

라인압력제어 전자화 CVT 차량의 응답 특성

Response Characteristics of Metal Belt CVT Vehicle with Electronic Controlled Line Pressure

송 한 립, 김 정 철, 김 현 수
H. L. Song, J. C. Kim, H. S. Kim

ABSTRACT

An electronic-hydraulic controlled line pressure system was suggested based on the mechanical controlled CVT base model. As a high level control strategy, a 3-D optimal line pressure map was obtained considering the driver's desire, driving conditions. Also, PID type low level controller was designed. Using the high level control strategy and the dynamic models of the base model CVT with electronic controlled line pressure system, performance simulations were carried out. It is seen from the simulation results that fuel economy of the electronic controlled line pressure CVT vehicle can be improved by 5% for FTP-75 drive mode since the electronic control strategy keeps the line pressure low, which results in the improved efficiency of the hydraulic system.

주요기술용어 : CVT(무단변속기), Line Pressure Control Valve(라인압력 제어밸브), Throttle Valve(드로틀 밸브), Line Pressure Control Strategy(라인압력 제어전략)

1. 서 론

CVT(Continuously Variable Transmission)

의 변속은 구동축 액츄에이터에 드러스트(압력)를 공급하여 이동 플랜지를 축방향으로 움직이고 이에 의한 벨트 회전 피치 반경의 연속적인 변화에 의해 이루어진다. 이 때 중동축 액츄에이터에 공급되는 드러스트는 주어진 변속비와 전달 토크에 대하여 적절한 드러스트 즉 라인압력(line pressure)을 유지하는데 필요하다.¹⁾⁻³⁾

* 성균관대학교 대학원
** 대우자동차(주)
*** 정희원, 성균관대학교 기계공학부

현재까지 개발된 CVT의 변속비/라인압력 유압제어방식은 크게 두 가지로 나눌 수 있다. 첫째는 VDT(Van Doorne Transmission)사 방식^{4),5)}으로 중동축 풀리에 공급된 라인압으로 변속비와 토크에 적합한 드리스트를 공급하고 구동축 풀리에서는 라인압을 감압하여 변속비를 제어하는 방식이다. Ford, Fiat, Nissan, Subaru 등 대부분의 CVT 차량 메이커는 VDT 방식을 기본으로 각 사 고유의 제어 시스템을 개발한 바 있다. 둘째는 Honda사의 방식으로 저압과 고압의 2가지 압력을 차량의 주행상태에 따라 구동 및 중동축 풀리에 적절히 나누어 공급함으로써 변속비와 라인압을 제어하는 방식이며 Honda사의 차량에 유일하게 적용되어 있다.^{6),7)} VDT 방식은 유압회로가 간단하여 제어가 용이하나, 변속비 제어를 위해 사용하는 구동축 유압은 중동축과 같은 유압을 사용하므로 구동축 유압 액튜에이터의 피스톤 면적이 더 커야하고, Honda 방식은 같은 크기의 유압 액튜에이터를 사용 가능하여 시스템 크기를 작게할 수 있으나 회로가 복잡해지는 단점이 있다.

위의 어떠한 제어방식에 대해서도 중동축 풀리에 작용하는 필요 이상의 드리스트는 벨트에 과도한 장력을 발생시켜 벨트의 수명을 단축시킬 뿐만 아니라 드리스트 발생에 요구되는 유압동력 손실의 원인이 된다. 또한 미흡한 압력은 벨트와 풀리사이 에 미끄럼을 일으켜 토크 전달 기능 상실과 더불어 마찰열에 의한 벨트 손상의 원인이 된다. 따라서 주어진 토크와 변속비에 대한 적절한 압력의 공급은 CVT 유압시스템 효율개선의 핵심이라고 할 수 있다.

그러나, 기존의 기계유압식 CVT는 단순한 제어 알고리즘에 의한 성능 제한으로 급발진 또는 킥다운(kick down)시와 같이 큰 토크 전달시 필요한 라인압력을 기준으로 하여 보수적으로 설계되어 있으며 특히 정속 주행과 같이 비교적 낮은 엔진 회전속도에서 라인압력이 높게 설정되어 있어 유압 시스템의 효율을 저감이 문제된다.⁴⁾

이와 같은 기존의 기계유압 제어방식의 한계를 극복하고자 라인압력을 항상 최적으로 유

지함으로써 유압 시스템의 효율과 벨트의 수명을 향상시키려는 연구 개발이 진행 중에 있다. VCST사는 최근 보다 정밀한 라인압력 제어가 가능한 기계유압 제어방식 CVT를 발표한 바 있고, Honda^{6),7)}에서는 4방향 밸브를 사용하여 고압과 저압으로 변속비와 라인압력을 제어하는 완전전자화 CVT 'Multimatic'을 개발하였다. Subaru⁸⁾에서도 기존의 기계 유압식 CVT인 'ECVT'의 성능과 효율을 개선하고 구동 및 중동축 풀리에 공급되는 라인압력을 전자제어밸브로 직접 제어하는 방식의 완전전자 유압제어식 E²CVT를 개발하였다. 그러나 변속비 및 라인압력 제어 시스템의 상세한 내용에 관하여는 자동차 각사의 핵심 기술로서 발표된 연구가 거의 없으며 더욱이 전자화 관련 연구 개발에 대하여는 기술 이전을 기피하고 있는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 VDT 방식을 적용하고 있는 VCST사의 최신 기계 유압식 CVT를 대상으로 라인압력제어 유압 모듈의 동적모델을 구하여 기본 성능을 해석하고 이를 기초로 최적 라인압 제어를 위한 라인압력 전자화 방안을 제

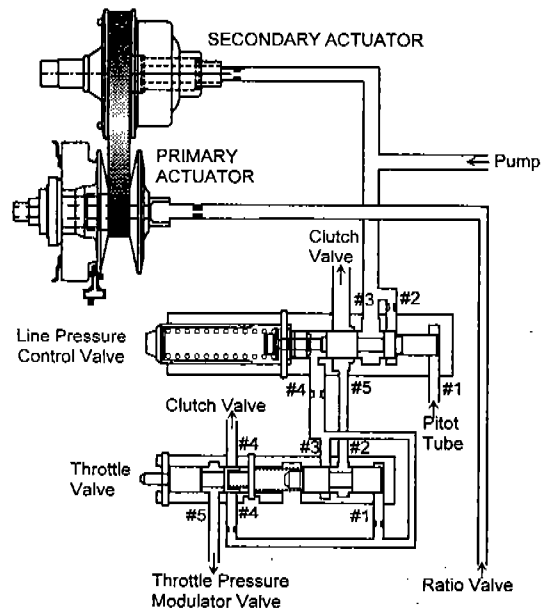


Fig. 1 Schematic diagram of CVT hydraulic control system

시하고자 한다. 또한 최적 라인압 공급을 위한 라인압력 제어전략을 도출하고 목표 라인압력 추종을 위한 제어기를 설계하여 라인압 전자화 CVT의 성능을 고찰하고자 한다.

2. 기계유압식 라인압력 제어 유압 시스템 모델

Fig.1은 연구대상 CVT의 라인압력 제어 시스템의 유압회로도이다. 라인압력제어 시스템은 라인압력 제어밸브(secondary valve)와 드로틀 밸브로 구성되어 있다. 라인압력제어밸브는 종동축 유압액튜에이터의 압력 즉 라인압력을 제어 하며 드로틀 밸브는 드로틀 변화에 대응하여 라인압력을 조정하는 기능을 갖는다.

라인압력은 변속비, 엔진회전수 그리고 드로틀 개도에 대하여 변화된다. 작동원리는 다음과 같다. 엔진속도가 증가하면 기어펌프의 토출량이 많아지고 따라서 라인압력이 증가한다. 이때 엔진속도의 제곱에 비례하는 피스톤 압력에 의해 라인압력 제어밸브의 스푼은 좌측으로 이동하며 배출 포트 #3이 열려 라인압력은 적절히 유지된다. 변속비가 업시프트되면 CVT의 구동축 이동 플랜지가 이동하면서 이것과 라인압력 제어 밸브 캡(cap)을 연결하는 기계식 변속비 피드백 센서에 의해 라인압력 제어밸브 캡이 좌측으로

이동한다. 따라서 스푼의 압축력이 감소하여 라인압력 제어밸브 스푼은 좌측으로 이동하고 배출포트 #3이 열려 라인압력은 감소한다.

Fig.2는 라인압력제어 밸브의 본드그래프 모델이다. 이로부터 라인압력 제어 밸브의 스푼 운동방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$\dot{p}_{ss} = P_{s1}A_{s1} + P_{s2}A_{s2} - R_{fss} \frac{p_{ss}}{M_{ss}} - K_{ss}(x_{ss} + x_{sso}) - P_{s4}A_{s4} \quad (1)$$

$$\dot{x}_{ss} = \frac{p_{ss}}{M_{ss}} \quad (2)$$

여기서 p 는 스푼의 운동량, P 는 압력, A 는 스푼 면적, R_f 는 점성저항, M 은 질량, x 는 스푼의 변위, x_{sso} 는 스푼링 초기 압축변위이고 첨자 ss 는 라인압력제어밸브 스푼(secondary spool), $s1 \sim s4$ 는 라인압력제어밸브 내의 각 챔버를 나타낸다.

챔버 및 관로 내의 유체 압축성을 고려하여 포트 #1에서의 연속 방정식은 Fig.2의 각 0-junction들로부터 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{V_{s1} + A_{s1}x_{ss}}{\beta_e} \frac{dP_{s1}}{dt} = Q_{s1} - A_{s1}\dot{x}_{ss} \quad (3)$$

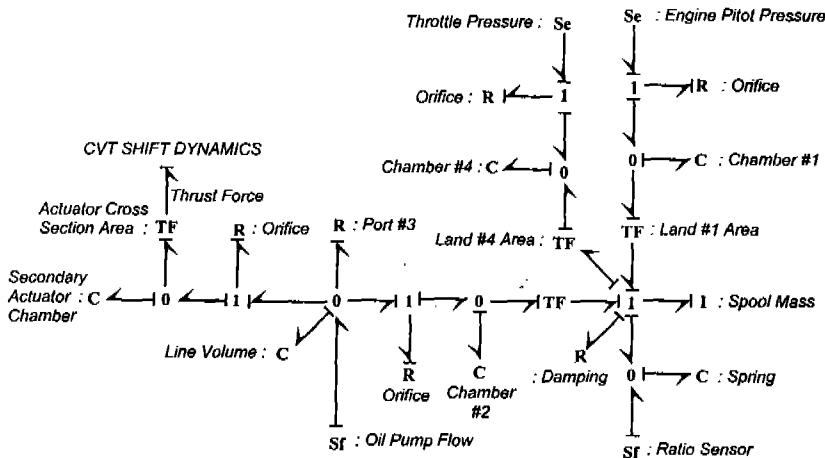


Fig. 2 Bondgraph model of line pressure control valve

여기서 V 는 밸브 내의 검사 체적, Q 는 오리피스 통과 유량, β_e 는 오일의 유효 체적탄성계수이다.

같은 방법으로, 다른 챔버 내의 연속 방정식을 유도할 수 있다. 오리피스를 통과하는 유량은 다음과 같이 계산된다.

$$Q_{sl} = C_d A_{slo} SGN(P_{pt} - P_{sl}) \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{pt} - P_{sl}|} \quad (4)$$

여기서 C_d 는 유량계수, A_{slo} 는 라인압력 제어밸브 챔버 #1의 오리피스 면적, P_{pt} 는 피토타입력, ρ 는 오일의 밀도이다.

식(4)의 엔진피토타입력 P_{pt} 는 엔진 회전수의 제곱에 비례하며 다음 식과 같이 표시할 수 있다.

$$P_{pt} = \frac{\rho}{2} R_{pit}^2 \omega_e^2 \quad (5)$$

여기서 R_{pit} 는 피토타입 챔버 회전반경 그리고 ω_e 는 엔진 회전수이다.

드로틀 밸브 압력의 상태 방정식과 스프링의 운동 및 유량 방정식은 라인압력 제어 밸브와 같은 방법으로 유도할 수 있다.

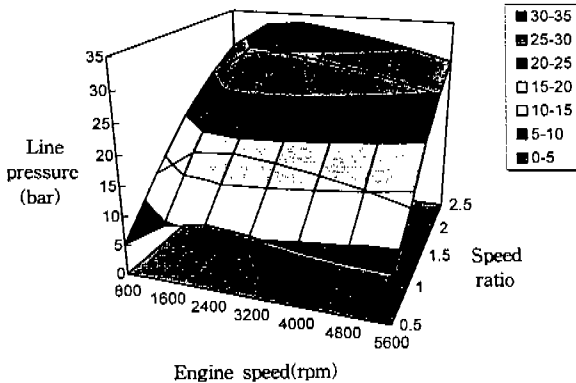


Fig. 3 Line pressure map with clutch pressure effect

3. 기계유압식 라인압력 제어 유압 시스템 응답 특성

앞절의 라인압력제어밸브와 드로틀 밸브의 모델링 결과를 이용하여 전산 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션은 드로틀 압력, 엔진 속도 및 변속비 변화의 입력에 대한 라인압력 특성을 고찰하기 위하여 수행하였다.

Fig.3은 엔진 회전속도와 변속비 변화에 대한 라인압력의 정상상태 응답을 3차원 선도로 도시한 것이다. 시뮬레이션은 클러치 압력 즉, 드로틀 밸브 공급압력 특성을 고려하여 수행되었다. 연구대상 CVT의 드로틀 밸브 공급압력은 Fig.1의 라인압력 제어에 유압 회로도에서 알 수 있듯이 라인압력 제어밸브의 배출압으로 클러치 압력과 동일하며 라인압력 제어밸브의 배출압 즉, 클러치 압력은 엔진 회전속도의 증가에 따라 상승하는 특성을 갖고 있다. Fig.3에서 볼 수 있듯이 엔진 회전속도 2,000rpm 이상에서 라인압력은 엔진 회전속도가 증가할수록 감소하며 변속비가 커질수록 증가한다. 이것은 2절에서 설명한 라인압력 제어밸브의 작동원리와 일치한다. 엔진 회전속도 2,000rpm 이하에서는 라인압력의 감소가 뚜렷하게 나타나있다. 이것은 낮은 엔진 속도에서는 드로틀 밸브 공급압력(클러치 압력)이 작아지고 연속적으로 드로틀 압력이 작아져서 라인압력이 감소하기 때문이다. 이와같은

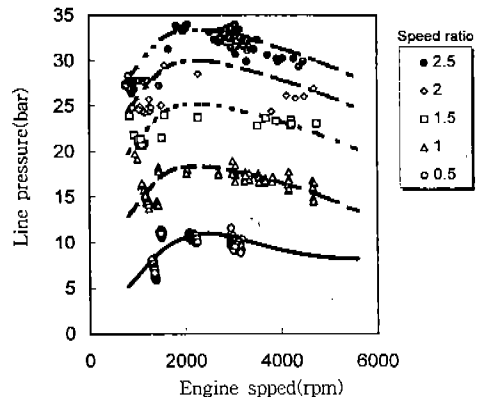


Fig. 4 Comparison of line pressure for simulation and experiment

라인압력 특성은 클러치 압력이 낮을 경우에는 클러치의 전달토크 용량이 감소하고 이에따라 CVT 전달 토크 또한 클 필요가 없으므로 라인압력을 감소시킴으로써 유압 시스템 효율을 향상시키고 있다.

Fig.4는 Fig.1의 라인압 제어 시스템 모델을 이용하여 구한 각 변속비에 대한 시뮬레이션 라인압력 응답(Fig.3)과 실험으로 구한 연구대상 CVT 차량의 라인압력 응답을 엔진 회전속도와 변속비에 대하여 비교 도기한 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 시뮬레이션 결과는 실험결과와 거의 일치하고 있으며 따라서 앞서 유도한 라인압력 제어밸브, 드로틀 밸브로 구성된 라인압력 제어 모델의 타당성을 확인할 수 있다.

Fig.5는 100% 드로틀 개도, 즉 WOT(wide open throttle)시 엔진 회전속도, 중동 풀리 회전속도(차속), 라인압력 및 변속비 응답에 대한 실험과 시뮬레이션 결과를 비교 도기한 것이다. 시뮬레이션은 라인압력 제어 시스템 모델과 참고문헌⁹⁾의 변속비 제어밸브 모델, CVT 변속 동력학 및 차량동력학 모델을 이용하여 수행하였다. Fig.5에서 볼 수 있듯이 CVT와 차량의 주요 작동 파라메타들에 대한 실험 결과와 시뮬레이션 결과는 거의 일치하고 있다. 엔진 속도는 2,000rpm 부근에서 잠시 같은 속도를 유지하다가 증가하는데 이것은 클러치의 접촉에 의한 영향이다. 약 3.8sec부터 CVT의 상향변속(up-shift)이 개시되어 엔진은 4,800rpm의 일정 속도를 유지하나 중동 풀리 속도 즉, 차속은 계속 증가한다. 라인압력은 차량 정지시에 초기 27bar를 유지하고 있다가 WOT 발전시 드로틀 개도 증가에 따른 드로틀 압력의 증가로 33.5bar 까지 상승하고, 차량 발전 후 엔진 회전속도 증가에 따라 다시 감소하고 있다. 이렇게 차량발전 초기에 라인압력이 증가하는 것은 드로틀 개도 증가에 따른 엔진 토크 상승시 CVT의 전달 토크를 충분히 확보하기 위함이다. 이와같이 CVT 전달 토크가 증가할 때만 라인압력을 상승시킴으로써 유압 시스템 효율을 향상시키고자 함을 알 수 있다. 그러나 기계식 제어의 성능 제한 때문에 급가속과 같은 과도 운전상황을 고려하여

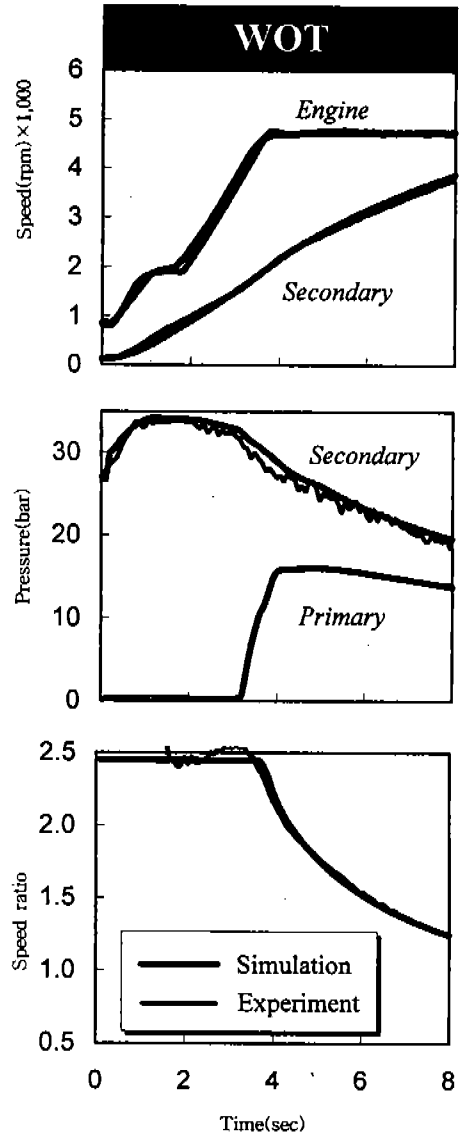


Fig. 5 Comparison of simulation results with experiments

차량정차시에도 라인압력을 27bar로 높게 유지하고 있어 이에 대한 개선이 필요하다.

Fig.6은 연구대상 기계유압식 CVT 차량의 정속 주행시 각 차속에 대한 정상상태 라인압력의 시뮬레이션 결과를 도기한 것이다. 시뮬레이션 결과에서 볼 수 있듯이 라인압력은 차속 60km/h 부근에서 가장 낮은 크기를 나타내고 있다.

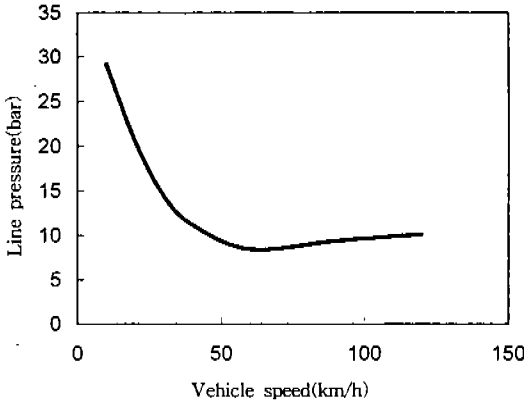


Fig. 6 CVT line pressure for various cruising speed

차속 30km/h 이하에서의 차량 주행저항이 적고 따라서 작은 CVT 전달토크가 요구되는 저속 영역의 라인압력이, 주행저항이 크고 이에 따른 CVT 전달토크가 커서 높은 라인압력이 요구되는 고속영역보다 더 높은 압력을 보이고 있다. 이와같은 라인압력 특성은 CVT의 기계유압 제어방식에 의한 성능한계로 판단된다. 즉, 기존의 기계제어 방식은 운전자의 의지, 변속비 및 전달토크에 대응하는 최적라인압력을 충분히 구현하기 어려우므로, 정지 상태에서의 급발진이나 저속주행 중 급가속 등 갑작스런 높은 라인압력 요구에 대한 안전여유 확보를 위하여 라인압력을 높게 유지하고 있다. 따라서 연구대상 CVT와 같이 엔진 속도를 반영한 클러치 압력 제어, 클러치 전달 토크를 고려한 라인압력제어 등 정밀한 유압제어 시스템 설계에도 불구하고 라인압력 제어는 전자화를 통한 개선이 필요한 부분으로 생각된다.

4. 능동적 라인압력제어 방안

라인압력의 능동적 제어는 비례제어 유압밸브 등을 이용하여 구현할 수 있으나 실차 적용을 위하여는 전용 유압밸브 제작, 밸브 바디 제작 등 많은 시간과 연구개발 비용이 요구된다. 따라서 본 연구에서는 연구대상 CVT를 기초모델로 하여 라인압력의 능동적 제어방안을 도출하기로

한다.

연구대상 기계유압식 CVT에서 라인압력의 능동적 제어는 라인압력 제어밸브의 캠 위치, 드로틀 압력 및 피토티 압력 등을 제어함으로써 구현할 수 있다. 밸브 캠의 변위 제어를 통한 라인압력 제어 방식은 변위제어용 액츄에이터의 선정이 어렵고 캠의 위치가 변속비 제어용 모듈레이터 기구와 연결되어 있어 변속비와 독립적인 라인압력 제어가 힘들다. 드로틀 압력 제어를 통한 라인압력 제어방식은 밸브 스프링에 작용하는 라인압력제어 밸브 스프링력의 방향과 드로틀 압력이 작용하는 방향이 같으므로 밸브 구조의 전체적인 수정이 필요하다. 피토티 압력 제어를 통한 라인압력 제어방식은 기존의 피토티 압력관로를 막고, 라인압력 제어밸브의 포트#1에 공급되는 피토티압력 대신에 파일로트 밸브를 사용하여 능동적 제어가 가능한 유압을 공급함으로써 2차적으로 라인압력제어를 구현할 수 있다. 따라서, 피토티 압력 조절방법이 가장 효과적인 라인압력 제어방법으로 판단된다.

Fig.7은 라인압력 제어밸브의 포트#1과 파일로트 밸브의 제어압력 공급관로를 연결하고 라인압력 제어밸브 스프링의 위치를 파일로트 압력으로 제어함으로써 라인압력제어를 구현하는 전자식 라인압력 제어 시스템의 개념도이다. 파일로트 밸브로는 비례제어 전자밸브, PWM 고속전자밸브 및 서보 밸브 등을 사용할 수 있는데 본 연구에서는 비례제어 전자밸브를 사용하였다. 비례제어 전자밸브는 PWM식 솔레노이드 밸브와 달리 유압 맥동이 작아 정속한 유압 제어가 용이하나 상용 밸브 제품은 고가라는 단점이 있다. 그러나 최근 일본 Subaru사에서는 CVT 유압 제어용으로 릴리프형 비례제어 전자밸브를 사용한 완전 전자유압식 CVT를 발표한 바 있으며 AT용 유압제어 액츄에이터로서도 적용된 사례가 보고되어 있어 적당한 규모생산(mass production) 하에서는 단가를 낮출 수 있을 것으로 기대된다.

5. 라인압력 제어전략과 제어알고리즘

라인압력 제어는 상위제어와 하위제어로 구분

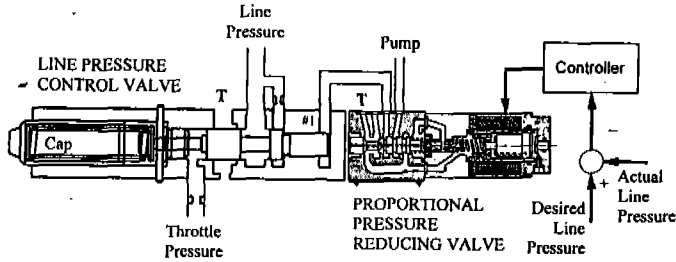


Fig. 7 Concept model of proposed electronic controlled line pressure valve

할 수 있다. 상위 제어로서는 주어진 차량의 주행조건과 운전자의 의지에 대하여 CVT 유압 시스템 효율을 최대화 할 수 있는 최적라인압력을 선정하는 전략이 해당되며 하위 제어는 선정된 라인압력을 구현하는 제어 알고리즘과 액츄에이터로 구분할 수 있다.

먼저 상위제어에 해당하는 라인압력 선정 방안을 고찰해 보기로 한다. 최적 라인압력 선정을 위하여는 CVT의 변속비-토크-드러스트 관계에 기초한 적절 라인압력의 선정이 요구된다.

Fig.8은 목표 라인압력을 설정하는 라인압력 제어전략 흐름도이다. 목표 라인압력을 선정하는 방법은 다음과 같다. 검출된 드로틀과 엔진 회전속도에 해당하는 엔진 토크를 정상상태 엔진특성곡선에서 구한다. 이 때 엔진 냉각팬 구

동, 발전기 구동 등 엔진 보조장치에 의한 손실 토크와 CVT 유압계 펌프 구동에 따른 손실 토크를 엔진토크에서 제외한다. 그리고 엔진 회전 속도 변화시 즉, 과도운전 시의 엔진 토크를 보상하여 CVT로 전달되는 순수 입력토크(net input torque)를 계산한다. 한편 엔진 회전속도와 차속 즉, 중동 폴리 회전속도로부터 변속비를 계산하고 클러치 접촉 상태에 따른 변속비 값을 보정한다. 최적 라인압력은 앞서 구한 순수 입력 토크와 변속비에 대하여 참고문헌¹⁻³⁾의 변속비-토크-드러스트 관계식에서 CVT 중동축 폴리에 필요한 드러스트를 구하고 유압 액츄에이터 피스톤의 작용면적으로 나누어 계산한다. 여기에 예상치 못한 엔진 및 차량의 동적 운동상태를 고려한 안전여유 압력을 더하여 목표 라인압력

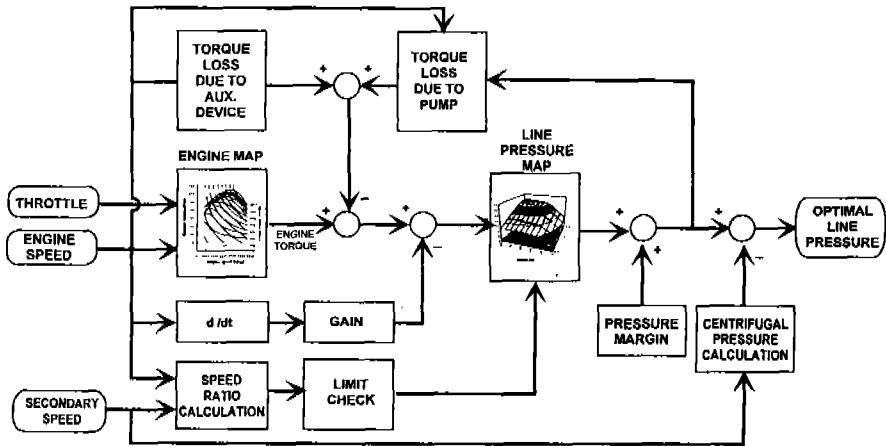


Fig. 8 Flow chart of line pressure high level control

을 구한다. 목표 라인압력을 중동 풀리의 회전에 의한 오일 원심력을 고려하여 다시 보상함으로써 최종 목표 라인압력을 선정한다.

Fig.9는 Fig.8의 흐름도에 도시된 과정을 이용하여 계산된 라인압력 선도로써 각각 100%와 20% 드로틀 개도에 대하여 구해진 것이다. Fig. 9(a)의 100% 드로틀 개도시 라인압력은 변속비가 다운시프트 될 수록 증가하며 낮은 엔진속도에서는 앞에서 설명한 바와같이 클러치 압력의 영향으로 라인압력이 감소한다. 변속비 $i=2.5$ 에서 라인압력은 대체적으로 엔진속도 3,300~4,000rpm 부근에서 높게 나타나 있는데 이것은 연구대상 엔진의 특성이 이 영역에서 큰 토크값을 갖기 때문이다. 또한 변속비 $i=0.5$ 이고 엔진 최고회전속도에서 라인압력이 최저값을 보인다. 이것은 중

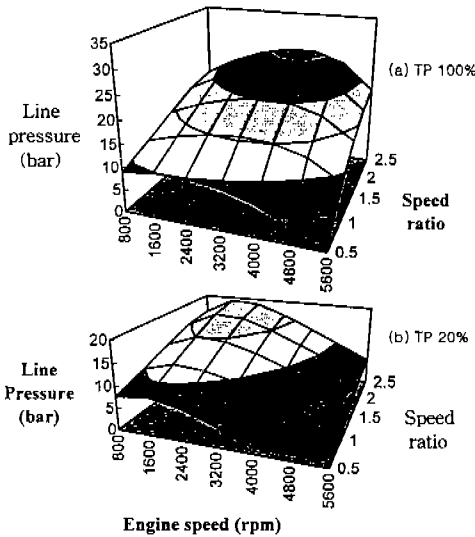


Fig. 9 Line pressure map for various throttle position

동풀리 유압 액츄에이터 내의 오일이 높은 회전 속도에 의해 큰 원심력을 발생하고 따라서 최저 라인압력으로도 토크 전달에 요구되는 충분한 드레스트가 형성되기 때문이다. Fig.9(b)의 부분 드로틀 개도시의 라인압력선도에서 알 수 있듯이 라인압력은 드로틀 개도가 작을수록 엔진 특성곡선에서 전달토크가 작아지기 때문에 낮아지며 최저 라인압력은 안전여유압력과 동일해진다.

이제 라인압력 제어시스템의 하위제어기를 설계하기로 한다. Fig.10은 라인압력 제어 알고리즘에 대한 블록 선도이다. 제어계 기준 입력으로는 라인압력 제어전략 즉, 상위 제어기로부터 공급되는 목표 라인압력이 입력된다. 압력센서로부터 검출되는 실제 라인압력은 궤환되어 목표 라인압력과 오차를 계산하고 제어기에 입력된다. 제어기 출력은 비례제어밸브로 입력되는 전압이다. 비례제어밸브는 입력된 전압에 비례하여 라인압력 제어밸브로 공급되는 파일럿 압력을 공급한다. Fig.10에서 제어기로는 PID 제어기를 사용하였다.

비례제어밸브는 서보 앰프에서 공급된 전압 V 가 솔레노이드에 전자기력을 발생시키고 이 전자기력이 니어들 밸브를 움직여서 변속비 제어 밸브의 스톱 제어 압력 P_{pt} 을 능동적으로 제어한다. 연구대상 비례제어밸브는 입력 전압에 의하여 압력 P_{pt} 가 형성되는 과정이 내장 피드백 루프가 있어 응답특성이 뛰어나므로 1차 시스템으로 가정하여 모델링하였다. 따라서, 입력 $V(t)$ 에 대한 출력 P_{pt} 의 관계는 다음과 같다.

$$G_a(s) = \frac{P_{pt}(s)}{V(s)} = \frac{K}{1 + \tau_p s} \quad (6)$$

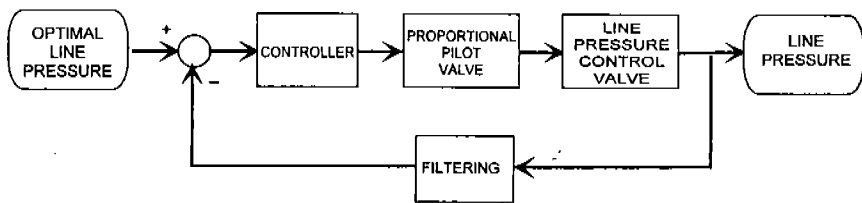


Fig. 10 Block diagram of line pressure low level control

여기서 τ_p 는 시상수, K 는 전압과 압력사이의 밸브응답특성 상수이다.

Table 1은 라인압력 제어 시스템의 설계 사양이다. 라인압력 제어기는 벨트-폴리 기구에 미끄럼이 발생하지 않도록 높은 정적 및 동적 제어 응답성을 갖추어야 하며, 따라서 제어기 설계 사양을 정상상태오차 $e_{ss}=0$, 정착시간 $T_s=0.090\text{sec}$ 과 오버슈트 $os=0\%$ 로 설정하였다. 제어기로는 라인압력 제어 밸브의 비선형 모델을 선형화하고 선형화된 상태공간 모델과 비례제어밸브의 전달함수 $G_a(s)$ 를 사용하여 PID 제어기의 제어 이득을 설계하였다.

Fig.11은 목표 라인압력의 계단형 입력에 대한 PID 전자유압제어 라인압력 밸브의 단품 시뮬레이션 응답 결과이다. 시뮬레이션은 엔진 공회전시 엔진회전수 $\omega_e=1,000\text{rpm}$, 입력토크 $T_e=0\text{Nm}$, 변속비 $i=2.455$ 의 운전조건에서 수행되었다. 목표 라인 입력의 계단형 증가와 감소에 대하여 실제 라인압력은 목표 라인압력을 잘 추종하고 있다. 이때 정상상태 오차는 0, 정착시간은 약 0.06sec 이내이며, 오버슈트도 거의 발생하지 않는다. 따라서 설계된 제어기에 의한 전자유압 라인압력 제어 밸브의 응답 성능은 Table 1에 명시한 제어 설계사양을 만족하고 있다.

6. 시뮬레이션 결과

앞절에서 도출한 라인압력 제어전략과 제어기를 적용하여 본 연구에서 설계된 라인압력 전자제어 CVT 차량의 응답 특성을 고찰해 보기로 한다. Fig.12는 WOT 발진시 시뮬레이션 결과와

Table 1 Design specification of line pressure electronic control system

Measure	Unit	Specification
Steady state error e_{ss}	bar	$e_{ss} = 0$
Overshoot os	%	$os \leq 5$
Settling time T_s	sec	$T_s \leq 0.090$
Actuator Input u_a	volt	$0 \leq u_a \leq 10$
Actuator Output c_a	bar	$0 \leq c_a \leq 20$

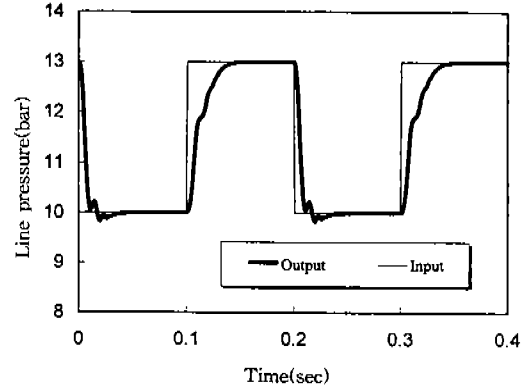


Fig. 11 Simulation results of electronic controlled line pressure system

Fig.5의 기계유압식 CVT 차량의 시뮬레이션 결과를 비교 도시한 것이다. 시뮬레이션은 변속비 제어 유압계 모델과 CVT 변속 동특성 및 차량 동력학을 모두 고려하여 수행하였다. Fig.12에서 볼 수 있듯이 라인압력 전자제어 CVT 차량 모델과 기계유압식 CVT 차량 모델의 엔진속도, 차속 및 변속비 응답은 거의 동일하다. 이것은 변속비 제어 유압계 모델이 같기 때문이다. 그러나 라인압력 응답은 기계유압식 CVT의 압력이 라인압력 전자제어 CVT 보다 더 큰 값을 보이며 특히, 차량 출발시 낮은 엔진 회전속도에서는 큰 차이를 보인다. 이것은 라인압력 전자제어 CVT가 엔진으로부터 전달되는 토크 크기에 대응하여 능동적인 라인압력 제어를 수행하기 때문이며, 따라서 감소된 라인압력 만큼의 유압계 효율 상승이 기대된다. 시뮬레이션 결과에 의하면 0→100km/h 도달시간 비교에서 라인압력 전자제어식 CVT 차량이 기계유압식 CVT 차량보다 약 0.1sec 빨라 가속 성능이 약간 개선되었다. 그러나 라인압 전자제어에 의한 효과는 근본적으로 유압 시스템 효율개선에 의한 연비 향상에 있기 때문에 가속성능의 개선은 변속비 제어 전자화로 구현되어야 한다. Fig.12(d)는 라인압력 전자제어 CVT와 기계유압식 CVT의 토크비를 비교한 것이다. 토크비는 CVT의 최대 전달 가능 토크에 대한 실제 전달 토크의 비로

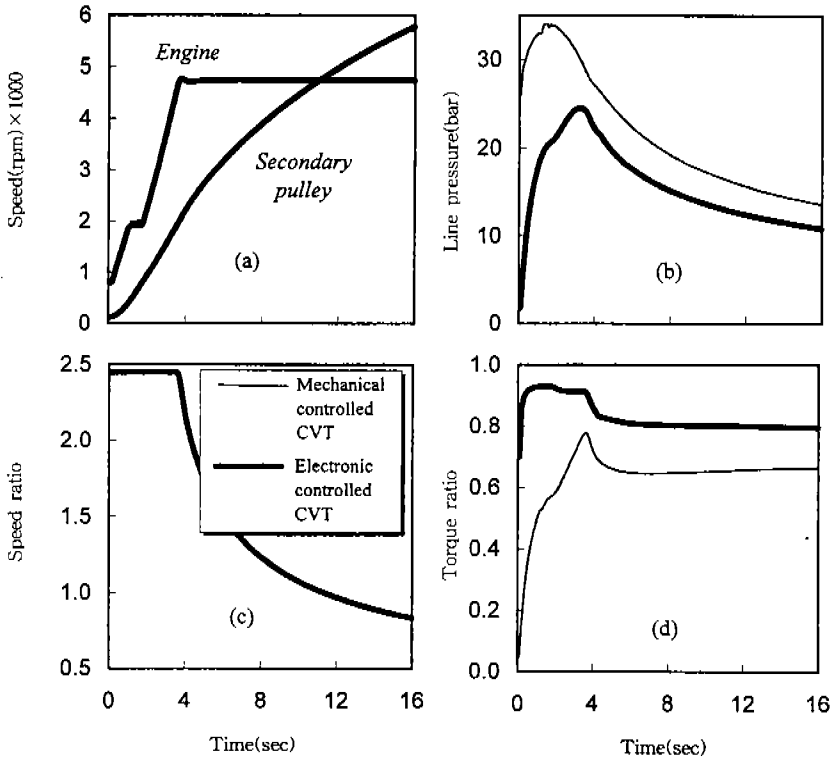


Fig. 12 Performance of mechanical controlled CVT and line pressure electronic controlled CVT

서 토크비가 작을수록 전달 토크의 여유가 충분하다. 즉 실제 전달 토크에 필요한 라인압 보다 더 큰 라인압이 작용하고 있는 상태로 시스템 효율도 감소한다. Fig.12(d)에서 알 수 있듯이 라인압력 전자제어 CVT의 토크비가 기계유압식 CVT의 토크비보다 항상 크게 유지되고 있다. 이것은 라인압력의 전자제어화에 의해 전달 토크에 필요한 만큼의 라인압이 공급되고 있음을 뜻하며 따라서 유압 시스템의 효율향상이 기대된다.

Fig.13은 60km/h, 90km/h, 120km/h 정속 주행시 와 FTP-75 주행모드 경우에 대하여 라인압력 전자제어 CVT 차량과 기계유압식 CVT 차량의 연비를 비교 도시한 것이다. 정속 주행시에 대한 연비는 두 차량 모두 거의 비슷하지만 FTP-75 주행모드에 대한 연비는 라인압력 전자제어식 CVT 차량이 기계유압식 CVT 차량

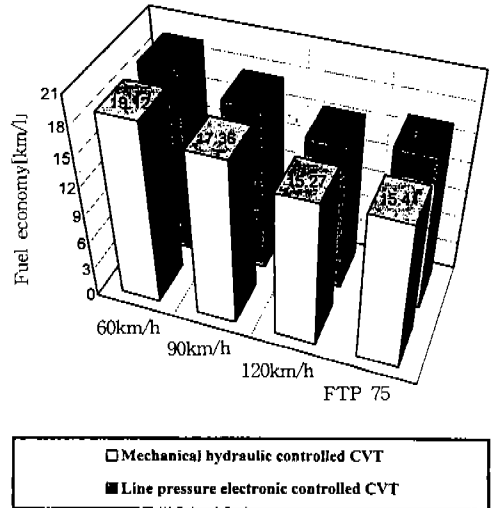


Fig. 13 Comparison of fuel economy

보다 5% 이상의 개선 효과를 보여준다. 이것은 FTP-75 주행 모드가 차량의 잦은 가감속과 일정 시간의 정지 상태로 구성된 주행 패턴으로 라인압력 전자 제어식 CVT가 엔진 아이들 상태(정지상태)와 낮은 속도 운전영역이 많은 FTP-75 모드에서 기계유압식 CVT에 비하여 라인압을 낮게 유지하고 따라서 유압계의 효율을 개선시킬 수 있기 때문에 연비 향상효과가 분명하다. 따라서 본 연구에서 제시된 라인압 전자화 제어 CVT는 FTP-75 모드와 같은 시내 주행 모드에서 5% 내외의 연비 향상을 얻을 수 있을 것으로 기대된다.

7. 결 론

- 1) 기존의 기계유압식 CVT를 기초 모델로 라인압력 제어 시스템에 대하여 역공학(reverse engineering) 기술을 적용하여 작동 메카니즘을 해석하고 동적 모델을 유도하였다. 유도된 동적 모델을 이용하여 시뮬레이션을 수행하고 실험 결과와 비교하여 유도된 모델의 타당성을 검증하였다.
- 2) 연구대상 CVT의 라인압력 제어 시스템을 최소의 하드웨어 변경과 소프트웨어 지원을 통하여 능동적 전자제어방식으로 개선시키는 방안을 제시하고 능동적 라인압력 제어방안에 대한 상위제어 전략을 제안하였으며 요구되는 제어 성능을 만족하는 하위 제어기를 설계하였다. 상위 제어 전략으로는 운전자의 의지와 차량주행조건에 적합한 3-D 라인압력 선도를 도출하고 선형화 상태공간 모델을 이용하여 PID 형 하위제어기를 설계하였다.
- 3) 제시된 상위 제어전략과 하위 제어기 및 CVT 변속 동특성, 차량 동력학을 고려하여 라인압력 전자제어식 CVT 차량의 주행성능과 연비 고찰을 위한 성능 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 결과 본 연구에서 제시한 전자유압식 라인압력 제어 시스템을 장착한 CVT 차량은 기계유압식 CVT 차량에 비하여 FTP-75 주행

모드에서 최고 5% 이상의 연비 개선효과를 보인다.

후 기

이 연구는 통상산업부에서 시행한 G7과제(차세대 자동차 기술)의 기술개발 결과의 일부입니다.

참 고 문 헌

1. 김현수, 이재신, "금속 V-벨트 CVT의 거동 해석," 대한기계학회논문집, Vol. 12, pp. 557~566, 1991.
2. H. Kim, J. Lee, "Analysis of Belt Behavior and Slip Characteristics for a Metal V-Belt CVT", Proc. of Int. Conf. on Motion and Power Transmission, Hiroshima, pp. 394~399, 1991.
3. H. Kim, B. Choi, "Analysis of Belt Behavior for an Automotive V-Belt CVT," Proc. of 6th Int. Pacific Conference on Automotive Engineering, pp. 263~269, 1991.
4. E. Hendriks, "Qualitative and Quantitative Influence of a Fully Electronically Controlled CVT on Fuel Economy and Vehicle Performance", SAE 930668, 1993.
5. 이충섭, 조희복, "승용차용 무단변속기(CVT) 개발동향", 한국자동차공학회지, Vol. 17, No. 5, pp. 17~27, 1995.
6. M. Fuchino, K. Ohsono, "Development of Full-electronic control Metal Belt CVT", Proc. of Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, pp. 23~32, 1996.
7. K. Funatsu, H. Koyama, T. Aoki, "Electronic Control System of Honda for CVT", Proc. of Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, pp. 43~51, 1996.
8. K. Sato, R. Sakakiyama, H. Nakamura,

"Development of Electronically Controlled CVT System Equipped with CVTip", Proc. of Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, pp. 53~58, 1996.

9. H. Song, T. Kim, J. Kim, H. Kim, "Shifting Dynamics and Response of Metal Belt CVT Vehicle", Int. J. of Vehicle System Dynamics (in process).