according to Groove Pattern on Clutch Pad

HaeYong Kim¹, Siyoul Jang^{2†} and WooJung Kim³

¹Graduate School of Automotive Engineering, Kookmin University, 77 Jeongneung-dong, Sungbuk-gu, Seoul, Korea

²Dept of Mechanical Automotive Engineering, Kookmin University,

³Hyundai Powertech, Co. Namyang, Korea

(Received March 7, 2014 ; Revised May 13, 2014 ; Accepted May 14, 2014)

Abstract – Frictional heat greatly influences the friction behaviors during clutch engagement. Therefore, the engagement of a wet or dry clutch is frequently not under control by the frictional heat. In a wet clutch, the frictional temperature also specially needs to be controlled, and in many cases, the clutch material is selected to prevent a temperature rise from the friction between friction pad and separator. However, only the selection of the clutch material cannot ensure sufficient control of the temperature rise by the friction. The groove pattern on a friction pad is designed for more flow rates of transmission fluid between the contact gap of clutch pad and separator for the cooling effect. In this work, groove patterns are designed for more flow rates out of the contact gap between friction pad and separator plate. Selected groove design shows the improvement flow rates of transmission fluid through both inner and outer radius, where most of the transmission fluid flows through the outer radius when the clutch is engaged due to the centrifugal force in conventional wet clutch groove. Several comparisons of the amounts of frictional heat generated on clutch pads are made in order to verify the decrease of the temperature rise according to the flow rates along the groove patterns.

Keywords – clutch engagement (클러치 체결), frictional heat (마찰열), groove pattern (그루브 패턴), heat conductio (열전도), transmissio fluid (TF, 변속기 오일), wet clutch (습식클러치)

1. 서 론

자동차의 엔진 동력을 차량으로 전달하는 과정 중에 동력의 단속은 주로 클러치 작동에 의해 진행된다. 그러나 큰 전달동력과 내구성을 요구하는 클러치는 주로 습식클러치가 적용된다. 습식 또는 건식 클러치는 전달

동력을 안정적으로 전달하기 위해 클러치의 마찰계수를 운전 조건 등과 상관없이 정상상태로 하는 것이 중요하다. 이러한 마찰계수는 접촉하중 및 접촉속도에 따라 변하기도 하지만 마찰열 발생에 의해 급격히 변화되는 것이 많은 실험 연구를 통해 알려지고 있다[1, 2].

습식 및 건식 클러치에서 발생하는 마찰열은 클러치 마찰재의 종류와 상대 접촉면의 형상에 따라 다양하게 발생한다. 클러치 마찰재에 대한 마찰열 발생의 일반화된 이론 서술은 매우 어려운데, 그 이유는 접촉 마찰에너지의 열발생 전환률에 대한 이론 서술을 일반화하기

[†]Corresponding author : jangs@kookmin.ac.kr

Tel: +82-2-910-4831, Fax: +82-2-910-4718

© 이 논문은 한국윤활학회 2013년도 추계 학술대회(2013. 10. 16~18/여수 히든베이호텔) 발표논문임.

어렵기 때문이다. 따라서 이러한 경우 관심 대상이 되고 있는 건식 또는 습식 클러치 재질의 마찰열 발생에 대한 실험연구로 진행되고 있다[3]. 특히 클러치의 마찰열 발생은 클러치 재질 뿐만 아니라 클러치 패드의 패턴 그루브 등에 따라 민감하게 나타나고 있으며, 습식 클러치의 경우 체결과정 중의 접촉면의 유막 거동 특성과 연계되어 다양한 형태로 나타난다[4, 5].

본 연구는 습식클러치의 체결과정에서 클러치 패드를 구성하는 마찰재 표면 그루브 패턴에 따른 마찰열 발생 현상과 이에 따른 습식클러치 패드에서의 열전달 현상을 해석 하였다. 습식클러치에서 클러치 패드의 열 발생 현상을 분석함으로써 효과적인 습식 클러치의 체결 기능을 유지하기 위한 클러치 패드의 그루브 패턴 설계 기법을 증진하고자 한다.

2. 해석방법 및 해석조건

2-1. 습식클러치의 마찰열 발생 해석방법

습식클러치의 체결과정에서 많은 양의 마찰열이 발생한다. 이때 발생하는 마찰열은 상대회전속도와 토크 및 체결시간에 비례하고, 마찰열에 의해 마찰재의 표면 박리나 핫 스팟(hot spot) 현상이 발생한다[3, 5]. 이러한 현상은 습식클러치 마찰재의 내구성을 저하시킬 뿐만 아니라 마찰계수의 급격한 변화로 클러치의 체결성능에 영향을 미친다. 따라서 습식클러치의 체결 과정에서 발생하는 온도를 급격하게 변화하는 것을 방지하는 것이 매우 중요하다.

습식클러치의 마찰열을 제어하는 방법에는 내열성이 좋은 마찰재를 사용하는 방법과 기계적 냉각효과를 최적화 시키는 방법이 있다. 그러나 습식클러치의 마찰재는 구성 성분에 따라 마찰특성이 다양하게 변화하기

때문에 변속기유의 그루브 패턴에서 틈새 유동에 기인한 대류의 냉각효과로 최적화시키는 방법이 마찰열 제어에 일관성이 있다[6-11]. 그 이유는 습식클러치의 체결과정에서 변속기유는 동력전달을 하는 역할뿐만 아니라 변속기유의 유막의 전단운동으로 열원 및 대류 유동으로 냉각원의 역할을 동시에 하기 때문에 이를 설계에 반영하여 마찰열 발생을 제어하는 것이 효과적이다.

이러한 원리를 기반으로 본 연구는 냉각효과를 최적화 시키는 방법으로 클러치 마찰패드의 그루브 패턴을 고려하여[7-13] 상대회전속도와 변속기유의 유막두께에 따른 클러치 패드의 마찰열 발생에 대한 해석을 수행하였다.

Fig. 1은 클러치와 세파레이터(separator)의 체결과정을 나타내고 있는데, 엔진의 회전속도와 클러치의 회전속도가 다른 상태에서 체결과정을 통해 동기화되는 과정을 나타내고 있다. 엔진과 클러치의 체결과정은 상대회전속도 개념을 이용하여 클러치패드와 세파레이터의 상대회전속도를 각각 500 rpm과 1500 rpm으로 설정하여 해석하였다.

Fig. 2는 해석에 사용된 클러치 패드의 그루브 패턴의 모델 형상을 나타내고 있다. 해석에 적용한 클러치 패드의 그루브(groove) 형상을 Type A, B, C로 구분하여 모델링 하였다. Type A 모델에서 Type C 모델로 변하면서 클러치 패드의 내경방향 그루브가 증가하도록 한다. 이러한 형태의 그루브를 적용하는 것은 체결과정중 회전운동에 따라 클러치 패드의 외경방향으로도 배출되는 변속기유를 클러치 패드의 내경방향으로도 배출시킴으로써 빠른 변속기유의 유출을 발생시켜 신속한 체결을 하도록 한다[7, 9, 10]. 증가된 변속기유의 배출기능은 체결과정중 발생된 마찰열을 클러치 패드와 세파레이터의 틈새사이에서 변속기유의 유동에 의한 대류효과로 냉각작용으로 온도 상승을 제어 하도록 한다.

2-2. 해석 조건

Fig. 3은 마찰열 발생에 대한 해석 조건을 나타내고 있다. 본 연구는 클러치 패드와 세파레이터 사이의 변속기 오일의 두께(h_t) 변화를 주어 마찰열 발생에 대한 해석을 하였다. 해석 모델의 기본적 개념은 클러치 체결시 변속기 오일의 유막두께가 시간에 따라 선형적으로 변화하고, 상대회전 접촉속도와 유막두께에 따라 마찰열 발생에 대한 해석을 수행한다. 클러치 패드 및

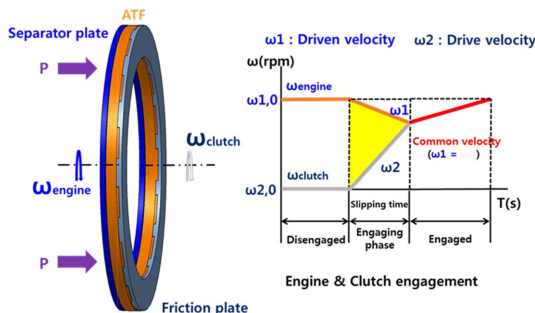


Fig. 1. Clutch engagement with some period of synchronization [11].

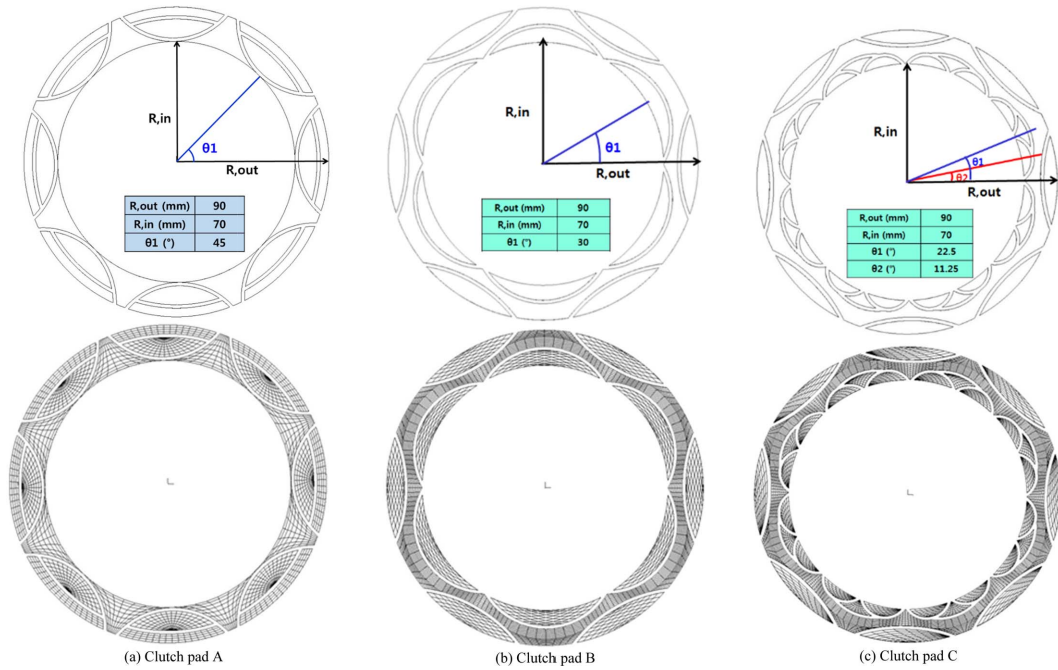


Fig. 2. Schematics of the simulation models (left) of groove patterns and grid patterns for FEM modeling of fluid film (right) [11].

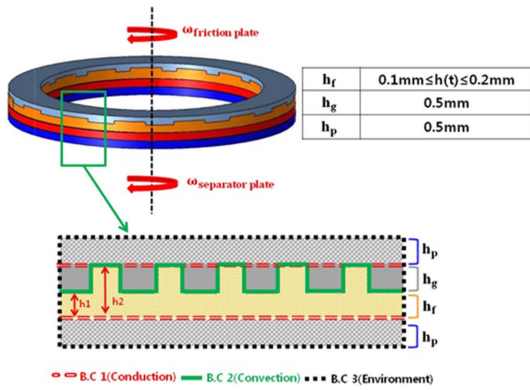


Fig. 3. Thermal modeling in the contact between clutch pad and separator plate during engagement.

세파레이터의 마찰열 해석에 대한 경계조건으로 유체에 의한 대류, 마찰패드와 디스크 플레이트에 의한 전도 및 세파레이터 플레이트 주변으로의 복사조건을 적용하였다. 관련된 클러치 마찰 패드, 세파레이터 플레이트 및 변속기유의 물성치는 Table 1에 나타내었다.

클러치 패드와 세파레이터 플레이트 사이의 유막두께에 따른 마찰열 해석 모델은 클러치 패드의 접촉 마

Table 1. Parameters used for the simulation

Separate Plate	Young's modulus (Pa)	120×10 ⁶
	Poisson's ratio	0.29
	Thermal conductivity (W/mK)	46.04
	Thermal diffusivity (m ² /s)	1.18×10 ⁻⁵
Core Plate	Young's modulus (Pa)	120×10 ⁹
	Poisson's ratio	0.29
	Thermal conductivity (W/mK)	46.04
	Thermal diffusivity (m ² /s)	1.18×10 ⁻⁵
Friction Pad	Young's modulus (Pa)	45×10 ⁶
	Poisson's ratio	0.21
	Thermal conductivity (W/mK)	0.75
	Specific heat (J/kg K)	1200
ATF	Density (kg/m ³)	814.6
	Viscosity (kg/ms)	0.0091
	Thermal conductivity (W/mK)	0.126
	Specific heat (J/kg K)	2177

찰과 유막의 전단 유동에 의한 마찰열 발생과 틈새유동의 대류효과로 인한 냉각효과를 함께 고려한다. 클

러치 패드의 마찰열 발생은 클러치 패드와 세파레이터 사이의 접촉에 의한 것으로 가압력, 상대 접촉 속도 및 마찰계수 등이 관계한다(식 1). 이러한 열원(heat source)과 더불어 클러치 패드와 세파레이터 사이의 틈새에 존재하는 변속기유의 상대 전단운동에 의하여 또 다른 열원이 형성되고(식 2), 동시에 이러한 틈새 유동에 의해 대류효과(식 3)에 의한 냉각작용도 일어난다.

즉, 변속기 오일의 두께에 따라 발생하는 마찰열 발생이 다르게 형성되기 때문에 변속기 오일의 유막두께를 변수로 하여 마찰열 해석을 한다. 이러한 이유로 변속기유의 냉각 기능이 있는 습식클러치는 건식클러치의 마찰열 발생의 경우와 매우 다르고 고출력화를 이룰 수 있다.

$$\frac{dQ}{dt} = \iint_A \mu p_A r \omega dA \tag{1}$$

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla T \right) = k \Delta^2 T + \frac{dQ}{dt} \tag{2}$$

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_i \frac{\partial u_i}{\partial x} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \eta \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i \partial x_i} + f_i \tag{3}$$

여기서 Q는 마찰에 의한 발열량, μ 는 점도, p_A 는 작용 마찰압력, ω 는 회전속도, T는 온도, u, v는 유동 속도이다.

이러한 습식클러치에서 형성되는 마찰열과 대류유동의 수식 모델(식 1-3)의 정보를 ADINA 해석프로그램에 유체요소와 유한요소 모델에 입력하여 해석을 수행한다.

3. 결 과

3-1. 온도분포 해석 결과

클러치 마찰패드의 패턴 그루브 영역에서는 상대적으로 클러치 패드의 다른 접촉면보다 유막두께가 두껍게 형성되고 있다. 이는 변속기유의 점성에 의한 전단작용으로 인한 열발생과 공간상의 유동에 의한 대류효과로 냉각효과가 크게 나타난다. 만일 유막두께가 얇으면 유막의 상대적으로 전단변형률이 커져 마찰열이 많이 발생하며, 클러치 마찰재의 직접적 접촉에 의한 마찰열 상승이 매우 크게 나타난다. 또한 얇은 유막두께는 변속기유의 배출유량이 적게 되어 마찰열 상승이 쉽게 일어난다.

체결과정은 변속기유의 유막이 얇게 되는 과정이므

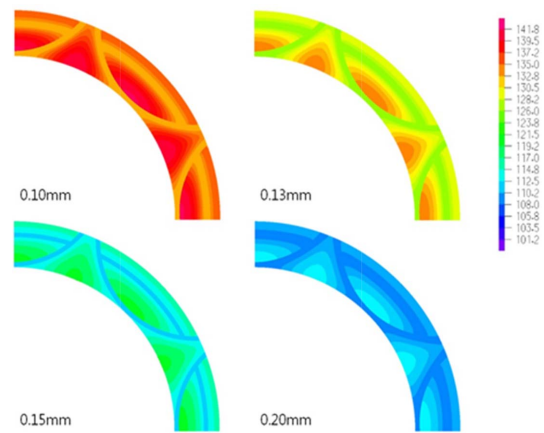


Fig. 4. Frictional temperature distribution in pattern A at 500 rpm [°C].

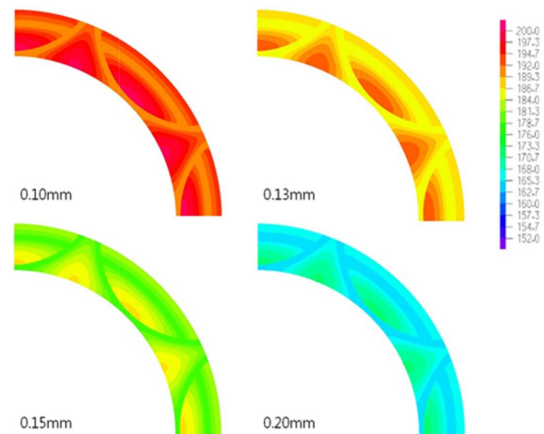


Fig. 5. Frictional temperature distribution in pattern A at 1500 rpm [°C].

로 마찰열 발생이 불가피하게 나타난다. 이때 과도한 마찰열 상승을 방지하기 위하여 습식클러치 패드의 그루브 패턴 설계를 최적화 할 필요가 있다.

Fig. 2의 그루브 패턴 A는 주로 외경 방향으로 패턴이 설계되어 클러치 체결시 틈새내의 변속기유는 주로 외경 방향으로 유출된다. 패턴 B는 내경방향으로도 패턴 그루브가 설계되어 있어 패턴 A 보다는 원활한 변속기 유출을 도모한다. 그러나 패턴 C는 보다 많은 배출 유량을 위해 내경에 많은 그루브가 만들어져 있으며, 이를 이용한 충분한 냉각효과를 도모하고자 설계 되었다.

접촉 상대 회전속도가 500 rpm일 때 패턴 A에서 발생하는 마찰열은 Fig. 4에 나타내었으며, Fig. 5는

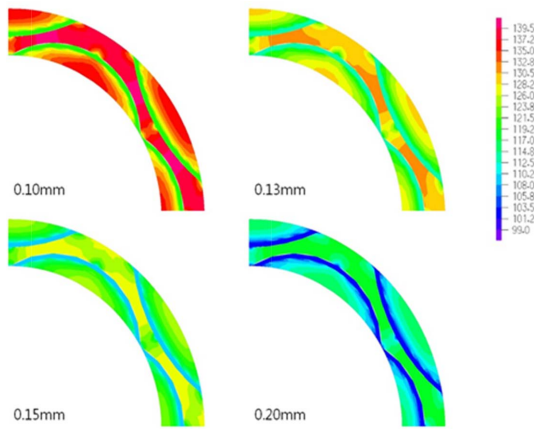


Fig. 6. Frictional temperature distribution in pattern B at 500 rpm [°C].

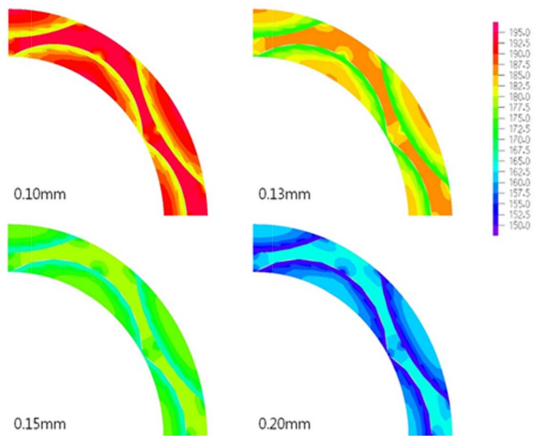


Fig. 7. Frictional temperature distribution in pattern B at 1500 rpm [°C].

1500 rpm일 때의 마찰열에 대한 해석 결과이다. 선정된 유막두께의 크기는 0.1~0.2 mm 사이에서 유막두께의 크기가 작은 방향에 관심을 두어 비교적 일정한 간격으로 선정하였다. 유막두께가 작아짐에 따라 마찰열 발생은 어느 경우든지 커지며, 또한 상대회전속도가 커짐에 따라 전체적으로 마찰열은 크게 나타난다. 두 가지 경우 모두 패턴 그루브가 있는 부분은 상대적으로 두꺼운 유막을 형성하기 때문에 패턴 그루브 이외의 영역 보다 마찰온도 상승이 적다. 이것은 두꺼운 유막으로 원활한 대류효과와 작은 마찰열 발생에 기인한다.

이러한 해석 내용은 패턴 그루브의 형태를 크게한 패턴 B의 경우에서도 명확하게 나타난다. Fig. 6에서 패턴 B의 500 rpm인 경우는 패턴 A의 경우 보다 마

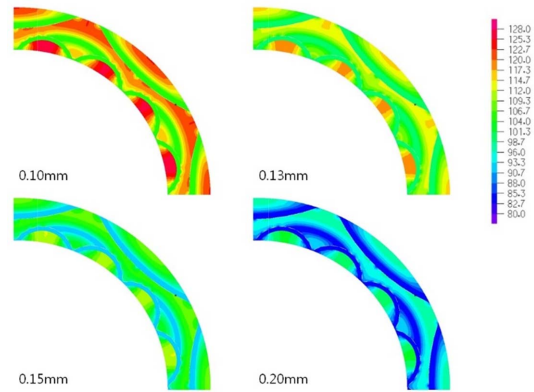


Fig. 8. Frictional temperature distribution in pattern C at 500 rpm [°C].

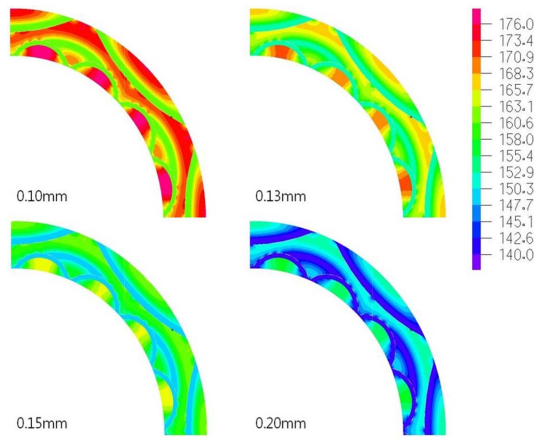


Fig. 9. Frictional temperature distribution in pattern C at 1500 rpm [°C].

찰온도가 낮다. 마찬가지로 패턴 B의 경우도 마찰 상대 속도가 크면 마찰온도가 상승한다(Fig. 7).

패턴 C의 경우는 보다 많은 변속기의 분출유량을 위해 내경 방향에 패턴 그루브를 더 많이 형성하였다. 이러한 이유로 패턴 C의 마찰온도는 패턴 A 또는 B의 경우보다 낮게 형성하고 있다(Fig. 8, 9).

이상과 같은 해석 결과를 분석하면 패턴 그루브 이외의 접촉 영역에서는 상대적으로 유막의 두께가 작기 때문에 상대회전속도가 증가할수록 전단유동에 의해 더 많은 마찰열이 발생하는 것을 알 수 있다. 마찬가지로 상대회전속도가 높을수록 마찰열이 더 발생한다. 이때 얇은 유막두께로 인하여 냉각기능을 하는 유체 용량이 패턴 그루브의 영역보다 상대적으로 작아 마찰열 상승이 더 커진다. 따라서 그루브 부분의 마찰온도

는 다른 영역에 비해 상대적으로 낮은 것을 확인할 수 있다. 이러한 결과는 클러치 마찰재의 패턴 그루브 형태에 대한 설계기법을 증진할 수 있는 해석 내용으로 적용할 수 있다.

4. 결 론

본 논문은 엔진과 동력전달시스템의 동력을 동기화시키는 과정에 중요한 역할을 하는 습식클러치의 접촉 틈새내에서 변속기유의 유막거동에 따른 클러치 패드의 마찰열 분포에 대한 해석을 수행하였다. 특히 고출력화된 엔진 동력을 전달하기 위해 습식클러치의 체결 과정에서 발생하는 마찰열을 제어하는 것이 매우 중요하다.

구체적 방법으로는 전달동력의 고출력화 및 고내구성을 위해 습식클러치에서 발생하는 마찰열을 효과적으로 저감시키기 위한 클러치 패드의 패턴그루브의 형태에 따라 해석하였다.

패턴그루브의 형태는 신속한 변속기유의 배출을 위해 설계하는데, 이것은 대류효과에 대한 마찰열 발생을 저감시키는 효과도 얻을 수 있음을 규명하였다.

이러한 마찰열 해석 결과를 통해 변속기유의 원활한 배출성능이 엔진과 클러치의 체결과정에서 발생하는 열적인 문제를 동시에 해결할 수 있을 것으로 예상된다.

Acknowledgement

본 연구는 2012년도 한국연구재단과 지식경제부 연구 지원사업(2012R1A1A2041907, R0001406) 및 국민대학교 (2014) 지원을 받아 수행된 연구결과임.

References

- [1] Zagrodzki, P. and Farris, T., "Analysis of Temperature and Stresses in Wet Friction Disks Involving Thermally Induced Changes of Contact Pressure", SAE Technical Paper No. 982035, 1998.
- [2] Pacey, D., Turnquist, R., "Modeling Heat Transfer in a Wet Clutch", SAE Technical Paper No. 901655, 1990.
- [3] Zagrodzki, P. and Truncone S., "Generation of Hot Spots in a Wet Multidisk Clutch During Short-Term Engagement", Wear Vol. 254, pp. 474-491, 2003.
- [4] Cho, J., Katopodes, N. and Kapas, N. "CFD Modeling of Squeeze Film Flow in Wet Clutch", SAE International No. 01-1236, 2011.
- [5] Cameron, T. M., McVombs, T., Tersigni S. and jao, T. "Flash Temperature in Clutches", SAE Technical Paper No. 01-3890, 2005.
- [6] Yuan, Y., Attibele, P. and Dong, Y., "CFD Simulation of the Flows Within Disengaged Wet Clutches of an Automatic Transmission", SAE Technical Paper No. 2003-01-0320, 2003.
- [7] Yang, Y., Robert C. L., Yih Fang, C., Yabe, H., "Modeling of Heat Transfer and Fluid Hydrodynamic for a Multidisc Wet Clutch", SAE Technical Paper No. 950898, 1995.
- [8] Deur J., Petric, J. and Asgari, J., and Hrovat, D., "Modeling of Wet Clutch Engagement Including a Thorough Experimental Validation", SAE Technical Paper No. 2005-01-0877, 2005.
- [9] Jang, J., Maki, R. and Khonsari, M., "Three-Dimensional Thermohydrodynamic Analysis of a Wet Clutch With Consideration of Grooved Friction Surfaces", *ASME J. of Tribol.* Vol. 133, pp. 011703-1~011703-12, 2011.
- [10] Edward J. Berger, "An Investigation of Friction-Induced Vibration In Automatic Transmission Wet Clutches", *In Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Doctor of Philosophy*, UMI Number 9725510, 1996.
- [11] Kim, H., Jang, S., Kim, W., Shin, S., "Analysis of Dynamic Behaviors of Transmission Fluid Film in the Wet Clutch Pad according to the Patterned Grooves," submitted to *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 30, No. 2, pp. 92-98, 2014.
- [12] Kitabayashi, H., Li, C. and Hiraki, H., "Analysis of the Various Factors Affecting Drag torque in Multiple-Plate Wet Clutches", SAE Technical Paper No. 01-1973, 2003.
- [13] Jang, S and J. Jeon, "Analysis of ATF Behavior Characteristic in Friction Clearance by Friction Plate Modeling of Automatic Transmission Wet clutch", *Proceedings of the Korean Society of Tribologists and Lubrication Engineers Conference*, pp. 292-299, 2008.