

수동변속기용 클러치의 관성시험장치에 관한 연구

이 병 수^{*1)} · 신 현 명¹⁾ · 허 만 대²⁾

계명대학교 기계자동차공학부¹⁾ · 평화빌레오 기술연구소²⁾

Study on a Full-Size Tester for Manual Transmission Clutches

Byoungsoo Lee^{*1)} · Hyun Myung Shin¹⁾ · Man-Dae Hur²⁾

¹⁾Department of Mechanical and Automotive Engineering, Keimyung University, Daegu 704-701, Korea

²⁾R&D Center, Valeo Pyeong Hwa Co. Ltd., 306-70 Jangdong, Dalseo Gu, Daegu 704-190, Korea

(Received 9 January 2004 / Accepted 28 May 2004)

Abstract : Three models with various degree-of-freedom for a manual transmission clutch full-size tester have been developed and the models' reliability and accuracy have been verified using the measured data. A simulation study has also been conducted to understand dynamic behavior of the tester. The model for this simulation study includes clutch disk friction and damper dynamics. The developed model is very accurate in terms of maximum torque exerted on the clutch, slip duration and the vibration response except a slight difference compared to the measured data. In a history graph of the clutch torque, the maximum torque response from simulation is flat but the measured is sunken with a noticeable curvature. This phenomenon is found to be irrelevant to the dynamics of the full-size tester but is originated from the characteristics of the clutch itself. Thus, the full-size tester has been proven to be a reliable tester for clutch's power and torque transmission capability. To obtain a better understanding of clutch's characteristics and relationship between full-size tester and other testing methodologies, future research directions have been suggested.

Key words : Manual transmission clutch(수동 변속기용 클러치), Clutch full-size tester(관성부하시험장치), Stall test(스톨 시험), Power train(동력전달 계통), Friction(마찰), Damper(감쇠기)

Nomenclature

- θ_{m1}, θ_{p1} : boundary angles of pre-damper
- θ_{m1}, θ_{p2} : backward and forward angular limits of damper movement
- k_1, k_2 : stiffness of pre- and main damper
- k_∞ : stiffness of damper at its limit
- T_{PRE} : torque exerted by main damper spring pre-compression

1. 서론

클러치는 자동차의 동력 전달 계통을 구성하는 요소 중 하나이다. 클러는 엔진의 동력을 계통의 다음 단계로 전달하여 자동차가 추진력을 갖게 하는 주된 역할 외에 엔진의 간헐적인 연소 과정과 엔진을 구성하는 부품의 왕복 운동에 의한 관성 저항 등에서 필연적으로 발생하는 토크의 변동을 감소시키는 역할도 한다.

자동차용 수동 클러치와 관련된 진동과 소음 현상으로는 공전 시의 소음과 진동,^{1,2)} 주행 시의 트랜스미션 기어 치간 충돌 소음인 래틀(rattle)과 채터(chatter) 소음,³⁾ 그리고 클러치가 결합되어 출발할

*To whom correspondence should be addressed.
blee@kmu.ac.kr

때 발생하는 자려진동인 저더(judder)⁴⁾ 등을 들 수 있다. 클러치의 주된 역할인 동력의 전달과 관련된 문제로는 반복된 사용에 의한 마모와 피로에 기인하는 동력 전달 성능의 저하, 혹독한 사용 조건에서 발열⁵⁾에 의한 마찰 특성 변화에 기인한 동력 전달 성능의 저하 등이 있다.

극한 조건에서의 클러치 동력 전달 성능 시험 중에 스톨(stall) 시험이 있다. 클러치의 실차 시험 중의 하나인 스톨 시험은 과도한 부하 조건에서 반복적인 사용으로 인한 동력 전달 성능 시험이며 시행 방법은 다음과 같다. 자동차 바퀴를 고정시키고 주차 브레이크를 잠근 다음 엔진이 고속으로 회전하는 상태에서 클러치 페달을 떼는 동시에 스로틀을 최대로 연다. 만약 클러치의 동력 전달 성능이 엔진의 최대 발생 토크보다 크다면 엔진은 정지하게 되지만 그렇지 못하다면 클러치는 잠기지 않게 되어 엔진은 가속하게 된다. 이러한 시험을 수십 차례 급히 반복하여 엔진이 정지한다면, 즉 반복적인 시험에서도 스톨 상태가 유지된다면 클러치는 스톨 시험을 통과한다고 말한다.

스톨 시험은 실차 시험이므로 자동차와 클러치가 설계 및 시험 단계이기 때문에 제작되기 전이라면 대상 자동차 없이 스톨 시험과 유사한 시험을 실험실 수준에서 행할 필요가 있다. 이런 목적으로 개발된 시험 방법에 클러치 관성부하시험장치(full-size tester)가 있다. 관성시험장치는 관성모멘트를 변경할 수 있는 플라이휠과 클러치, 각속도 측정 센서, 토크 측정 센서로 구성되어 있다. 플라이휠을 설정한 각속도로 회전 시킨 후 클러치를 플라이휠에 맞물리게 하면 플라이휠이 갖고 있는 모든 에너지는 클러치 마찰판의 마찰에 의해 열에너지로 변환되고 플라이휠은 정지한다. 이러한 시험을 수백~수천회 반복하며 클러치의 내구성, 회복성 및 클러치 토크 전달 성능을 시험한다.

클러치의 관성부하시험을 통과한 클러치가 실차 조건에서 행하는 스톨 시험을 통과하지 못하는 경우가 가끔 발생한다. 스톨 시험과 관성부하시험의 조건이 다르다는 것은 인식하지만 그 조건이 무엇이면 스톨 시험에 대응하는 관성부하시험장치의 시험 조건이 무엇인지 알지 못한다. 더 나아가 근본적

으로 관성부하시험장치가 실차 시험인 스톨 시험의 대체 실험이 될 수 있는가 하는 것에 대해 의문을 가질 수 있다.

본 연구에서는 관성부하시험 장치의 특성을 이해하기 위해서 클러치를 포함하는 관성부하시험 장치의 동역학적 모델을 만들고 시뮬레이션을 수행하며, 모델의 동적 특성에 대한 신뢰성은 실측치와 비교하여 확인한다. 시뮬레이션 결과로부터 관성부하시험 장치를 클러치 내구시험장치로써 적합성을 평가하고 스톨시험과의 연계성을 찾는 목표로 향후 수행해야할 연구 방향을 제시한다.

2. 클러치 모델

일반적인 수동 트랜스미션용 마찰 클러치와 클러치 매퍼의 구조는 Fig. 1과 같다. 엔진에서 발생하는 동력은 크랭크축에 연결된 플라이휠로 전달된다. 다이어프램 스프링은 압력판에 힘을 가하여 마찰판 디스크가 플라이휠과 압력판 사이에서 고착상태가 되도록 한다. 마찰판으로 전달된 동력은 매퍼스프링과 마찰매퍼를 통하여 불필요한 진동이 제거된 후 마찰판 디스크에 부착된 허브를 통하여 트랜스미션으로 전달된다.

클러치 매퍼는 프리매퍼와 메인 매퍼로 구성되어 있다 (Fig. 2 참조). 프리매퍼는 클러치 디스크와 허브의 상대 각변위가 작을 때 작동되며 작은 강성과 마찰 토크를 갖는다. 프리 매퍼가 작동되는 동안에 메인매퍼는 작동되지 않으며 상대 각변위가 어느 정도 이상을 넘어서면 작동된다. 메인 매퍼의 강성

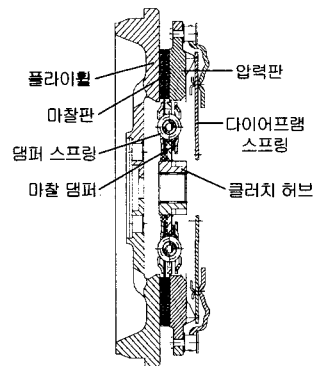


Fig. 1 Clutch schematic

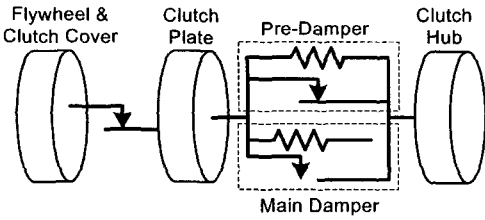


Fig. 2 Clutch and clutch damper model

토크와 마찰 토크는 프리 댐퍼의 그것보다 크게 설계되어 있으며 두 댐퍼의 상대 각변위와 강성의 전형적인 값은 Fig. 3에서 보인 곡선을 따른다. 이 강성의 특성을 수식으로 표현하면 다음과 같다.

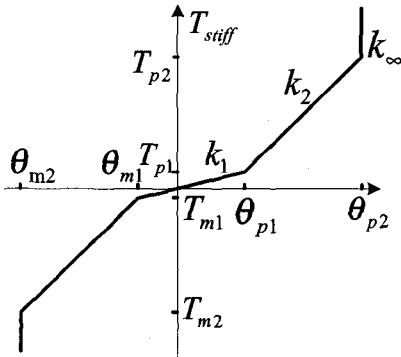


Fig. 3 Clutch damper stiffness curve

$$\begin{aligned}
 T_{stiff} &= k_1 \theta & \text{if } \theta_{m1} \leq \theta \leq \theta_{p1} \\
 T_{stiff} &= T_{p1} + k_2(\theta - \theta_{p1}) & \text{if } \theta_{p1} < \theta \leq \theta_{p2} \\
 T_{stiff} &= T_{m1} + k_2(\theta - \theta_{m1}) & \text{if } \theta_{m2} \leq \theta < \theta_{m1} \\
 T_{stiff} &= T_{p2} + k_{\infty}(\theta - \theta_{p2}) & \text{if } \theta_{p2} < \theta \\
 T_{stiff} &= T_{m2} + k_{\infty}(\theta - \theta_{m2}) & \text{else}
 \end{aligned} \quad (1)$$

여기서

$$\begin{aligned}
 T_{p1} &= k_1 \theta_{p1} + T_{PRE} \\
 T_{p2} &= T_{p1} + k_2(\theta_{p2} - \theta_{p1}) \\
 T_{m1} &= k_1 \theta_{m1} - T_{PRE} \\
 T_{m2} &= T_{m1} + k_2(\theta_{m2} - \theta_{m1})
 \end{aligned}$$

이며 T_{PRE} 는 메인 댐퍼 스프링의 예압에 의한 토크이다.

클러치에서 마찰이 발생하는 곳은 세 부분이다. 플라이휠과 압력판 사이에 놓인 클러치 디스크, 프리 댐퍼 그리고 메인 댐퍼가 그것인데 모두 Fig. 4의 일반적인 쿨롱의 건마찰 모델을 따랐다. 마찰 토크는 이력 특성을 갖고 있으므로 히스테리시스 토크

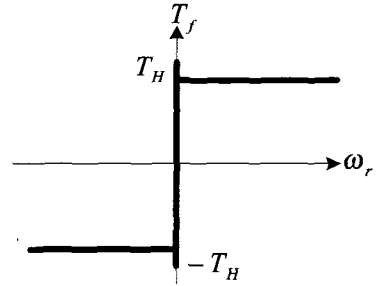


Fig. 4 Friction model

라고 부르기도 한다.

클러치 디스크가 전달할 수 있는 최대 토크 T_{Pmax} 는 압력판이 클러치 디스크를 누르는 면압력 F_{clamp} , 마찰판의 바깥 반지름 R_o , 마찰판의 안쪽 반지름 R_i , 플라이휠과 클러치 디스크 마찰재 간의 마찰계수 μ 가 주어지면 다음과 같이 구할 수 있다.⁶⁾

$$T_{Pmax} = 2\mu F_{clamp} \left(\frac{2}{3} \frac{R_o^3 - R_i^3}{R_o^2 - R_i^2} \right) \quad (2)$$

클러치에 작용하는 토크가 T_{Pmax} 보다 크면 클러치 디스크와 플라이휠은 서로 미끄럼 상태가 되어 최대 토크 이상의 토크를 전달하지 못한다. 플라이휠, 클러치 디스크 그리고 압력판에 대해서는 그 최대 값이 T_{Pmax} 인 쿨롱 마찰로 모델링 하였다.

클러치 디스크에 가해지는 면압력이 클러치 디스크 면에 대해 균일하다고 가정할 경우 면압력은 클러치 다이어프램 스프링의 강성, 디스크 쿠션 플레이트 특성 및 릴리즈 베어링의 변위의 함수이고, 구성 요소의 비선형 특성상 하나의 함수로 표현하는 것은 매우 어렵다. 일반적으로 면압력은 몇 개의 형태를 갖는 것으로 알려져 있고⁷⁾ 본 연구에서는 면압력 함수를 Fig. 5와 같은 지수함수로 가정하였다. 면압력을 시간의 함수로 택한 이유는 운전자가 클러치 페달을 조작하는 유형과 관성시험장치의 클러치 페달 조작 특성이 시간의 함수로 표현할 수 있기 때문이다. 본 연구에서 채택한 면압력 함수는 다음과 같다.

$$F_{clamp} = F_c(1 - e^{-t/t_d}) \quad (3)$$

여기서 F_c 는 클러치 다이어프램 스프링이 압력판으로 클러치 디스크를 누를 수 있는 최대 값, t_d 는

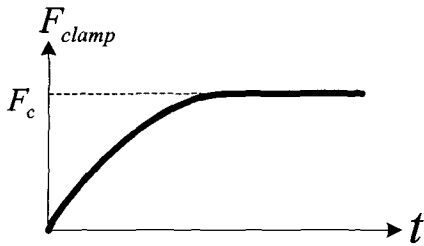


Fig. 5 Clamping force characteristics

면압력의 시간 지연 상수이다.

클러치, 프리 댐퍼와 메인 댐퍼의 마찰 토크 역시 Fig. 4와 같은 쿨롱의 모델을 따른다. 두 댐퍼의 특성은 각각 프리 댐퍼와 메인 댐퍼 히스테리시스 토크의 최대값 T_{HP} 와 T_{HM} 에 의해서 결정된다고 가정한다.

3. 관성시험장치의 동적 모델 및 시뮬레이션

혹독한 사용 조건에서의 행하는 동력 전달 성능 시험 중에 스톱(stall) 시험이 있다. 스톱 시험은 실차 시험이며, 대상 자동차 없이 스톱 시험과 유사한 시험을 실험실 단위로 행할 필요가 있을 경우 주로 클러치 관성부하시험을 실시한다. 본 연구에서는 관성부하시험장치와 클러치의 동적 거동을 살펴보기 위해 관성부하시험장치를 선택하고 모델링 하였다. Fig. 6에는 평화발레오사가 보유하고있는 관성부하시험장치 중 회전체 부분만을 보였다.

대상 클러치 모델은 HMC XD/FO-2.0DC이며 파라미터 값이 Table 1에 주어졌다. 여기서 k_{∞} 는 클러치 댐퍼 스톱퍼와 그 구조물에 의해 결정되는 탄성 계수이며 스톱퍼와 구조물이 강체일 경우 이론적으로 무한대이며, 본 연구에서는 이 값의 정확도가 해의 결과에 영향을 미치지 않으므로 수치적분 루틴

Table 1 Parameter of selected clutch HMC XD/FO-2.0DC

파라미터	값
θ_{m2}	-21.5°
θ_{m1}	-3°
θ_{p1}	9°
θ_{p2}	27.5°
k_1	0.051 kg·m/deg
k_2	2.04 kg·m/deg
k_{∞}	1×10^5 N·m/deg
$TPRE$	1.89 kg·r
μ	0.32
F_c	6,146 N
T_{HP}	0.075 kg·m
T_{HM}	1.25 kg·m
T_{Pmax}	34.71 kg·m

의 안정도에 큰 영향을 미치지 않는 범위 내에서 큰 값을 택하였다.

3.1 2자유도 모델

우선 Fig. 6의 관성시험장치 및 Table 1에 주어진 파라미터를 갖는 시험 대상 클러치 계를 Fig. 7과 같이 2자유도계로 모델링하였다.

모델의 J_1 는 관성시험기의 관성차와 그 축, 플라이휠, 그리고 클러치 커버를 포함하는 관성이며, J_2

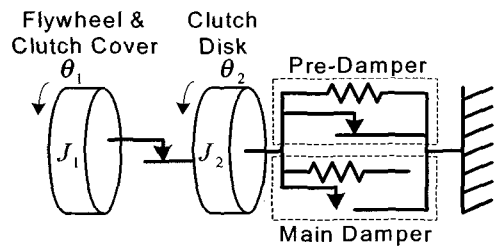


Fig. 7 2DOF model

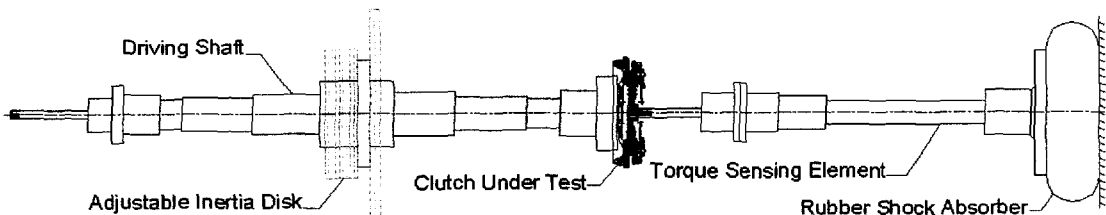


Fig. 6 Clutch full-size tester schematic

는 클러치 디스크의 관성이다. 우측의 마찰 모델은 클러치의 프리 댐퍼 및 메인 댐퍼의 마찰 토크, 강성은 클러치 댐퍼의 강성을 나타낸다. 운동방정식은 식 (4)와 같다.

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\theta}_1 &= -T_{clutch\ disk} \\ J_2 \ddot{\theta}_2 &= T_{clutch\ disk} + T_{damper} \end{aligned} \quad (4)$$

$T_{clutch\ disk}$ 와 T_{damper} 는 각각 제2장에서 기술한 클러치 디스크와 플라이휠 사이의 마찰 토크, 클러치 프리 댐퍼 및 메인 댐퍼의 강성 및 마찰에 의한 토크이다. 이 운동방정식 외에도 클러치 디스크, 프리 댐퍼 그리고 메인 댐퍼의 마찰 모델에 대하여 각각 하나의 상태변수가 존재한다.

수치 적분에는 리버모어 연구소에서 개발되었으며, 미분방정식의 급함(stiff)이나 완만함(non-stiff)을 자동으로 선정하는 LSODA⁸⁾ 루틴을 채용하였다. LSODA 수치적분 루틴은 가변 스텝 크기, 가변 차수, 자동 오차 제어 기능 내장되어 있기 때문에 사용자가 운동방정식의 급함(stiffness)을 미리 결정하지 않고 정확한 결과를 얻을 수 있는 장점이 있다. 건마찰의 모델로는 Reset Integrator 모델을 사용하였으며⁹⁾ 면압력의 시간 지연 상수 t_d 의 값으로 0.2초를 선택하였다.

관성차의 초기 회전 속도가 751 rpm인 경우의 시뮬레이션 결과가 Fig. 8에, 실측한 토크-시간 선도가 Fig. 9에 주어졌다. Fig. 8의 첫 번째 그래프는 클러치에 작용하는 토크, 두 번째는 클러치 댐퍼의 각변위, 세 번째는 클러치 디스크의 미끄럼 각속도, 마지막은 클러치에 작용하는 토크-댐퍼의 각변위 그래프이다. Fig. 9의 클러치에 작용하는 토크 실측치 그래프와 Fig. 8의 첫 번째 그래프를 비교해보면 초기에 작용하는 클러치 작용 토크의 최대값을 비롯하여 플라이휠의 회전이 정지된 후 클러치 댐퍼에 의한 여진의 형상, 진폭 및 진동 회수등이 매우 정확하게 일치하는 것을 확인할 수 있다. 하지만 토크 그래프의 초기 정상부근이 시뮬레이션 결과는 평탄한 반면, 토크 실측 그래프는 정상 부근이 움푹 꺼져 있는 것을 알 수 있다. 그 원인을 찾아보기위해 자유도가 더 높은 3자유도 및 5자유도 모델을 작성하고 시뮬레이션을 다음 절에서 수행한다.

시뮬레이션을 통해서 모델의 정확성을 확인한 의

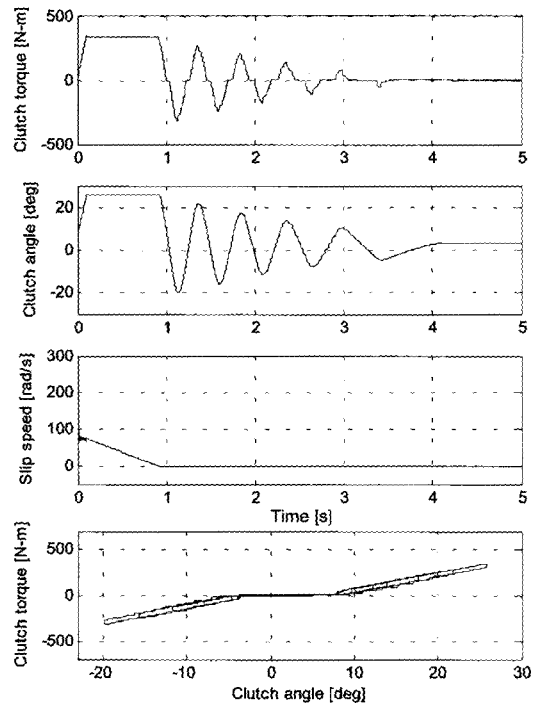


Fig. 8 Response of 2DOF model from simulation

에도 클러치 동작에 대한 추가적인 정보를 얻을 수 있는데 예를 들면 해당 클러치 댐퍼의 허용 작동 범위는 -21.5° 에서 27.5° 인데 실제 동작은 약 -20° 에서 26° 범위에서 이루어졌으므로 댐퍼는 스톱퍼와 충돌하지 않음을 알 수 있다. 그 외에 마찰에 인한 소산 에너지를 계산할 때 필요한 미끄럼 시간(slip time)은 종래에는 토크 선도 상에서 토크가 상승하는 순간부터 토크 곡선이 하강하여 영점을 지날 때까지 걸린 시간으로 하는 것이 관습이었는데, 본 시뮬레이션을 통해서 토크 곡선이 하강을 시작하는 순간까지 걸린 시간임을 확인하였다.

3.2 3자유도 및 5자유도 모델

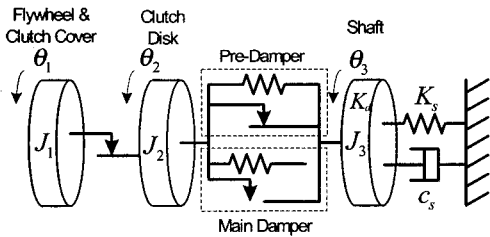
앞서 서술한 필요성 때문에 3자유도 및 5자유도 관성시험장치 모델을 작성하였으며, 3자유도 모델은 Fig. 10과 같고 운동방정식은 식 (5)에 주어졌다.

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\theta}_1 &= -T_{clutch\ disk} \\ J_2 \ddot{\theta}_2 &= T_{clutch\ disk} - T_{damper} \\ J_3 \ddot{\theta}_3 &= T_{damper} - c_s \dot{\theta}_3 - k_s \theta_3 \end{aligned} \quad (5)$$

Fig. 10에서 J_3 는 클러치에 작용하는 토크를 감지하는 센서가 설치된 축으로 관성모멘트는 레일리의



Fig. 9 Clutch torque measured



$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{\theta}_1 &= -k_{fus}(\theta_1 - \theta_2) - c_{fus}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) \\
 J_2 \ddot{\theta}_2 &= k_{fus}(\theta_1 - \theta_2) + c_{fus}(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) \\
 &\quad - T_{clutch\ disk} \\
 J_3 \ddot{\theta}_3 &= T_{clutch\ disk} - T_{damper} \\
 J_4 \ddot{\theta}_4 &= T_{damper} - k_{cs}(\theta_4 - \theta_5) \\
 J_5 \ddot{\theta}_5 &= k_{cs}(\theta_4 - \theta_5) - k_{final}\theta_5 - c_{final}\dot{\theta}_5
 \end{aligned} \tag{6}$$

Fig. 10 3DOF model

유효 질량 방법¹⁰⁾으로 구하였으며, 구조감쇠 계수가 c_s , 각변형에 대한 강성이 k_s 이다. 5자유도 모델은 Fig. 11과 같고 운동방정식은 식 (6)에 주어졌다.

여기서 k_{fus} 와 c_{fus} 는 플라이휠 축의 강성과 구조감쇠계수, k_{cs} 는 클러치 출력축의 강성, 그리고 k_{final} 과 c_{final} 은 최종 축의 강성과 구조감쇠계수이다. Table 2와 Table 3에 시뮬레이션에 필요한 3자유도 모델 및 5자유도 모델의 파라미터 값이 있다.

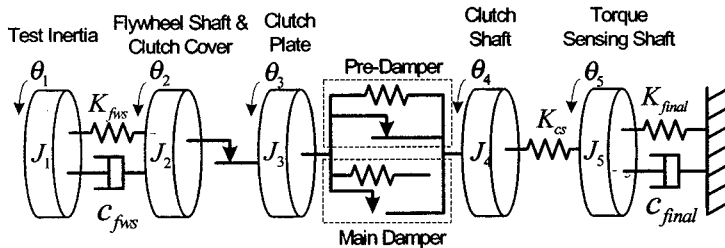


Fig. 11 5DOF model

Table 2 Parameters for 3DOF model

파라미터	값
J_1	3.7245 kg-m ²
J_2	4.568×10 ⁻³ kg-m ²
J_3	0.112 kg-m ²
c_s	0.5 N-m-s/rad
k_s	1.756×10 ⁵ N-m/rad

Table 3 Parameters for 5DOF model

파라미터	값
J_1	3.583 kg-m ²
J_2	7.246×10 ⁻² kg-m ²
J_3	4.568×10 ⁻³ kg-m ²
J_4	1.136×10 ⁻⁵ kg-m ²
J_5	0.112 kg-m ²
k_{fws}	1.51×10 ⁷ N-m/rad
c_{fws}	29.079 N-m-s/rad
k_{cs}	1.794×10 ⁵ N-m/rad
k_{final}	1.756×10 ⁵ N-m/rad
c_{final}	5.61 N-m-s/rad

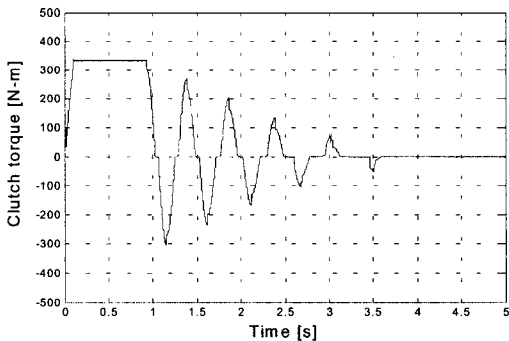


Fig. 12 Simulation results of 3DOF model

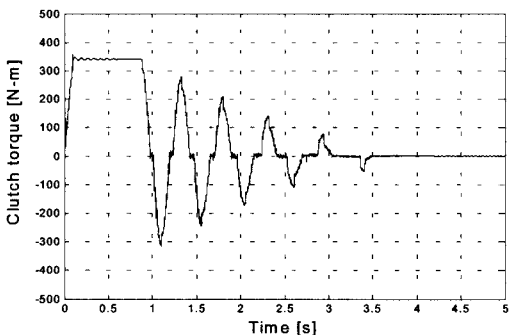


Fig. 13 Simulation results of 5DOF model

이런 파라미터와 모델로 시뮬레이션을 수행하였다. 2자유도 모델의 해석에서와 동일한 수치 적분 루틴과 방법을 사용하여 해를 구했으며 3자유도 모델과 5자유도 모델의 시뮬레이션 결과 중 토크 그래프만 각각 Fig. 12, Fig. 13에 각각 보였다.

Fig. 12와 Fig. 13을 살펴보면 2자유도 모델의 시뮬레이션 결과와 마찬가지로 Fig. 9의 실측치와 매우 정확하게 일치하는 것을 확인할 수 있다. 다만 클러치 토크 응답 초기정상 부근에서 2, 3 및 5자유도 모두 시뮬레이션 결과는 평탄한 반면(5자유도 모델의 응답에서 정상 부근에서 진폭이 아주 작고 높은 주파수의 진동을 관찰할 수 있지만 여전히 평탄하다), 실측 그래프는 약간 아래쪽으로 구부러져 있는 것을 알 수 있다. 그렇다면 이런 현상은 관성시험장치의 동역학적 특성이 아닌 순수한 클러치의 마찰 특성이라고 가정할 수 있다. 보고에 의하면 마찰 계수는 미끄럼 상대 속도, 온도 및 기타 여러 요인의 함수임을 알 수 있는데 다음 절에서 마찰 계수를 속도의 함수로 변경하여 이러한 가정의 타당성을 확인하여 보았다. 만약 마찰 계수를 속도의 함수로 하였을 때 토크 선도의 초기 정상 부근이 평탄하지 않고 구부러진다면 관성시험장치는 장치의 특성이 배제된 훌륭한 클러치 시험 장치라고 할 수 있다.

3.3 마찰계수가 속도의 함수인 마찰 모델

클러치 동적거동 시뮬레이션 해석을 위해 세 가지 모델이 개발되었다. 2자유도 모델은 간단하여 수치 적분으로 해를 얻는데 많은 시간이 걸리지 않았지만 클러치 토크-각변위 선도를 살펴보면 매우 거칠다는 것을 알 수 있다. 5자유도 모델은 수치 적분의 비용도 많이 들고 응답에 계통의 높은 고유진동수 응답이 포함되어 깨끗하지 못한 결과를 보여준다. 3자유도 모델은 해를 얻는데 걸리는 시간도 많지 않고 응답도 안정적으로 얻을 수 있으므로 향후 관성시험장치 시뮬레이션에는 제 3자유도 모델을 사용하는 것이 좋겠다.

클러치 토크의 실측치 그래프의 초기 최대값 정상 부근이 아래 방향으로 구부러지는 현상이 관성시험장치의 동적 거동이 아닌 클러치 마찰 특성임을 확인하기 위해서 클러치 디스크와 플라이휠 사

이의 마찰 계수를 Fig. 14와 식 (7)과 같은 미끄럼 속도의 함수로 놓았다:

$$\mu(\omega_r) = \text{sgn}(\omega_r) \mu_0 (4.583 \times 10^{-5} |\omega_r|^2 - 3.042 \times 10^{-3} |\omega_r| + 1.0) \quad (7)$$

여기서 μ_0 는 마찰 계수가 상수라고 가정했을 때의 마찰 계수에 해당하는 값이다. 3자유도 모델을 사용한 시뮬레이션 결과가 Fig. 15에 있다.

Fig. 15의 클러치 토크 선도를 살펴보면 마찰계수를 상수로 놓았을 때의 응답과는 다르게 정상 부근이 움푹 구부러져 있음을 알 수 있다. 이는 실측 결과와 일치하며 앞 절에서 세운 가정이 타당하다는 것을 입증하는 결과이다.

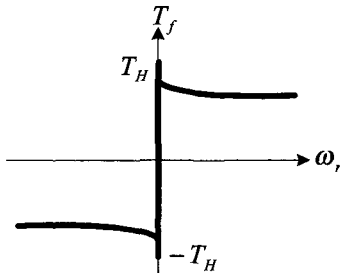


Fig. 14 Friction coefficient as a function of slip velocity

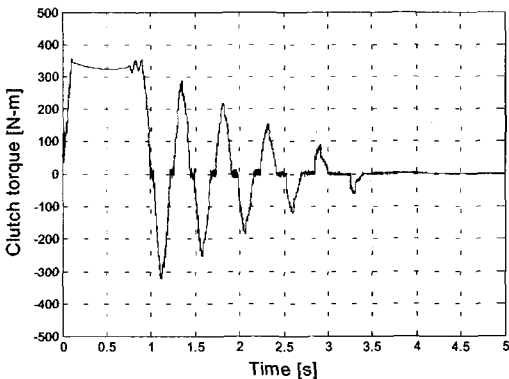


Fig. 15 Simulated clutch torque using 3DOF model with friction as a function of speed

4. 토의 및 결론

클러치 동력전달 성능, 내구성 및 회복성을 시험하는 장치로서의 관성시험장치 모델을 만들고 동적 거동을 알아보기 위해 시뮬레이션 해석을 수행하였다. 관

성시험장치와 클러치를 포함한 2자유도 모델에서 더욱 복잡한 5자유도 모델까지 만들었다. 또한 모델의 신뢰성을 확인하기 위해 실측치와 비교하였다.

시뮬레이션 결과 모든 모델에 대해서 클러치 토크 선도와 실측한 토크 선도를 살펴보면 초기 토크의 최대값, 플라이휠이 정지하는데 걸리는 시간, 플라이휠 정지 후 여진 회수, 여진의 형상 등이 정확하게 일치하는 것을 확인 할 수 있었다. 다만, 토크 선도의 시작 부분인 최대 토크 부분에서 시뮬레이션 결과는 평탄하지만 실측 결과는 아래로 굽은 형태를 취하고 있었다. 이런 현상은 마찰 계수가 상수가 아닌 속도의 함수이기 때문에 발생한다. 이를 뒷받침하기 위해 마찰 계수를 미끄럼 속도의 함수로 놓고 시뮬레이션을 수행했고 결과가 실측치와 매우 유사하다는 것을 확인하였다. 이런 사실로부터 관성시험장치는 장치의 특성이 배제된 훌륭한 클러치 특성 실험 장치임을 알 수 있었다. 또한 시뮬레이션 결과를 통해서 클러치의 최대 변위, 미끄럼 속도의 경향 등 부가적인 사항을 높은 신뢰성을 갖고 관찰 할 수 있었고 3자유도 모델이 관성시험장치 동적 거동 시뮬레이션에 가장 적합하다는 것도 확인하였다.

향후 필요 연구 및 연구 방향은 클러치의 동력 전달 성능 및 회복 성능을 시험하는 두 시험 방법인 관성시험과 스톨 시험을 비교 연구하여 두 시험의 차이점을 찾아내고 특성을 이해하는 것이다. 그렇게 하기 위해 스톨 모드의 모델을 만들어서 시뮬레이션을 수행하고 결과를 비교하고 분석하여 두 시험의 연관 관계를 규명하는 연구를 수행할 필요가 있다. 또한 본 연구를 통하여 마찰재의 특성이 클러치 동적 거동에 영향을 미치는 것을 확인했으므로 미끄럼 속도와 온도의 변화와 관계된 마찰 특성 연구에 업계는 투자할 것을 권한다. 열적 영향에 대한 클러치의 특성을 찾아내어서 분석하면 왜 관성시험을 통과한 클러치가 실차 스톨 시험에서 시험 횟수를 거듭함에 따라 동력 전달 성능이 저하되는지 설명할 수 있으리라 기대한다.

후 기

본 연구는 과학기술부 · 한국과학재단 지정 계명대학교 저공해자동차부품기술개발센터의 지원에 의한 것입니다.

References

- 1) D.-P. Hong, T.-J. Chung, S.-S. Kim, S.-H. Tae, "A Study on Clutch-disc Torsional Characteristic for Torsional Vibration Reducing at Idling," Transactions of KSNVE, Vol.4, No.3, pp.319-325, 1994.
- 2) B. Lee, J. C. Lee, "On the Modeling and Simulation of Friction for an Automotive Clutch," Transactions of the KSNVE, Vol.13, No.2, pp.116-125, 2003.
- 3) D. P. Hong, T. J. Chung, S. H. Tae, "A Study on Rattle Noise of Automotive Manual Transmission by Way of Torsional Characteristics of a Clutch Disc," Transactions of KSAE, Vol.3, No.3, pp.217-224, 1995.
- 4) D. Centea, H. Rahnejat, M. T. Menday, "The influence of the interface coefficient of friction upon the propensity to judder in automotive clutches," Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.213, Part D, pp.245-258, 1999.
- 5) H. K. Gwon, S. R. Hong, W. C. Seong, G. B. Lee, "Measurement and Numerical Analysis for Temperature near the Lockup Clutch," Transactions of KSAE, Vol.10, No.4, pp.129-135, 2002.
- 6) R. Shaver, Manual Transmission Clutch Systems AE-17, Society of Automotive Engineers, Inc., 1997.
- 7) K. Nagaya, "Effects of Impact on the Behavior of a Flexible Multiple Disk Clutch and Brake," Transactions of the ASME, Vol.109, pp.416-421, 1987.
- 8) Alan C. Hindmarsh, ODEPACK, a Systematized Collection of ODE Solvers, Scientific Computing, R. S. Stepleman et al. (Eds.), North-Holland, Amsterdam, pp.55-64, 1983.
- 9) D. A. Haessig Jr., B. Friedland, "On the Modeling and Simulation of Friction," Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.113, pp.354-362, 1991.
- 10) W. T. Thomson, M. D. Dahleh, Theory of Vibration with Applications, 5th Ed., Prentice-Hall, 1998.