

승차감 향상을 위한 클러치 유압패턴에 관한 연구

한 우 성 (현대자동차),

이 승 종 (한양대학교 기계공학과)

A Study of the Clutch Pressure Pattern To Improve The Riding Comfort

Woosung Han(Hyundai Motor Company),

Seungjong Yi (Mecha. Eng. Dept. HYU)

ABSTRACT

The performance of the powertrain can be analyzed using dynamic models including transient characteristics, and the equations of motion can also be derived from the dynamic models of the powertrain. In this study, the shift transient characteristics of the vehicle equipped with Ravigneaux type planetary gears automatic transmission has been investigated

Keyword: automatic transmission, shift transient characteristics, shift quality, pressure trajectory

1 서론

본 연구에서는 변속특성을 향상시키기 हे서 최적화된 유압제어와 엔진토크 제어가 사용 되었으며 최적의 유압제어를 찾기 위해서 밴드나 클러치에 입력되는 유압제어를 파라미터화 하였다. 또한 구동축토크에 근거한 스칼라함수로 된 변속품질함수를 정의하여서 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 유압제도를 최적화 하였다.

2. 시스템 모델링

2.1 엔진

본 연구에서는 정속 상태에서 실험을 통해 얻어진 엔진맵을 이용하여, 엔진의 출력토크와 엔진파워를 엔진회전수와 스톱스톱개도량의 함수로 측정하고, 입력 데이터가 없는 임의의 점에서의 계산은 3차 스플라인 보간을 통하여 계산하였다[1].

2.2 토크컨버터

토크컨버터의 모델링은 동적모델의 경우 토크컨버터의 회전요소들의 크기, 날개의 형상, 작동유체에 따라 동적인 모델링을 해야 하나 토크컨버터 내의 3차원 유동에 대해서 정확히 알려져 있지 않고, 정상적인 경우에는 실험 데이터를 이용하는 것이 더욱 실차와 일치하기 때문에 본 연구에서는 성능곡선을 이용하였다[1].

토크컨버터의 펌프는 엔진과 직결되어 있으므로 엔진과 토크컨버터의 펌프의 속도는 같다. 펌프와 터빈의 토크는 성능곡선에서 용량계수와 토크비에 의하여 구할 수 있다.[5]

2.3 유성 기어 장치

본 연구에서 사용된 라비노형 유성기어는 단순 유성기어와 이중 피니언 단순 유성 기어가 짝이 되어 있고 유성캐리어와 링기어 그리고 긴피니언을 공유하고 있으며, 출력축은 아이들 기어를 거쳐 링기어와 연결되어 있다. 여기서는 단순 유성 기어와 이중 피니언 단순 유성기어를 구분하여 모델링을 하였다.

2.4 마찰 기구

2.4.1 다판 클러치

회전 방향에 상관없이 동일한 성능을 나타내는 다판 클러치는 접촉면의 개수를 조정하여 클러치의 용량의 크기를 조절한다. [2,5]

2.4.2 밴드 브레이크

밴드 브레이크의 제동토크는 드럼의 반경(R), 밴드와 드럼의 접촉각(θ), 작용력(F), 마찰계수(μ)의 함수로 나타낼 수 있으며, 이 함수는 작용방향에 따라서 energized mode 와 de-energized mode로

나뉜다.[2]

2.5 주행저항

자동차가 주행할 때 받는 저항은 구름저항, 공기저항의 합으로 볼 수 있다. [1][3]

3. 차량의 운동방정식

3.1 1단

1단에서 포워드 클러치(C1)가 결합되어 스몰 선기어가 구동하고, 원웨이 클러치2(OWC2)에 의해서 유성기어가 구속되고, 링기어를 통해 출력된다.

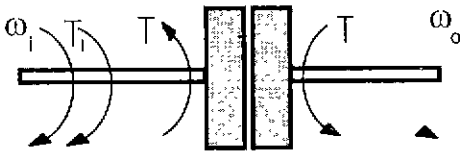


Fig. 1 Dynamics of clutch torque

마찰면에 슬립이 있을 경우 전달토크는 마찰력에 의해 전달된다.

마찰면에 슬립이 없을 경우 토크는 기어 축에 걸리는 입력토크(T_i)에 의해 결정된다.

4. Pressure trajectory parameterization

본 연구에서는 변속시 축토크의 변화를 토대로 주관적인 평가가 가미될 수 있도록 4개의 부함수(sub-function)를 만들어 변속품질을 나타내었다. 4개의 부함수는 각각 토크상태시 downfall shock를, 관성 상태시 overshock shock를 나타내고 있다. 이 4개의 부함수는 모두 스칼라량으로 객관적으로 정의될 수 있다[6].

그러나 변속품질은 개인마다 차가 있을 수 있으므로 가중치를 두고 하나의 함수로 만들어 낼 수 있다.

클러치의 작동압은 클러치나 밴드 브레이크의 반력 스프링의 장력을 극복하는 클러치 스트로크(clutch stroke) 구간과 작용압이 급격히 상승하지 않도록 어큐뮬레이터 스트로크(accumulator stroke) 구간, 그리고 최종 압력을 형성하는 구간으로 나눌 수 있다.

변속시 유압은 9.4 kgf/cm^2 이내에서 변화한다. 따라서 다섯번째 클러치 유압은 라인 압력인 9.4 kgf/cm^2 로 정해지고, 나머지 네개의 유압 파라미터가 변화한다.

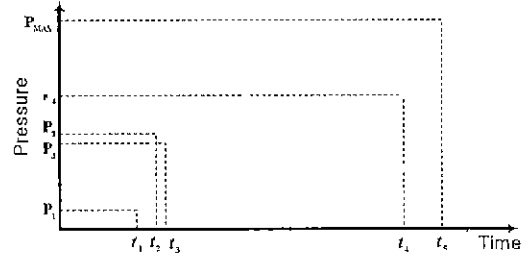


Fig. 2 Parameterization of on-coming pressure trajectory

5. 시뮬레이션

그림 3은 본 대상 변속장치를 장착한 차량이 바람이 없는 평지를 풀 스톱으로 주행시의 1단에서 2단 변속시 엔진과 터빈의 각속도와 구동축 토크를 시뮬레이션 한 것이다 변속 과정은 두 가지 상태로 구분할 수 있는데 구동축토크가 최소가 되는 점까지를 토크상태 그리고 나머지 부분을 관성상태로 구분한다.

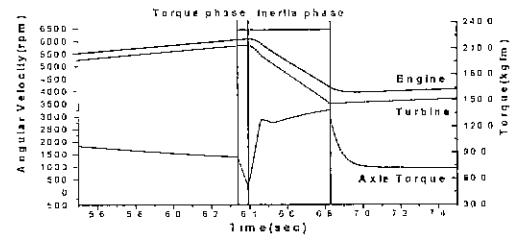


Fig. 3 Engine, turbine speed and axle torque during

1 → 2 shift

앞 장에서 클러치 압력에 대해서 파라미터화 하였다 1 → 2변속은 B1 band brake와 1-2 원웨이 클러치에 의해서 수행된다. 원웨이 클러치는 한 방향으로만 힘을 전달하는 수동적 기구이므로 결합되는 B1 브레이크 밴드의 유압 제적이 중요하다. 결과 그림에서 “Given”은 대상 차량의 개발과정에서 최적화된 유압제적이다. 시간 파라미터 t_1 (production type)은 클러치 스트로크 타임으로 0.36초로 설정되어 있다. 클러치 스트로크 타임에서 유압 파라미터 P_1 의 변화량과 구동축토크의 변화를 그림 4에서 나타내었다. 개발 과정시 유압 파라미터 P_1 은 0.3 kgf/cm^2 으로 설정되어 있다. 유압 파라미터 P_1 이 0.3 kgf/cm^2 보다 커지면 토크상태가 길어진다. 토크 상태는 유압 파라미터 P_1 이 밴드 브레이크의 스프링 장력을 극복할 때부터 시작된다. 유압 파라미터 P_2 의

변화량과 구동축 토크의 변화를 그림 5에서 나타내었다. 유압 파라미터 P_2 의 값이 커질수록 토크상태는 줄어드는 반면에 overshock은 늘어난다. 관성상태는 클러치나 밴드가 슬립을 할 때부터 시작된다. 결합되는 유압 파라미터 P_2 가 어느 양 이상이 될 때 클러치 접촉면에서 슬립이 일어나게 되기에 P_2 가 클수록 토크 상태는 줄어들게 된다. 그림 4과 그림 11의 결과를 통해 토크상태는 유압 파라미터 P_1 과 P_2 의 조정을 통해서 제어할 수 있다.

1 → 2단 변속시 유압 파라미터 P_3 는 P_4 와 같다고 설정하였다. 유압 파라미터 P_3 는 해제되는 유압 궤적에 따라서 최적화가 달라진다. 그러나 1 → 2단 변속시에 원웨이 클러치의 사용으로 인해서 P_3 는 의미가 없어진다.

유압 파라미터 P_4 의 변화량과 구동축토크의 변화를 그림 12에서 나타내었다. 스트로크 구간에서 유압이 상승할수록 구동축 토크 역시 커지며 시간 파라미터 $t_3 \sim t_4$ 사이의 한 지점에서 밴드 브레이크가 결합되면서 변속이 완료된다. 변속이 완료되는 시점은 자동변속기 작동유체의 점성이나 온도 마찰 기구의 $\mu - V$ 의 성질에 의해서 변할 수 있다. 따라서 시간 파라미터 t_4 는 자동변속기 작동유체나 $\mu - V$ 특성에 대해서 강인성을 갖을 수 있도록 충분히 길어야 한다.

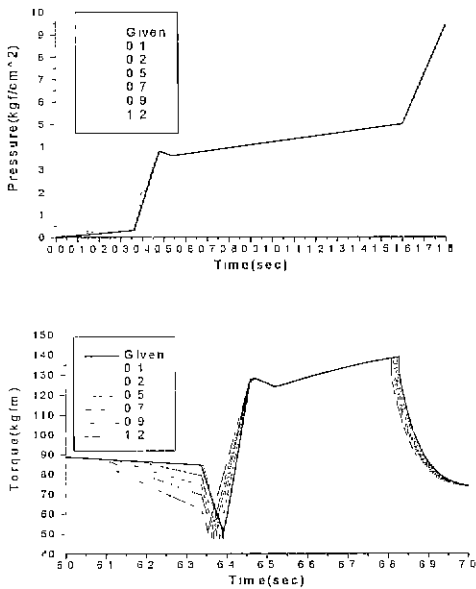


Fig. 4 Effect of axle torque with variations of P_1

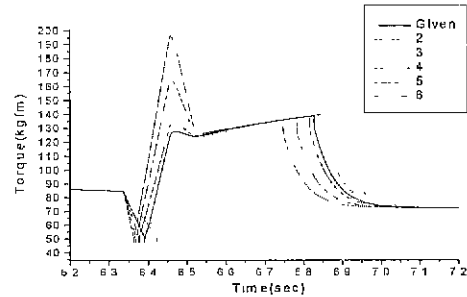
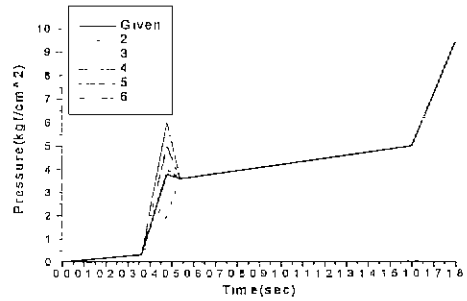


Fig. 5 Effect of axle torque with variations of P_2

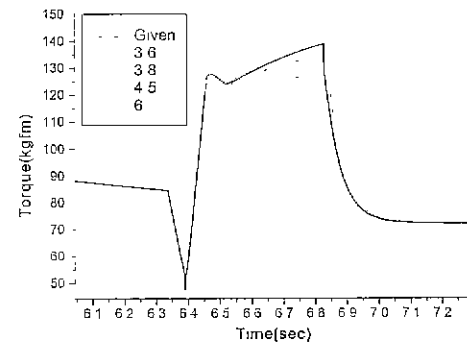
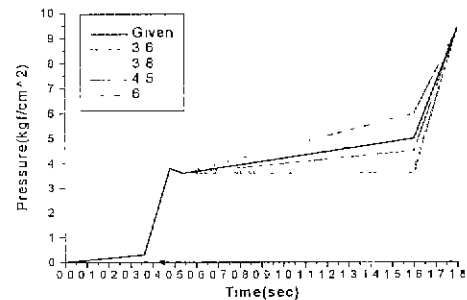


Fig. 6 Effect of axle torque with variations of P_4

6. 결론

본 연구에서는 차량의 전체적인 성능해석을 위해서 차량의 각 구성요소를 수학적으로 모델링하였다. 또한 파워트레인의 성능해석과 변속상태를 분석하기 위해서 라비노 타입의 자동변속기의 정속상태와 과도상태의 운동방정식을 유도하였다. 변속품질함수를 이용한 유압 제어의 최적화와 엔진 토크 제어를 통한 변속제어가 변속시 변속과도특성을 향상시킴을 알 수 있다.

참고문헌

1. T. D Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE, 1992
2. "Design Practices: Passenger Car Automatic Transmissions. Third Edition", SAE, 1994
3. J.Y.Wong. "Theory of Ground Vehicles 2nd edition", John Wiley & Sons INC. 1993
4. Egbert Bakker, Lars Nyborg, Hans B. Pacejka, "Tyre Modeling for Use in Vehicle Dynamics Studies", SAE Paper 870421, 1987
5. 김인찬, "GUI를 이용한 파워트레인 해석 및 설계용 소프트웨어 개발". SAE 96370133, 1996
6. Schwab.L.F., SAE Paper No 941009, 1994
7. 김재휘, "자동차 새시", 중원사. 1994
8. A. szadkowski & B Morford, "Clutch Engagement Simulation: Engagement Without Throttle", SAE Paper 920766, 1992