

CVT 변속속도 개선에 의한 엔진최적운전

이희라*·김현수**

Optimal Engine Operation by Shift Speed Improvement for a CVT

Heera Lee, Hyunsoo Kim

Key Words: CVT(무단변속기), Shift Speed(변속비), Line Pressure(라인압력)

Abstract

In this paper, an algorithm to improve the optimal engine operation is suggested by increasing the CVT shift speed. By rearranging the CVT shift dynamic equation, it is found that the CVT shift speed depends on the line pressure as well as the primary pressure. Based on the shift dynamics, an algorithm to accomplish a faster shift speed is presented by increasing the line pressure. In order to apply the algorithm, dynamic models of the line pressure control valve and the ratio control valve are obtained by considering the CVT shift dynamics and model based controllers are designed. It is found from the simulation results that fuel economy can be improved by 2% in spite of the increased hydraulic loss due to the increased line pressure.

1. 서론

금속벨트 CVT 차량에서 최저연비와 운전성(driveability)을 얻기 위하여는 CVT의 파워 손실을 최소화하는 라인압력 제어와 함께 정확하고 빠른 변속비 제어가 필수적이다. CVT는 차속과 독립적으로 엔진을 운전시킬 수 있어 엔진의 운전점을 최적 영역에서 유지할 수 있다는 장점이 있으나 벨트 동력전달 메카니즘에 의한 상대적으로 느린 변속속도가 지적되어 왔다. 이를 극복하기 위하여 Serrarens 등은 플라이휠(flywheel)을 이용한 CVT 차량의 동력전달계 제어를 시도하였다[1]. 그러나 급격한 변속시 유량의 한계로 인하여 구동측 유압회로의 재설계 및 오일펌프의 추가 설치가 필요하였다[2]. Maaik van der Lann은 피드백 선형화 기법을 이용하여 모델기준제어

(model based control)를 시도하고 CVT 변속속도 개선 가능성을 제시하였으나[3] 강한 비선형성을 갖는 CVT의 라인압력 및 변속비 제어밸브특성을 고려하지 않았다. 이희라 등은 금속벨트 CVT의 라인압력 및 변속비 제어밸브의 비선형특성을 고려한 단순화 모델을 제시하고, 라인압력 증가에 의한 변속속도개선을 실험적으로 확인하였다[4].

본 연구에서는 전 연구결과[4]를 이용하여 CVT 차량에서 변속속도증가에 의한 엔진 최적 운전성을 개선함으로써 연비를 개선할 수 있는 금속벨트 CVT의 변속속도 제어 알고리즘을 제시하였다.

2. 금속벨트 CVT 모델링

Fig. 1에 본 연구에 사용된 금속벨트 CVT의 유압시스템이 도시되어 있다. Fig. 1에서부터 라인압력 제어밸브(LCV: line pressure control valve)와 변속비 제어밸브(RCV: ratio control valve)는 다음과 같이 모델링 되었다.

2.1 라인압력 제어밸브

* 성균관대학교 대학원

** 성균관대학교 기계공학부

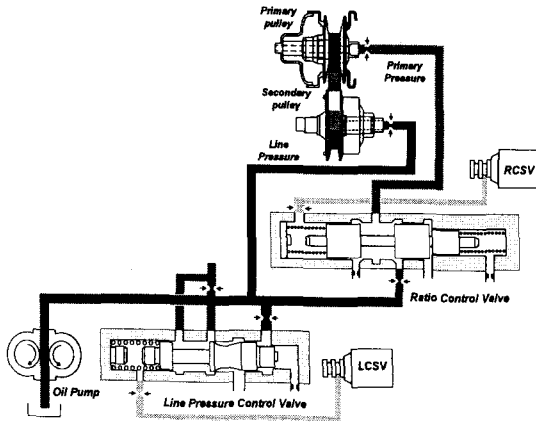


Fig. 1 Schematic diagram of CVT valve body

LCV는 LCSV(line pressure control solenoid valve)에 인가되는 입력듀티에 의해 압력을 제어하는 압력제어밸브이다. LCV의 정상상태 특성과 오일펌프의 회전속도에 따른 유효율 구간 및 라인압력특성을 고려하여 LCSV의 입력듀티와 라인압력(P_s) 사이의 관계를 다음과 같이 2차 시스템으로 모델링하여 LCV 모델을 수립하였다[4].

$$P_s = \frac{K_1(\omega_{pump}) \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} duty + K_2(\omega_{pump}) \quad (1)$$

2.2 변속비 제어밸브

Fig. 1의 RCV는 유량제어 밸브이므로 RCV를 모델링하기 위하여는 RCSV의 무효율 구간 특성 및 변속비 변화에 따른 유량변화를 고려하여야 한다[4]. 본 연구에서는 RCSV(ratio control solenoid valve)의 무효율 구간 특성을 고려하여 RCSV의 입력듀티와 변속비 제어압력(P_p)사이의 관계를 다음과 같이 2차 시스템으로 모델링하여 RCV 모델을 수립하였다.

$$P_p = \frac{K_1(P_s) \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} duty + K_2 \quad (2)$$

Fig. 2에 수립된 RCV 모델에 의한 정상상태 응답을 실험 결과와 비교 도시하였다. 정상상태 응답 시뮬레이션 결과는 실험결과와 비교적 잘 일치하고 있다.

2.3 CVT 변속 동역학

CVT 변속동역학으로는 Idef[5]의 실험식, 시간 지연과 적응제어게인을 고려한 1차식[6] 등이 제

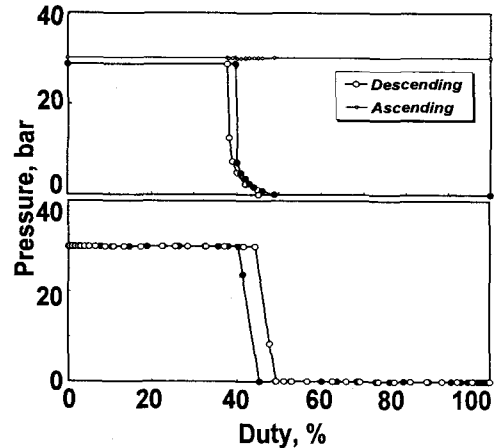


Fig. 2 Steady state characteristics of RCV

안된바 있다. Ide의 실험식은 다음과 같다.

$$\frac{di}{dt} = \beta(i) \omega_p (P_p - P_p^*) \quad (3)$$

여기서 $\beta(i)$ 는 변속비의 함수로서 실험적으로 구해지는 상수, ω_p 는 구동풀리 회전속도, P 는 압력, P_p^* 는 정상상태 압력, 하첨자 p는 구동측을 의미한다.

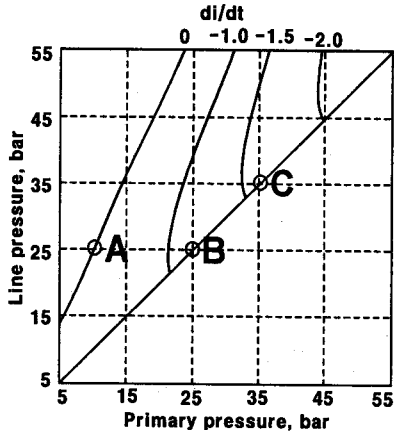
Ide의 변속동역학 식을 적절히 수정하면 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{di}{dt} &= \beta(i) \omega_p (P_p - P_p^*) \\ &= \beta(i) \omega_p P_p \left(1 - \frac{P_p^*}{P_p}\right) \\ &= \beta(i) \omega_p \frac{F_p}{F_s} \frac{A_s}{A_p} P_s \left(1 - \frac{P_p^*}{P_p}\right) \\ &= \alpha(i) \omega_p P_s \left(1 - \frac{P_p^*}{P_p}\right) \end{aligned} \quad (4)$$

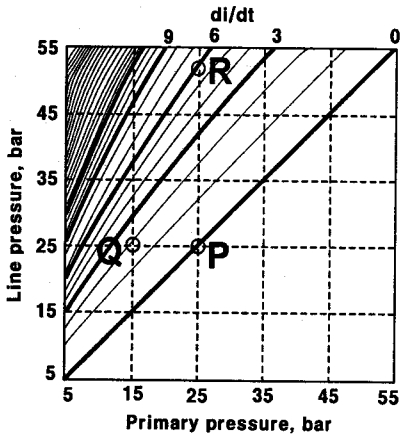
여기서 F, A는 각각 드리스트, 액츄에이터의 면적, 첨자 s는 종동측을 나타내며 $\alpha(i) =$

$$\beta(i) \frac{F_p}{F_s} \frac{A_s}{A_p} \text{이다. 위 식에서 금속벨트 CVT의}$$

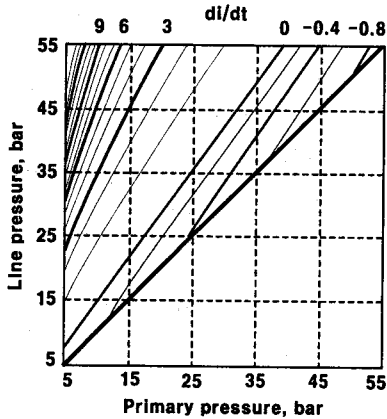
변속비 변화율은 구동측 압력 뿐아니라 종동측 압력 즉, 라인압력의 함수임을 알수 있다. Fig. 3은 라인압력과 구동측 압력에 따른 변속비 변화율을 최저 변속비($i = 2.484$)에서 상향 변속할 경우, 최고 변속비($i = 0.487$)에서 하향 변속할 경우 및 변속비 $i = 1.0$ 에서 상·하향 변속할 경우에 대하여 각각 도시한 것이다.



(a) di/dt toward high speed ratio



(b) di/dt toward low speed ratio



(c) di/dt toward high and low speed ratio at $i=1.0$
Fig. 3 di/dt map of a CVT

Table 1 Fuzzy rule base

		CE				
		NB	NM	ZR	PM	PB
E	NB	NB	NB	NB	NM	ZR
	BM	NB	NB	NM	ZR	PM
	ZR	NB	NM	ZR	PM	PB
	PM	NM	ZR	PM	PB	PB
	PB	ZR	PM	PB	PB	PB

2.4 라인압력 및 변속비 제어

라인압력, 즉 벨트 클램핑력은 안전율 1.3을 기준으로 제어하였으며 라인압력은 LCSV의 무효율 구간에 의한 적분기의 와인드 업 발생을 방지하기 위하여 반 와인드 업 PID 제어를 사용하였다. 반 와인드 업 구간은 LCSV 듀티 20~80%로 선정하였다[4]. 변속비 제어는 CVT 변속시스템의 비선형성을 고려하여 퍼지(fuzzy)제어를 이용하여 제어하였다[4]. Table 1에 설계된 퍼지제어의 제어규칙(rule base)를 도시하였다.

3. 변속속도 개선 알고리즘

식 (4) 및 Fig. 3의 관계에서부터 금속벨트 CVT의 변속속도는 구동측 압력 뿐 아니라 라인압력의 함수이므로 보다 빠른 변속속도가 요구될 경우 라인압력 증가에 의한 변속속도 개선이 가능함을 알 수 있다. 식(4)를 적용하기 위하여는 먼저 목표 변속속도가 설정되어야 한다. 목표 변속속도 $di/dt|_{target}$ 가 정해지면 이를 추종하기 위한 라인압력 $P_{s target}$ 은 식 (4)에서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P_{s target} = \frac{\frac{di}{dt}|_t}{\alpha(i) \cdot \omega_p \cdot \left(1 - \frac{P_p^*}{P_p}\right)} \quad (5)$$

변속속도를 증가시키기 위한 라인압력 증가는 엔진을 최적운전곡선에 보다 근접하여 운전시킬 수 있기 때문에 연비개선을 이룰 수 있으나 라인압력 증가에 의한 유압손실이 필연적으로 수반된다. CVT 유압손실은 다음과 같은 식으로 표시된다.

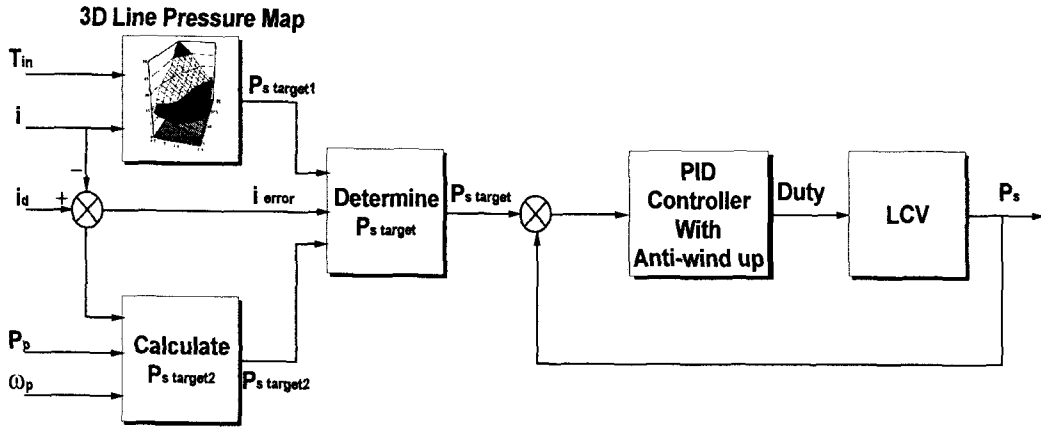


Fig. 4 Block diagram of speed ratio improving algorithm

$$P_{hydraulic\ loss} = P_s Q \quad (6)$$

식 (6)에서 알 수 있듯이 지나친 라인압력 증가는 오히려 연비에 불리한 결과를 초래할 수 있다. 본 연구에서는 다음과 같은 범위에서 변속속도 개선 알고리즘을 적용하였다.

$$i_d - i < -0.05 \quad (7)$$

위 식은 하향변속시에는 변속속도 증가를 시도하지 않고 상향변속시 변속속도가 느릴 경우에만 변속속도 증가를 적용함을 뜻한다. 또한 식 (7)의 범위는 운전자의 가속페달 조작에 의한 드로틀 개도 변화량이 비교적 작은 경우, 즉 economy mode 운전에서 적용되며 킥다운과 같이 빠른 하향변속이 요구될 때에는 최대 변속속도를 적용한다. Fig. 4는 변속속도 개선 알고리즘에 대한 블록 다이어그램을 도시한 것이다.

4. 시뮬레이션

4.1 차량 및 엔진모델

본 연구에 사용되었던 차량 및 엔진의 동적 모델은 다음과 같다.

$$\dot{V} = \frac{F_d - F_L - F_b - \frac{\eta_f \eta_t \eta_g i N_f^2 \frac{di}{dt} J_{eq}}{R_t^2}}{M + \frac{\eta_f \eta_t \eta_g i^2 N_f^2}{R_t^2 J_{eq}}} V \quad (8)$$

$$\dot{\omega}_e = \frac{1}{J_{eq}} (T_e - T_c - T_{loss}) \quad (9)$$

여기서 F_d, F_L, F_b 는 각각 구동력, 주행저항 및 제동력을 나타내며 T_e, T_c, T_{loss} 는 각각 엔진 토크, 클러치토크, CVT 라인압력 등에 의한 손실 토크를 나타낸다. N_f 는 종감속기어비이며, M 은 차량의 질량, J_{eq} 는 엔진 및 차량의 관성을 포함한 등가관성을 나타낸다. R_t 는 타이어 반경, η_f, η_t, η_g 는 각각 종감속기어 효율, CVT 토크 전달효율 및 종감속기어를 제외한 기어들의 효율이다. 발전기구로서는 습식다판 클러치가 사용되었다.

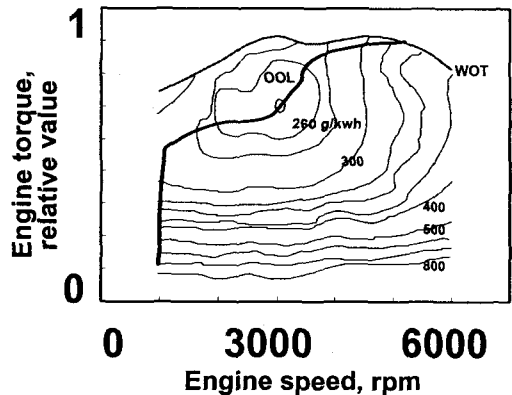


Fig. 5 Engine map and OOL

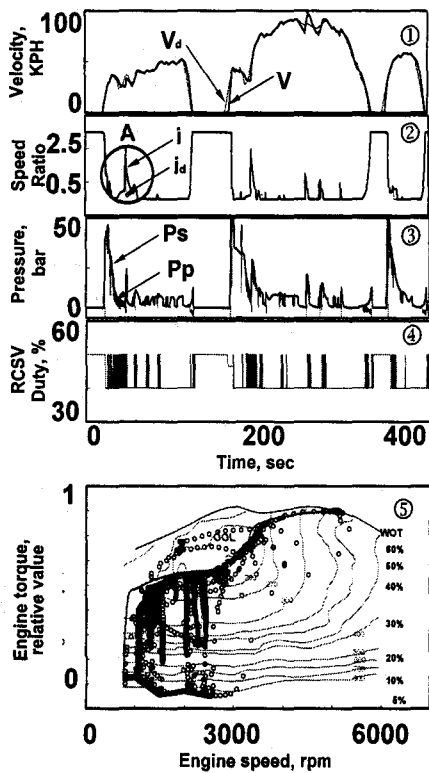
Fig. 5는 차량의 엔진 맵과 최적 운전곡선(OOL)을 도시한 것이다. 엔진은 1.6L DOHC 엔진을 사용하였다.

4.2 시뮬레이션 결과

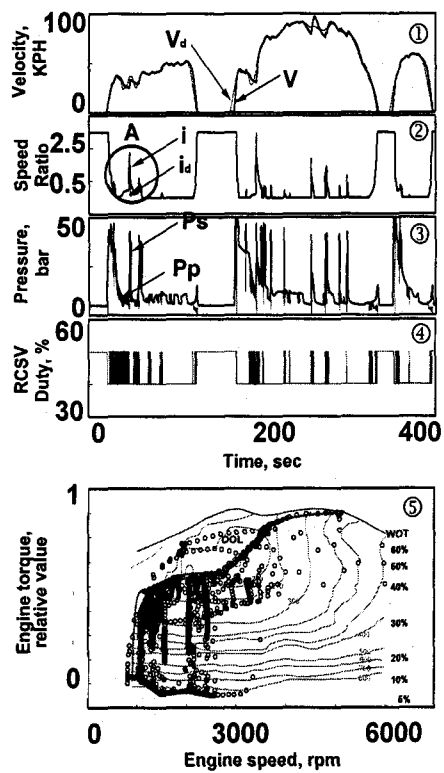
Fig. 6에 금속벨트 CVT 변속속도 개선 알고리즘을 적용한 경우에 대한 시뮬레이션 결과(b)를 그렇지 않은 경우(a)와 함께 비교 도시하였다. 시뮬레이션 결과는 FUDS 모드의 처음 400초간에 대한 것이다. 결과 (a)는 벨트 미끄럼방지 및 안전계수 1.3의 최적 라인압력을 사용하여 CVT 변속비 제어를 수행한 경우이다. ①은 FUDS 모드의 처음 400초간의 속도를 나타낸 것이다. ②는 이때 CVT 변속비 변화를 도시한 것으로서 전체적으로 목표변속비 i_d 를 잘 추종하고 있으나 A 부분에서와 같이 급격한 변속비 변화가 요구될 경우 빠르게 추종하지 못함을 알 수 있다. ③은 라인압력 P_s 와 변속비 제어압력 P_p 를 나타낸 것이며 ④는 RCSV 듀티를 나타낸 것이다. ⑤는 엔진 맵상에 엔진의 운전점을 도시한 것이다. 변속비 개선 알고리즘에 의하여 라인압력을 증가시

킨 경우 (b) ②의 A부분을 확대하여 (a)의 경우와 비교한 그림이 Fig. 7에 도시되어 있다. CVT 차량에서 A부분처럼 급격한 변속비 변화가 요구되어질 때 (a)의 경우는 이를 늦게 추종하지만, 본 연구에서 제시된 변속비 개선 알고리즘에 의하여 라인압력을 증가시킨 경우(b)는 (a)에 비해 상당히 개선된 변속비 응답을 보여주고 있다. B부분의 상향 변속시에는 두 경우 모두 거의 유사한 변속비 응답을 보인다. 이것은 상향 변속시 변속속도가 비교적 느릴 경우에는 과도한 유압에 의한 손실을 방지하기 위하여 변속속도 증가 알고리즘을 적용하지 않았기 때문이다.

라인압력 ③은 변속속도를 증가시킨 경우(b)가 최적 라인압력을 적용한 경우(a)에 비하여 변속속도를 증가시킬 때마다 더 높게 형성되고 있으며 따라서 이에 의한 추가 유압손실이 예상된다. Fig. 8은 Fig. 7의 결과에서 약 40초에서 50초 사



(a)



(b)

Fig. 6 Comparison of the simulation results for speed ratio improving algorithm not applied (a) and applied (b)

이 엔진의 운전점 변화를 비교 도시한 것이다.

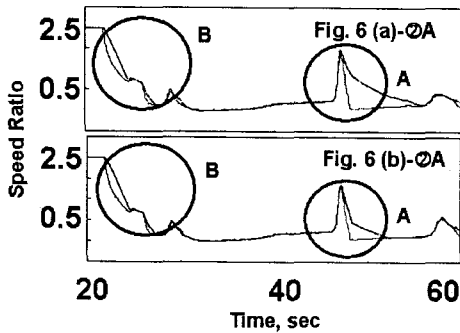


Fig. 7 Comparison of speed ratio response

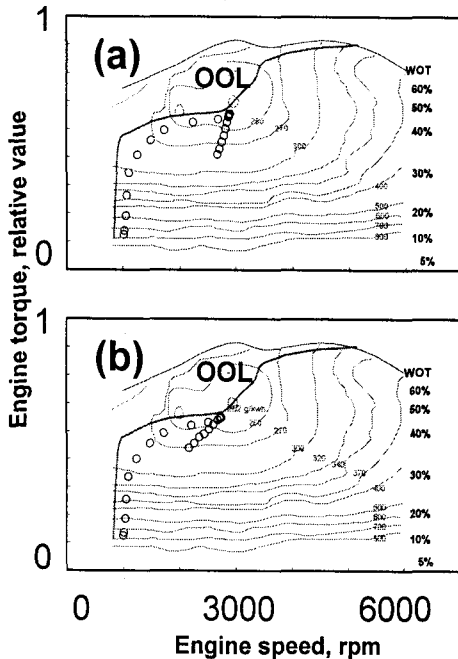


Fig. 8 Comparison of engine trajectory

그림에서 볼 수 있듯이 변속속도를 증가시킨 경우 (b)의 엔진 운전점은 (a)와 비교하여 킥다운시에는 동일한 응답을 보이나 킥다운 이후 상향 변속시에는 OOL에 더 근접하여 운전되고 있다. Fig. 9는 FUDS 모드를 주행하였을 경우에 대한 연비를 비교 도시한 것이다. 변속속도 개선 알고리즘에 의하여 라인압력을 증가시킨 경우(b)가 그

렇지 않은 경우(a)에 비하여 약 2% 정도의 연비가 향상되었음을 알 수 있다.

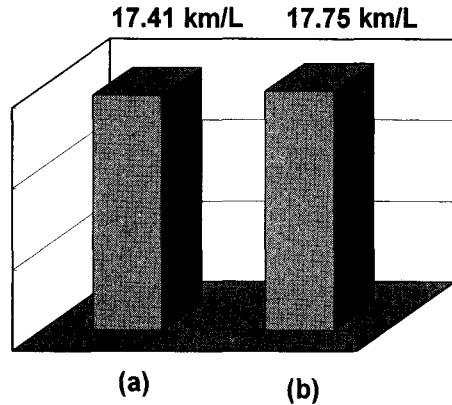


Fig. 9 Fuel economy for FUDS

5. 결론

- (1) CVT 변속동역학 식을 이용하여 변속속도는 구동축 압력 뿐만 아니라 라인압력의 함수임을 보이고 라인압력 증가에 의해 변속속도를 빠르게 제어할 수 있음을 보였다.
- (2) 목표 변속속도에 대한 목표 라인압력을 구하는 알고리즘을 제시하고 라인압력 증가에 의한 과도한 유압손실을 방지할 수 있는 변속속도 증가 적용범위를 제안하였다.
- (3) CVT 변속동역학, 라인압력 및 변속비 제어밸브, 차량동역학 모델을 구하고 제시된 변속속도 제어 알고리즘을 적용하여 주행 성능 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 결과 변속속도 증가 알고리즘은 라인압력 증가에 의한 추가 유압손실에도 불구하고 엔진 최적운전곡선에 보다 더 근접한 엔진 운전으로 FUDS 모드에서 2%의 연비향상을 보였다.

참고문헌

- (1) A.F.A Serrarens and F.E Veldpau, 1999. 9, "Powrtrain Control of a Flywheel Assisted Driveline with CVT", Proceedings of the International Congress on Continuously Variable Power Transmission, pp. 225~230.

(이하생략)