

토크 캠 장착 건식 CVT 차량의 성능 해석

Analysis of Dry CVT Vehicle with a Torque Cam

김 현 석*, 김 현 수**
Hyunsuk Kim, Hyunsoo Kim

ABSTRACT

In this paper, performance of a dry CVT vehicle with torque cam is investigated. Based on belt transmission mechanism and torque cam actuator characteristics, an algorithm which is able to calculate the speed ratio from given thrust and load torque is suggested and a 3-D map is constructed for the speed ratio-thrust-torque. Using the 3-D map, a steady state characteristic of torque cam and a transient response of a dry CVT vehicle are investigated by simulation. It is found that initial spring compression plays a key role in determining the sliding criteria and the speed ratio velocity.

주요기술용어 : Dry CVT(건식 무단변속기), Torque cam(토크 캠)

1. 서 론

세계적으로 연비 및 환경에 대한 규제강화에 대응하여 자동차 제작사들은 저연비, 저공해의 환경 친화적인 기술개발에 많은 노력을 기울이고 있다. 무단변속기(continuously variable transmission)는 변속 범위내에서 무한의 변속비를 만들어 엔진의 운전점을 차량의 속도와 독립적으로 제어할 수 있고 따라서 엔진을 최저연

비영역에서 운전시킬 수 있으므로 4단 자동변속기 대비 10~15%의 연비 향상을 얻을 수 있다.

고무 벨트식 CVT는 전달 토크의 크기가 제한되어 스쿠터, 스노우 모빌 등과 같은 소형의 동력 전달계에 사용되어 왔으나 최근 아라미드 코드와 알루미늄 합금 등으로 구성된 새로운 복합 벨트의 개발에 따라 800cc급 경차에 까지 그 적용이 확대되고 있다. 이와 같은 CVT는 고무의 높은 마찰계수 때문에 상대적으로 낮은 드리프트에 의한 운전이 가능하며 따라서 드리프트 공급을 위한 별도의 유압장치가 필요 없다는 장점이 있어 그 적용이 더욱 확대될 것으로 기대된다.

고무의 건식마찰에 의한 CVT(이하 건식 CVT)는 주어진 토크전달에 요구되는 벨트 클램

* 회원, 성균관대학교 대학원

** 회원, 성균관대학교 기계공학부

핑력 공급과 변속비제어를 위하여 주로 기계적인 액츄에이터를 사용하고 있다. 건식 CVT의 액츄에이터로는 구동측에 원심 롤러 방식, 종동측에는 토크 캠 방식이 주로 사용되어져 왔으며 CVT의 성능은 이들 액츄에이터의 설계파라메타에 의존한다. 따라서 건식 CVT에 대한 초기 연구는 액츄에이터를 중심으로 이루어졌다. Oliver는 원심롤러¹⁾ 및 토크 캠^{1,2)}의 메카니즘을 해석하고 마찰계수 변화에 따른 정상상태 벨트 장력을 측정하였으나 CVT 벨트의 동력전달 특성은 고려하지 않았다. 저자는 전 연구³⁾에서 고무 V-벨트 CVT의 동력전달 특성을 해석하고 벨트 장력과 변속비가 주어졌을 때 드러스트를 구할 수 있는 식을 제시하였다. 최근 건식 CVT 장착 차량이 실용화됨에 따라 CVT 벨트 동력전달 메카니즘에 대한 연구가 다시 활발하게 진행되어 Miyazawa^{4,5)} 등은 CVT 용 건식 복합 벨트를 스프링 모델로 해석하여 주어진 변속비와 토크에 대한 드러스트를 구한바 있다. 이와 같이 건식 CVT에 대한 연구는 액츄에이터와 벨트 각각에 대하여 별개로 수행되었으며, 벨트, 액츄에이터와 차량 전체를 고려한 성능 해석에 관한 연구는 보고된 것이 거의 없다.

따라서 본 연구에서는 기존의 벨트 동력전달 관계식과 액츄에이터 특성 해석결과에 기초하여 드러스트 입력에 대한 변속비 도출 알고리즘을 구하고, 벨트, 액츄에이터 및 CVT 변속 동특성을 고려한 건식 CVT 차량 동적모델을 유도하여 액츄에이터의 주요 설계 인자에 대한 차량 응답 성능을 고찰하고자 한다.

2. 고무 벨트 동력전달 메카니즘

건식 CVT의 동력 전달 메카니즘이 고무벨트 CVT와 같다고 가정하면 구동 및 종동측 드러스트는 전연구³⁾에서 다음과 같이 표시된다.

구동측 드러스트:

$$F_R = \frac{T_1}{2} \theta_R \left[\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right] \quad (1)$$

종동측 드러스트:

$$F_N = \frac{T_2}{2} (\theta_N - \theta_a) \left[\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right] + \frac{T_1 - T_2}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} \quad (2)$$

여기서 T_1 은 인장측 벨트 장력, T_2 는 이완측 벨트 장력, θ_R 은 구동측 벨트 접촉각, θ_N 은 종동측 벨트 접촉각, θ_a 은 종동측 활동각, α 은 벨트 홈각이다.

3. 토크 캠 메카니즘

종동 풀리는 주어진 변속비와 종동측 토크에서 벨트의 미끄럼이 일어나지 않도록 적절한 벨트 클램핑력 즉 드러스트를 공급하여야 한다. 연구 대상 건식 CVT의 경우 토크 캠의 기계적 메카니즘을 이용하여 드러스트를 공급한다.

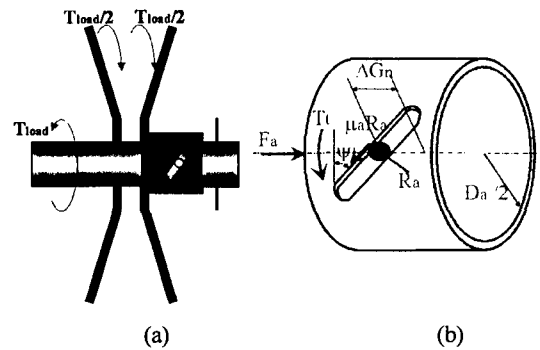


Fig. 1 Torque cam

Fig. 1은 상향 변속시 토크 캠에 작용하는 토크와 힘을 도시한 것이다. Oliver^{1,2)}는 Fig. 1의 토크 캠에 대한 힘과 토크 평형에서 종동측 토크에 대한 종동측 드러스트를 유도하였다.

$$F_N = \frac{2}{D_a} \left[\frac{D_N}{4} (T_1 - T_2) \right] \frac{(\cos \phi - \mu_a \sin \phi)}{(\sin \phi + \mu_a \cos \phi)}$$

$$+ F_{no} + k_n(D_{M0} - D_N)\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (3)$$

여기서 D_N 은 종동축 벨트 피치 직경, D_a 는 토크 캠 직경, D_{M0} 는 최저단 변속비일 때 종동축 벨트 피치 직경, ϕ 는 토크 캠각, F_{no} 는 초기 스프링 압축력, k_n 는 토크 캠 스프링 상수이다. 토크 캠에 의한 종동축 드러스트 식(3)에서 우변의 첫 번째항은 종동축 토크항이 되며 두 번째항은 초기 스프링에 의한 압축력, 세 번째항은 벨트 피치 반경 즉 변속비의 항이 된다.

위에서 알 수 있듯이 종동축 드러스트 식은 변속비와 종동축 토크의 함수가 된다. 하향 변속시에는 상향 변속의 종동축 드러스트 식에서 마찰력항의 부호만 바꾸어 주면 얻을 수 있다.

4. 변속비-구동축 드러스트-토크계산 알고리즘

Fig. 2는 건식 CVT의 벨트동력전달 메카니즘과 토크 캠 액츄에이터식의 입출력 관계를 도시한 그림이다. Fig. 2에서 알 수 있듯이 기존의 벨트 동력전달 관계식과 토크 캠 식은 변속비, 벨트 장력, 전달 토크 입력에 대하여 드러스트 출력을 구할 수 있다. 그러나 CVT 차량의 설계관점에서는 드러스트가 해석 결과로 사용되기보다는 입력으로 주어졌을 때 변속비를 출력으로 사용되는 경우가 대부분이나 기존의 식(1)~(3)으로는 이와 같은 계산이 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 3과 같은 해석 알고리즘을 제안하였다.

임의의 변속비를 가정하고 구동축 드러스트가 입력으로 주어지면 변속비로부터 벨트 피치 지름과 벨트의 접촉각을 구한다. 이와 같이 구한 값과 구동축 드러스트를 식(1)에 대입하면 인장축 벨트 장력 T_1 을 구할 수 있다. 이완축 장력 T_2 의 계산방법은 다음과 같다. 이완축 장력 T_2 를 가정하고 토크 캠 메카니즘 식(3)과 종동축 벨트의 동력 전달 메카니즘 식(2)를 이용하여 식(2)와 (3)의 종동축 드러스트 F_N 을 동시에 만족하는

새로운 이완축 장력 T_2 를 뉴턴-랩슨법(Newton-Raphson method)으로 구한다. 위의 과정을 반복 수행하면 오차범위에 존재하는 이완축 장력 T_2 가 계산된다. T_1 과 T_2 를 알면 종동축 토크를 계산할 수 있다.

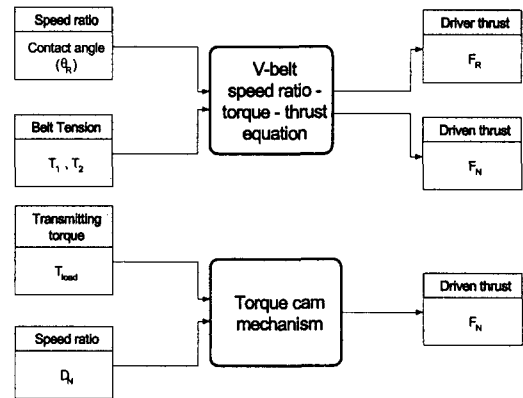


Fig. 2 Input and output variables in solving equation

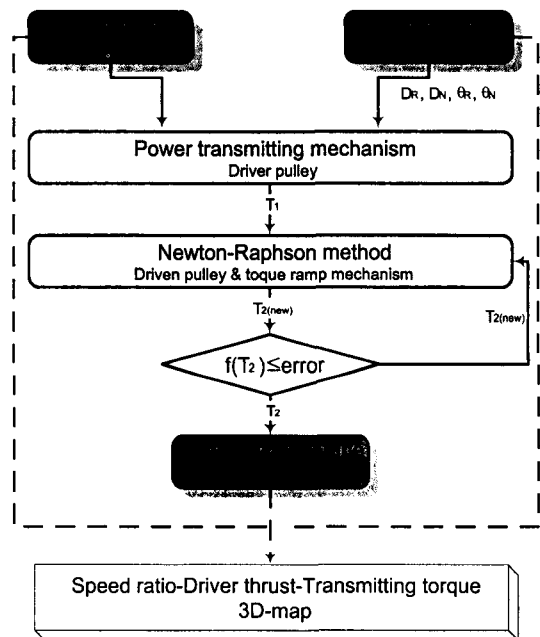


Fig. 3 Flow chart of steady state analysis for dry CVT

앞의 계산방법을 이용하여 임의 변속비에서 종동축 토크에 따른 구동축 드러스트를

각기 다른 초기 스프링 압축력에 대하여 구하고 이를 Fig. 4에 도시하였다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 중동축 부하가 증가하면 일정한 변속비를 유지하기 위해 더 큰 구동축 드러스트가 요구되어지고 같은 중동축 토크에서 언더 드라이브보다는 오버드라이브가 더 큰 구동축 드러스트가 필요하다. 또한 초기 스프링 압축력이 큰 경우가 중동축에 공급되는 드러스트가 크기 때문에 구동축에 요구되는 드러스트 역시 증가하게된다.

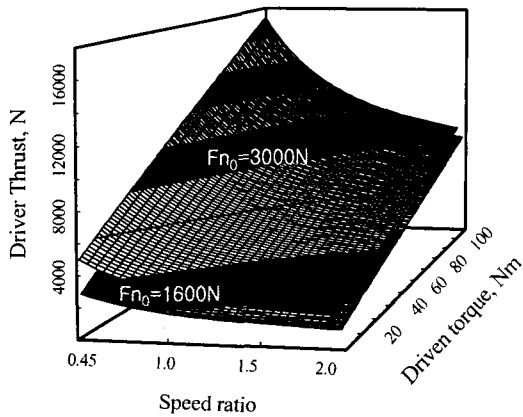


Fig. 4 Speed ratio - torque - driver thrust map

정상상태 해석에서 얻어진 3D맵은 구동축 드러스트와 중동축 토크가 주어지면 변속비를 예측할 수 있을 뿐 아니라 변속과도 특성 해석에도 사용되어진다.

5. 건식 CVT의 정상상태 특성해석

건식 CVT에서 구동축 드러스트는 변속비 제어를 위하여 요구되며 중동축 드러스트는 주어진 변속비에서 토크 전달이 가능한 벨트 클램핑력을 공급하기 위하여 사용된다. 미흡한 중동축 드러스트는 벨트와 폴리사이의 미끄럼을 발생시키고 과도한 드러스트는 벨트 장력을 증가시켜 수명 단축의 원인이 된다. 따라서 주어진 변속비와 토크에 적합한 중동축 드러스트 공급은 건식 CVT 설계의 핵심이다. 건식 CVT에서 중동축 드러스트

트는 앞서 설명한 토크 캠에 의해 발생되기 때문에 본 연구에서는 토크 캠 설계 파라메타 변화에 대한 변속비-드러스트-토크의 정상상태 특성을 고찰하였다.

드러스트와 토크관계: 중동축에서 벨트가 미끄러지면 벨트 접촉각과 활동각이 같아지므로 식(2)의 중동축 드러스트식은 다음과 같은 식으로 정리된다.

$$F_N = \frac{T_1 - T_2}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{T_{load}}{\mu D_N} \cos \frac{\alpha}{2} \quad (4)$$

토크 캠에 의해 공급되는 드러스트가 벨트 미끄럼이 일어나기 시작하는 중동축 드러스트보다 작다면 벨트는 미끄러져서 동력을 전달할 수 없게 된다. 임의의 변속비에서 중동축 토크에 따른 미끄럼 중동축 드러스트를 계산하여 도시하면 Fig. 5와 같다.

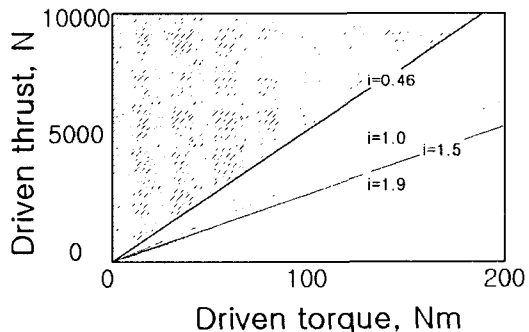


Fig. 5 Desired driven thrust

Fig. 5에서 볼 수 있듯이 중동축 토크가 증가하면 벨트의 미끄럼점의 중동축 드러스트도 증가하며, 고단의 변속비일수록 중동축의 벨트 피치 반경이 감소하므로 같은 중동축 토크를 전달하기 위해 더 큰 드러스트가 요구된다. 따라서 미끄럼을 방지하기 위하여는 가장 큰 중동축 드러스트가 요구되는 최고단 변속비를 기준으로 토크 캠을 설계하여야 하며 토크 캠에 의한 드러스트는 빗금친 영역에 존재하여야 한다.

토크 캠각: 식(3)에서 알 수 있듯이 중동

축 드리프트는 토크 캠각에 의존하며 종동축 토크에 비례하여 증가한다. Fig. 6은 토크 캠에 의한 종동축 드리프트와 벨트 동력 전달식에 의한 미끄럼점의 종동축 드리프트를 도시한 그림이다. 토크 캠각이 $\psi=55^\circ$ 인 경우 종동축 토크가 70Nm 이상이 되면 토크 캠에 의한 종동축 드리프트가 미끄럼점의 종동축 드리프트보다 작게 되어 벨트가 미끄러지게 된다. 토크 캠각 $\psi=33^\circ$ 인 경우에는 토크 캠에 의한 드리프트가 미끄럼점의 종동축 드리프트보다 더 크기 때문에 벨트의 미끄럼은 발생되지 않는다.

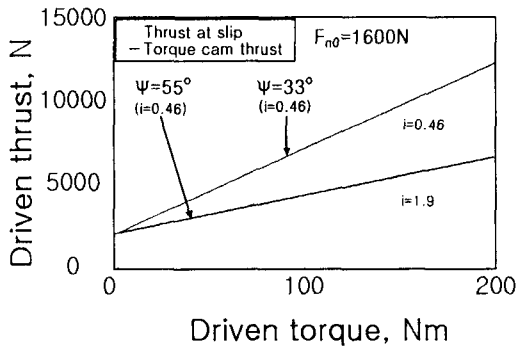


Fig. 6 Driven thrust for various torque cam angle

초기 스프링 압축력: 초기 스프링 압축력 F_{n0} 는 변속비와 전달 토크의 크기에 무관하게 작용하는 드리프트이다. Fig. 7은 초기 스프링 압축력 변화에 대한 토크 캠 드리프트의 특성 그래프이다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 최고단($i=0.46$)의 경우 $F_{n0}=800N$ 일때 종동토크 80Nm에서 미끄럼이 발생한다. 따라서 충분한 초기 스프링 압축력이 요구되지만 과도한 스프링 압축력은 벨트의 굽힘 응력을 증가시켜 수명단축의 원인이 된다.

Fig. 8은 이상의 토크 캠 설계 인자들에 의한 특성을 고려하여 설계된 토크 캠의 특성 그래프이다. Fig. 8에서 가는 선은 벨트 미끄럼점의 종동축 드리프트이며 두꺼운 선은 설계된 토크 캠에서의 종동축 드리프트이다.

토크 캠의 드리프트는 변속비에 따라 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 종동축 토크 전구간에서 토크 캠에서의 종동축 드리프트가 벨트 미끄럼점 종동축 드리프트보다 크기 때문에 벨트의 미끄럼은 발생하지 않는다.

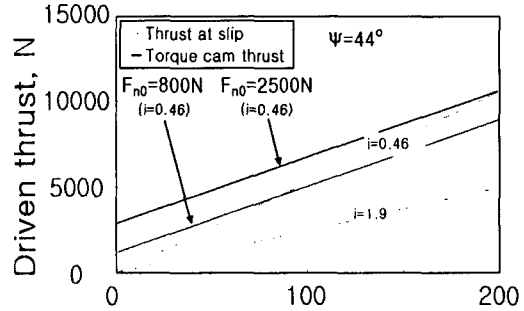


Fig. 7 Driven thrust for various initial spring force of torque cam

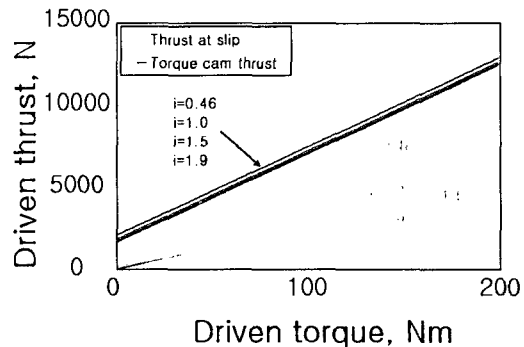


Fig. 8 Driven thrust

6. CVT 차량의 과도 응답 특성

CVT 차량의 과도 응답 특성을 해석하기 위하여는 파워트레인계의 모델링이 선행되어야 한다.

6.1 CVT 차량 모델링

엔진 모델: 엔진모델은 엔진 특성곡선을 이용하여 단순화된 엔진 모델을 사용하였다. Fig. 9에 본 연구에서 사용된 엔진 특성곡선과 최적운

전곡선(OOL)을 도시하였다. 본 연구에서는 최저 연비를 위한 OOL을 선정하였다.

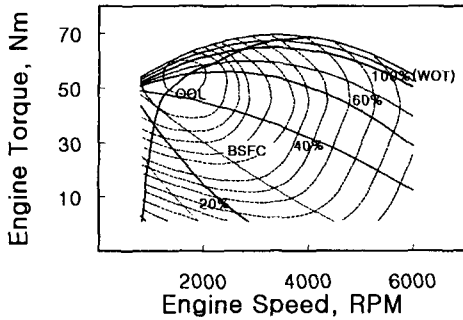


Fig. 9 Engine map and optimal operation line

CVT 변속 동역학 : CVT의 변속 동역학은 비선형성을 가지고 있다. 본 연구에서는 실험⁶⁾에 의해 도출된 다음과 같은 건식 CVT 벨트 변속 동역학식을 사용하였다.

$$\frac{di}{dt} = \alpha(i) \cdot \omega_R \cdot (F_R - F_R^*) \quad (5)$$

여기서 di/dt 는 변속비 변화율, $\alpha(i)$ 은 상수로서 변속비의 함수, ω_R 은 구동축 속도, F_R 은 현재 인가되는 구동축 드리프트, F_R^* 는 Fig. 4의 3D맵에서 얻어지는 정상상태에서의 구동축 드리프트이다.

CVT 변속비 제어 : CVT 변속비 제어의 블록선도를 Fig. 10에 도시하였다. 입력으로 OOL상의 최저연비 운전을 위한 최적 변속비 i_d 가 인가되면 현재의 변속비와의 오차 i_{error} 를 구한다. i_{error} 는 변속비 하위 제어기인 PID제어기로 인가되고, 이때의 출력은 DC 모터를 구동하기 위한 전압이다. 본 연구 대상 CVT의 구동축 드리프트는 DC 모터와 랙-피니언 장치로 공급되며 DC 모터와 랙-피니언 장치의 동역학은 2차 시스템으로 가정하였다. 랙-피니언 장치를 거쳐 공급되는 구동축 드리프트와 4절에서 제시된 정상상태 변속비-구동축 드리프트-토크 계산 알고리즘에 의한 3D맵을 변속동역학식에 대입하여 새로운 변속비를 계산한다.

차량 모델 : 차량의 모델은 본드그래프 기법을 사용하여 도출하였다. 엔진속도와 차속의 상태방정식은 클러치 미끄럼시 다음 식으로 유도된다.

$$\dot{\omega}_e = [T_e - T_{loss} - B_c \times (\omega_e - \omega_c) - K_c \theta_1] / J_e \quad (8)$$

$$\dot{V} = [(B_s \times (\omega_s - \frac{V}{R_t}) + K_s \theta_2) \frac{1}{R_t} - F_{loss}] / M \quad (9)$$

여기서 ω_e 는 엔진속도, V 는 차속, T_e 는 엔진토크, T_{loss} 는 손실토크, F_{loss} 는 주행부하, J_e 는 엔진 회전관성, M 은 차량무게, R_t 는 타이어의 반경이다.

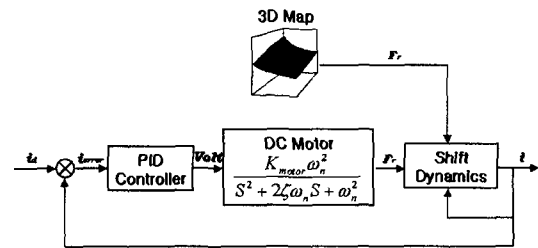


Fig. 10 Block diagram of CVT dynamics and control

6.2 차량 성능 시뮬레이션

가속성능 해석 : Fig. 11에 WOT시 차속, 변속비, 구동축 드리프트를 도시하였다. 연구대상 CVT는 출발시 주동력 전달 계통(건식 CVT) 경로를 해제하고 부동력 전달 계통인 기어만으로 동력이 전달된다. 차속이 10Km/h 이상에 도달하면 2-way 클러치에 의해 부동력 전달 계통이 해제되고 CVT를 통해 동력이 종감속기어로 전달된다. 이후 CVT는 최적 변속비 운전을 위해 구동축 드리프트를 제어하여 상향변속을 시작한다. 100Km/h 도달 시간은 약 18.2초이다. 구동축 드리프트는 부동력 장치에 의하여 동력이 전달될 때는 0 N을 유지하다가 CVT에 의하여 동력이 전달되면서 구동축 드리프트가 증가한다. 구동축 드리프트는 최저단에서 변속개시와 함께 급격히 증가하고 상향변속이 진행되면서 서서히 감소한

다.

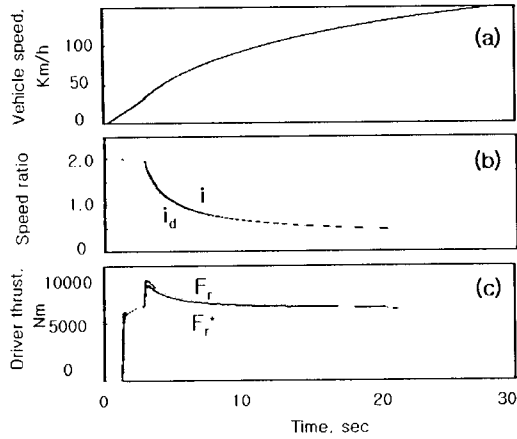


Fig. 11 Simulation results at WOT launching

토크 캠 초기 스프링 압축력에 따른 킥 다운 성능해석 : 토크 캠 초기 스프링 압축력은 초기 종동축 드리프트 공급과 벨트의 미끄러움을 방지하는데 주목적이 있다.

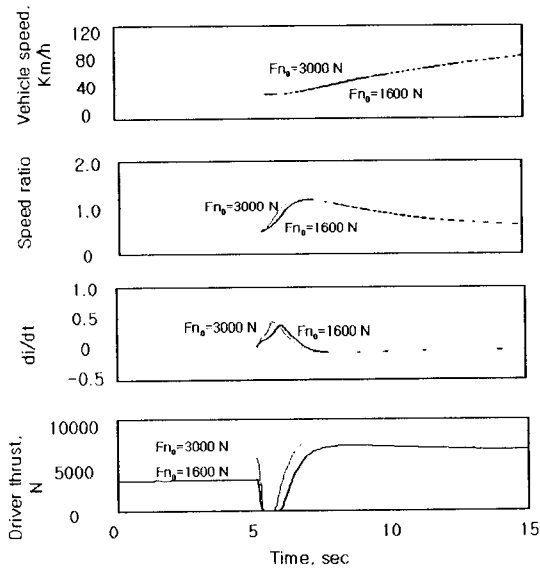


Fig. 12 Simulation results for kick down

Fig. 12에 30Km/h 정속에서 WOT 킥다운시 초기 스프링 압축력 변화에 따른 시뮬레이션 결

과를 도시하였다. 초기 스프링 압축력이 커지면 종동 드리프트는 증가하여 하향 변속시 응답속도가 빠르다. 또한 초기 스프링 압축력이 큰 경우 같은 변속비를 유지하기 위해서 더 큰 구동축 드리프트가 필요함을 알 수 있다.

부분 드로틀에 대한 배리오그램 : Fig. 13에 20%, 50%, 100% 드로틀 개도시와 30Km/h 정속에서 WOT 킥 다운시 엔진속도에 대한 차속을 도시하였다.

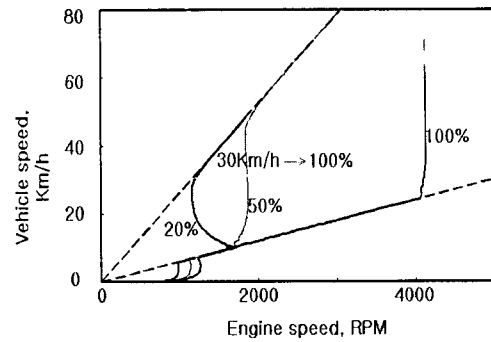


Fig. 13 Variogram

20% 드로틀 개도시 차속이 10Km/h에 도달하기 전에 최적의 변속비는 상향변속을 요구하지만 이 경우 동력은 CVT가 아닌 부동력 전달 계통인 기어를 통해 전달되므로 변속비가 고정되어 있다가 CVT로 동력 전달계통이 변화하면서 상향 변속하여 급격히 엔진 속도가 감소하게 된다. 50%, 100% 드로틀시에는 최저단 변속비를 유지하다가 최적 변속비를 추종하면서 엔진속도는 거의 고정되고 차속은 증가한다. 30Km/h 정속에서 WOT 킥다운 시 차량은 급격한 엔진속도의 증가를 보인 후 엔진 최적 운전점에 도달하기 위해 상향변속을 한다. Fig. 13에서 볼 수 있듯이 각 부분 드로틀시에 엔진속도를 차속과 관계없이 일정한 지점에서 운전시키는 것이 가능하여 이것은 엔진의 운전점을 OOL상의 최저연비점에서 유지하는 것이 가능함을 뜻한다.

7. 결론

건식 CVT의 벨트 동력 전달 메카니즘과 토크 캠 액츄에이터 특성을 이용하여 드러스트, 토크 입력에 대하여 변속비를 구할 수 있는 알고리즘을 제시하고 변속비-드러스트-토크의 3D 맵을 도출하였다. 이를 이용한 벨트 미끄럼시 토크 캠 설계 파라미터의 영향을 고찰하고 토크 캠의 드러스트는 최고단을 기준으로 설계되어야 함을 보였다. 또한 CVT 변속동역학을 고려한 차량 동적 모델을 구하고 과도 응답특성을 고찰하였다. 시뮬레이션 결과 토크 캠의 초기 스프링 압축력이 커지면 킥다운시 하향 변속 응답속도가 빨라지며 각 드로틀 개도에 대하여 엔진 최적 운전이 가능함을 알 수 있었다.

후 기

이 연구는 성균관대학교 삼성 학술 연구비 지원에 의하여 수행되었음.

참 고 문 헌

- 1) L. R. Oliver, "Design Equations for a Speed and Torque Controlled Variable Ratio V-Belt Transmission", SAE 730003, pp.21-29, 1973.
- 2) L. R. Oliver et al., "Torque Sensing Variables Speed V-Belt Drive", SAE 720708, pp.1-8, 1972.
- 3) 김현수, 김광원, "'V-벨트 CVT의 축력해석(II)-실험적 연구", Trans. KSME, Vol. 13, pp.847-854, 1989.
- 4) 宮澤 敬之 外 3人, "乾式複合ベルトを用いた CVTに関する研究", 自動車技術會論文集 Vol.30 No.3, pp.43-48, July 1999.
- 5) T. Fujii, T. Miyazawa, K. Nonaka, M. Takahashi, "Power Transmitting Mechanisms of CVT using a Dry Hybrid V_Belt", Proceedings of the International Congress on Continuously Variable Power Transmission, pp.248-253, 1999.
- 6) 성균관대학교 기계기술연구소, "스쿠터 CVT 성능시험장치 및 설계 시뮬레이터 개발", 덕창기계 주식회사, 2000.