

자동차 수동 변속기 클러치 시스템의 답력 이력 특성 예측 모델

이 병 수*

계명대학교 기계자동차공학부

Automotive Manual Transmission Clutch System Modeling for Foot Effort Hysteresis Characteristics Prediction

Byoungsoo Lee *

Faculty of Mechanical and Automotive Engineering, Keimyung University, Daegu 704-701, Korea

(Received 21 February 2008 / Accepted 20 March 2008)

Abstract : A typical clutch system for automotive manual transmissions transfers hydraulic pressure generated by driver's pedal manipulation to the clutch diaphragm spring. The foot effort history during the period of push is different than the period of the clutch pedal's return. The effort or load difference is called clutch foot effort hysteresis. It is known that the hysteresis is caused by friction. The frictional force and moment are produced between various component contact points such as between the rubber seal and the inner wall inside the hydraulic cylinder and between the diaphragm spring and the pressure plate, etc. Understanding the clutch pedal foot effort hysteresis is essential for a clutch release system design and analysis. The dynamic model for a clutch release system is developed for the foot effort hysteresis prediction and a simulation analysis is performed to propose a tool for analysing a clutch system.

Key words : Automotive clutch(자동차 클러치), Foot effort(답력), Hysteresis(이력), Friction(마찰), Master cylinder(메스터 실린더), Release cylinder(릴리즈 실린더)

1. 서 론

자동차의 수동 트랜스미션에 사용되는 클러치 유압 시스템은 클러치 페달의 작용력으로 발생한 메스터 실린더의 유압을 관로를 통해 릴리즈 실린더에 전달한다. Fig. 1의 클러치 릴리즈 시스템을 구성하는 주요 요소는 페달, 메스터 실린더(CMC), 릴리즈 실린더(CRC), 릴리즈 포크 및 릴리즈 베어링과 다이어프램 스프링이다.

클러치 페달과 관련된 연구는 클러치 페달의 강도와 관련된 최적화 연구¹⁾와 디자인과 관련된 매우 제한된 결과가 보고되었다. 레버에 관한 연구는 Szadkowski²⁾의 레버의 기구학 및 동역학적 연구가

보고되었다.

실린더와 관련하여 유압 실린더 내부의 고압에 의한 누유를 방지하기 위한 밀봉 씰(seal)에 대한 연구가 수행되었다.³⁻⁶⁾ Raparelli, Bertetto와 Mazza⁷⁾는 고무 씰의 변형과 마찰에 대한 이해를 도모하기 위해 실험과 수치해석을 수행하였고 임문혁 등⁸⁾은 클러치 메스터 실린더 작동 중 컵 씰의 응력을 유한요소 해석함으로써 씰의 형상이 응력 분포와 실린더 내벽과의 접촉 거동에 미치는 영향을 분석하였다. 클러치 메스터 실린더 컵 씰에 대한 기존의 연구는 대부분 전산해석에 의해 응력 분포를 구함으로써 씰의 밀봉 기능과 내구 성능 향상에 관한 것이다. 이병수⁹⁾는 브레이크 실린더 내부 씰의 마찰력에 대해 보고하였는데 마찰계수가 압력에 따

*Corresponding author, E-mail: blee@kmu.ac.kr

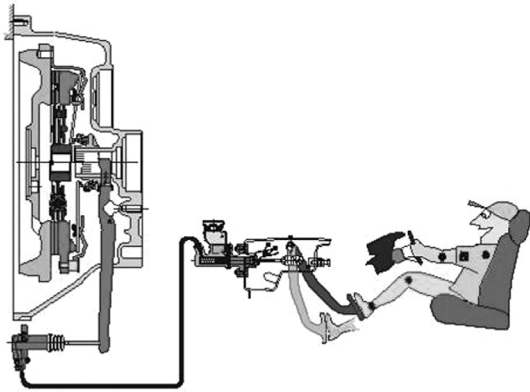


Fig. 1 Schematic of clutch release system(courtesy of VPH Co.)

라 변하며 마찰력에 기인하여 변위-작용력 이력현상이 발생함을 밝혔다. 또한 이재천 등¹⁰⁾은 씨일에 사용되는 고무와 상대재인 주철간의 온도와 범선력의 변동에 따른 마찰계수에 대해 연구하였다.

다이어프램 스프링에 관한 연구로는 Almen과 Laszlo¹¹⁾가 균일한 두께의 다이어프램 스프링의 하중 계산식을 티모셴코 이론에 입각하여 제안하였으며 이 계산식은 이후의 원형 판 스프링 변형에 대한 기본 식으로 사용되었다. Curti와 Montanini¹²⁾는 마찰력 또는 마찰력에 의한 우력이 클러치 하중의 이력 현상의 근원임을 이론과 실험으로 밝혔다. 이병수¹³⁾는 다이어프램의 핑거부분의 변형이 중심면을 통과하는 대변형일 경우의 릴리즈 하중과 이력현상에 관련한 이론을 제시하고 실험으로 검증하는 논문을 발표하였다.

플라이휠 및 구조물의 진동이 유압 관로를 통해 전달되어 차량 실내의 진동과 소음을 유발하므로 관로의 파동과 소음의 상관 관계에 대한 연구가 Hasebe 등¹⁴⁾과 Imai 등¹⁵⁾에 의해 수행되었다. 클러치 작동 성능에 관한 성능 지표는 진동 및 소음에 대한 것 외에도 운전자가 운전 중 느끼는 답력과 클러치의 동적인 응답 특성에 관한 성능도 포함한다. Fraysse와 Cheze¹⁶⁾, 그리고 Wang 등¹⁷⁾은 운전자가 클러치 페달을 밟을 때 느끼는 답력을 인체공학적으로 다루었다.

답력은 운전자가 클러치 작동시 발을 통해서 느끼며, 밟을 때와 뺄 때의 답력에 차이에 의해 생기는

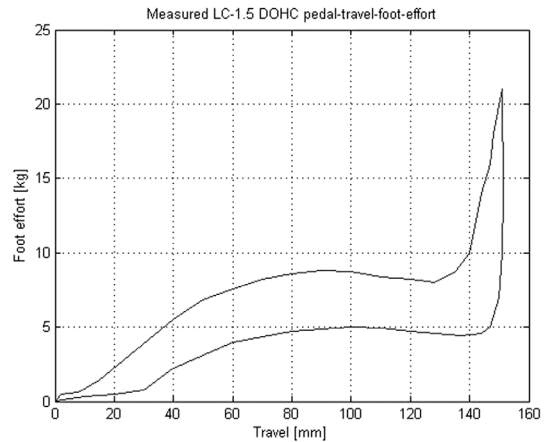


Fig. 2 Typical clutch pedal travel vs. foot effort graph

변위-하중 이력 현상이 존재한다. 클러치 응답 특성에 영향을 미치는 이력 현상을 이해하고 특성을 개선하기 위해 마찰을 포함하는 클러치 릴리즈 시스템의 응답 특성에 대한 모델링 및 해석이 필요하다. 이력 특성을 잘 보여주는 그래프가 Fig. 2에 있다. 그래프의 수평 축은 페달의 변위, 수직 축은 페달에 가해지는 힘 혹은 페달의 반력인데 수평 축에서 오른쪽이 가압이며, 왼쪽이 반환 동작에 해당하며 만일 마찰 등에 의한 이력현상이 없다면 가압과 반환의 선도는 일치할 것이다.

본 연구의 목적은 수동 트랜스미션용 클러치 릴리즈 시스템의 답력 이력 현상을 이해하고 예측하기 위해 모든 주요 구성 요소에 대한 수학적 모델을 제시하고, 클러치 릴리즈 시스템 모델을 만든 후 시뮬레이션 해석을 수행하는 것이다. 모델을 얻는데 시험 등을 통한 측정 값을 사용하지 않고 클러치 주요 구성품에 대한 현재까지 보고된 예측 모델과 설계 파라미터만을 사용한다.

2. 클러치 시스템의 동적 모델

본 장에서는 앞에 열거한 클러치 시스템의 구성 부품 및 요소의 수학적 모델을 제시한다.

2.1 페달 어셈블리

페달 어셈블리는 페달의 답력을 지렛대를 통해 마스터 실린더에 전달하며, 탄성을 띄고 있어서 외

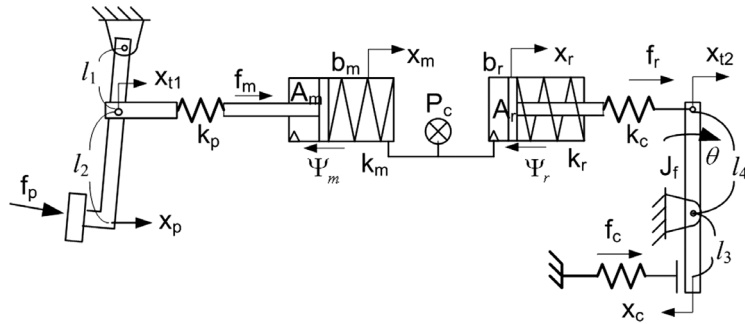


Fig. 3 A model for an automotive clutch system analysis and hysteresis characteristics prediction

력에 의한 변형을 가정할 수 있다. 또한 탄성은 집중되어 있다고 가정하며 선형 스프링으로 모델링한다. 탄성은 측정하거나 혹은 해석을 통해서 구할 수 있지만 본 연구에서는 페달의 탄성에 대한 이력현상에 기여하는 바가 거의 미미하다고 판단하여 아주 큰 값을 정하여 강체처럼 작동하도록 하였다.

2.2 유압 실린더 씨일 마찰

마스터 실린더와 릴리즈 실린더는 압축성 유압유로 채워진 관로에 의해 연결되며 관로 내의 압력은 동일하다고 가정하였다. 또한 실린더 내에서 피스톤이 운동 할 때 고무 컵 씨일과 내벽 사이에 마찰이 발생하며 마찰 계수는 압력의 함수로 가정하였다. 즉, 축방향 마찰력은 고무 씨일과 실린더 내벽과의 수직 방향 접촉력에 마찰 계수를 곱한 값이고 접촉력은 압력에 씨일의 접촉 단면을 곱한 값으로 한다. 동작 중인 실린더 내부의 고무 씨일과 내벽과의 접촉력 등을 직접 측정하기 불가능하기 때문에 마찰 계수 역시 직접 측정할 수 없다. 이런 문제를 해결하기 위해 이병수¹³⁾는 클러치 유압 시스템의 모델을 작성하고 시뮬레이션 해석을 수행한 후 시험 결과와 비교 분석하여 마찰 계수를 추정하는 연구를 수행하였다.

자동차 수동 트랜스미션 용 클러치의 유압 실린더에 사용되는 고무 씨일과 실린더 내벽 사이의 마찰계수를 측정한 연구가 이재천 등⁶⁾에 의해 수행되었다. 이 연구에서 이재천 등은 피스톤 씨일에 사용되는 고무와 같은 재질의 고무 시편을 만들고 실린더 내벽과 같은 상대재를 평면으로 만들어 마찰계수 측정 실험을 수행하여 여러 접촉력 조건에서의

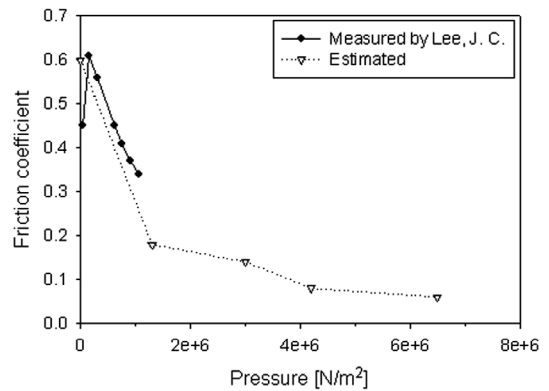


Fig. 4 Friction coefficient as a function of contact pressure suggested

마찰 계수를 제시하였다. 이재천¹⁰⁾ 등은 접촉 압력의 함수로 마찰계수를 제시하지 않았으므로 마찰계수를 추산하기 위해서는 접촉력을 압력으로 변환할 필요가 있다. 마찰계수 측정에 사용된 고무 시편은 단면이 원형이며 직경이 6.4mm이므로 접촉력을 단면적으로 나눈 압력으로 변환하고 이병수⁹⁾의 결과와 비교하기 위해 Fig. 4에 보였다. 또한 이병수⁹⁾는 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 유압실린더 특성 시험장치의 측정 값과 시뮬레이션 결과를 비교 제시하였다. 본 연구에서는 상대적으로 높은 압력 범위까지 마찰계수를 제시하고 신뢰성을 실험으로 검증한 이병수⁹⁾의 마찰 계수를 사용한다.

2.3 릴리즈 포크 및 릴리즈 베어링

릴리즈 실린더의 피스톤의 푸시로드는 탄성체인 클러치 릴리즈 포크 지렛대의 한 쪽 끝을 밀며, 다른 쪽 끝은 릴리즈 베어링을, 또한 릴리즈 베어링은 클러

치 다이어프램 스프링 핑거를 가압하여 클러치 디스크를 플라이휠에 결합 또는 분리시킨다. 그리고 릴리즈 베어링과 다이어프램 스프링 핑거 사이에는 결합의 불완전에 의한 간극이 존재하며 본 연구에서는 릴리즈 베어링의 유격만을 가정하였지만, 이런 간극은 클러치 시스템의 여럿 곳에 존재하며 이런 간극이 클러치 페달의 유격으로 나타난다. 유격에 의한 페달의 변위-답력 특성의 영향을 Fig. 2에서 살펴볼 수 있다. 페달이 초기 위치에서 변위를 시작할 때 답력이 거의 증가하지 않는 초기 구간을 식별할 수 있는데 이렇게 변위가 있음에도 불구하고 답력이 변동하지 않는 구간이 있는 것은 유격 때문인 것으로 짐작할 수 있다.

푸시로드 및 릴리즈포크의 탄성은 한 곳에 집중된다고 가정하였고 본 연구에서는 탄성이 클러치 이력 현상에 미치는 영향이 미미하다고 가정하고 임의의 큰 값을 사용하여 강제처럼 모델링 하였다.

2.4 다이어프램 스프링 모델

클러치의 다이어프램 스프링이 변형할 때 판 스프링과 압력판, 핑거와 릴리즈 베어링 등에 마찰력이 발생하는데 모두 합쳐져서 릴리즈 변위-릴리즈 힘의 이력 현상을 만든다(Fig. 5, 6 참조). 이를 릴리즈 베어링에 대한 겉보기 마찰력으로 나타낼 수 있으며 Fig. 3에는 표시하지는 않았지만 마찰력이 다이어프램 스프링 모델에는 포함된다.

본 연구에서는 이병수¹³⁾가 제시한 릴리즈 하중식을 사용한다. 기본적인 우력들이 외력에 의한 우력과 평형상태를 이루므로 다음과 같이 원추형 판 스프링의 평형 방정식을 제시하였다.

$$\begin{aligned} \frac{P_i}{2\pi}(d_p - d_i) + \frac{P_o}{2\pi}(d_o - d_p) = & \quad (1) \\ Et\phi(\beta - \phi)\left(\beta - \frac{\phi}{2}\right) \left[\frac{1}{2}(a^2 - b^2) \right. & \\ \left. - \frac{(a^2 - b^2)}{\ln a - \ln b} \right] + \frac{Et^3\phi}{12} \ln \frac{a}{b} & \\ + \sigma \frac{\mu P_i}{2\pi} \left[|(d_p - d_i)(\beta - \phi)| + \frac{t}{2} \right] & \\ + \sigma \frac{\mu P_o}{2\pi} \left[|(d_o - d_p)(\beta - \phi)| + \frac{t}{2} \right] & \end{aligned}$$

여기서

$$\sigma = \begin{cases} 1 & \text{하중을 가할 때} \\ -1 & \text{하중을 제거할 때} \end{cases}$$

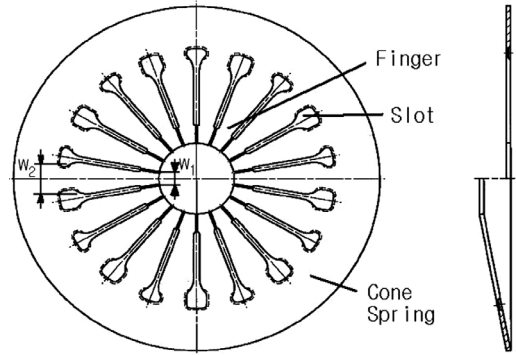


Fig. 5 Diaphragm spring plane view(pivot is located at the circumference around slot)

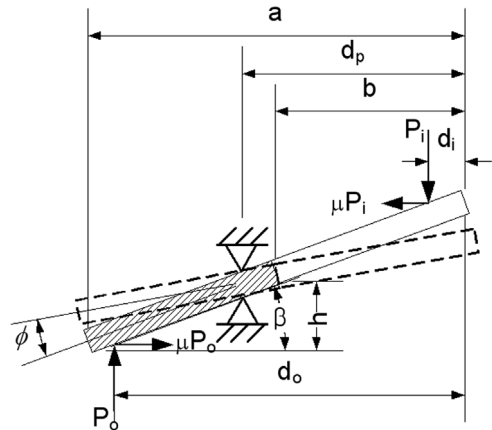


Fig. 6 Schematic of a diaphragm spring in deformation around fixed support or pivot

릴리즈 하중 P_i 에 의한 다이어프램 스프링의 핑거 끝 부분의 변위는 다음의 세 변위를 합한 것과 같다. 첫째는 단한 원추형 스프링의 각변위에 의한 것으로 $\delta_1 = \phi(d_p - b)$ 이다. 두 번째는 원추형 스프링 부분의 각변위에 의한 핑거 부분의 변위로 $\delta_2 = \phi(b - d_i)$. 세 번째는 릴리즈 하중에 의한 핑거의 처짐 δ_3 이며, 세 변위를 더하여 릴리즈 하중에 의한 핑거와 릴리즈 베어링의 접촉부위의 변위 δ_i 를 다음과 같이 구한다.¹³⁾

$$\begin{aligned} \delta_i = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 & \quad (2) \\ = \phi(d_p - d_i) & \\ + \frac{4(1 - \nu^2)}{E} K(\lambda) \frac{(b - d_i)}{t^3} \frac{P_i}{nw_2} & \end{aligned}$$

여기서

$$K(\nu) = \frac{3}{2} \frac{1}{1-\lambda} \left[3 - \frac{2}{1-\lambda} \left(1 + \frac{\lambda^2}{1-\lambda} \ln \lambda \right) \right] \quad (3)$$

그리고 ν = 프와송비, E = 영율, n = 핑거 갯수, $\lambda = w_1/w_2$ 이며 핑거의 끝 부분의 폭과 뿌리 부분의 폭의 비이다. 이병수¹³⁾는 제시한 다이어그램 스프링의 하중 특성 모델의 정확성을 검증하기 위해 실험을 수행했으며 모델의 예측 값이 실험치와 잘 일치하는 연구 결과를 제시하였다.

2.5 마찰 및 기타

마찰은 다음과 같이 모델링 하였다. 마찰력이 마찰 표면의 상대 속도 \dot{x} 의 함수인 기초적인 모델은 Fig. 7과 같으며 건마찰, 쿨롱 마찰, 혹은 고착-미끄러짐 마찰로 알려져 있다. 이런 마찰력은 $\dot{x}=0$ 인 영역에서 매우 비선형적이며 이 영역에서 마찰력은 $-\psi_s$ 와 ψ_s 범위 내에서 마찰 표면이 서로 미끄러지지 않게 하기 위한 임의의 값을 가질 수 있는 다가(multi-valued) 함수이다. 그리고 마찰력이 최대치 ψ_s 를 넘을 때만 마찰 표면은 서로 상대 운동을 시작한다.

쿨롱 마찰과 같이 비선형성과 비연속성은 컴퓨터 시뮬레이션에 매우 적합하지 않다. 이러한 이유로 컴퓨터 시뮬레이션에 적합한 모델이 여럿 개발되어 제안되었다. 본 연구에서는 Reset integrator¹⁸⁾ 모델을 사용하였다.

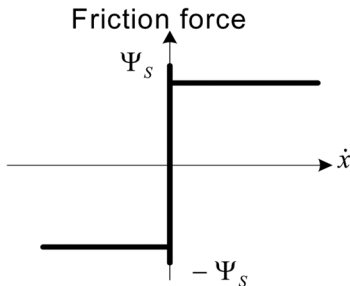


Fig. 7 Friction model

2.6 클러치 시스템의 운동 방정식

클러치 릴리즈 시스템 Fig. 3의 운동방정식은 다

음과 같다.

$$\begin{aligned} M_m \ddot{x}_m + b_m \dot{x}_m + k_m x_m + \Psi_m &= f_m - A_m P_c \\ M_r \ddot{x}_r + b_r \dot{x}_r + k_r x_r + \Psi_r &= A_r P_c - f_r \\ J \ddot{\theta} + b_c \dot{\theta} &= f_r l_4 - f_c l_3 \\ \dot{P}_c &= \frac{\beta}{V} (A_m \dot{x}_m - A_r \dot{x}_r) \end{aligned} \quad (4)$$

여기서

- P_c = 관료 내부압력
- x_m, x_r = 실린더 변위
- x_p = 클러치 패달의 변위 (입력)
- β = 체적탄성계수
- V = 유압유 체적
- M_m, M_r = 피스톤 질량
- b_m, b_r = 점성계수
- k_m, k_r = 리턴 스프링상수
- k_p = 패달어셈블리의 스프링상수
- A_m, A_r = 피스톤의 단면적
- Ψ_m, Ψ_r = 피스톤 고무씰의 마찰력

그리고

$$\begin{aligned} f_m &= k_p \left(\frac{l_1}{l_1 + l_2} x_p - x_m \right) \\ f_r &= k_c (x_r - l_4 \theta) \\ f_c &= f_c (l_3 \theta) \end{aligned} \quad (5)$$

이며, 작은 θ 를 가정하였고 $f_c(\cdot)$ 는 운동 방향에 따른 이력 특성을 갖고 있으며 식 (2)와 (3)에 의해 계산되는 릴리즈 하중 P_i 이다. 최종적으로 식 (4)와 (5)가 입력이 x_p 인 클러치 시스템의 최종 운동방정식이다.

3. 시뮬레이션 해석

본 연구에서 채용한 Reset Integrator의 파라미터 값은 $p_0 = 5 \times 10^{-7}$, $a = 0.2$, $\gamma = 1$ ¹⁸⁾이다. 메스터 실린더와 릴리즈 실린더의 고무 씰의 접촉 면적은 상수로 가정하였으며 그 값은 각각 A_{ms} , A_{rs} 이다.

운동방정식인 식 (4)~(5)는 수치적분 기술키가 매우 급(stiff)하므로 시뮬레이션 해석 시 가변 스텝의 Rosenbrock 수치 적분 방법을 사용하였으며 상대오차 제어 값으로 1×10^{-6} 을 선택하였다. Table 1, 2의 파라미터 값으로 식 (4)~(5)을 적분하여 시뮬레이션 해석을 수행하였다. Table 1, 2의 수치는 대표적인 승용차의 값이며 특정 차량의 파라미터는 아니다.

Table 1 Typical clutch hydraulic system parameters

Parameter	Value
M_m, M_r	0.1, 0.05 kg
A_m, A_r	$1.98 \times 10^{-4}, 3.35 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
A_{ms}, A_{rs}	$1.5 \times 10^{-4}, 3.57 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
b_m, b_r	0, 0 N/m/s
k_m, k_r	280, 20 N/m
V	$4.0 \times 10^{-6} \text{ m}^3$
β	$1.6 \times 10^9 \text{ N/m}^2$

Table 2 Parameter values for a typical diaphragm spring

Parameter	Value
E	2×10^{11}
ν, μ	0.3, 0.2
a, b	$98 \times 10^{-3}, 73.1 \times 10^{-3}$
t	0.00225
β	10.9°
d_o, d_i	$93.75 \times 10^{-3}, 24 \times 10^{-3}$
d_p, d_c	$75 \times 10^{-3}, 24 \times 10^{-3}$
w_1, w_2	$7.3 \times 10^{-3}, 14.5 \times 10^{-3}$
n	18

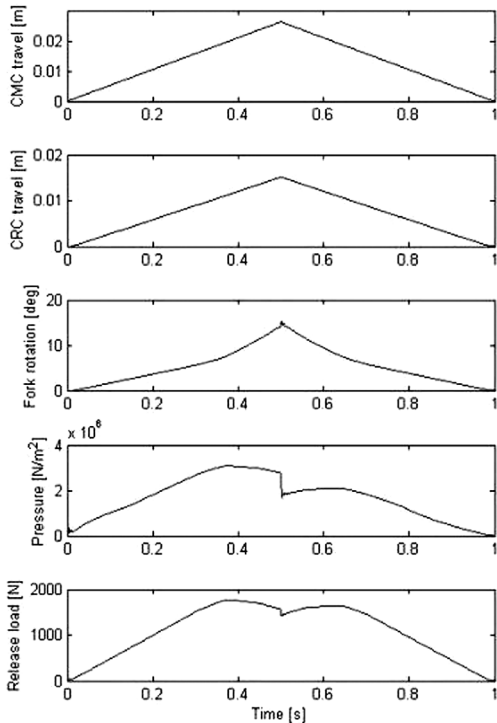


Fig. 8 Time history of clutch release system

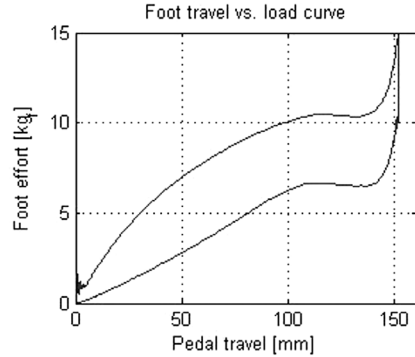


Fig. 9 Pedal travel vs. foot effort curve

페달의 선형 변위 입력 x_p 을 시뮬레이션 해석 시 처음 0.5초간 150mm를 일정한 속도로 변위시키고 나머지 0.5초간 역시 일정한 속도로 150mm를 후퇴시켰다. 시뮬레이션에 소요된 시간은 1초이다. 하지만 유압 관로의 압력은 일정하다고 가정하였으므로 빠른 페달의 작동에 의해 발생할 수 있는 충격적인 압력 변동 등을 제외시킨 느린 페달의 작동에 해당한다.

시뮬레이션 결과로 얻은 CMC와 CRC의 변위, 릴리즈 포크의 각변위, 유압 관로의 압력 변동 그리고 릴리즈 하중의 시간에 대한 그래프를 Fig. 8에 보였 다. 또한 Fig. 9에는 답력과 페달의 변위 선도를 그렸는데 위의 선도는 페달을 밟을 때, 그리고 아래의 선도는 페달에서 발을 뺄 때에 해당하며 답력의 이력 현상을 관찰할 수 있다.

4. 결론 및 토의

자동차용 수동 트랜스미션 클러치 시스템은 왕복 운동 시 변위-답력 이력 현상을 보인다. 이 현상은 클러치 시스템을 구성하는 주요 구성품에서 발생하는 마찰력과 마찰 토크 때문이다. 즉, 메스터 실린더와 릴리즈 실린더 내부의 고무 씌일과 내벽과의 마찰력, 다이어프램 스프링과 압력관의 접촉 부위에서 발생하는 마찰에 기인한 토크, 릴리즈 베어링과 다이어프램 핑거의 접촉 부위에서 발생하는 마찰 토크 등이며 이런 마찰력이 누적되어 변위-하중 이력 특성을 보인다.

본 연구에서는 자동차용 수동 트랜스미션 클러치 시스템의 모델을 작성하고 답력 이력 특성 예측을

목적으로 시뮬레이션 해석을 수행하였다. 모델은 페달, 메스터 실린더, 유압배관, 릴리즈 실린더, 릴리즈 포크, 다이어프램 스프링, 유격으로 구성되어 있으며 답력 이력 특성 예측을 위해서 시험 등을 통한 실험 값을 사용하지 않고 현재까지 발표된 구성품 예측 모델을 사용하였다. 예측 모델을 이용하여 제작 이전에 설계치를 이용한 시뮬레이션 해석을 수행하여 페달 답력-변위의 이력 곡선을 예측할 수 있었다. 시험 등으로 얻은 실측치와의 비교를 통한 예측 모델의 신뢰성을 검증하는 연구는 수행하지 않았다.

후 기

본 연구는 산업자원부 · 한국산업기술평가원 지정 계명대학교 전자화자동차부품기술혁신센터의 지원에 의한 것입니다.

References

- 1) D. Ardayfio and J. Opra, "Brake and Clutch Pedal System Optimization Using Design for Manufacture and Assembly," SAE 920774, 1992.
- 2) A. Szadkowski, "Clutch Lever Design Issues," SAE 2004-01-1229, pp.809-820, 2004.
- 3) B. S. Yang, "Sealing Performance of Oil Seal," J. KSTLE, Vol.3, No.1, pp.12-17, 1987.
- 4) J. U. Choi, I. K. Cheon, H. J. Kim and C. K. Kim, "Finite Element Analysis of the Sealing Mechanism for an U-Cup Seal," J. KSTLE, Vol.10, No.3, pp.12-17, 1997.
- 5) C. K. Kim and I. K. Cheon, "On The Analysis of Rubber Oil Seal in Consideration of Heat Stress," J. KSTLE, Vol.10, No.2, pp.39-42, 1994.
- 6) S. W. Han, W. D. Kim and H. J. Lee, "Numerical Analysis of Water Seal Characteristics," Annual Research Report, KIMM, Vol.24, pp.175-188, 1994.
- 7) T. Raparelli, A. M. Bertetto and L. Mazza, "Experimental and Numerical Study of Friction in an Elastomeric Seal for Pneumatic Cylinders," Tribology International, Vol.30, No.7, pp. 547-552, 1997.
- 8) M.-H. Im, J.-C. Lee and B.-E. Gu, "Finite Element Analysis of Primary Cup-Seal in a Clutch Master Cylinder," Transactions of KSAE, Vol.10, No.3, pp.143-150, 2002.
- 9) B. Lee, "Friction Characteristics of an Hydraulic Cylinder for an Automotive Manual Clutch," Transactions of KSAE, Vol.14, No.4, pp.32-38, 2006.
- 10) J.-C. Lee, M.-H. Im, B. Lee, J. H. Jang, Y. S. Jung, M. D. Hur and B. K. Choi, "An Experimental Study on the Friction Coefficient of Rubber for Clutch Master Cylinder Cup-Seal," Transactions of KSAE, Vol.11, No.5, pp.112-118, 2003.
- 11) J. O. Almen and A. Laszlo, "The Uniform-Section Disk Spring," Transactions of ASME, Vol.58, pp.305-315, 1936.
- 12) G. Curti and R. Montanini, "On the Influence of Friction in the Calculation of Conical Disk Springs," Journal of Mechanical Design, Vol.121, pp.622-627, 1999.
- 13) B. Lee, "Load Characteristics and Sensitivity Analysis for an Automotive Clutch Diaphragm Spring," Transactions of KSAE, Vol.14, No.1, pp.54-59, 2006.
- 14) T. Hasebe, H. Yamamoto, K. Morita, K. Hibi, T. Ninomiya and Y. Goto, "Experimental Study of Reduction Methods for Clutch Pedal Vibration and Drive Train Rattling Noise From Clutch System," SAE 932007, 1993.
- 15) K. Imai, M. Yamada, T. Ninomiya and T. Nimura, "Pressure Pulsation Transfer in Clutch Hydraulic Systems," SAE 891307, 1989.
- 16) F. Fraysse and L. Cheze, "An Exploratory Investigation of the Discomfort of Clutch Pedal Operation Using a Musculoskeletal Biomechanical Model," J. of Biomechanics, Vol.39, 2006.
- 17) X. Wang, B. Breton-Gadegbeku and L. Bouzon, "Biomechanical Evaluation of the Comfort of Automobile Clutch Pedal Operation," Int. J. of Industrial Ergonomics, Vol.34, pp.209-221, 2004.
- 18) D. A. Jr. Haessig, "On the Modeling and Simulation of Friction," Transaction of the ASME, Vol.113, pp.354-362, 1991.